



**BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO
UNIBERTSITATE ESKOLA**



GRADUA : MEKANIKA

GRADU AMAIERAKO LANA

2015 / 2016

220 TN-KO TOLESGAILU HIDRAULIKOA

3 . DOKUMENTUA : KALKULUAK

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: GUTIERREZ MARTINEZ

SIN.:

DATA: 2016/02/12

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: J.A.

ABIZENAK: SANTOS PERA

SAILA: ADIERAZPEN GRAFIKOA ETA PROIEKTUAK
INGENIARITZAN

SIN.:

DATA: 2016/02/12

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

AURKIBIDEA

3.1	kalkuluak	4
3.1.1	kalkulu hidraulikoak	4
3.1.1.1	Pistoi eta kirtenaren sekzioen kalkuluak	4
3.1.1.2	Emarien kalkuluak	6
3.1.1.3	Ponpa eta motore elektrikoaren aukeraketa	9
3.1.1.4	Olio depositua eta osagai hidraulikoen aukeraketa	10
3.1.1.5	Instalazio hidraulikoaren hodian aukeraketa.....	11
3.1.1.5.1	Zilindro eta distribuzio blokearen arteko hodiak	11
3.1.1.5.2	Depositua eta ponparen arteko hodia	17
3.1.1.5.3	Ponpa eta distribuzio blokearen arteko dagoen hodia.....	18
3.1.2	Kalkulu mekanikoa	19
3.1.2.1	Zilindroaren kalkulu mekanikoa	19
3.1.2.1.1	Atorraren lodieraren kalkulua	20
3.1.2.1.2	Kirtenaren kalkulua	22
3.1.2.1.3	Pistoiaren kalkulua.....	28
3.1.2.1.4	Kirtenaren taparen kalkulua	31
3.1.2.1.5	Gidarien zabalaren kalkulua.....	35
3.1.2.1.6	Zilindroko behealdean kokaturiko tapa.....	35
3.1.2.1.7	Ardatzaren zorroaren kalkulua	37
3.1.2.1.8	Ardatzaren zorroaren taparen itxura taparen kalkulua	40
3.1.2.1.9	Puntzoi etxearen gidarien kalkulua	42
3.1.2.2	Puntzoi etxearen kalkuluak.....	43
3.1.2.3	Sinkronizazio sistemaren kalkulua.....	50
3.1.2.3.1	Ardatzaren pasadorearen kalkulua	51
3.1.2.3.2	Puntzoi etxeko ardatzaren berma puntuen kalkulua.....	51

3.1.2.3.3	Euskarriaren soldaduraren kalkulua	54
3.1.2.3.4	Bihurdura ardatzaren kalkulua	55
3.1.2.3.5	Bihurdura ardatza eta bere besoen arteko soldadura.....	58
3.1.2.3.6	Bihurdura barraren besoen kalkulua	60
3.1.2.4	Bastidorearen kalkulua	62
3.1.2.4.1	Faldoiaren kalkulua.....	62
3.1.2.4.2	Hegoen kalkuluak	67
3.1.2.4.3	Zilindroa eta bastidorearen arteko lotura	70
3.1.2.4.4	Gordailuaren bermaketa habeen kalkulua.....	74
3.1.2.5	Barneko tope sistemaren kalkulua.....	76
3.1.2.5.1	Barne topearen kalkulua	76
3.1.2.5.2	Torloju amaigabea eta koroaren kalkulua	79
3.1.2.5.3	Torloju amaigabearen dimentsioak	81
3.1.2.5.4	Koroaren neurriak	81
3.1.2.5.5	Koroa eta torloju amaigabeen hortzetako indarrak	82
3.1.2.5.6	Comprobación del módulo de los dientes	84
3.1.2.5.7	Motorea eta akoplamenduaren aukeraketa.....	85
3.1.2.5.8	Transmizio ardatzaren kalkulua	89
3.1.2.5.9	Torlojuentzako errodamenduen aukera.....	91
3.1.2.5.10	Ardatz nagusiaren kalkulua.....	94
3.1.2.5.11	Ardatz nagusiko errodamenduaren aukeraketa.....	97
3.1.2.5.12	Torloju amaigabearen eta transmisio ardatzaren lotura zorroaren kalkulua	98
3.1.2.5.13	Txabeten kalkulua.....	100
3.2	Taula eta grafikoak.....	106

3.1 KALKULUAK

3.1.1 kalkulu hidraulikoak

3.1.1.1 Pistoia eta kirtenaren sekzioen kalkuluak

Zilindro oleohidraulikoak energia hidraulikoa lan mekanikoan bihurtzen dute. Balore hau jariakinaren presioa eta pistoiaren sekzioaren zuzenean proportzionala da. Zilindroa sekzio zirkularra duen enbolo batez eta atorraren barnean mugitzen den kirten batez osaturik dago. Kirtenak bi mugimendu egingo ditu: aurreratze eta atzera.

220tn-ko tolesgailu hidrauliko baterako bi zilindro oleohidrauliko erabiliko ditugu, bakoitza 110tn-ko indarrekoa. Kontuan eduki behar da atorra eta pistoiaren arteko marruskaduragatik hauen diametroak ezberdinak izango direla. Pistoiaren diametroa kalkulatzeko Carnicer Royo-ren "Oleohidráulica, Conceptos Básicos" liburua erabiliko da. Honekin nahi den zerbitzua egiteko behar den diren diametroak lortuko dira. Lortu nahi den helburua presio maximoa kalkulatzeko da eta horretarako zilindro bakoitzaren azalera osoa kalkulatzeko hasi behar da.

$$A_{T1} = \frac{\pi \times d_1^2}{4} \text{ (cm}^2\text{)}$$

Non:

A_{T1} : Zilindro bakoitzaren azalera osoa [cm²].

d_1 : Pistoiaren diametroa [cm].

Diametroa aukeratzeko orduan GLUAL enpresako KP katalogotik 220mm-koa diametroa aukeratu da. Honen aukeraketa egiterako orduan junta komertzialak eduki behar dira kontuan.

Ondorioz:

$$A_{T1} = \frac{\pi \times 22^2}{4} = 380.13 \text{ cm}^2$$

Zilindroen azalera hurrengoa izango da:

$$A_T = 2 \times A_{T1} = 760.26 \text{ cm}^2$$

Presioa, indarra azalera erlazionatzen duen formula erabilia beharrezko lan presioa lortuko da:

$$F = p \times A$$

Non:

F: Lan indarra = 220 t = 2158200 N.

p: Lan presio maximoa [Pa].

A_T : Zilindro bien azalera totala [m²].

Formula aplikatuz:

$$p = 21582000 \text{ N} / 0.076026 \text{ m}^2 = 28.39 \text{ MPa} = 283.9 \text{ bar.}$$

Normalean zilindroetan etekina 85-95%-artekoa da. Egin diren kalkuluetan ez da kontutan eduki marruskadura horregatik ezinezkoa da etekina 100%, horregatik presioa 350 bar-etara handituko da.

Itzulerako mugimendurako beharrezkoa den zilindroaren sekzio anularra zein den jakitea eta horretarako kirtenaren azalera eta honen diametroa, d_2 jakin behar da. Hau aukeratzeko orduan elementu komertzialak eduki behar dira kontuan. GLUAL enpresako KP katalogoa jarraituz, $d_2=160\text{mm}$ lortuko da.

Bestalde, Rifa Molist,J-ren libro "Cilindros Hidráulicos. 2-Materiales" liburuak gomendatzen du zilindroaren azalera totala eta honen azalera anularra ezin da 10 baino handiago izan.

Behin kirtenaren diametroa 160mm dela jakinda, honen azalera anularra atera daiteke:

$$A_{a1} = A_{T1} - \frac{\pi \times d_2^2}{4}$$

Non:

A_{a1} ; Zilindro bakoitzaren azalera anularra [cm²].

d_2 ; Kirtenaren diametroa (barne diametroaren sekzio anularra) [cm]. = 16 cm.

A_{T1} : Zilindroaren azalera totala. $[cm^2]$. = 380.13 cm^2 .

$$A_{a1} = 380.13 - \frac{\pi \times 16^2}{4} = 179.07 cm^2$$

Zilindro biak edukiko duten azalera anularra, $A_a = 2 \times A_{a1} = 358.14 cm^2$

Azalera totala eta anularraren arteko erlazioa hurrengoa izango da:

$$R = \frac{A_T}{A_a}$$

$A_T = 760.26 cm^2$ eta $A_a = 358.14 cm^2$

$$R = \frac{760.26}{358.14} = 2.12 < 10, \text{ Kirtenaren diametroa onargarria izango da.}$$

Lortutako emaitzak hurrengoak izango dira:

$F_{TOTALA} = 220 t$

$P = 350 bar$

$d_1 = 220 mm$

$A_T = 760.26 cm^2$

$d_2 = 160 mm$

$A_a = 358.14 cm^2$

$R = 2.12$

3.1.1.2 Emarien kalkuluak

Beharrezkoa den emari maximoa zein den jakiteko hauen lan abiadura jakin beharko da. Bai hurbilketa abiadura bai itzulera abiadura handiak izan beharko dira zikloan denborarik ez galtzeko. Bestalde, lan abiadura txikiagoa izan beharko da, lana modu on eta zuzen baten egiten duela ziurtatu behar baita.

Faktore hauek kontutan izanda, abiadurak hurrengoak izango dira:

Hurbilketa abiadura: 90 mm/s.

Lan abiadura (Tolestea): 10 mm/s.

Itzulpen abiadura: 130 mm/s.

Diseinuaren datuak:

$$\text{Azalera totala: } A_T = 760.26 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Zilindroaren ibiltartea: } L = 250 \text{ mm.}$$

$$\text{Sekzio anularra: } A_a = 358.14 \text{ cm}^2.$$

Lan abiadura ezberdinak eta bolumen aldaketak egongo direnez, emari bat baino gehiago egongo dira. Lehenik eta behin lan abiadurarako emariak kalkulatu da, prozesuko garrantzitsuena baita, ondoren beste emariak. Emarien kalkuluetarako Carnicer Royo, E-ren "Oleohidráulica. Conceptos básicos" liburua erabiliko da

Tolestea prozesua:

10mm/s-tako abiadurako emaria lortzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$Q_{\text{tolestea}} = A_T \times v_{\text{tolestea}} \text{ (cm}^3\text{/s)}$$

Non:

$$Q_{\text{tolestea}} : \text{ beharrezko lan elikaduraren emaria [cm}^3\text{/s].}$$

$$A_T : \text{ Azalera totala. [cm}^2\text{].}$$

$$v_{\text{tolestea}} : \text{ Lan abiadura. [cm/s].}$$

Hurrengo moduan geratuko da:

$$Q_{\text{tolestea}} = 760.26 \times 1 = 760.26 \text{ cm}^3 / \text{s} = 45615.6 \text{ cm}^3\text{/min} = 45.6 \text{ l/min.}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko eta arreta moduz, 50 l/min-ko emaria hartuko da. Honekin 45.6 L/min-ko emaria ziurtatuko da.

Hurbilketa prozesua:

Hurrenez, hurbilketa prozesurako beharrezko emaria kalkulatu da.

90mm/s-tako abiadurako emaria lortzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$Q_{\text{tolestea}} = A_T \times v_{\text{tolestea}} \text{ (cm}^3\text{/s)}$$

Non:

$$Q_{\text{tolestea}} : \text{ beharrezko lan elikaduraren emaria [cm}^3\text{/s].}$$

A_T : Azalera totala. [cm^2].

$V_{\text{Hurbilketa}}$: Hurbilketa abiadura. [cm/s].

Hurrengo moduan geratuko da:

$$Q_{\text{Hurbilketa}} = 760.26 \times 9 = 6842.34 \text{ cm}^3 / \text{s} = 410540.4 \text{ cm}^3 / \text{min} = 410.5 \text{ l/min.}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko eta arreta moduz, 420 l/min-ko emaria hartuko da. Honekin 410.5 L/min-ko emaria ziurtatuko da.

Prozesu honetan lan prozesurako baino emari handiagoa erabiliko da. Erabiliko den ponpa emari honetara heltzeko, emari balbula erregulatzailea erabili beharko da. Balbula hau zilindroak behar duen emaria lortzea ahalbidetuko du.

Itzulera prozesua:

Atal honetan itzulera prozesurako beharrezko emaria kalkulatu da.

Zilindroa efektu bikoitzekoa denez, kalkuluetarako erabiliko dugun azalera, azalera anularra izango da.

130mm/s-tako abiadurako emaria lortzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$Q_{\text{tolestea}} = A_T \times V_{\text{tolestea}} \text{ (cm}^3/\text{s)}$$

Non:

Q_{tolestea} : beharrezko lan elikaduraren emaria [cm^3/s].

A_T : Azalera totala. [cm^2].

V_{itzulera} : Itzulera abiadura. [cm/s].

Hurrengo moduan geratuko da:

$$Q_{\text{itzulera}} = 760.26 \times 13 = 4655.82 \text{ cm}^3 / \text{s} = 279349.2 \text{ cm}^3 / \text{min} = 279.35 \text{ l/min.}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko eta arreta moduz, 300 l/min-ko emaria hartuko da. Honekin 279.35 L/min-ko emaria ziurtatuko da.

Prozesu honetan hurbilketa prozesuan bezala erregulatzaile balbulak erabili beharko dira makinak uneoro beharrezko emariarekin lan egin dezan.

3.1.1.3 Ponpa eta motore elektrikoaren aukeraketa

Prozesuan erabiliko den emaria ($Q = 50 \text{ l/min}$) eta presioa ($p = 350 \text{ bar}$) jakinda, gure beharretara hobeto egokitzen den ponpa aukeratu behar da. Beste bi lan faseetarako (hurbilketa eta itzulera) beharrezkoa den emaria lortzeko serbobalbulen bitartez eta elementu mugikorrez lortuko da.

Aukeratu behar den ponpa, zilindroen lan presioa gainditu dezakeena izan behar da, zilindroen karga galera posibleak kontutan eduki behar bait dira.

Pistoi axialak fabrikatzen duten enpresen katalogoak begiratzuz, F11-PV-19 GLUAL etxeko ponpa aukeratu da. Ponpa honek 66.5 l/min -ko emaria lortzeko gai da 350bar -eko presioarekin (presio maximoa 420bar izanda) eta 3500bira/min lan abiadura maximoa.

Erabiliko dugun motore elektrikoa aukeratu aurretik ponparen potentzia elektrikoa kalkulatu behar da, horretarako Ecenarro Ortiz de Zarate, M-ren "Componentes y aplicaciones oleohidráulicas" liburua erabiliko da gida moduan. Potentzia lortzeko hurrengo formula erabiliko da:

$$P_m = \frac{Q \times p}{612 \times \eta_T}$$

Non:

P_m : Ponpak behar duen Potentzia [kW].

Q : Ponparen emaria [l/s].

p : Ponparen lan presioa [bar].

η_T : Ponparen errendimendu total.

Kasu honetarako ponparen errendimendua totala $\eta_T = 0.85$ izango dela suposatuko da.

Formula modu honetan geratuko da:

$$P_m = \frac{66.5 \times 350}{612 \times 0.85} = 46.38 \text{ kW}$$

Kontutan izan da motorraren funtzionamendua jarraitua ez dela izango, beraz ponpa martxan jartzeko beharrezkoa den potentzia baino altuagoa ematen duen motorra aukeratu behar da. Gure kasuan ABB etxeko M2AA 250M motorra aukeratu da. Motore honek 55 kW-eko potentzia sortzen du 2960 bira/min-ko abiadurarekin eta % 93.5-eko errendimendu totalaz.

$$P_{\text{erreala}} = P_{\text{teorikoa}} \times \eta_T = 55 \times 0.935 = 51.425 \text{ kW}$$

Nola $P_{\text{erreala}} > P_m$, motorraren potentzia onargarria izango da.

Bestalde, motorrak ematen duen potentziarekin, ponpak ez da inoiz bere maximora helduko, $P_m = 46.38 \text{ kW}$ emango da ponpak 350 bar-etara lan egiten duenean eta ponparen presio maximo 420 bar-ekoa da. Esan dezakegu ponpa gain dimentsionatuta dagoela.

3.1.1.4 Olio depositua eta osagai hidraulikoen aukeraketa

Olio depositua dimentsionatzen da hurrengo faktoreak kontutan izanda, jariakina bere barnean nahiko denbora egoteko eta denbora horretan beharrezko tratamenduak jasan dezan, hala nola iragaztea, hoztea, etab. Horregatik, Carnicer Royo, E-ren E "Oleohidráulica. Conceptos básicos." liburuan esaten den bezala, aplikazio arruntenetan, deposituaren tamaina ponparen emariaren araberakoa izango da, emaria baino 3-4 aldiz handiagoa. Prebentzio modura kasu honetarako emaria baino 4 aldiz handiagoa egingo da, hurrengoa lortuko da:

$$V_{\text{media}} = 4 \times Q_{\text{ponpa}} = 4 \times 66.5 = 266 \text{ l}$$

Honetaz gain, kontutan eduki behar da %10-eko airezko kuxin bat uztea olioaren dilatazio termikoa konpentsatzeko eta ur eta kutsatzaile kantitate bat pilatzeko. Honela geratuko da:

$$V_{\text{depositua}} = V_{\text{media}} + 10 \% = 266 + 26 = 292 \text{ l}$$

Faktore hauek kontuan edukita, ROGIMAR etxeko CCO350 depositua aukeratu da. Depositu honen edukiera 350 litrokoa izango da.

Aukeratu den olia PARKER etxeko H00361-004 izango da..

3.1.1.5 Instalazio hidraulikoaren hodian aukeraketa

3.1.1.5.1 Zilindro eta distribuzio blokearen arteko hodiak

Lehenik eta behin sarrera eta irteera hodian diametroa kalkulatzeko izango da zirkuituan zehar agertzen diren abiadura guztiekin. Efektu bikoitzeko zilindroak direnez, bi zirkuitu desberdin edukiko ditugu, bata sarrerarako eta bestea irteerarako.

Diametroak Ecerrano Ortiz de Zarate, M-ren “Componentes y aplicaciones oleohidráulicas” liburuaren arabera kalkulatu dira. Hodian aukeraketarako katalogo komertzialak erabiliko dira.

ZILINDROAREN JEITSIERA HURBILKETA ABIADURAREKIN:

- *Kirtenaren kontrako aldetik sartzen den hodia zilindroa hurbilketa abiadurarekin jaisteko.*

McGraw-Hill etxeko “Oleohidráulica” liburuaren arabera, gomendatzen da olio abiadura 6 m/s izatea.

Bi zilindro direnez, emaria bitan zatitu beharko da, hurrengoa lortuz:

$$Q = Q_{\text{hurbilketa}} / 2 = 420 / 2 = 210 \text{ l/min} = 3500 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Hodiaren diametroa lortzeko hurrengo adierazpena erabili behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

S = Hodiaren sekzioa cm^2 -tan.

Q = zilindroaren emaria hurbilketa prozesuan: $3500 \text{ cm}^3/\text{s}$.

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 600 cm/s .

Sekzioa hurrengoa izango da:

$$S = 3500 / 600 = 5.83 \text{ cm}^2$$

Horrela:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 2.72 \text{ cm} = 27.2 \text{ mm}$$

- Kirtenaren aldetik irteten den hodia behin zilindroa hurbilketa abiadurarekin jaitsi egin den.

Olioia zilindroaren goiko aldetik sartuko da kirtena jetziaraziz, honek kirtenean dagoen olioia kanporatuko da. Fase honetan hoditik irtengo den olioaren emaria jakin behar da. Honetarako hurbilketa abiadura kontutan izan behar da, gure kasuan 90mm/s. Zilindrotik hurbilketa prozesuan irtengo den emaria hurrengoa izango da:

$$Q = Aa \times v = 358.14 \times 9 = 3223.26 \text{ cm}^3/\text{s} = 193.4 \text{ l/min}$$

Bi zilindro direnez:

$$Q_{\text{zilindro}} = Q / 2 = 3223.26 / 2 = 1611.63 \text{ cm}^3/\text{s} = 96.7 \text{ l/min}$$

Hodiaren diametroa zein den jakiteko, lehenbizi honen sekzioa jakin behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

S = Hodiaren sekzioa cm^2 -tan.

Q = zilindroak kanporatzen duen emaria hurbilketa prozesuan:
1611.63 cm^3/s .

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 600 cm/s .

$$S = Q / v = 1611.63 / 600 = 2.68 \text{ cm}^2$$

Horrela:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 1.85 \text{ cm} = 18.5 \text{ mm}$$

ZILINDROAREN JEIRSIERA LAN ABIADURAREKIN (TOLESKETA):

- *Kirtenaren kontrako aldetik sartzen den hodia zilindroa lan abiadurarekin jaisteko.*

McGraw-Hill etxeko "Oleohidráulica" liburuan azaltzen duen moduan, olioaren abiadura 6 m/s-koa izango da.

Bi zilindro direnez, emaria bien artean banatuko da:

$$Q = Q_{\text{tolestea}} / 2 = 50 / 2 = 25 \text{ l/min} = 416.67 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Hodiaren diametroa zein den jakiteko, lehenbizi honen sekzioa jakin behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

S = Hodiaren sekzioa cm²-tan.

Q = tolestea prozesuan zilindro jasotzen duen emaria tolestea prozesuan: 416.67 cm³/s.

v = Olioaren abiadura cm/s-tan = 600 cm/s.

$$S = Q / v = 416.67 / 600 = 0.69445 \text{ cm}^2$$

Diametroa hurrengo izango da:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 0.94 \text{ cm} = 9.4 \text{ mm}$$

- *Kirtenaren aldetik irteten den hodia behin zilindroa lan abiadurarekin jaitsi egin den.*

Olioia zilindroaren goiko aldetik sartuko da kirtena jetziaraziz, honek kirtenean dagoen olioia kanporatuko da. Fase honetan hodontik irtengo den olioren emaria jakin behar da. Honetarako lan abiadura kontutan izan behar da, gure kasuan 10mm/s. Zilindrotik tolestea prozesuan irtengo den emaria hurrengo izango da:

$$Q = Aa \times v_{\text{tolestea}} = 358.14 \times 1 = 358.14 \text{ cm}^3/\text{s} = 21.5 \text{ l/min}$$

Bi zilindro direnez:

$$Q_{zilindro} = Q / 2 = 358.14 / 2 = 179.07 \text{ cm}^3/\text{s} = 10.75 \text{ l/min}$$

Hodiaren diametroa zein den jakiteko, lehenbizi honen sekzioa jakin behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

S = Hodiaren sekzioa cm^2 -tan.

Q = tolestea prozesuan zilindro bakoitza kanporatzen duen emaria:
179.07 cm^3/s .

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 600 cm/s .

$$S = Q / v = 179.07 / 600 = 0.3 \text{ cm}^2$$

Horrela:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 0.6 \text{ cm} = 6 \text{ mm}$$

ZILINDROAREN IGOERA ITZULERA ABIADURAREKIN:

Kasu honetan zilindroak olio behealdetik jasoko tu eta honek zilindroaren goialdean dagoen olio kanporatuko da.

- *Kirtenaren aldetik sartzen den hodia zilindroa itzulera abiadurarekin igo egingo denean.*

Hodi honek aurrekoak baino presio gutxiago jasango du, bere lana puntzoi etxea igotzea baita. McGraw-Hill etxeko liburuan azaltzen den bezala, 0.25 bar-eko presiorako olio abiadura maximoa 3.5m/s-koa izango da. Bi zilindro direnez, emaria totala bien artean banatuko da.

$$Q = itzulera / 2 = 300 / 2 = 150 \text{ l/min} = 2500 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Hodiaren diametroa zein den jakiteko, lehenbizi honen sekzioa jakin behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

$S = \text{Hodiaren sekzioa cm}^2\text{-tan.}$

$Q = \text{Itzulera prozesuan zilindro bakoitza jasotzen duen emaria: } 2500 \text{ cm}^3/\text{s.}$

$v = \text{Olioaren abiadura cm/s-tan} = 600 \text{ cm/s.}$

$$S = Q / v = 2500 / 350 = 7.14 \text{ cm}^2$$

Horrela:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 3 \text{ cm} = 30 \text{ mm}$$

-Kirtenaren kontrako aldetik irtengo den olio hodia zilindroa itzulera abiadurarekin igotzeko.

Zilindroa olio behaldek jasoko du eta kirtena gora egitea eragingo du, modu honetan zilindroan kirtenaren kontrako aldean dagoen olio kanporatuko du.

Fase honetan hoditik irtengo den olioaren emaria jakin behar da. Honetarako itzulera abiadura kontutan izan behar da, gure kasuan 130 mm/s. Zilindrotik itzulera prozesuan irtengo den emaria hurrengoa izango da:

$$Q = A_T \times v_{itzulera} = 760.26 \times 13 = 9883.38 \text{ cm}^3/\text{s} = 593 \text{ l/min}$$

Bi zilindro direnez:

$$Q_{zilindroa} = Q / 2 = 9883.38 / 2 = 4941.69 \text{ cm}^3/\text{s} = 296.5 \text{ l/min}$$

Hodiaren diametroa zein den jakiteko, lehenbizi honen sekzioa jakin behar da:

$$Q = S \times v$$

Non:

$S = \text{Hodiaren sekzioa cm}^2\text{-tan.}$

$Q = \text{Itzulera prozesuan zilindro bakoitza kanporatzen duen emaria: } 2500 \text{ cm}^3/\text{s.}$

$v = \text{Olioaren abiadura cm/s-tan} = 600 \text{ cm/s.}$

$$S = Q / v = 4941.69 / 350 = 14.12 \text{ cm}^2$$

Horrela:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 4.24 \text{ cm} = 42.4 \text{ mm}$$

Behin diametro guztien kalkulua eginda goiko hodiaren gutxienezko diametroa 42.4 mm eta beheko hodiaren gutxienezko diametroa 30 mm izan behar dela frogatzen da. Beharrezko hodiak DIN 2391/C norma jarraituz aukeratu dira. Hodiak aukeratzeko kontutan izango da ariete kolpea agertu daitekeela, eta agertzekotan apurketak ekiditeko komenigarria den baino hodi handiagoa hartuko da.

Aukeratutako metala katalogo komertzial batetik egingo da eta hurrengoa izango da:

- Goiko hodia: DIN 2391-C
- Barne diametroa = 60 mm.
- Kanpo diametroa = 80 mm.
- Presioa = 353 bar.
- Behealdeko hodia: DIN 2391-C
- Barne diametroa = 32 mm.
- Kanpo diametroa = 50 mm.
- Presioa = 437 bar.

goiko hodia



3.1 Irudia

Kontutan izan behar da hodian luzerak handiak ez direla eta kasu honetan hodiak olioaren bitartez indarra transmititzeko erabiltzen direla eta ez olioaren lekua bestera garraiatzeko. Beraz, agertuko diren karga galerak oso txikiak izango direnez, hauen balioen kalkulua ez egitea kontsideratu da.

Olioaren distribuziorako Bosch Rexort enpresako distribuzio blokea erabiliko da. Bertan zilindroetatik eta depositutik atera edo sartzen diren hodiak lotuko dira errakorren bitartez. Hau altzairuzko bloke konpaktu batez osatuta dago eta honen funtzioa prozesu bakoitzerako behar den emaria elementu hargailuetara banatzea da. Ondoren botoi batzuk sakatuz prentsa igotzea edo jaistea lortuko da beharrezko abiadurarekin. Erositako banaketa blokeak segurtasun balbulak edukiko ditu presioa gehiegi handitzekotan zirkuitua irekitzeko eta olio osoa berriro ere gordailura itzultzeko apurketa arriskua egon ez dadin.

3.1.1.5.2 Depositua eta ponparen arteko hodia

Kasu honetan xurgapen tartean egongo gara. Honek esan nahi du puntu honetan egongo den presioa ez dela oso altua izango eta McGraw-Hill-ren "Oleohidráulica" liburuaren arabera, kasu hauetan olioaren abiadura 1.5m/s-koa izatea gomendatzen da. Emaria 50 l/min dela jakina (tolestea prozesuan erabilitako emaria) hodiaren diametroa kalkulatu da.

$$Q = 50 \text{ l/min} = 833.33 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = S \times v$$

Non:

S = Hodiaren sekzioa cm^2 -tan.

Q = tolestea prozesuan hodi bakoitza kanporatzen duen emaria cm^3/s -tan = $833.33 \text{ cm}^3/\text{s}$.

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 150 cm/s .

$$S = Q / v = 833.33 / 150 = 5.55 \text{ cm}^2$$

Diametroa hurrengoa izango da:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 2.66 \text{ cm} = 26.6 \text{ mm}$$

Behin hainbat katalogo komertzial aztertu ondoren, METAL etxekotik hurrengoa aukeratu egin da:

- Mota: R 4447400
- Kanpo diametroa = 49.6 mm.
- Barne diametroa = 38.1mm.
- Presioa = 40 bar

Diametro berdina edukiko du distribuzio bloketik depositura joango den hodia.

3.1.1.5.3 Ponpa eta distribuzio blokearen arteko dagoen hodia

Aztertuko den hodia presio hodi bat izango da, ponpatik irtengo dena baita. Hoditik pasako den emaria ponpan sartuko den berdina izango da, hau da, 50 l/min eta funtzionamendu presioa 350bar-ekoa. Hoditik pasako den olioaren abiadura aurreko kasuarena baino altuagoa izan daiteke ponpari ez diolako kalterik egingo. Horregatik, McGraw-Hill-en "Oleohidráulica" liburuan oinarrituta 6 m/s-ko abiadura hartuko da. Datu hauekin Ecenarro Ortiz de Zárate-ren "Componentes y aplicaciones oleohidráulicas" liburuarekin hodiaren diametroa eta honen sekzioa kalkulatu da.

$$Q = S \times v$$

Non:

$$S = \text{Hodiaren sekzioa cm}^2\text{-tan.}$$

$$Q = \text{tolestea prozesuan hodi bakoitza kanporatzen duen emaria cm}^3\text{/s-tan} = 833.33 \text{ cm}^3\text{/s.}$$

$$v = \text{Olioaren emaria cm/s-tan} = 600 \text{ cm/s.}$$

$$S = Q / v = 833.33 / 600 = 1.389 \text{ cm}^2$$

Diametroa hurrengoa izango da:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = 1.33 \text{ cm} = 13.3 \text{ mm}$$

Behin hainbat katalogo komertzial aztertu ondoren, METAL etxekotik hurrengoa aukeratu egin da:

- Mota: R 4430160
- Kanpo diametroa = 28.5 mm.
- Barne diametroa = 16mm.
- Presioa = 350 bar.

3.1.2 Kalkulu mekanikoa

3.1.2.1 Zilindroaren kalkulu mekanikoa

Atal honetan zilindroaren atal desberdinen kalkulua eta diseinua egingo da. Honetarako kirtenaren materiala eta honen ezaugarriak eta zilindroaren atorra kalkulatzeko hasiko da.

Atorraren materiala: DIN ST-52

Ezaugarri mekanikoak:

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 5600 \text{ kg/cm}^2$

Fluentzi tentsioa: $\sigma_{flu} = 4500 \text{ kg/cm}^2$

Brinell gogortasuna: HB = 145

Kirtenaren ezaugarriak: DIN 34CrMo4

Ezaugarri mekanikoak:

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 9000 \text{ kg/cm}^2$

Fluentzi tentsioa: $\sigma_{flu} = 7300 \text{ kg/cm}^2$

Brinell gogortasuna: HB = 47-56

3.1.2.1.1 Atorraren lodieraren kalkulua

Nahiz eta zilindroaren kanpoaldea karratua izan, atorra zilindroetarako erabiltzen diren formulak erabiliko dira. Atorraren behealdea zilindrikoa izan behar da zilindroaren atal ezberdinak sartu ahal izateko. Honetarako, Rifa Molist, J-ren "Cilindros hidráulicos. 2-Materiales" erabiliko da. Liburuan gomendatzen den moduan, Lamer-en formula erabiliko da.

$$\sigma_{\max, \text{onargarra}} = P \times (D^2 + d^2 / D^2 - d^2)$$

Non:

$\sigma_{\max, \text{onargarra}}$ = Atorraren materialaren lan tentsio maximoa kg/cm²-tan.

P = Zilindroaren barne presioa bar-etan = 350 bar.

D = Atorraren kanpo diametroa mm-tan.

d = Atorraren barne diametroa mm-tan = 220 mm.

Tentsio onargarri maximoa lortzeko segurtasun koefiziente bat beharko da, kasu honetan 4 izango da.

$$\sigma_{\max, \text{onargarra}} = \sigma_{\text{flu}} / 4 = 4500 / 4 = 1125 \text{ kg/cm}^2$$

Lamer-en formularen datuak ordezkatzuz:

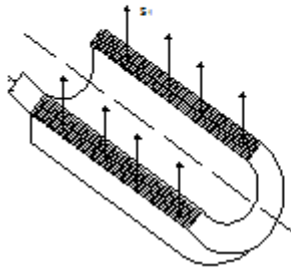
$$1125 = 350 \times \frac{D^2 + 220^2}{D^2 - 220^2} \Rightarrow D_{\min} = 303.5 \text{ mm} \approx 304 \text{ mm}$$

Orain atorraren lodiera minimoa kalkulatu da:

$$e = \frac{D - d}{2} = \frac{304 - 220}{2} = 42 \text{ mm}$$

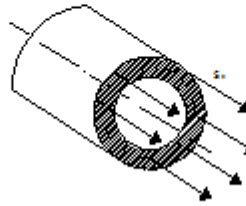
Behin atorraren lodiera kalkulatu, tentsioak onargarriak direla egiaztatu behar da, era berean makina lanean dagoenean apurketarik ez dela egongo. Horretarako Timoshenko, S-ren "Mecanica de materiales" liburua erabiliko da erreferentzi moduan. Atorraren kalkulua egoera triaxial batean egongo den horma mehe bat bezala egingo da.

$$\sigma_1 = \frac{P \times r}{e}$$



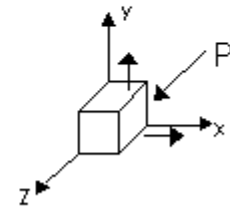
3.2 Irudia

$$\sigma_2 = \frac{P \times r}{2 \times e}$$



3.3 Irudia

$$\sigma_3 = -P$$



3.4 Irudia

Non:

σ_1 = Atorraren tentsio ukitzailea N/m^2 -tan.

σ_2 = Atorraren tentsio axiala N/m^2 -tan.

σ_3 = Atorraren tentsio erradiala (presioagatik) N/m^2 -tan.

P = Barne tentsioa N/m^2 -tan = $35000000 N/m^2$.

r = Atorraren barne erradioa m-tan = $0.11 m$.

e = Atorra lodieraren gutxieneko lodiera m-tan = $0.042 m$.

formulak hurrengo moduan geratuko dira:

$$\sigma_1 = \frac{350 \times 10^5 \times 0.11}{0.042} = 91.666 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{350 \times 10^5 \times 0.11}{2 \times 0.042} = 45.833 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_3 = -350 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = -35 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Tentsio ebakitzaille maximoak:

$$\tau_{\max(1,3)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{91.666 \times 10^6 - (-35 \times 10^6)}{2} = 63.333 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(2,3)} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{45.833 \times 10^6 - (-35 \times 10^6)}{2} = 40.416 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(1,2)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{91.666 \times 10^6 - 45.833 \times 10^6}{2} = 22.916 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Esfortzu estatiko onargarriak zeintzuk diren jakiteko Von Mises-Hencky erabiliko da:

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(91.666 \times 10^6 - (-35 \times 10^6))^2 + (45.833 \times 10^6 - (-35 \times 10^6))^2 + (91.666 \times 10^6 - 45.833 \times 10^6)^2}{2}}$$

$$\sigma_{M-H} = 110.98 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{M-H} = \sigma_{\text{flu}} / \text{C.S.} \rightarrow \text{C.S.} = \sigma_{\text{flu}} / \sigma_{M-H} = 4500 \times 9.81 \times 10^4 / 110.98 \times 10^6 = 4$$

Kalkulatoriko segurtasun koefizientea aurrekoaren berdina denez, atorraren lodiera $e = 42\text{mm}$ -koa izango da.

3.1.2.1.2 Kirtenaren kalkulua

Kirtenaren lodiera kalkulatzeko atorraren kalkulurako erabili diren formula berdinak erabiliko dira.

$$\sigma_{\max., \text{onargarria}} = P \times (D^2 + d^2 / D^2 - d^2)$$

Non:

$\sigma_{\max., \text{onargarria}}$ = kirtenaren materialaren lan tentsio maximoa kg/cm^2 -tan.

P = Zilindroaren barne tentsioa bar-etan = 350 bar.

D = Kirtenaren kanpo diametroa mm-tan = 160 mm.

d = Kirtenaren barne diametroa mm-tan.

Tentsio onargarri maximoa lortzeko segurtasun koefiziente bat beharko da, zein 4 izango den.

$$\sigma_{\max., \text{onargarra}} = \sigma_{\text{flu}} / C.S. = 7300 / 4 = 1825 \text{ kg/cm}^2$$

Datuak Lamé-ren formularen ordezkatuz:

$$1825 = 350 \times \frac{160^2 + d^2}{160^2 - d^2} \rightarrow d_{\min} = 132 \text{ mm}$$

Kirtenaren lodiera hurrengo izango da:

$$e = \frac{D - d}{2} = \frac{160 - 132}{2} = 14 \text{ mm}$$

Rifa Molist, J-ren "Cilindros Hidráulicos. 2-Materiales" liburuan agertzen diren aholkuak jarraituz, kanpo diametroa eta lodieraren arteko erlazio zuzena izatea egiaztatu behar da, horretarako hurrengo adierazpenak erabiliko dira:

Horma mehea: $D \geq 16 \times e \rightarrow$ "Barlow"-ren adierazpena.

Horma lodia: $D \leq 16 \times e \rightarrow$ "Lamé"-ren adierazpena.

Egiaztatuz:

$D = 16 \times e \Rightarrow 160 \leq 16 \times 14 \Rightarrow 160 \leq 224$, ikus daiteke kirtena hormaren lodieraren kalkulua Lamé-ren formularekin ondo kalkulatu dagoela.

Kirtenaren diametroak kalkulatu, pieza tentsioak jasateko gai den ikusi behar da. Honetarako aurretik zilindroaren atorraren erabili diren formula berdinak erabiliko dira eta Von Mises-Hensky-n oinarrituko dira.

$$\sigma_1 = \frac{P \times r}{e} \qquad \sigma_2 = \frac{P \times r}{2 \times e} \qquad \sigma_3 = -P$$

Non:

σ_1 = Kirtenaren tentsio ukitzailea N/m^2 -tan.

σ_2 = Kirtenaren tentsio axiala N/m^2 -tan.

σ_3 = Kirtenaren tentsio erradiala (presioagatik) N/m^2 -tan.

P = Barne presioa N/m^2 -tan = 35000000 N/m^2 .

r = Kirtenaren barne diametroa m-tan = $132 / 2 = 66 \text{ mm} = 0.066 \text{ m}$.

e = Kirtenaren lodiera m-tan = 0.014 m .

Datuak ordezkatzuz:

$$\sigma_1 = \frac{350 \times 10^5 \times 0.066}{0.014} = 165 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{350 \times 10^5 \times 0.066}{2 \times 0.014} = 82.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_3 = -35 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = -35 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Tentsio ebakitzailerik maximoak:

$$\tau_{\max(1,3)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{165 \times 10^6 - (-35 \times 10^6)}{2} = 100 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(2,3)} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{82.5 \times 10^6 - (-35 \times 10^6)}{2} = 58.75 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(1,2)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{165 \times 10^6 - 82.5 \times 10^6}{2} = 41.25 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Von Mises-Hencky-ren teorema aplikatuz:

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}}$$

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(165 \times 10^6 - (-35 \times 10^6))^2 + (82.5 \times 10^6 - (-35 \times 10^6))^2 + (165 \times 10^6 - 82.5 \times 10^6)^2}{2}}$$

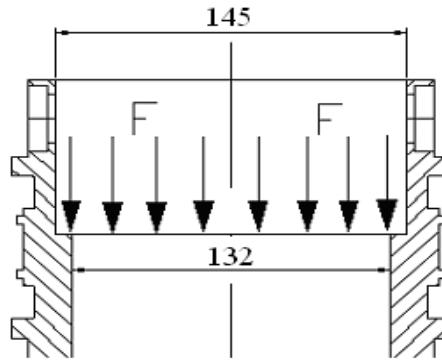
$$\sigma_{M-H} = 174 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{M-H} = \sigma_{\text{flu}} / \text{C.S.} \rightarrow \text{C.S.} = \sigma_{\text{flu}} / \sigma_{M-H} = 7300 \times 9.81 \times 10^4 / 174 \times 10^6 = 4.11$$

Irten den segurtasun koefizientea hasieratik erabilitakoa baino handiagoa denez, (4.11 > 4), kirtenaren hormarako kalkulatoriko lodiera onargarria izango da.

Jarraian kirtenaren goialdeko euskarria aztertuko da. Bertan, pistoiaren kokapena eta dimentsionaketa kontutan izango da kirtenaren gune honetan, eta sei torlojuz lotuta egongo da pistoia kirtenera.

Pistoiaren kanpo diametroa 145 mm-koa izango da eta barnekoa 85mm-koa. Agertuko diren tentsioak konpresiozkoak izango direnez (pistoiak kirtenari egingo dion tentsioa) kalkulatu beharko dira. Pistoiak 350 bar-eko presioan egongo denez, goialdean jasango dituen konpresio tentsioak de 350 kg/cm²-ak izango dira. Honela, goialdean agertuko diren tentsio axialak hurrengoak izango dira:



3.3 Irudia

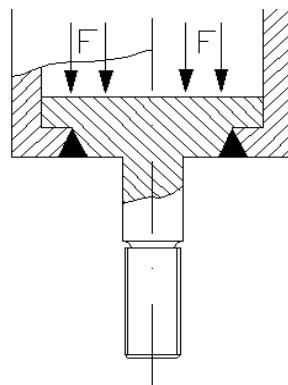
$$F = P \times A = 350 \times \frac{\pi \times (14.5^2 - 8.5^2)}{4} = 37934.73 \text{ kg}$$

$$A' = \pi \times (14.5^2 - 13.2^2) / 4 = 28.28 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{\text{konpresioa}} = F / A' = 37934 / 28.28 = 1341.4 \text{ kg/cm}^2$$

Konpresio tentsioa fluentziatzeko tentsioa baino txikiagoa denez (7300 kg/cm²), ez da apurketa arriskurik agertuko.

Kirtenaren goialdeko euskarria kalkulaturik, behekoaren kalkulua egingo da jarraian. Gune honetan, soldaturik dagoen tapa baten bitartez itxiko da kirtena eta bere diseinuagatik tentsio axial eta ebakitzailak sortuko dira. Behin gehienezko tentsioak kalkulaturik "Mises-Hencky"-ren teorema aplikatuko da:



3.4 Irudia

Tentsio ebakitzailen:

$$\tau = \frac{F}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad ; \quad A = h \times \pi \times d \left(cm^2 \right) \quad ; \quad F = P \times A' \left(kg \right) \quad ; \quad A' = \frac{\pi \times d^2}{4} \left(cm^2 \right)$$

Non:

A' = Presioan dagoen azalera cm^2 -tan.

d = Kirtenaren barne diametroa cm -tan = 13.2 cm .

P = Lan presioa = 350 bar.

F = Indar ebakitzaila kg -tan.

A = Tentsio ebakitzaila menpean dagoen azalera cm^2 -tan.

h = Tentsio ebakitzailen menpean dagoen azaleraren lodiera cm -tan = 2.8 cm .

$$A' = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 13.2^2}{4} = 136.8 cm^2$$

$$F = P \times A' = 350 \times 136.8 = 47896.72 kg$$

$$A = h \times \pi \times d = 2.8 \times \pi \times 13.2 = 116.13 cm^2$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{47896.72}{116.13} = 412.5 kg/cm^2$$

Tentsio axialen kalkuluak:

$$t_{\text{trakzio}} = F / A \left(kg/cm^2 \right) \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \left(cm^2 \right)$$

Non:

σ_{trakzio} = trakziozko tentsioa kg/cm^2 -tan.

F = Indarra trakzioan kg -tan

A = Trakzioan dagoen azalera cm^2 -tan

D = Kirtenaren diametroa cm -tan = 16 cm .

d = Kirtenaren barne diametroa cm = 13.2 cm .

$$A = \frac{\pi \times (16^2 - 13.2^2)}{4} = 64.2 cm^2$$

$$t_{\text{trakzio}} = 47896.72 / 64.2 = 746.05 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Kirtenaren behealdeko barnealdean puntu bat hartzen bada, bi tentsio mota aurkituko ditugu, ebakitzaileak eta axialak. Egoera hau aztertzeko Gere, J eta Timoshenko, S-ren "Mecánica de materiales" liburua erabiliko da gidatzeko. Honekin Mohr-en zirkuluak erabili beharko dira tentsio maximoak lortzeko:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{0 + 746.05}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 746.05}{2}\right)^2 + 412.5^2}$$

$$\sigma_1 = 1037.6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -291.54 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{1037.6 - (-291.54)}{2} = 664.57 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik Von Mises-Hencky-ren teorema erabiliko da tentsioak aplikatzerakoan apurketarik ez dela egongo konprobatzeko.

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 855.6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \sigma_{fl} / C.S, \rightarrow C.S. = \sigma_{fl} / \sigma' = 7300 / 855.6 = 8.5$$

Lortutako seguritate koefizientearekin ikus dezakegu kirtenaren zonaldean ez dela erresistentzi arazorik agertuko ezta apurtzerik egongo.

Kirtenaren kalkuluekin amaitzeko, gilbordurarik ez duela jasango egiaztatu beharko da. Gilbordura, elementu baten konpresioko indarrak daudenean agertzen den fenomeno da eta agertzekotan elementua apurtu eta kalte larriak ekar ditzake. Fenomeno hau gure kirtenean ekiditeko luzera maximo bat eduki behar du, zein Gere, J eta Timoshenko, S "Mecánica de materiales" liburuan agertzen diren pausuak jarraituz lortuko den:

(Euler-en karga kritikoaren formula)

$$F = \frac{E \times I \times \pi^2}{L_p^2} \quad ; \quad L_p = \beta \times l$$

β = Kirtenaren finkapenaren arabera koefizientea, kasu honetan $\beta=1/2$ (2 muturrak landatuta).

$$l = \sqrt{\frac{4 \times \pi^2 \times I \times E}{F}} (cm) \quad ; \quad F = k_s \times F_{real}$$

Non:

l = Luzera maximoa gilbordura ez agertzeko cm-tan.

I = Kirtenaren zeharkako inertzi momentuaren azalera cm^4 -tan.

E = Materialaren elastikotasun kg/cm^2 -tan = 2.1×10^5 .

F = Indar teoriko maximoa.

k_s = Lan presioaren arabera koefizientea, kasu honetan 3.5 (250-350 bar balio bitartekoak).

$F_{erreala}$ = Benetako indar maximoa kg -tan = 110000 kg .

$$F = k_s \times F_{erreala} = 3.5 \times 110000 = 385000 \text{ kg}$$

$$I = \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi \times (16^4 - 13.2^4)}{64} = 1726.7 cm^4$$

$$l = \sqrt{\frac{4 \times \pi^2 \times I \times E}{F}} (cm) \rightarrow l = 192.82 \text{ cm} = 1930 \text{ mm}$$

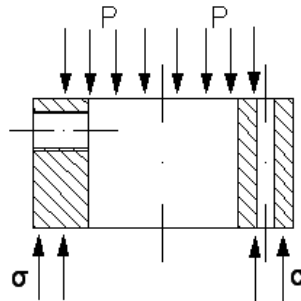
Kalkuluetan ikus daitekeen moduan, gilbordura luzera kirtenarena baino handiagoa da, honek ezan nahi du ez duela gilbordurarik jasango eta aukeratutako luzera onargarria dela.

3.1.2.1.3 Pistoiaaren kalkulua

Pistoia, kirtenaren goialdean kokatuta joango da, honek dituen irekiduren bidez torloju batzuekin lotuta. Halaber, pistoiak zulo batzuk edukiko ditu olioaren kirtenaren barnealdera igarotzeko.

Pistoiaaren dimentsioak zeintzuk diren jakiteko, konpresioan egongo diren tentsio ebakitzaila eta axialak kalkulatu behar dira. Ondoren Von Mises- Hencky-ren teorema aplikatuko da segurtasun koefizientea aplikatzeko. Pieza hau 2 zulo bertikal eta 6 zulo hariztatu edukiko dituenez, gutxieneko segurtasun koefizientea 4 izango da.

Pistoiaren goialdean tentsio axial bat agertuko da olioak egiten duen presioa eraginda, tentsio hau 350 bar edo kg/cm-troko balioa izango du. Beste aldetik, behealdeko zonaldean, kirtena bermatuko den lekuan, 1341.4 kg/cm-ko konpresiozko tentsioak agertuko dira. Beraz, beheko zonaldea aztertuko da tentsio gehien agertuko den zonaldea baita.



3.5 Irudia

Tentsio ebakitzailen kalkuluak:

$$\tau = \frac{F}{A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \quad ; \quad A = h \times \pi \times d \left(\text{cm}^2 \right)$$

Non:

τ = Tentsio ebakitzaila kg/cm²-tan.

F = Pistoiaren aplikatuko den indar ebakitzaila kg-tan = 37934.73 kg (kirtenaren goiko oinarria kalkulatzean lorturiko indarra)

A = Tentsio ebakitzaila aplikatuta egongo diren azalera cm²-tan.

h = Pistoiaren altuera cm-tan = 8.5 cm.

d = Tentsio ebakitzaila egongo diren azalera cm-tan = 14.5 cm.

Formulak aplikatuz:

$$A = h \times \pi \times d = 8.5 \times \pi \times 14.5 = 387.2 \text{ cm}^2.$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{37934.73}{387.2} = 97.97 \text{ kg/cm}^2$$

Barneko edozein puntu aukeratzeko bada, tentsio ebakitzaila eta axialak aurkituko dira, horregatik tentsio maximo eta minimoak ateratzeko Mohr-en zirkulua aplikatu behar aurretik egin den bezala.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{-1341.4 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-1341.4 - 0}{2} \right)^2 + 97.97^2}$$

$$\sigma_1 = 6.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -1347.6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{6.2 - (-1347.6)}{2} = 676.9 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, piezak tentsioak jasango dituen ahal ez jakiteko Von Mises-Hencky-ren teorema erabiliko da.

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 955 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \sigma_{fl} / \text{C.S.} \rightarrow \text{C.S.} = \sigma_{fl} / \sigma' = 7300 / 955 = 7.6$$

Lortutako segurtasun koefizientea piezak apurketa arriskurik ez daukala adierazten du. Aipatu beharra dago nahiz eta segurtasun koefiziente altua lortu ez dela errealia izango, kalkuluetan pistoiak dituen zuloak ez direlako kontutan hartu, beraz segurtasun koefiziente errealia txikiagoa izango da.

Pistoa kirtenarekin lotzen dituzten sei torlojuen diametroa lortzeko lehenbizi torlojuetan agertzen diren tentsioak aztertu behar dira eta ondoren hauen diametroa aterako da.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ; \quad d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}}$$

Non:

$$F = \text{Torlojuei aplikaturiko indarra kg-tan} = 37934.73 \text{ kg.}$$

$$\tau = \text{Torlojuen tentsio ebakitzaila kg/mm}^2\text{-tan} = 32 \text{ kg/mm}^2.$$

$$n = \text{Torloju kopurua} = 6$$

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{37934.73}{32} = 1185.46 \text{ mm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 1185.46}{6 \times \pi}} = 15.86 \text{ mm}$$

Edozein arazo ekiditeko aukeratuko diren torlojuan 24 metrikakoak izango dira (M24).

3.1.2.1.4 Kirtenaren taparen kalkulua

Ixte tapa kirtenaren behealdean kokatuta egongo da. Tapa eta kirtena soldatuta egongo dira beraien artea. Taparen azken zatia hariztatuta egongo da zilindroa puntzoiaren gidariarekin lotu ahal izateko.

Taparen dimentsionaketarako kirtenaren dimentsioak kontutan eduki behar dira, gero ixte taparen puntu baten bere tentsio maximoak kalkulatu dira eta ondoren Von Mises-Hencky aplikatu da.

- Tentsio ebakitzailen kalkulua:

$$\tau = \frac{F}{A'} \quad ; \quad A' = h \times \pi \times d' \quad ; \quad F = P \times A \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Non:

τ = Tentsio ebakitzaila kg/cm²-tan.

F = Taparen gainean ezartzen den indarra kg-tan.

A' = Indar ebakitzailak aplikatzen diren azalera cm²-tan.

A = Presiopean dagoen azalera cm²-tan.

d = Presiopean dagoen azaleraren diametroa cm-tan = 13.2 cm.

d' = Tentsio ebakitzailak aplikatzen diren azaleraren diametroa cm-tan = 10 cm.

P = Lan presioa bar-etan = 350 bar.

h = Tentsio ebakitzailen pean dagoen azaleraren lodiera cm-tan = 2.8 cm.

Aipaturiko formulak aplikatuz:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 13.2^2}{4} = 136.85 \text{ cm}^2$$

$$F = P \times A = 350 \times 136.85 = 47897.5 \text{ kg}$$

$$A' = h \times \pi \times d' = 2.8 \times \pi \times 10 = 87.96 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{A'} = \frac{47897.5}{87.96} = 544 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsioen kalkuluak konpresioan:

Xafla baten tolestean puntzoiak konpresiozko tentsioak eragingo ditu xaflan eta tentsio hauek kalkulatu behar dira.

$$\sigma_{\text{konpresio}} = F / A \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Non:

$\sigma_{\text{konpresio}}$ = konpresio tentsio axiala kg/cm²-kg-tan.

F = Konpresio indarra kg-tan = 110000 kg.

A = konpresioan egongo den azalera cm²-tan.

d = konpresioan egongo den azaleraren diametroa cm-tan = 10 cm.

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78.54 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{\text{konpresio}} = 110000 / 78.54 = 1400.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ (konpresioa)} = -1400.6 \text{ kg/cm}^2$$

Barneko edozein puntu aukeratzen bada, tentsio ebakitzaila eta axialak aurkituko dira, horregatik tentsio maximo eta minimoak ateratzeko Mohr-en zirkulua aplikatu behar aurretik egin den bezala:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{-1400.6 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-1400.6 - 0}{2}\right)^2 + 544^2}$$

$$\sigma_1 = 186.47 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -1572.9 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

Pieza ez dela apurtuko egiaztatzeko Von Mises-Hencky-ren tentsioa kalkulatu da:

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 1673.94 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \sigma_{fl} / \text{C.S.} \rightarrow \text{C.S.} = \sigma_{fl} / \sigma' = 7300 / 1673.94 = 4.4$$

Nahiz eta seguritate koefizientea onargarria izan, taparen lodiera egiaztatu behar da. Honetarako Rifa Molist, J-en "Cilindros hidráulicos. 1-Física" liburua gida moduan erabiliko da.

$$e = 0.45 \times d \times \sqrt{\frac{P}{\sigma_{onar}}} \text{ (cm)}$$

Eta soldatutako tapentzako:

$$\sigma_{onar} = \sigma_{fl} / 8 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Non:

e = Taparen lodiera minimoa cm-tan

d = Taparen diametroa cm-tan= 13.2 cm.

P = Lan presioa bar-etan = 350 bar.

σ_{onar} = Tentsio onargarri maximoa soldatutako tapentzako kg/cm²-tan.

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/cm²-tan= 7300 kg/cm².

$$\sigma_{onar} = \sigma_{flu} / 8 = 7300 / 8 = 912.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$e = 0.45 \times 13.2 \times \sqrt{\frac{350}{912.5}} = 3.67 \text{ cm} = 36.7 \text{ mm}$$

Tapa dimentsionatzerako orduan hartutako lodiera 56 mm-takoa (2.8 cm + 2.8 cm) izan da, beraz kalkuluak eskatzen duena baino gehiago denez aguantatuko du.

Bestalde zilindroa atzerantz doanean, puntzoi eroalearen eta zilindroaren lotura ematen duen hariztatutako zatiak puntzoi eroalearen pisua jasan beharko du:

Kasu honetan puntzoi etxea altxatzerakoan lan egingo du eta beraz trakzioko tentsio axialak sortuko dira. Puntzoi etxearen pisua 3200 kg dela suposatuko da.

$$\sigma_{trak.} = F / A = W / A \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Non:

$\sigma_{trak.}$ = Trakzio tentsioak kg/cm²-tan.

W = Zilindro bakoitzak jasango duen puntzoi eta porta puntzoiaren pisua kg-tan = $3200 / 2 = 1600$ kg (zilindro bakoitza).

A = Trakzio tentsioak jasaten dituen azalera cm^2 -tan

d = harizatutako zatiaren diametroa cm -tan = 3.5 cm.

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 3.5^2}{4} = 9.62 cm^2$$

$$\sigma_{trak.} = W / A = 1600 / 9.62 = 166.3 kg/cm^2$$

Honekin apurketa arazorik ez direla egongo egiaztatu da.

Taparen kalkuluekin bukatzeko soilik kirtenera soldatuta dagoenaren kalkulua falta da. Soldadurak tolestean makinak egingo duen indarra jasan behar du, horregatik tentsio ebakitzaille zuzenak agertuko dira. Soldaduraren kalkulua egiteko, Budynas, R y Nisbett, K. ren "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburuan agertzen diren adierazpenekin kalkulatu da.

$$\tau = \tau_d = \frac{F}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad ; \quad A = 0.707 \times h \times \pi \times d (cm^2)$$

Hasierako datuak:

Soldadura gaineko indarra : $F = 125000$ kg.

Soldaduraren erdiko diametroa : $d = 100$ mm.

Soldaduraren fluentzia tentsioa: $\sigma_{fl} = 70.24$ kg/mm².

Segurtasun koefizientea: C.S. = 2

Formulak aplikatuz (ebakitzailleak karga zuzenean):

$$\tau = \tau_d = F / A = 110000 / 0.707 \times h \times \pi \times 100 = 495.3 / h$$

Tentsio ebakitzaille maximoen teoria aplikatuz:

$$\tau = \tau_{flu} / C.S. = 0.5 \sigma_{fl} / C.S. \rightarrow 495.3 / h = 0.5 \sigma_{fl} / C.S. \rightarrow h = 495.3 \times 2 / 0.5 \times 70.24 \rightarrow h = 28.21 \text{ mm}$$

Aukeratuko den azkeneko altuera 29 mm izango da.

3.1.2.1.5 Gidarien zabaleren kalkulua

Kirtena eta pistoiaren gidarien kalkuluetan Rifa Molist J.-ren “Cilindros Hidraulicos. 1-Física” liburuan agertzen diren pausuak jarraitu dira. Bertan azalduta dauden kalkuluak horizontalean lan egiten duten zilindroentzako dira, baina liburuan datorren kasuan, bertikalean emango litzatekeen baino kasu arriskutsuagoa denez, lortutako emaitzak baliagarriak izango dira:

Pistoiaren gidariaren zabalera: $h = 0.3 \times d$ (mm)

Kirten gidariaren zabalera: $H = 0.8 \times D$ (mm)

Non:

d = Pistoiaren kanpo diametroa mm-tan = 145 mm

D = Kirtenaren kanpo diametroa mm-tan = 160 mm

Balioak sartuz:

Pistoi gidariaren zabalera: $h = 0.3 \times d = 0.3 \times 145 = 43.5$ mm

Kirten gidariaren zabalera : $H = 0.8 \times D = 0.8 \times 160 = 128$ mm

Orain, pistoiarentzat eta kirtenarentzat junta estankotasun dinamikoak kalkulatu beharko dira.

-- Pistoiaren : estankotasun junta bi B7 M020 P5008, $d = 220$ mm.

--Kirtena : estankotasun junta bi B3 G085 P5008 $d = 160$ mm

Elementu komertzial hauek PARKER etxeko katalogotik aukeratu egin dira.

3.1.2.1.6 Zilindroko behealdean kokaturiko tapa

Puntu honetan zilindroaren behealdean kokaturik dagoen taparen kalkulua egingo da. Lehenbizi taparen lodiera kalkulatu da eta gero tapa zilindroarekin lotuko duten torlojuen diametroa. Guzti honetarako Rifa Molist, J ren“Cilindros hidráulicos” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

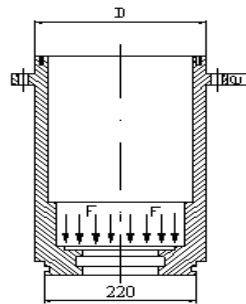
$$e = 0.45 \times d \times \sqrt{\frac{p}{\rho}}$$

Datuak formulan ordezkatzuz:

$$z = d \times \sqrt{\frac{p \times s}{n \times \sigma_{flu}}} = 160 \times \sqrt{\frac{350 \times 3}{12 \times 6400}} = 18.7 \text{ mm}$$

Aukeratuko den metrika torlojuentzako 20-koa izango da (M20).

3.1.2.1.7 Ardatzaren zorroaren kalkulua



3.7 Irudia

Pieza honen kalkuluak gauzatzeko, enpotramendua jasaten duen oinarri minimoa kalkulatu da. Jarraian atorrari lotzeko behar diren torlojuen diametro minimoa kalkulatu da, eta azkenik lotura gauzatzeko behar den lodiera kalkulatu da. Ardatzaren zorrarako erabiliko den materiala atorrarena izango da, ST-52.

- Bermatze oinarriaren kalkulua:

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma}$$

$$A = \frac{\pi \times (d_{kan}^2 - d_{barne}^2)}{4}$$

Non:

σ = Lan tentsio onargarri maximoa kg/cm^2 -tan = 1100 kg/cm^2 .

F = Aplikaturiko indarra kg -tan = 110000 kg .

A = Bermatze oinarriaren azalera cm^2 -tan.

d_{kan} = Oinarriaren kanpo diametroa cm -tan.

d_{barne} = Oinarriaren barne diametroa (zilindro atorraren barne diametroa) = 22 cm .

Honela:

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{110000}{1100} = 100 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times (d_{kan}^2 - d_{barne}^2)}{4} \Rightarrow d_{kan} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi} + d_{barne}^2} = \sqrt{\frac{4 \times 100}{\pi} + 22^2} = 24.72 \text{ cm} = 247.2 \text{ mm}$$

248 mm-ko diametroa aukeratuko da.

- Torlojuen diametroen kalkulua:

Hurrengo puntuan torlojuen kalkulua egingo da. Kalkuluak egiterako orduan, kontutan eduki behar da torlojuak trakzioan lan egiten dutela. Kontutan eduki behar da olioak pistoia beherantz bultzatzen duen momentu berdinean, ardatzaren oinarriak gorantz bultzatuko duela, hurrengo indarrak sortuz:

$$F = P \times A \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}$$

Non:

D = Oinarriaren barne diametroa cm-tan (zilindro atorraren barne diametroa) = 22 cm.

d = Ardatzaren lodiera puntu horretan cm-tan = 12 cm.

P = zilindroaren presioa bar-etan = 350 bar.

Modu honetan:

$$A = \frac{\pi \times (22^2 - 12^2)}{4} = 267 \text{ cm}^2$$

$$F = 350 \times 267 = 93450 \text{ kg}$$

Trakzioan egongo den tentsio axiala:

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} \quad ; \quad A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

Non:

σ = Torlojuen trakzio tentsio axial maximoa kg/mm²-tan = 80 kg/mm².

F = Torlojuak jasan behar duten indarra kg-tan = 93450 kg.

A = Torlojuen zeharkako azalera mm^2 -tan.

n = torloju kopurua = kasu honetan 10.

d = torlojuen diametroa mm -tan.

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{93450}{80} = 1168.125 \text{mm}^2$$

$$A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1168.125}{10 \times \pi}} = 12.2 \text{mm}$$

Lortutako balioa ikusita, 13 metrikako torlojua aukeratuko da (M13).

- Loturako beharrezko lodiera:

Hurrengo kalkuluetarako materiala indar ebakitzailen menpe egongo dela kontutan eduki behar da:

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d}$$

Non:

T = Materialaren tentsio ebakitzaille maximoa kg/mm^2 -tan = 15 kg/mm^2 .

F = Aplikaturiko indarra kg -tan = 93450 kg .

A = tentsio ebakitzailleak egongo diren azalera mm^2 -tan.

d = Tentsio ebakitzailleak egongo diren azaleraren diametroa mm -tan = 251 mm .

e = Tentsioak egongo diren azaleraren lodiera mm -tan.

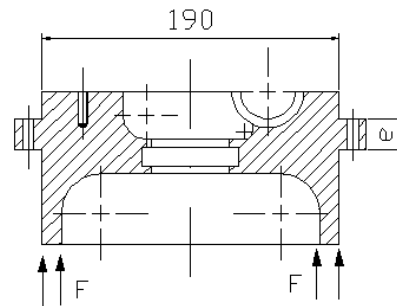
$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{93450}{15} = 6230 \text{mm}^2$$

$$A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d} = \frac{6230}{\pi \times 251} = 7.9 \text{mm}$$

Zulo asko egongo diren zonalde bat denez eta kontzentrazio tentsioak agertzeko aukera asko dagoenez, seguritate altuago bat edukitzeko aukeratuko den lodiera 20 mm -takoa izango da ($e = 20 \text{mm}$).

3.1.2.1.8 Ardatzaren zorroaren taparen itxitura taparen kalkulua

Puntu honetan bermatze piezaren gainean dagoen taparen kalkulua egingo da. Aurreko puntuetan egin den modua berdinean, lehenbizi bermatze kalkulatu da, ondoren lotura lodiera eta azkenik torlojuen neurria.



3.8 Irudia

- Bermatze gunea (errodamenduen gainean geldirik aurkitzen den gunea):

Ardatzaren bermatzen gertatzen den bezala, kirtena jaisterakoan olioak presio bat eragingo du tapan ardatzaren topearekin, konpresio indarrak eraginez. Horregatik tentsio hauek jasango duen azalera aurkitu beharko da eta aldi berean ardatza zorroa taparen diametroa lortuko da.

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} ; A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} ; F = P \times A' ; A' = \frac{\pi \times D'^2}{4}$$

Non:

Piezaren materiala: F-1140.

σ_{onar} = Materialaren tentsio onargarria kg/cm^2 -tan = 3000 kg/cm^2 .

F = Aplikatu den indarra kg -tan.

A = Bermatze gunearen azalera cm^2 -tan.

D = Bermatze gunearen kanpo diametroa cm -tan = 19 cm .

d = Bermatze gunearen barne diametroa cm -tan.

A' = Ardatza topearen azalera cm^2 -tan.

D' = Ardatza topearen diametroa cm -tan = 10 cm .

$$A' = \frac{\pi \times D'^2}{4} = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78.54 \text{cm}^2$$

$$F = P \times A' = 350 \times 78.54 = 27489 \text{ kg}$$

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{27489}{3000} = 9.163 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \Rightarrow d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{19^2 - \frac{4 \times 9.163}{\pi}} = 18.69 \text{ cm} = 186.9 \text{ mm}$$

Segurtasunagatik eta errodamendu komertzialen erabilera errazteko, aukeratuko den barne diametroa 170 mm-takoa izango da.

- Lotura gunearen lodiera:

Lotura gunetan agertuko diren esfortzuetan oinarrituta, tentsio ebakitzailak agertuko dira, horregatik hurrengo adierazpenak erabiliko dira:

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d}$$

Non:

Piezaren materiala: F-1140.

T = Materialaren tentsio ebakitzaila maximoa kg/cm²-tan = 0.5 x σ_{onar} = 1500 kg/cm².

F = Aplikaturiko indarra kg-tan = 350 x 78.54 = 27489 kg.

A = tentsio ebakitzailapean dagoen azalera cm²-tan.

d = Bermatze gunearen kanpo diametroa cm-tan = 19 cm.

e = Lotura gunearen lodiera cm-tan.

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{350 \times 78.54}{1500} = 18.326 \text{ cm}^2$$

$$A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d} = \frac{18.326}{\pi \times 19} = 0.307 \text{ cm} \approx 3.07 \text{ mm}$$

Segurtasunagatik, lotura gunea 10mm-tara handituko da.

- Torlojuen dimentsioak loturan

Azkenik, tapa ardatzaren zorroarekin lotzeko torloju mota jakin behar da.

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma}$$

$$A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

Non:

σ_{onar} = Torlojuen tentsio axial onargarri maximoa kg/mm²-tan= 80 kg/mm²= 8000 kg/cm².

F = Torlojuet jasango duten indarra kg-tan= 350 x 78.54 = 27489 kg.

A = Torlojuen zeharkako azalera mm²-tan.

n = torloju kopurua, kasu honetan 10.

d = Torlojuen diametroa mm-tan.

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{350 \times 78.54}{8000} = 3.43 \text{ cm}^2$$

$$A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3.43}{10 \times \pi}} = 0.66 \text{ cm} = 6.6 \text{ mm}$$

Hartuko den diametro M7 izango da.

3.1.2.1.9 Puntzoi etxearen gidarien kalkulua

Materiala aukeratzeko orduan pieza mota hauek erabiltzen duten enpresek erabiltzen duten materialetan oinarritu egin da, horregatik aukeraturiko materiala Douglass egurra izan da.

Diseinuaren datuak:

Gidari eta puntzoi etxearen arteko marruskadura = 0.375

Gidaren gain egingo duen indarra: F = 110000 x 0.375 = 41250 kg.

Luzera: L = 600 mm.

Zabalera: H = 50 mm.

Gidaren lodiera: T = 60 mm.

Materiala: Douglass egurra, $\sigma_{flu} = 50 \text{ Mpa}$.

Gidariaren torlojuan jasango duen indarra, tentsio ebakitzailak, puntzoi etxearenak izango dira:

$$A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \quad ; \quad F = F_{\text{zilindro}} \times \mu$$

Non:

A = Torlojuen zeharkako azalera mm²-tan.

F = Gidarian eragiten den indarra kg-tan..

τ = Torlojuak jasango duten tentsio ebakitzailak kg/mm²-tan= 64 kg/mm².

D = Torlojuen diametroa mm-tan.

F_{zilindro} = Zilindro bakoitzak eragiten duen indarra kg-tan = 110000 kg.

μ = Marruskadura koefizientea = 0.375.

n = Torloju kopurua, kasu honetan 4.

F = F zilindro x μ = 110000 x 0.375 = 41250 kg.

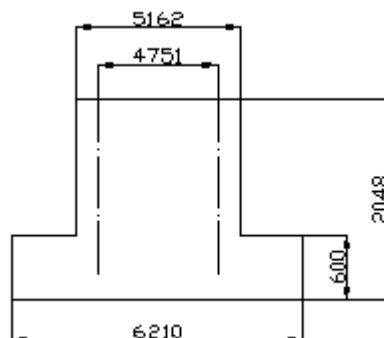
$$A = F / \tau = 41250 / 64 = 644.5 \text{ mm}^2.$$

$$A = n \times \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 644.5}{4 \times \pi}} = 15.26 \text{ mm}$$

Seguritateagatik M16 metrikako torlojuak aukeratuko dira.

3.1.2.2 Puntzoi etxearen kalkuluak

Lehenbizi kalkulatu behar dena agertu diren indar eta momentu makurtzailak izango dira. Horretarako gune hau mentsula bat balitz moduan kontutan hartuko da, bertan momentuak eta indarrak aplikatuta egongo direlarik.



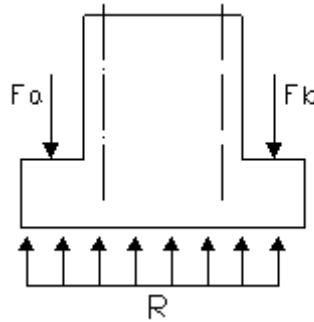
3.9 Irudia

Materiala: ST 275 JR.

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{fl} = 300 \text{ MPa}$

Xaflak tolesterakoan karga banatu bat agertuko da behealdeko zonalde guztian.

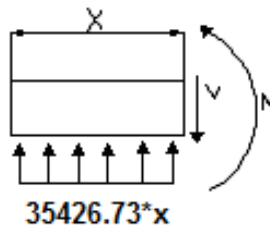


3.10 Irudia

$$F_a = 110000 \text{ kg}$$

$$F_b = 110000 \text{ kg}$$

$$\sum F_v = 0; F_a + F_b = R \times 6.21 \rightarrow R = 35426.73 \text{ kg/m}$$



3.11 Irudia

$$\sum F_v = 0; V = 35426.73 \times x$$

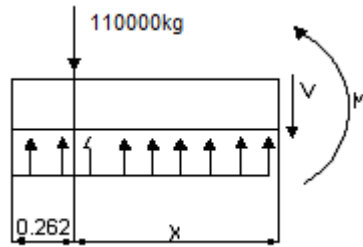
$$X = 0; V = 0$$

$$X = 0.262; V = 9281.8 \text{ kg}$$

$$\sum M = 0; M = 35426.73 \times x \times (x/2)$$

$$X = 0; M = 0$$

$$X = 0.262; M = 1215.92 \text{ kg}\cdot\text{m}$$



3.12 Irudia

$$\sum F_V = 0; V = 35426.73 * (0.262 + x) - 110000$$

$$X = 0; V = -100718.2 \text{ kg}$$

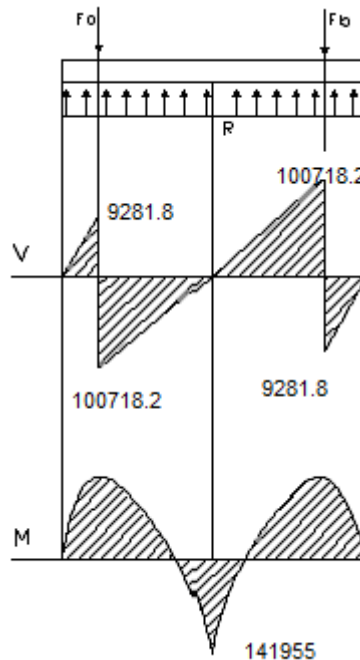
$$X = 2.843; V = 0 \text{ kg}$$

$$\sum M = 0; M + 110000 * x - 35426.73 * (0.262 + x) * (0.262 + x) / 2 = 0$$

$$X = 0; M = 2419.5 \text{ kg*m}$$

$$X = 2.843; M = -141955 \text{ kg*m}$$

Hurrengo diagrama lortuko da:

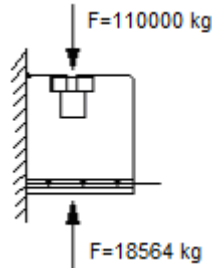


3.13 Irudia

Momentu makurtzaileen diagrama ez du baliorik izango puntzoi etxeko sekzio aldaketentzako, inertzi momentu ezberdinak egongo baita dira. Horregatik orain puntzoi etxeko sekzio aldaketetan agertuko diren tentsioak kalkulatu dira. Aztertuko den zatia 0.524 izango da, eta indarra hurrengoa:

$$F_q = 35426.73 \times 0.524 = 18564 \text{ kg}$$

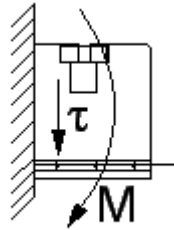
Kontutan eduki behar da zilindroak 110tn-ko indarra egingo duela beherantz, horregatik erresultantea hurrengoa izango da:



3.14 Irudia

$$F = 110000 - 18564 = 91436 \text{ kg}$$

Indar honek tentsio ebakitzailak sortuko ditu eta momentu makurtzailearen eraginez tentsio axialak agertuko dira.



3.15 Irudia

$$M = F \times d \quad ; \quad \sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} \quad ; \quad I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12}$$

Non:

M = Momentu makurtzaileak eragindako indarra tn x cm-tan.

F = Aplikaturiko indarra tn-tan = 91.436 tn.

d = Indarra aplikatzen den lekutik aztertutako azaleraren arteko distantzia cm-tan = 26.2 cm.

σ = Momentu makurtzaileak eragindako tentsio axiala.

y = Lerro neutrotik aztertutako den punturaino dagoen distantzia cm-tan = 30 cm.

I_{LN} = Lerro neutroarekiko inertzi momentua cm^4 -tan.

b = Oinarriaren zeharkako azalera cm-tan = 9 cm.

h = zeharkako azaleraren altuera cm-tan = 60cm.

Horrela:

$$M = F \times d = 91436 \times 26.2 = 2395.6 \text{ tn} \times \text{cm}$$

$$I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{9 \times 60^3}{12} = 162000 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = 0.4436 \text{ t/cm}^2 = 443.6 \text{ kg/cm}^2$$

Orain aplikaturiko indarragatik agertuko diren tentsio axialen kalkulua egingo da:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Non:

$$A = \text{Aztertuko den zonaldearen azalera cm}^2\text{-tan} = 9 \times 60 = 540 \text{ cm}^2.$$

$$F = \text{Indar erresultantea} = 91436 \text{ kg.}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = 169.3 \text{ kg/cm}^2$$

Mohr-en zirkuluaren bitartez tentsio maximo eta minimoak kalkulatu dira.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{443.6 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{443.6 - 0}{2}\right)^2 + 169.3^2}$$

$$\sigma_1 = 525.4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -57.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik apurketa arazorik egongo den hala ez ikusteko, Von Mises-Hencky metodoa erabiliko da.

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 556.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = 556.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{3000}{556.3} = 5.39$$

Ikus daiteke apurketa arazorik ez dela egongo..

Hurrengo pausuan zilindroa bermatuko den gunean Gilbordura arriskua kalkulatu da. Honetarako Euler en formula erabiliko da, zein ahalbidetuko du gune horretan jasan dezakeen karga maximo zein den jakitea. Guzti hau Gere, J y Timoshenko, S.-ren “Mecánica de materiales” liburuan oinarrituta.

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2}$$

Non:

P_{kr} = Gune horrek jasan dezakeen karga kritiko maximoa kg-tan.

E = Materialaren Modulu elastikoa kg/cm^2 -tan= 210000 kg/cm^2 .

I = Gilbordura guneko zeharkako azaleraren inerti momentu minimoa cm^4 -tan= $9 \times 60^3 / 12 \text{ cm}^4 = 162000 \text{ cm}^4$.

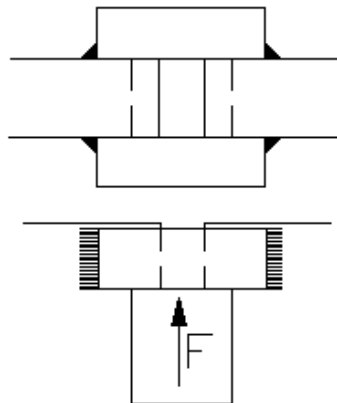
L = Gilbordura zonaldearen luzera cm-tan= 52.4 cm.

Formula ondorengo moduan geratuko da:

$$P_{cr} = \pi^2 \times 210000 \times 162000 / 52.4^2 = 122284519.3 \text{ kg}$$

Honekin Gilbordura arriskua egiaztatu dugu ($P_{kr} > 110000 \text{ kg}$).

Ondoren zilindroaren kirtenaren eta puntzoi etxearen loturaren konprobaketa egingo da. Konprobaketa hau lotura piezak eta honi dagozkion soldadurak jasan beharko dituzten esfortzuak ikertzean datza. Pieza honek puntzoi etxearen eta puntzoiaren pisuak jasan beharko ditu.



3.16 Irudia

$$\tau = \frac{F}{n \times A} \quad ; \quad A = a \times b$$

Non:

τ = Lotura piezetan agertuko diren tentsio ebakitzailak kg/cm²-tan.

F = Lotura piezek eragingo duten indarra, hau da, puntzoi etxea eta puntzoiaren pisua kg-tan.

n = Lotura pieza kopurua. = 4

A = Lotura Piezen zeharkako azalera cm²-tan.

a = Lotura piezen lodiera cm-tan = 4.5 cm.

b = Lotura piezen altuera cm-tan = 5.5 cm.

$$A = a \times b = 4.5 \times 5.5 = 24.75 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{n \times A} = \frac{3200}{4 \times 24.75} = 32.32 \text{ kg/cm}^2$$

Puntzoi etxearen material bera dela kontutan izanda, ST 275 JR, ikus daiteke lortutako tentsioak txikiak direla.

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370$ MPa.

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 300$ MPa.

Azkenik lotura piezaren eta puntzoi etxearen arteko lotura kalkulatu da, lotura hau soldaduraren bitartez izango delarik. Kalkuluak Shigley” de Budynas, R y Nisbett, K.-ren “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” liburuan agertzen diren adierazpenak jarraituz egin dira:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ;$$

$$A = n \times 0.707 \times l \times h$$

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.}$$

Non:

τ = Soldadurak eragingo duen tentsio kg/mm²-tan. Karga zuzen batetik eraginda.

$F =$ Pletina bik jasan behar duten indarra kg-tan $= 3200/2 = 1600\text{kg}$.

$A =$ Soldadura azalera mm^2 -tan

$n =$ soldadura kopurua $= 4$

$l =$ Soldaduraren luzera mm -tan $= 55 \text{ mm}$.

$h =$ Soldaduraren altuera mm -tan.

$\sigma_{\text{flu}} =$ Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan $= 46.89 \text{ kg}/\text{mm}^2$.

C.S.= soldaduraren segurtasun koefizientea $= 6$

Honela:

$$A = 4 \times 0.707 \times 55 \times h = 155.54 \times h$$

$$\tau = \frac{1600}{155.54 \times h}$$

$$\tau = \frac{0.5 \times 46.89}{6} = \frac{1600}{155.54 \times h} \Rightarrow h = 2.63 \text{ mm}$$

Seguritateagatik $h = 10 \text{ mm}$ izango da.

3.1.2.3 Sinkronizazio sistemaren kalkulua

Sinkronizazio sistema bihurtura barra batez osatuta egongo da. Barra honek tolesgailuak egingo duen indarra zuzenean jasoko du, hau da, 220 tn, zein bere bermatze puntuetan banatuta egongo den (bastidorearen bermatze puntuetan). Barra hau puntzoi etxeko bermatze puntuei loturik joango da zirien bidez. Barraren kalkulurako ASME kodigoko adierazpenei eta " de Gere, J y Timoshenko, S. "Mecánica de materiales"-ko adierazpenetan oinarritko da.

Datuak:

Zilindroaren ibiltartea $= 230\text{mm}$.

Barra eta ziri ardatzaren arteko distantzia: $h = 200 \text{ mm}$.

Puntzoi etxeko berma puntuetan egiten den indarra: $F = 110000 \text{ kg}$.

Barraren berma puntuen arteko distantzia: $L = 5609 \text{ mm}$.

Puntzoi etxeko berma puntuen arteko distantzia: $l = 4751 \text{ mm}$.

Barraren pisua: $W = 205 \text{ kg}$.

3.1.2.3.1 Ardatzaren pasadorearen kalkulua

Hasierako datuak:

Materiala: F-1140.

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 73 \text{ kg/mm}^2$

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 63 \text{ kg/mm}^2$

Tentsio onargarria: $\sigma_{onar} = 31.5 \text{ kg/mm}^2$

Zirian eragiten den indarra: $F = 110000 \text{ kg}$

Ziriaren kalkulurako kontutan eduki behar dira zeharkako azalera agertuko diren tentsio ebakitzailak.

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Tentsioak bi bermatze puntuetan banatu egingo denez, indarra erdia izango da.

Non:

τ = Tentsio ebakitzaila kg/cm^2 -tan.

F = Aplikaturiko indarra kg -tan = 110000 kg .

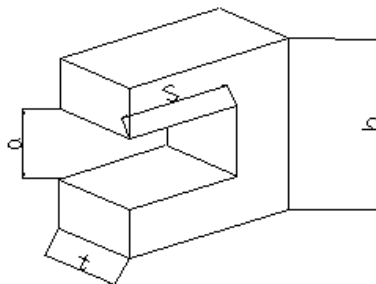
A = Ziriaren zeharkako azalera.

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \times F}{\tau \times \pi}} = \sqrt{\frac{2 \times 110000}{3150 \times \pi}} = 4.71 \text{ cm} = 47.1 \text{ mm}$$

Seguritateagatik 55mm-tako diametroa aukeratuko da.

3.1.2.3.2 Puntzoi etxeko ardatzaren berma puntuen kalkulua

Pieza hau esfortzu handiak jasango dituenez, altzairu on batez egin beharko da.



3.17 Irudia

Hasierako datuak:

Berma puntuen materiala: DIN ST 275 JR.

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370$ MPa.

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 300$ MPa.

Neurriak:

Altuera: $h = 251$ mm.

Zabalera: $t = 70$ mm.

Gidariaren zabalera: $a = 51$ mm.

Gidaren luzera: $s = 120$ mm.

- Tentsio ebakitzailen kalkulua

$$\tau = F / A$$

Non:

τ = Tentsio ebakitzaila kg/mm²-tan.

F = Aplikaturiko indarra kg-tan = 110000 kg.

A = Berma puntuen zeharkako azalera mm²-tan.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{110000}{t \times \left(\frac{h-a}{2} \right)} = \frac{110000}{70 \times 100} = 15.71 \text{ kg/mm}^2$$

- Enpotramenduaren tentsio axialen kalkulua

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Non:

σ = Tentsio axiala kg/mm²-tan.

F = Aplikaturiko indarra kg-tan = 110000 kg.

A = Bermatze azalera mm²-tan.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{110000}{t \times s} = \frac{110000}{70 \times 120} = 13.10 \text{ kg/mm}^2$$

- Momentu makurtzaileagatik eraturiko tentsio axialen kalkulua

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non:

σ = Momentu makurtzaileagatik sorturiko tentsio axialak kg/mm²-tan.

M = Momentu makurtzailea kg·mm-tan = 110000 x 60 kg·mm.

y = Lerro neutroa eta erpinaren arteko distantzia mm-tan = 50 mm.

I_{LN} = Lerro neutroarekiko inertzi momentua mm⁴-tan.

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{110000 \times 60 \times 50}{\frac{70 \times 100^3}{12}} = 56.6 \text{ kg/mm}^2$$

- Indar ebakitzailen ondorioz agertuko diren tentsio ebakitzailak

$$\tau = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}}$$

Non:

τ = Tentsio ebakitzaila kg/mm²-tan.

V = Indar ebakitzaila kg-tan = 110000 kg.

Q = Momentu estatuko mm³-tan.

b = Ebakiduraren lodiera mm-tan.

I_{LN} = Lerro neutroarekiko inertzi momentua m⁴-tan.

Tentsio ebakitzaila hau bere balio maximoa sekzioaren erdialdean edukiko du:

$$\tau_{\max} = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}} = \frac{V \times \frac{b \times h^2}{8}}{b \times \frac{b \times h^3}{12}} = \frac{3 \times V}{2 \times A} = \frac{3 \times 110000}{2 \times 70 \times 100} = 23.57 \text{ kg/mm}^2$$

Tentsio maximo eta minimoak ateratzeko Mohr-en zirkulua egin behar da:

$$\sigma_x = 56.6 \text{ kg/mm}^2.$$

$$\sigma_y = 13.10 \text{ kg/mm}^2.$$

$$T_{xy} = T + T_{\max} = 15.71 + 23.57 = 39.28 \text{ kg/mm}^2.$$

Honela:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = 79.75 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_2 = -10.05 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/mm}^2$$

Azkenik, apurketa arazorik agertuko diren ahal ez konprobatzeko Von Mises-Hencky-ren teorema erabiliko da.

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 80.57 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma' = \sigma_{flu} / \text{C.S.} \quad \rightarrow \quad \text{C.S.} = \sigma_{flu} / \sigma' = 300 / 80.57 = 3.7$$

3.1.2.3.3 Euskarriaren soldaduraren kalkulua

Bermatzearen soldadura kalkulatzeko indarra aplikatuta dagoen puntuan tentsio ebakitzailak eta momentu makurtzailearen bitartez tentsio axialak sortuko direla kontutan izan behar da. Tentsio ebakitzaileri tentsio ebakitzailen zuzenak deituko zaie, τ_d , eta tentsio axialei tentsio ebakitzailen ez-zuzenak, τ_i . Haien kalkulurako Budynas, R eta Nisbett,-en "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

$$\tau_T = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_i^2} \quad ; \quad \tau_d = \frac{V}{A} = \frac{V}{2 \times 0.707 \times h \times c} \quad ;$$

$$\tau_i = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{F \times d \times y}{2 \times \left(\frac{h \times c^3}{12} + (c \times h) \times l^2 \right)}$$

Non:

V = Indar ebakitzaila kg-tan. = 110000 kg.

h = Soldaduraren altuera mm-tan.

c = Soldaduraren luzera mm-tan= 251 mm.

F = Bermatze puntuan aplikatzen den indarra kg = 110000 kg.

d = Indarra aplikatzen den puntutik soldaduraino dagoen distantzia mm-tan= 80 mm.

y = Soldaduraren lerro neutrotik ardatzeraino dagoen distantzia mm-tan.

Hurrengo moduan geratuko da:

$$\tau_d = \frac{110000}{2 \times 0.707 \times h \times 251} = \frac{309.9 \text{ kg}}{h} / \text{mm}^2$$

$$\tau_i = \frac{110000 \times 80 \times \left(\frac{70}{2} + h \right)}{2 \left(\frac{h \times 251^3}{12} + (251 \times h) \times \left(\frac{70 + h}{2} \right)^2 \right)}$$

Kalkuluak errazteko aukeratu den altuera $h=20$ mm izan da.

Hurrengo emaitzak lortuko dira:

$$\tau_d = 15.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_i = 7.23 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_T = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_i^2} = 17.1 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_T = 0.5 \times \sigma_{flu} / \text{C.S.}$$

Soldaduraren fluentzia tentsioa $\sigma_{flu} = 46.89 \text{ kg/mm}^2$ dela jakinda.

$$\text{C.S.} = 0.5 \times 46.89 / 17.1 = 1.37$$

3.1.2.3.4 Bihurdura ardatzaren kalkulua

Ardatzaren kalkulurako ASME kodigoa erabiliko da. Asme kodigoak formula bakar batez eta koefiziente batzuekin kalkulu estatikoa eta nekearen kalkulua egitea ahalbidetzen du.

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{\text{C.S.}} = \sqrt{\left(\frac{C_m \times \sigma}{2} \right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zirkular eta zurrun bat denez:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Bihurdura ardatzaren diametroa lortzeko:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times C.S.}{0.5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non:

d = Ardatzaren diametroa mm-tan.

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/mm²-tan= 80 kg/mm².

C_m y C_t = Kolpeak eta nekea kontutan hartzen dituzten koefizienteak.
ASME KODEA-ren tauletan begiratzuz (ardatz birakorrentzako koefizienteak)

M = Momentu makurtzaile maximoa.

T = bihurtura momentu maximoa.

Diseinuko datuak:

F-1250 motako altzairua.

$$\sigma_r = 95 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flu} = 80 \text{ kg/mm}^2$$

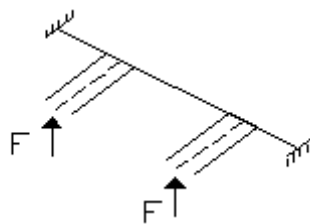
$$A (\%) = 6 \%$$

$$C.S. = 1.5$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

DIAGRAMA:



3.18 Irudia

Tauletan begiratuta erreakzioen eta momentu makurtzaileen balioak lortu dira:

$a = 429 \text{ mm}$ (enpotramendua eta indarraren arteko distantzia).

$L = 5609 \text{ mm}$ (luzera total).

$F = 110000 \text{ kg}$

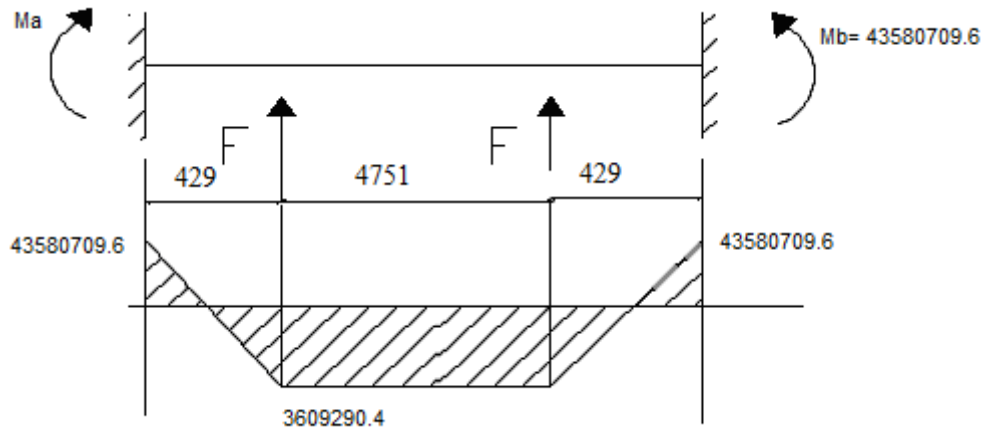
$R_a = 110000 \text{ kg}$.

$R_b = 110000 \text{ kg}$

$$M_a = \frac{F \times a \times (L - a)}{L} = 43580709.6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_b = \frac{F \times a \times (L - a)}{L} = 43580709.6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Momentu makurtzaile maximoa:



3.19 Irudia

Bihurdura momentu maximoa:

$$M_T = \frac{F}{2} \times l$$

Non:

M_T = Bihurdura momentua kg/cm^2 -tan.

F = Bihurdura indarra kg -tan = 110000 kg.

l = Ardatza eta berma puntuaren arteko distantzia cm -tan = 20 cm.

$$M_T = \frac{F}{2} \times l = \frac{110000}{2} \times 20 = 1100000 \text{ kg/cm}^2$$

ASME kodigoa gunerik kritikoenean aplikatzen da, eta kasu honetan momentu bihurtzaile maximoak beso bikote bakoitzean ematen da.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times C.S.}{0.5 \times \sigma_{fu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.5}{0.5 \times 80 \times \pi} \times \sqrt{(1.5 \times 43580709.6)^2 + (1 \times 110 \times 10^5)^2}} = 165.42 \text{ mm}$$

Arazoak ekiditeko eta C.S.= 1.5 dela jakinda, hartuko den diametroa $d = 200$ mm izango da.

Behin ardatzaren diametroa jakinda, bihurdura ardatza jasateko gai den egiaztatu behar da (jakinda momentu maximoa besoetan emango dela).

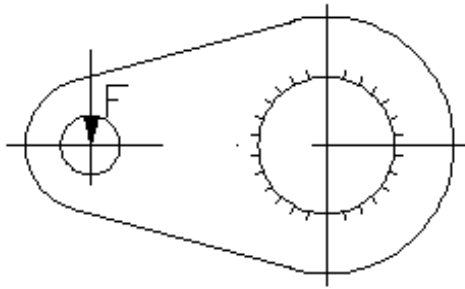
$$(\tau = 0.5 \sigma)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \times T}{\pi \times \tau}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1100000}{\pi \times 4000}} = 4.18 \text{ cm} \Rightarrow d = 8.36 \text{ mm} = 83.6 \text{ mm}$$

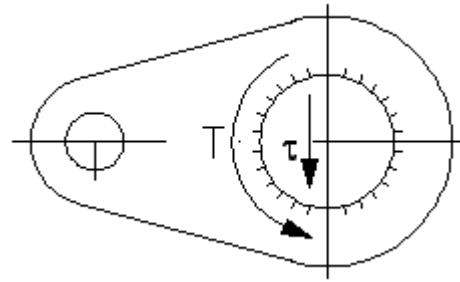
Honekin egiaztatzen dugu ez dela bihurdura arazorik egongo, eta $d = 200$ mm-koa aukeratuko da.

3.1.2.3.5 Bihurdura ardatza eta bere besoen arteko soldadura

Kasu honetan bi motatako tentsio ebakitzaileak sortuko dira soldaduran. Alde batetik indarrak sortzen dituenak, τ_d , eta beste alde batetik momentu bihurtzaileak sortzen dituenak, τ_t . Soldaduren kalkulurako Budynas, R y Nisbett, - en "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburuaren irizpidea jarraituko da.



3.22 Irudia



3.23 Irudia

$$\tau_d = \frac{F}{A}$$

$$\tau_i = \frac{T \times r}{I_p}$$

$$\tau = \tau_d + \tau_i = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.}$$

Non:

τ = Soldaduraren tentsio ebakitzaila kg/mm^2 -tan.

τ_d = Soldaduraren tentsio ebakitzaila zuzena kg/mm^2 -tan (lehenengo ebakitzaila).

τ_i = Bihurdura momentuak soldaduran sorturiko tentsio ebakitzaila zuzena kg/mm^2 -tan (bigarren ebakitzaila).

F = Soldadurak eragiten duen indar ebakitzaila kg -tan (beso bakoitzean) = $110000 / 2 = 55000 \text{ kg}$.

A = Soldadura kordioen azalera totala mm^2 -tan (beso bakoitzean).

T = Momentu makurtzaila $\text{kg}\cdot\text{mm}$ -tan.

r = Soldaduraren grabitate zentrotik urrunen dagoen punturarte dagoen distantzia mm -tan = $200/2 = 100 \text{ mm}$.

I_p = Soldaduraren momentu polarra beso bakoitzera mm^4 -tan.

$I_{p \text{ totala}}$ = Soldaduraren momentu polar totala beso bakoitzean mm^4 -tan

$C.S.$ = 2.

σ_{flu} = 70.23 kg/mm^2 .

b = Soldaduraren grabitate zentroa era indarraren arteko distantzia mm -tan = 250 mm .

Beraz:

$$A = 2 \times (0.707 \times h \times 2 \times \pi \times r) = 888.44 \times h$$

$$T = F \times b = 55000 \times 250 = 13750000 \text{ kg} \times \text{mm}.$$

$$I_p = 2 \times \pi \times r^3 \times 0.707 \times h = 2 \times \pi \times 100^3 \times 0.707 \times h = 4442212 \times h$$

$$I_{p \text{ total}} = I_p \times 2 = 8884424 \times h$$

Formulak aplikatuz:

$$\tau_d = F / A = 55000 / 888.44 \times h = 70.34 / h$$

$$\tau_i = T \times r / I_{p \text{ total}} = 13750000 \times 100 / 8884424 \times h = 154.77 / h$$

$$\tau = \tau_d + \tau_i = (70.34 / h) + (154.77 / h) = 225.11 / h$$

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow \frac{225.11}{h} = \frac{0.5 \times 70.23}{2} \Rightarrow h = 12.34 \text{ mm}$$

Seguritateagatik soldadurak edukiko duen altuera $h = 24.5 \text{ mm}$ izango da.

3.1.2.3.6 Bihurdura barraren besoen kalkulua

Porta-puntzoitik bihurdura barrara indarra transmititzeko besoak kalkulatu behar dira. Pieza honen kalkulua egiterakoan trakziozko eta konpresiozko tentsioak eta indarrak sortzen duen momentu makurtzaileagatik bihurdura barraren kontaktu-gunean sortzen diren tentsio axialak kontutan izango dira.

Horretarako Gere, J y Timoshenko, S.-ren libro "Mecánica de materiales" liburua erabiliko da.

Hasierako datuak:

Berma puntuetako materiala: DIN ST 275 JR

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$.

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 300 \text{ MPa}$.

F = Beso bakoitzean aplikatuko den indarra kg-tan = 55000 kg.

b = Besoen berma puntuen arteko distantzia mm-tan = 250 mm.

D = Beso eta bihurtura barraren loturaren diametroa mm-tan = 200 mm.

d = Ziriaren zuloaren diametroa mm-tan = 55 mm.

e = Piezaren lodiera mm-tan = 60 mm.

D_{kan} = beso eta ziriaren lotura gunearen kanpo diametroa mm-tan = 130 mm.

Ziriarekin kontaktuan dauden tentsioak aztertuko dira, hauek ardatzarekin kontaktuan egongo direnak baino handiagoak izango bait dira (azalera txikiagoa duelako) eta apurketa arrisku handiagoa izango du.

- Trakzioan egongo diren tentsioak

$$\sigma_{trak} = F / A$$

Non:

σ_{trak} = trakziozko tentsioak kg/cm²-tan.

F = Aplikatuko den indarra kg-tan = 55000 kg

A = Trakziozko gunearen zeharkako azalera cm²-tan.

$$A = 2 \times \left(\left(\frac{D_{ext} - d}{2} \right) \times e \right) = 45 \text{ cm}^2$$

Horrela :

$$\sigma_{trakzioa} = F / A = 55000 / 45 = 1222.23 \text{ kg/cm}^2$$

- Konpresioan egongo diren tentsioak

$$\sigma_{konp} = F / A$$

Non:

σ_{konp} = Konpresiozko tentsioak kg/cm²-tan.

F = Aplikaturiko indarra kg-tan = 55000 kg

A = Trakziozko gunearen zeharkako azalera cm²-tan.

$$\sigma_{konp} = F / A = F / d \times e = 55000 / (5.5 \times 6) = 1666.67 \text{ kg/cm}^2$$

apurketa arriskurik ez dela egongo egiaztatuko da. ($\sigma_{flu} > \sigma_{konp}$).

Ondoren momentu makurtzaileatik agertuko diren tentsio axialak aztertuko dira.

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non:

σ = Tentsio axialak kg/mm²-tan.

M = Momentu makurtzailea kg·mm-tan.

y = Zeharkako azaleraren lerro neutrotik ertzera dagoen distantzia mm-tan = 150 mm.

I_{LN} = Zeharkako azaleraren inertzi momentua mm⁴-tan.

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{F \times b \times y}{I_{LN}} = \frac{55000 \times 250 \times 150}{162.86 \times 10^6} = 12.66 \text{ kg/cm}^2$$

3.1.2.4 Bastidorearen kalkulua

Atal honetan bastidorea osatzen duten elementu ezberdinen kalkulua egingo da. Elementu hauen lotura soldaduren bidez egingo da eta faldoia, hegoak eta gordailuaren berma izango dira.

3.1.2.4.1 Faldoiaren kalkulua

Faldoiaren kalkulurako flexioan sorturiko tentsioak kontutan izan behar dira. Honetarako egoerarik larrienak aztertu behar dira, zein tolesgailuaren 250 tn-k tolestea gunearen erdian ematen denean izango da. Kalkulua egiteko Gere,J y Timoshenko,S.-ren liburua "Mecánica de materiales" laguntza moduan erabiliko da.

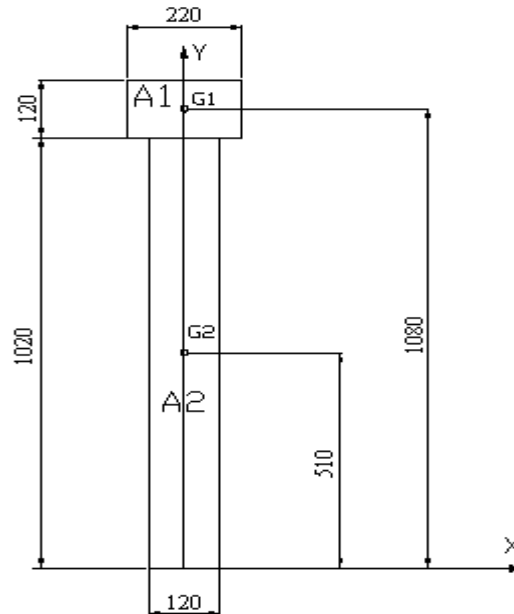
Lehenbizi tentsio ebakitzailak eta momentu makurtzaileak kalkulatu dira eta gero Von Mises-Hencky metodoarekin egiaztatuko da pieza ez dela apurtuko.

Hasierako datuak:

Xafla tolestearen berma lekua: $L = 6210$ mm.

Bermatze puntuen arteko distantzia: $l = 5609$ mm.

Faldoia jasango duen karga: $F = 220$ t.



3.24 Irudia

Goiko takoaren lodiera: $B = 220$ mm.

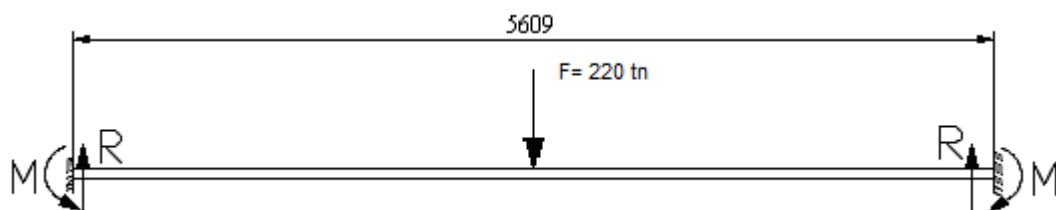
Faldoiaren lodiera: $b = 120$ mm.

Goiko takoaren altuera: $h = 120$ mm

Faldoiaren altuera: $H = 1020$ mm

- Tentsio ebakitzailer eta momentu makurtzailearen kalkulua

Faldoia bi erpinetatik soldatuta egongo denez, enpotramendu bat izango balitz bezala hartuko da. Indarra erdian aplikatuta egongo denez, erpinean momentuak, erreakzioak eta indarrak berdinak izango dira. Modu honetan erreakzioak kalkulatu daitezke:



3.25 Irudia

$$R = \frac{F}{2} \quad ; \quad M = \frac{F \times l}{8}$$

Honela:

$$R = F / 2 = 220 / 2 = 110 \text{tn}$$

$$M = M_{\max} = (F \times l) / 8 = (220 \times 5.609) / 8 = 154.25 \text{ t x m}$$

Orain, indar erresultantea eta kalkulatoriko momentuaren ondorioz agertuko diren tentsioak kalkulatu dira. Azkenik Von Mises-Hencky-ren teoremarekin aztertuko dugu apurketa arazorik edukiko duen ikusteko

Indar erresultante maximoa 110 tn-takoa izango da eta erdian aplikatuko da, momentu makurtzailea ere maximoa izango den puntuan.

Behealdeko faldoia eta behealdeko takoaren geometriak ezberdinak direnez, lehenik eta behin lerro neutroa non egongo den definitu beharko da:

$$G_y = \frac{G_{y1} \times A_1 + G_{y2} \times A_2}{A_1 + A_2}$$

Orduan:

$$G_y = \frac{1080 \times 220 \times 120 + 510 \times 120 \times 1020}{220 \times 120 + 120 \times 1020} = 612.9 \text{mm}$$

Lerro neutroarekiko multzoaren inerti momentua kalkulatzeko Steiner-en metodoa erabiliko da:

$$I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12} + A \times d^2$$

Non.

I_{LN} = Azalera bakoitzaren lerro neutroarekiko inerti momentua.

b = Oinarriaren azalera mm-tan.

h = Azaleraren altuera mm-tan.

A = Azalera mm²-tan.

d = Azaleraren lerro neutrotik azalera osoaren lerro neutroa dagoen distantzia mm-tan.

$$I_{LN1} = \frac{220 \times 120^3}{12} + 220 \times 120 \times (1090 - 612.9)^2 = 6 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

$$I_{LN2} = \frac{120 \times 1020^3}{12} + 120 \times 1020 \times (510 - 612.9)^2 = 1.2 \times 10^{10} \text{ mm}^4$$

Lerro neutroaren inertzi momentu totala hurrengoa izango da:

$$I_{LN} = I_{LN1} + I_{LN2} = 6 \times 10^9 + 1.2 \times 10^{10} = 1.8 \times 10^{10} \text{ mm}^4$$

- Tentsio ebakitzailak

Tentsio ebakitzaila maximoa lerro neutrotik pasako dela jakinda, hurrengoa lortuko da:

$$\tau_{\max} = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}} = \frac{110000 \times 61.29 \times 10 \times \frac{61.29}{2}}{10 \times 1.8 \times 10^6} = 116.65 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsio axialak

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{15425000 \times 61.29}{1.8 \times 10^6} = 533.79 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{533.79}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{533.79}{2}\right)^2 + 116.65^2}$$

$$\sigma_1 = 588.17 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -24.37 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik apurketarik ez dela egongo egiaztatuko da, eta horretarako Von Mises-Hencky-ren teorema erabiliko da.

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}} = \sigma' = 600.73 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow C.S. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{3000}{600.73} = 4.99$$

Honekin konprobatu egin da faldoian apurketarik ez dela egongo.

Ondoren, faldoia eta hegalaren artean aurkitzen den soldadura kalkulatu dugu. Tolesgailua kolpeka lan egiten duenez eta indarraren aplikazioa konstantea ez denez, nekearekiko tentsioak kalkulatu behar ditugu. Horretarako, Soderberg-en ekuazioaz baliatuko gara, horrela tentsio baliokideak lortuz. Soldaduraren kalkulurako, Budynas, R. eta Nisbett, K. -ren " Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburuaren argibideak jarraituko ditugu. Filete motako soldadura izango da.

$$\tau_d = \tau_m + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e}$$

Non:

τ_d = Soldaduraren tentsio zuzena kg/mm^2 -tan.

τ_m = Soldaduraren tentsio medioa kg/mm^2 -tan, P_m -ek sortua.

τ_r = Soldaduraren tentsio alternoa kg/mm^2 -tan, P_r -ek sortua.

k_t = Tentsio kontzentrazioen koefizientea, taulengatik lortua = 2

σ_{flu} = Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan = 46.89 kg/mm^2 .

σ_e = Soldaduraren neke tentsio muga kg/mm^2 -tan = 17 kg/mm^2 .

Diseinuaren datuak:

$P_{\max} = 220000 \text{ kg}$

$P_{\min} = 3200 \text{ kg}$ (puntuoi etxearen pisua).

Soldaduraren luzera = 6210 mm

Segurtasun koefizientea (C.S.) = 2.5

$$A_{tot} = 2 \times 0.707 \times e \times 6210 = 8780.94 \times e \text{ mm}^2$$

$$P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} = \frac{220000 + 3200}{2} = 111600 \text{ kg}$$

$$P_r = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{220000 - 3200}{2} = 108400 \text{ kg}$$

$$\tau_m = \frac{P_m}{A_{tot}} = \frac{111600}{8780.94 \times e} = \frac{12.71}{e}$$

$$\tau_r = \frac{P_r}{A_{tot}} = \frac{108400}{8780.94 \times e} = \frac{12.34}{e}$$

Soderberg-en ekuazioa aplikatuz:

$$\tau_d = \tau_m + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} = \frac{12.71}{e} + 2 \times \frac{12.34}{e} \times \frac{46.89}{17} = \frac{80.78}{e} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Azkenik, soldaduraren lodiera lortuko da tentsio ebakitzaila maximoaren teoremarekin:

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.}$$

Aurreko adierazpenarekin berdinduz:

$$\frac{80.78}{e} = \frac{0.5 \times 46.89}{2.5} \Rightarrow e = 8.6 \text{ mm}$$

Seguritateagatik hartuko den lodiera 15 mm (e = 15 mm) izango da.

3.1.2.4.2 Hegoen kalkuluak

Hegalen kalkulurako FEM (elementu finituen metodoa) erabili beharko da, non metodo enpirikoaren laguntzaz egituran, tolestak egiterako orduan agertuko diren makurdurak, tentsioak eta deformazioak begiztatuko diren. Programa mota hauen lorpena ezinezkoa izan dela eta merkatuan dauden tolesgailu desberdinak begiratu dira, eta gure tolesgailu hidraulikoarenaren ezaugarrien antzekoak direnak ikusi dira. Guztietan aipatzen da bastidorea gain dimentsionatuta dagoela deformazio minimoenak ere ekiditeko.

Ondoren faldoia eta hegalak lotzen dituen soldaduraren kalkulua egingo da. Aurreko kasuan bezala kargak aldakorak izango dira eta "Soderberg" aplikatuko da berriro. Indarragatik sortuko diren tentsio ebakitzailak kontutan izango dira, hala nola, momentu bihurtzailak sortuko dituenak. Soldaduraren kalkulurako

Budynas, R y Nisbett, K-ren "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburuan agertzen diren pausuak jarraituko dira.

$$\tau_i = \tau_m + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e}$$

Non:

T_d = Soldaduraren tentsio zuzena kg/mm^2 -tan.

T_m = Soldaduraren tentsio medioa kg/mm^2 -tan, P_m -ak sortua.

T_r = Soldaduraren tentsio alternoa kg/mm^2 -tan, P_r -ak sortua.

k_t = Tentsio kontzentrazioen koefizientea, taulengatik lortua = 2

σ_{flu} = Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan = 46.89 kg/mm^2 .

σ_e = Soldaduraren neke tentsio muga kg/mm^2 -tan = 17 kg

Hasierako datuak:

P_{max} = 110000 kg (tolesgailuaren indarraren erdia. Hego bakoitza eutsiko duena).

P_{min} = 1600 kg (Puntzoi etxearen pisuaren erdia. Hego bakoitza eutsiko duena).

Soldadura luzera = 1020 mm.

Soldaduraren lodiera = 40 mm.

Seguritate koefizientea = 2.

$$A_{tot} = 2 \times 0.707 \times 40 \times 1020 = 57691.2 \text{ mm}^2$$

r = Soldaduraren grabitate zentrotik multzoaren grabitate zentrora dagoen distantzia = 50 (hegoaren lodieraren erdia) + 20 (soldaduraren lodieraren erdia) = 70 mm.

Puntzoi etxea eta hegoaren arteko distantzia = 2804.5 mm

$$J_p = A_{tot} \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 57691.2 \times \left(\frac{1020^2}{12} + 70^2 \right) = 5.28 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = \frac{110000 + 1600}{2} = 55800 \text{ kg}$$

$$P_r = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{110000 - 1600}{2} = 54200 \text{ kg}$$

$$\tau_m = \frac{P_{av}}{A_{tot}} = \frac{55800}{57691.2} = 0.97 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_r = \frac{P_r}{A_{tot}} = \frac{54200}{57691.2} = 0.94 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_m = \frac{T \times r}{J_p} = \frac{55800 \times 2804.5 \times 70}{5.28 \times 10^9} = 2.07 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_r = \frac{T \times r}{J_p} = \frac{54200 \times 2804.5 \times 70}{5.28 \times 10^9} = 2.02 \text{ kg/mm}^2$$

Soderberg-en ekuazioa aplikatuz:

$$\tau_d = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} = 0.97 + 2 \times 0.94 \times \frac{46.89}{17} = 6.16 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_T = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} = 2.07 + 2 \times 2.02 \times \frac{46.89}{17} = 13.21 \text{ kg/mm}^2$$

Tentsio erresultantea aurkitzeko, aurreko tentsioen batura bektoriala egin behar da:

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_T^2} = \sqrt{6.16^2 + 13.21^2} = 14.6 \text{ kg/mm}^2$$

Azkenik, tentsio ebakitzaille maximoaren teorema erabiliz segurtasun koefizientea lortuko da, zein ondo funtzionatuko duen edo aldaketaren bat egin behar den esango duena.

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow C.S. = \frac{0.5 \times 46.89}{14.6} = 1.61$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 34.4}{6 \times \pi}} = 2.71 \text{ cm} = 27.1 \text{ mm}$$

Torlojuen metrika 28 (M28) izango da.

- Xafla eta bastidorearen artean dagoen soldaduraren kalkulua

Honen kalkulua bi zatitan banatuko da. Alde batetik tentsio ebakitzalea eta bihurdurak eta bestetik tentsio ebakitzaleak eta makurdurak. Soldadura aztertzerako orduan, beti punturik kritikoenetik egin behar da.

1) Hegoetako eta nerbioen soldadura.

Indar ebakitzaleak tentsio ebakitzale bat sortuko du soldaduran,

$$\tau_d = \frac{F}{A}$$

Berma puntuan emango den momentua ebakitzale sekundario edo ez zuzen bat eragiten du eta ekuazio honen bidez kalkulatzen da:

$$\tau_i = \frac{T \times r}{J_p}$$

Hasierako datuak:

F = Soldaduran aplikaturiko indarra kg-tan = 110000 kg.

l = Soldadura kordioaren luzera mm-tan = 230 mm.

h = Soldadura kordioaren altuera mm-tan = 7 mm.

σ_{flu} = Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm²-tan = 50.97 kg/mm².

α = Tentsio ez zuzenak sortzen duten angelua bertikalarekiko = 78°

Badakigu tentsio ez zuzenak soldadura multzoko puntu txarrenetik G.Z.-ra dagoen lerroarekiko perpendikularra izango dela.

$A = 12 \times (0.707 \times 7 \times 230) = 13659.24 \text{ mm}^2$ = hegoen bi aldeetan aurkitzen den soldaduraren azalera. (3 nerbio hegoen alde bakoitzean eta hego bakoitza bi soldadura).

$A' = \text{eztarriko azalera} = A / 6 = 2276.54 \text{ mm}^2$.

$$Jp_1 = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 2276.54 \times \left(\frac{230^2}{12} + 336.5^2 \right) = 267.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$Jp_2 = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 2276.54 \times \left(\frac{230^2}{12} + 296.5^2 \right) = 210.17 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$Jp_3 = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 2276.54 \times \left(\frac{230^2}{12} + 20^2 \right) = 10.9 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Hego bateko soldadurak kontutan edukita:

$$Jp = Jp_1 \times 2 + Jp_2 \times 2 + Jp_3 \times 2 = 977.74 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Hego bietako soldadurak kontutan edukita:

$$Jp_{tot} = Jp \times 2 = 977.74 \times 10^6 \times 2 = 1955.48 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Zilindroaren zentrotik soldaduraren grabitate zentroraino dagoen distantzia = 303.9 mm.

= Grabitate zentrotik soldadura multzoaren punturik txarrenera dagoen distantzia = 346.152 mm.

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{110000}{13659.24} = 8.058 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_i = \frac{T \times r}{Jp} = \frac{110000 \times 303.9 \times 346.152}{1955.48 \times 10^6} = 5.917 \text{ kg/mm}^2$$

Soldaduraren tentsio lortzeko batura bektoriala egin beharko da.

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_d + \bar{\tau}_i = \sqrt{(\tau_i \times \sin \alpha)^2 + (\tau_d + \tau_i \times \cos \alpha)^2}$$

$$\bar{\tau} = \sqrt{(5.917 \times \sin 78)^2 + (8.058 + 5.917 \times \cos 78)^2} = 12.04 \text{ kg/cm}^2$$

C.S. hurrengoa izango da:

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow C.S. = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0.5 \times 50.97}{12.04} = 2.12$$

Segurtasun koefizientearekin ez da arazorik egongo.

2) Xafla eta hegoen arteko soldadura.

Kasu honetan soldadurak momentu makurtzailea eta indarrak sorturiko indar ebakitzailleak (zuzenak eta ez zuzenak) jasango ditu.

$$\tau_d = \frac{F}{A} \quad ; \quad \tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non:

l = Soldadura kordioaren luzera gunee ezberdinetan mm-tan = 85 eta 437 mm.

h = Soldadura kordioaren altuera mm-tan = 20 mm.

F = Soldadurari aplikatuko zaion indarra kg-tan = 110000 kg.

σ_{flu} = Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm² -tan= 50.97 kg/mm².

Balioak ordezkatzuz:

$$A = 2 \times (2 \times 0.707 \times 20 \times 85) + 2 \times (2 \times 0.707 \times 20 \times 437) = 29524.32 \text{ mm}^2$$

$$I_{LN} = \frac{1}{12} \times x \times y^3 + A \times \bar{y}_{gz}^2$$

$$I_{LN} = 2 \times I_{LN1} + 2 \times I_{LN2} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 20 \times 85^3 + 1700 \times 405.25^2 \right) +$$

$$2 \times \left(\frac{1}{12} \times 20 \times 437^3 + 8740 \times 178.25^2 \right) = 1.4 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

$$I_{LNtot} = 2 \times I_{LN} = 2 \times 1.4 \times 10^9 = 2.8 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{110000}{29524.32} = 3.74 \text{ kg/mm}^2$$

Soldaduraren grabitate zentrotik zilindroaren zentrora dagoen distantzia = 226.4 mm.

Lerro neutrotik erpinera dagoen distantzia = 437 mm.

$$\tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{110000 \times 226.376 \times 436.5}{2.8 \times 10^9} = 3.89 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_f^2} = \sqrt{3.74^2 + 3.89^2} = 5.34 \text{ kg/mm}^2$$

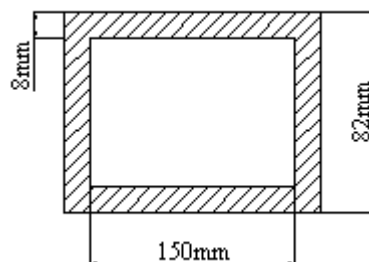
Azkenik, segurtasun koefizientea lortzeko, tentsio ebakitzaila maximoen teorema erabiliko:

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow C.S. = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0.5 \times 50.97}{5.34} = 4.77$$

C.S.-rekin ez da arazorik egongo.

3.1.2.4.4 Gordailuaren bermatze habeen kalkulua

Habe hauen funtzio nagusia gordailuaren pisua jasatea izango da. Gordailuaren behealdean kokaturik egongo dira eta bastidorearen alde batetik bestera joango dira, honen elementu honen zurruntasuna ziurtatuko da. Hauen kalkulurako makurduragatik lortuko diren tentsioak aztertuko dira. Azkenik, habeak egoetara lotzen dituen soldadura kalkulatu da. Gere, J y Timoshenko, S.-ren "Mecánica de materiales" liburua erabiliko da gida moduan.



3.27 Irudia

Hasierako datuak:

F = Habeak jasango duen karka kg-tan = 825 kg.

L = habearen luzera mm-tan = 5520 mm (3470+2050).

Habearen neurriak mm-tan = 150 x 82 x 8 mm.

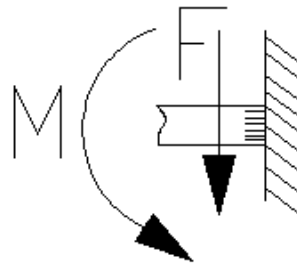
W = Habearen modulu erresistentea cm³-tan = 85 cm³.

Datu hauekin eta tentsio makurtzaileengatik agertuko diren tentsio axialak aztertuko dira.

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{825 \times (552/2)}{85} = 2547.8 \text{ kg/cm}^2 < 2600 \text{ kg/cm}^2$$

Ez dira arazorik sortuko.

Ondoren, habeak eta hegoak lotzen dituen kalkulua egingo da. Soldaduraren norantza eta indar posizioa dela eta, makurdurak sortuko dituen tentsioak eta tentsio ebakitzailak egongo dira. Honen kalkulurako de Budynas, R y Nisbett, K.-ren "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" liburua erabiliko da.



3.28 Irudia

$$\tau_d = \frac{F}{A} \quad ; \quad \tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non:

F = Soldaduran indarra kg-tan = 825/2 kg = 412.5 kg.

h = Soldadura kordoaren zabalera mm-tan = 8 mm.

l_h = Soldaduraren luzera horizontalean mm-tan = 150 mm.

l_b = Soldaduraren luzera bertikalean mm-tan = 82 mm.

Balioak ordezkatzuz:

$$A = 2 \times (0.707 \times 0.8 \times 15) + 2 \times (0.707 \times 0.8 \times 8.2) = 26.2 \text{ cm}^2$$

$$I_{LN} = \frac{1}{12} \times b \times y^3 + A \times \bar{y}_{gz}^2 = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 0.8 \times 8.2^3 \right) + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 15 \times 0.8^3 + (15 \times 0.8) \times 4.58^2 \right) = 578.23 \text{ cm}^4$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{412.5}{26.2} = 15.7 \text{ kg/cm}^2 \quad ;$$

$$\tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{412.5 \times 212 \times 4.58}{578.23} = 692.67 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_f^2} = \sqrt{15.7^2 + 692.67^2} = 692.8 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio maximoaren teoria:

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.} \Rightarrow C.S. = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0.5 \times 4689.01}{692.8} = 3$$

Ez da apurketa arazorik egongo.

3.1.2.5 Barneko tope sistemaren kalkulua

Barneko topeen funtzioa zilindroen ibiltartea erregulatzea da. Sistema ondorengo osagaiez osatuta dago: motore erreduktorea, torloju amaigabeak, koroa eta ardatz igorlea. Motore erreduktoreak transmisio ardatzaren bitartez lotuta dauden bi torloju amaigabeen eta haiei lotuta dauden koroen biraketa sortzen du. Koroen biraketak haiei lotuta eta zilindroaren barnean dauden ardatzen biraketa sortzen du, modu honetan topearen igoera eta jaitsiera lortzen delarik. Topea torloju baten moduan ardatzari dago lotuta, eta honen mugimendu bertikala lortzeko alboetan dauden buloien bitartez topearen biraketa ekiditen da.

3.1.2.5.1 Barne topearen kalkulua

Barne topearen funtzioa, kirtenaren lan ibilbidea mugatzea eta honek eragiten duen indarra jasatea. Lehenik eta behin, kirtenak jasango dituen gune hariztatuaren kalkulua egingo da, ondoren momentu bihurtzaileak eragindako tentsioak aztertuko dira. Behin hau aztertuta, topeak konpresio tentsioak jasateko behar duen diametroa kalkulatu da. Azkenik, buloien kalkulua egingo da. Kalkuluak egiteko, Spotts, M. y Shoup, T.-ren "Elementos de máquinas" liburua erabiliko da.

Hasierako datuak:

Topearen materiala: F-1250.

σ_{flu} = Fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan= $75 kg/mm^2$.

τ_{flu} = Fluentzia tentsio ebakitzaila kg/mm^2 -tan= $37.5 kg/mm^2$.

D = Topearen kanpo diametroa mm -tan = $132 mm$.

F = Topeak jasan behar duen karga kg -tan = $110000 kg$.

p = Hariaren pausua mm -tan = $12 mm$.

d = Piezaren barne diametroa mm -tan $85 mm$.

T = Bihurdura momentua $kg \times cm$ -tan = $64 kg \times cm$.

$T(kg \times m) = 716.2 \times \frac{N(C.V)}{n(r.p.m.)}$ (gero bi zati egin: $T_1 + T_2 = T$)

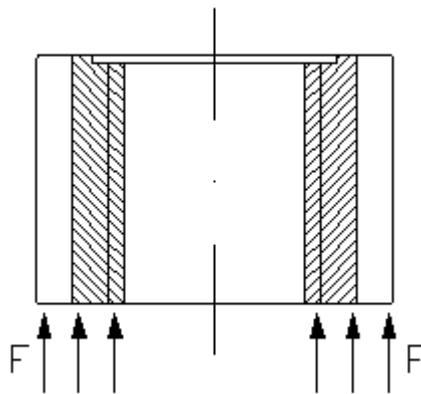
Motore erreduktorea ($N = 0.25 C.V$; $n = 140 rpm$).

d = Buloiaren diametroa mm -tan = $12 mm$.

H = Topearen altuera mm -tan = $100 mm$.

H_1 = Hartzaren altuera mm -tan.

- Hari neurriaren kalkulua:



3.29 Irudia

$$\tau_{adm} \geq \frac{F \times p}{\pi \times H \times H_1 \times d}$$

$$H_1 = 0.5 \times p = 0.5 \times 12 = 6mm$$

$$\tau_{onar} \geq \frac{110000 \times 12}{\pi \times 100 \times 6 \times 85} = 8.23 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma = \frac{9.7}{10 \times 1.5} = 0.6 \text{ kg/cm}^2$$

Ikus daitekeen moduan, tentsioak oso txikiak izango dira, ondorioz ez arazorik egongo.

- Tentsioak buloietan

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ;$$

$$A = \frac{\pi \times d_{\text{bulon}}^2}{4}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$A = \frac{\pi \times 1.2^2}{4} = 1.13 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{9.7}{1.13} = 4.3 \text{ kg/cm}^2$$

Kalkuluan indarra zati 2 egin da alde bakoitzean bi buloi daudelako. Behin tentsioen kalkulua eginda buloietan apurketa arriskurik ez dela egongo frogatzen da.

3.1.2.5.2 Torloju amaigabea eta koroaren kalkulua

Spotts, M y Shoup, T.-ren “Elementos de máquinas” adierazpenetan oinarrituko dira kalkulua.

Hasierako datuak:

Topearen ibiltartea = 250 mm.

μ_s = Hortzen marruskadura koefizientea = 0.15

i = Transmisio erlazioa = 6.

p = Ardatzaren pausua mm-tan = 12 mm.

r_a = Ardatzaren hariaren erradioa mm-tan = 40 mm.

n_a = ardatzaren abiadura angeluarra bira minututan = 23 bira minutuko

n_t = Torloju amaigabearen abiadura angeluarra bira minutuko = $n_a \times i = 138$ bira minutuko.

d = koroa eta torloju amaigabearen arteko distantzia mm-tan = 49.41 mm.

z_p = Torloju amaigabearen hortz kopurua = 4

z_r = koroaren hortz kopurua = 24

m = Topearen masa kg-tan = 8.23 kg.

α = Presio angelua (normalizatua) = 20°

m_n = Modulu normala mm-tan = 2.5 mm.

Amaiera gabeko torlojuak mugituko dituen motorra aukeratzeko torloju amaigabearen eta koroaren diametro primitiboak kalkulatu beharko dira. Honetarako liburuan datorren metodo iteratiboa jarraitu da:

$$i \times \sec \beta_R + \cos ec \beta_R = \frac{2 \times d}{m_n \times z_p}$$

Datuak ordezkatzuz:

$$6 \times \sec \beta_R + \cos ec \beta_R = \frac{2 \times 49.41}{2.5 \times 4} = 9.882 \quad [1]$$

β_R –ren lehen balioa lortzeko:

koroaren lehen diametroaren balioa: $D_r = m_n \times z_r = 2.5 \times 24 = 60$ mm.

Amaiera gabeko torlojuaren lehen balioa: $d_p = 2 \times d - D_r$

$$d_p = 2 \times 49.41 - 60 = 38.82 \text{ mm}$$

$$\frac{d_p}{m_n \times z_p} = \cos ec \beta_R' = \frac{38.82}{2.5 \times 4} = 3.882 \Rightarrow \beta_R' = 14.928 = 14^\circ 55' 40''$$

Aurreko angeluarekin metodo iteratiboa erabiliz:

$$9.882 - (6 \times \sec 14.928) = 3.6724 = \cos ec \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15.803 \approx 15^\circ 48' 11''$$

$$9.882 - (6 \times \sec 15.803) = 3.6463 = \cos ec \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15.917 \approx 15^\circ 55' 2''$$

$$9.882 - (6 \times \sec 15.917) = 3.6428 = \cos ec \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15.937 \approx 15^\circ 56' 12''$$

$$9.882 - (6 \times \sec 15.937) = 3.6422 = \cos ec \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15.936 \approx 15^\circ 56' 9''$$

$$9.882 - (6 \times \sec 15.936) = 3.6422 = \cos ec \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15.936 \approx 15^\circ 56' 9''$$

Azken bi balioak berdinak direnez, lortuko den balioa $\beta_R = 15.936$.

Egiaztapena:

$$6 \times \sec 15.936 + \cos ec 15.936 = 9.8819 \quad [2]$$

[2] y [1] artean dagoen errorea oso txikia denez, mesprezagarria izango da.

3.1.2.5.3 Torloju amaigabearen dimentsioak

m_n = Modulu normala mm-tan = 2,5 mm.

n_t = abiadura angeluarra bira minutuko = 140 bira minutuko

z_p = Hertz kopurua = 4

d_p = Diametro primitiboa = $m_n \times z_p \times \cos ec \beta_R = 2.5 \times 4 \times 3.642 = 36.42 \text{ mm}$.

d_i = Barne diametroa mm-tan = $d_p - 2.5 \times m_n = 36.42 - (2.5 \times 2.5) = 30.17 \text{ mm}$.

d_e = Kanpo diametroa mm-tan = $d_p + 2 \times m_n = 36.42 + (2 \times 2.5) = 41.42 \text{ mm}$.

a = Addenduma = 2.5 mm.

b = Deddenduma = $1.25 \times m_n = 1.25 \times 2.5 = 3.125 \text{ mm}$.

h = Hartzaren altuera = $a + b = 2.5 + 3.125 = 5.625 \text{ mm}$.

α = Presio angelua (normalizatua) = 20°

β_p = Hariaren inklinazio angelua = $90^\circ - \beta_R = 90 - 15.56 = 74.44^\circ$

m_{ax} = Modulu axiala = $\frac{m_n}{\sin \beta_p} = \frac{2.5}{0.96} = 2.6 \text{ mm}$.

p_{ax} = Paso axial = $\pi \times m_{ax} = \pi \times 2.6 = 8.17 \text{ mm}$.

p = Torlojuaren pausua = $p_{ax} \times z_p = 8.17 \times 4 = 32.68 \text{ mm}$.

3.1.2.5.4 Koroaren neurriak

m_n = Modulua mm-tan = 2,5 mm.

n_a = Abiadura angeluarra bira minutuko = 23 bira minutuko.

$$z_R = \text{Hortz kopurua} = 24.$$

$$d_r = \text{Diametro primitiboa mm-tan} = m_n \times z_R \times \sec \beta_R = 2.5 \times 4 \times 1.04 = 62.4 \text{ mm}.$$

$$d_i = \text{Barne diametroa mm-tan} = d_r - 2.5 \times m_n = 62.4 - (2.5 \times 2.5) = 56.15 \text{ mm}.$$

$$d_e = \text{Kanpo diametroa mm-tan} = d_r + 2 \times m_n = 62.4 + (2 \times 2.5) = 67.4 \text{ mm}.$$

$$a = \text{Addenduma} = 2.5 \text{ mm}.$$

$$b = \text{Deddenduma} = 1.25 \times m_n = 1.25 \times 2.5 = 3.125 \text{ mm}.$$

$$h = \text{Hortzaren altuera} = a + b = 2.5 + 3.125 = 5.625 \text{ mm}.$$

$$\alpha = \text{Presio angelua (normalizatua)} = 20^\circ$$

$$\beta_R = \text{Hariaren inklinazio angelua} = 90^\circ - \beta_p = 90 - 74.44 = 15.56^\circ$$

$$m_c = \text{Itxurazko modulua} = m_{ax} = 2.6 \text{ mm}.$$

$$D = \text{Diametro altuera mm-tan} = 2 \times d - 0.707 \cdot (d_p - 2 \times m_n) = 2 \times 49.41 - (36.42 - 2 \times 2.5) = 76.61 \text{ mm}.$$

3.1.2.5.5 Koroa eta torloju amaigabeen hortzetako indarrak

Hortzetan agertzen diren indarrak (helikoidalak) kalkulatzeko kontutan eduki behar da torloju amaigabeak motorrak ematen duen momentuen erdia xurgatzen duela.

$$M_{\text{motor}} = 716 \times \frac{\text{Pot}}{n}$$

Non:

M_{motor} = Motore elektrikoak ematen duen momentua kg x m-tan.

Pot = Motorraren potentzia CV-tan = 0.25 CV.

n = Motorraren abiadura angeluarra bira minutuko = 140 bira minutuko.

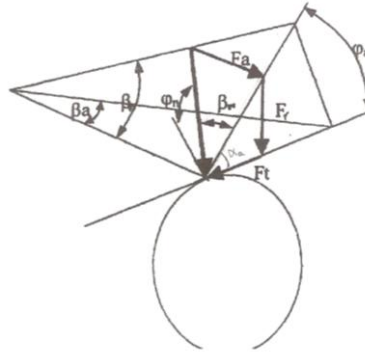
Balioak ordezkatzuz:

$$M_{\text{motor}} = 716 \times \frac{0.25}{140} = 1.28 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Torloju amaigabe bakoitzak jasango duen momentua:

$$M_{\text{tornillo}} = \frac{M_{\text{motor}}}{2} = \frac{1.28}{2} = 0.64 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Indarrak hortzen gainean hurrengoak izango dira:



3.31 Irudia

- Torloju amaigabearen indar tangenziala edo koroaren indar axiala

$$F_t = \frac{M_{\text{torloju}}}{r_1}$$

Non:

F_t = Torlojuaren indar tangenziala edo koroaren indar axiala kg-tan.

M_{torloju} = Torloju amaigabearen aplikaturiko momentua kg x m-tan = 0.64 kg x m.

$r_1 = r_p$ = Torloju amaigabearen erradio primitiboa m-tan = 0.0181 m.

Balioak ordezkatzuz:

$$F_t = \frac{0.64}{0.0181} = 35.36 \text{ kg}$$

- Indar erradiala

$$F_r = \frac{F_t \times \text{tg } \alpha}{\text{tg } \beta_p}$$

Non:

F_r = Indar erradiala kg-tan.

F_t = Torlojuaren indar tangenziala edo koroaren indar axiala kg-tan = 35.36kg.

α = presio angelua = 20°

β_p = Hariaren maldaren angelua = 74.44°

Balioak ordezkatzuz:

$$F_r = \frac{35.36 \times 0.364}{3.58} = 3.6 \text{ kg}$$

- Torlojuaren indar axiala edo koroaren indar tangenziala

$$F_a = \frac{F_t}{\text{tg } \beta_p} = F_t \times \text{tg } \beta_R$$

Non:

Fa = Torlojuaren indar axiala edo koroaren indar tangenziala kg-tan.

Ft = Torlojuaren indar tangenziala edo koroaren indar axiala kg-tan = 35.36 kg.

β_p = Hariaren maldaren angelua = 74.44°

Balioak ordezkatzuz:

$$F_a = \frac{35.36}{3.58} = 9.87 \text{ kg}$$

- Hortzen indar totala

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{35.36^2 + 3.6^2 + 9.87^2} = 36.88 \text{ kg}$$

3.1.2.5.6 Hortzen moduluaren egiaztapena

Egiaztatu behar da ea aukeratutako modulua tentsio axialak sorturiko indarrak jasateko gai den. Honetarako, Spotts, M. y Shoup, T.-ren "Elementos de máquinas" liburua erabiliko da.

Hasierako datuak:

$$m_c = \frac{m_n}{\text{sen } \beta_p} = \frac{2.5}{\text{sen } 74.4} = 2.6 \text{ mm}$$

$$F_t = 35.36 \text{ kg}$$

$$m_c \geq \sqrt{\frac{5 \times F_t}{C \times R}}$$

Non:

m_c = Modulu zirkunferentzia-la mm-tan = 2.6 mm

F_t = torloju amaigabeen aplikaturiko indarra kg-tan= 35.36 kg

C = Tailatze akaberako konstantea = 12 ("rectificado")

R = Materialaren arabeko lanerako koefizientea = 6 ("acero moldeado")

Balioak ordezkatzuz:

$$m_c \geq \sqrt{\frac{5 \times 35.36}{12 \times 6}} = 1.567 \text{ mm} < 2.6 \text{ mm}$$

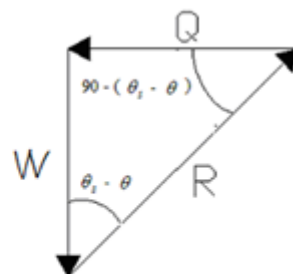
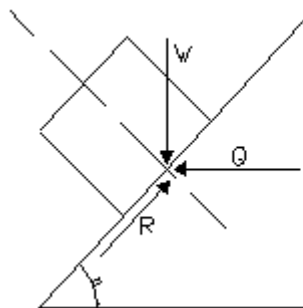
Lorturiko balioa 2.6 mm baino txikiagoa denez, hariak, agertuko diren indarrak jasango ditu.

3.1.2.5.7 Motorra eta akoplamenduaren aukeraketa

Motorraren aukeraketarako sisteman beharrezkoa den potentzia kontutan izan behar da, potentzia hau topearen desplazamendu maximoan ematen da, hau da, topea igotzen denean.

- Ardatz – Topea

Hariarengan eragiten duten indarren diagrama:



3.32 Irudia

$$\theta = 74.44^\circ$$

$$\theta_s = 90^\circ$$

Sinuaren teorema erabiliz:

$$\frac{W}{\sin[90 - (\theta_s - \theta)]} = \frac{R}{\sin 90} = \frac{Q}{\sin(\theta_s - \theta)}$$

W masa topearen balioa den= 8.23 kg.

Beraz:

$$Q = \frac{W \times \sin(\theta_s - \theta)}{\sin[90 - (\theta_s - \theta)]} = \frac{8.23 \times 0.26}{0.96} = 2.3 \text{ kg}$$

Ardatzaren momentu bihurtzailea:

$$M = Q \times r_m$$

Non:

$$Q = 2.3 \text{ kg}$$

$$r_m = \text{Ardatza eta topearen kontaktu puntuko erradioa mm-tan} = 40 \text{ mm}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$M = Q \times r_m = 2.3 \times 40 = 92 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 0.092 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

- Torloju amaigabea-ardatza-koroa multzoa

Aurreko datuetan oinarrituta $M = 0.092 \text{ kg} \cdot \text{m}$, Q multzoaren karga atera daiteke:

$$Q = \frac{M}{R_r}$$

Non:

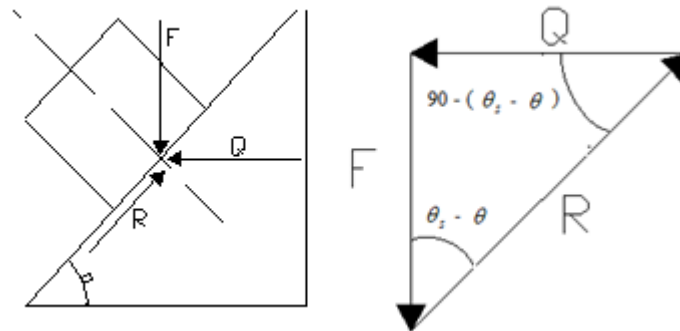
$$M = 0.092 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$R_r = \text{Koroaren erradio primitiboa mm-tan} = 31.2 \text{ mm.}$$

Datuak ordezkatzuz:

$$Q = \frac{92}{31.2} = 2.95 \text{ kg}$$

Hortzarengan eragina duten indarren diagrama:



3.34 Irudia

Sinuaren teorema erabiliz:

$$\frac{F}{\text{sen}[90 - (\theta_s - \theta)]} = \frac{R}{\text{sen}90} = \frac{Q}{\text{sen}(\theta_s - \theta)}$$

Beraz:

$$F = \frac{Q \times \text{sen}[90 - (\theta_s - \theta)]}{\text{sen}(\theta_s - \theta)} = \frac{2.95 \times 0.96}{0.269} = 10.5 \text{ kg}$$

Motorraren momentu bihurtzailea:

$$M_{\text{mot}} = 2 \times F \times r_p \text{ (tornillo sinfin)} = 2 \times 10.5 \times 18.21 = 382.41 \text{ kg} \cdot \text{mm} \approx 0.38 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Azkenik, motorrak eman behar duen potentzia:

$$Pot = \frac{M_{\text{mot}} \times n}{716} = \frac{0.38 \times 140}{716} = 0.0743 \text{ CV}$$

Lorturiko datuetan oinarrituta, aukeratuko den motorra, CIDEPSA etxeko motor-erreduktore bat aukeratuko da, zein 0.25 CV potentzia eta 140 bira minutuko abiadura angeluarra izango duen.

Motorraren momentu bihurtzailea:

$$M_{\text{mot}} [\text{kg} \cdot \text{m}] = 716 \times \frac{Pot [\text{CV}]}{n [\text{rpm}]}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$M_{mot} = 716 \times \frac{0.25}{140} = 1.28 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Behin motorra aukeratuta, torlojuari lotuta joango den akoplamendua aukeratu behar dugu. Akoplamenduaren helburuetako bat motorra eta torlojuaren artean ez-lerrokatzeak ez agertzea da. Horretaz gain, akoplamendua motorra piztean sortzen diren esfortzuak gutxitzeko balio izango du. Akoplamenduaren aukera egiteko Rotex enpresaren adierazpenetik abiatuko gara.

T_{KN} = Giltzaduraren momentu nominala.

T_N = Abiaraztearen momentu nominala.

S_t = Temperatura faktorea.

T_{Kmax} = Giltzaduraren momentu maximoa

T_S = Giltzadura momentuaren gailurra

S_Z = Abiarazte faktorea

T_{AS} = Hasierako momentuaren gailurra

M_A = Sarrera masaren faktorea

S_A = Zerbitzu faktorea

Katalogoko adierazpenak erabiliz:

$$* T_{KN} \geq T_N \times S_t = 12.28 \times 1.2 = 14.736 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_N = 9550 \times \frac{Pot[Kw]}{n[r.p.m.]} [\text{N} \cdot \text{m}] = 9550 \frac{0.18}{140} = 12.28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S_t = 1.2$$

$$* T_{Kmax} \geq T_S \times S_Z \times S_t = 27.85 \times 1.2 \times 1.2 = 40.11 \text{ Nm}$$

$$T_S = T_{AS} \times M_A \times S_A = 22.104 \times 0.7 \times 1.8 = 27.85 \text{ Nm}$$

$$T_{AS} = S_A \times T_N = 1.8 \times 12.28 = 22.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_A = 0.7$$

$$S_A = 1.8$$

$$S_Z = 1.2$$

$$S_t = 1.2$$

T_{KN} y T_{Kmax} balioekin akoplamenduen taulatik 24/28/92 Sh motatik A eredia aukeratuko da.

Neurria	Bihurdura angelua		Momentua (N x m)			Almortiguazioa (N)
			Tkn	Tkmax	Tkw (altert)	
24/28	3,2°	5°	35	70	9	6,6

3.1.2.5.8 Transmisio ardatzaren kalkulua

Transmisio ardatzaren kalkulurako Spotts, M. y Shoup, T-ren "Elementos de máquinas" liburuko adierazpenak eta ASME kodigoa erabiliko dira. Koefiziente zuzentzaile batzuen laguntzarekin, ardatzean aplikaturiko kargak aldakorrak direla kontsideratuko dira eta honela nekezko apurketa arriskua ekidituko da.

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zurrunentzako:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Azkenik:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times C.S.}{0.5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non:

D = Ardatzaren diametro mm-tan.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 1.5

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/mm² -tan= 40 kg/mm².

C_m y C_t = Asme kodearen koefizienteak ardatz birakor nekea eta karga aldakorrak kontutan hartzeko.

C_m = M = 2.0 momentu makurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

C_t = T = 1.5 momentu bihurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

$M =$ Ardatzean ezarritako momentu makurtzaile maximoa $\text{kg} \cdot \text{mm-tan} = 0$

$T =$ Ardatzean ezarritako momentu bihurtzaile maximoa $\text{kg} \cdot \text{mm-tan} = 1280 \text{ kg} \cdot \text{mm}$.

Hasierako datuak:

Transmisio ardatzaren materiala= UNE F-1140 altzairua.

$\sigma_R = 65 - 80 \text{ kg/mm}^2$.

$\sigma_{flu} = 40 \text{ kg/mm}^2$.

$A (\%) = 17\%$

$HB = 183 - 232 \text{ kg/mm}^2$.

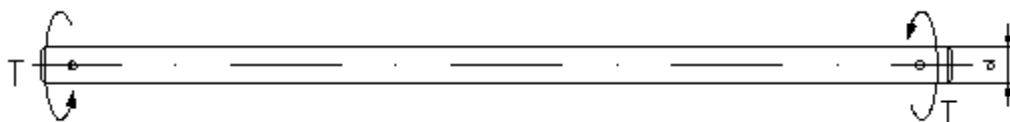
$C.S. = 1.5$

C_m y $C_t =$ Asme kodearen koefizienteak ardatz birakor nekea eta karga aldakorrak kontutan hartzeko.

$C_m = 2.0$

$C_t = 1.5$

Kasu honetan, ardatzaren funtzioa biraketa mugimendua leku batetik bestera momentu bihurtzailearen bitartez transmititzea da. Momentu bihurtzaile hau berma puntuetan aplikaturik egongo da, horregatik ez dira kanpo indarrak egongo. Beraz bere kalkulurako torloju amaigabeek transmititzen dioten momentu bihurtzailea kontsideratuko da soilik, azkenengo emaitza handituz, ardatzaren berezko pisuak ekar ditzaken desbiderapenak ekiditeko. Beraz:



3.36 Irudia

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.5}{0.5 \times 4000 \times \pi} \times \sqrt{(2 \times 0)^2 + (1.5 \times 128)^2}} = 0.9 \text{ cm} = 9 \text{ mm}$$

Aurretik aipatu den moduan, edozein desbiderapen ekiditeko diametroa 17mm-tara handituko da.

3.1.2.5.9 Torlojuentzako errodamenduen aukera

Orain torloju amaigabearen errodamenduen kalkulua eta aukeraketa egingo da. Kargak txikiak direnez, erabiliko diren errodamenduak bolazkoak izango dira. Errodamenduetan aplikaturik egongo diren kargen kalkulurako CETA norma jarraituko da. Bertan torloju amaigabe eta hortz helikoidaldun gurpiletan sortzen diren indarren adierazpenak aipatzen dira.

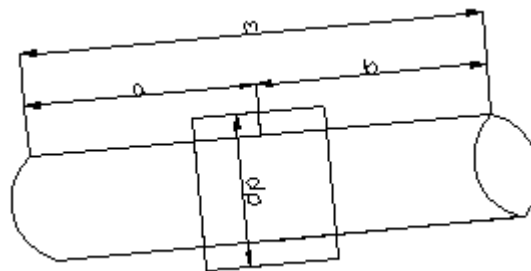
Hasierako datuak:

F_a = Torloju amaigabe bakoitzeko indar axiala kg-tan = 35.36 kg.

$F_{a, total}$ = Indar axial totala kg-tan = $35.36 \times 2 = 70.72$ kg.

F_r = Torloju amaigabe bakoitzeko indar erradiala kg-tan = 3.6 kg.

$F_{r, total}$ = Indar erradial totala kg-tan = $3.6 \times 2 = 7.2$ kg.



3.33 Irudia

Non:

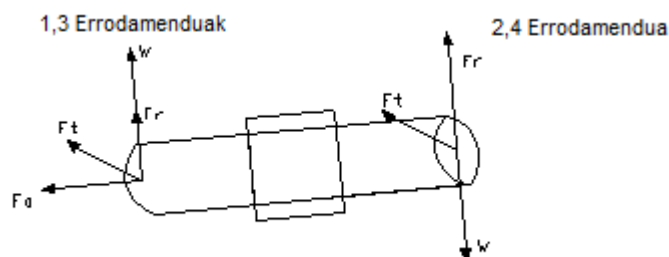
$$b = 100 \text{ mm}$$

$$m = 200 \text{ mm}$$

$$a = 100 \text{ mm}$$

$$r = d_p/2 = 36.42 / 2 = 18.21 \text{ mm}$$

Agertzen diren indarrak:



3.34 Irudia

1) 2 eta 4 Errodamenduak. Mugikorrak.

$$F_{t2,4} = Ft \times \frac{b}{m} = 70.72 \times \frac{100}{200} = 35.36kg$$

$$Fr_{2,4} = Fr \times \frac{b}{m} = 7.2 \times \frac{100}{200} = 3.6kg$$

$$W_{2,4} = Fa \times \frac{r}{m} = 19.75 \times \frac{18.21}{200} = 1.8$$

-- *Erradiala* :

$$Fra_{2,4} = \sqrt{F_{t2,4}^2 + (Fr_{2,4} - W_{2,4})^2} = \sqrt{35.36^2 + (3.6 - 1.8)^2} = 35.4kg$$

-- *Axiala* :

$$Fax_{2,4} = 0 kg$$

2) 1 eta 3 Errodamenduak. Mugikorrak.

$$F_{t3,1} = Ft \times \frac{a}{m} = 70.72 \times \frac{100}{200} = 35.36kg$$

$$Fr_{3,1} = Fr \times \frac{a}{m} = 7.2 \times \frac{100}{200} = 3.6kg$$

$$W_{3,1} = Fa \times \frac{r}{m} = 19.75 \times \frac{18.21}{200} = 1.8$$

-- *Erradiala* :

$$Fra_{3,1} = \sqrt{F_{t3,1}^2 + (Fr_{3,1} + W_{3,1})^2} = \sqrt{35.36^2 + (3.6 + 1.8)^2} = 35.77kg$$

-- *Axiala* :

$$Fax_{3,1} = Fa = \frac{Ft}{tg\beta} = \frac{70.72}{3.58} = 19.75kg$$

-- *Konposatua* :

$$\sqrt{Fr_{3,1}^2 + Fax_{3,1}^2} = \sqrt{3.6^2 + 19.75^2} = 40.8kg$$

Behin emaitzak lortuta, errodamenduen aukeraketa egin behar da:

2 eta 4 errodamenduak :

$$F_r = 35.36 \text{ kg}$$

$$F_a = 0$$

$$\begin{cases} L_H = 20.000 \text{ horas} \\ n = 140 \text{ r.p.m} \end{cases} \Rightarrow \frac{C}{P} = 5.75$$

Bolazko errodamendu zurrun bat aukeratu egin da, SKF katalogoko 61805, $d = 25 \text{ mm}$ errodamendua.

Izendapena	Barne diametroa mm-tan	Kanpo diametroa mm-tan	Karga dinamikoa C kN	Karga estatikoa C ₀ kN	Masa kg
RMS 7	22.225	57.15	18.6	9.3	0.18
61805	25	37	4.36	2.6	0.022
61805 2RS1	25	37	4.36	2.6	0.022

Karga axialik ez dagoenez: $P = F_{\text{erradial}}$

$$P = F_{\text{erradiala}} = 35.36 \text{ kg}$$

$$C = 5.75 \times P = 203.32 \text{ kg} = 1994.57 \text{ N}$$

$C_{\text{katalogo}} = 4360 \text{ N} > 1994.7$, aukeraturiko errodamendua onargarria da.

Estatikaren arabera:

$$C_o = S_o \times P_o$$

Karga axiala ez dagoenez: $P_o = F_r = 35.36 \text{ kg}$

$$S_o = 2 \text{ (talka handiko kargak)}$$

Beraz:

$$C_o = 70.72 \text{ kg} = 693.76 \text{ N}$$

$C_o \text{ katalogoa} = 2600 > 693.76$, onartuko da.

1) 1 eta 3 errodamenduak.

$$\begin{cases} F_r = 35.77 \text{ kg} \\ F_a = 19.75 \text{ kg} \end{cases} \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0.55$$

$$\begin{cases} L_H = 20.000 \text{ horas} \\ n = 140 \text{ r.p.m} \end{cases} \Rightarrow \frac{C}{P} = 5.75$$

Aurreko errodamendu berdina aukeratuko da: 61805

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{193.7}{2600} = 0.0745 \Rightarrow \text{iterando} : e = 0.273 \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 0.55 > e$$

$$(Fa = 19.75 \text{ kg} \times 9.81 = 193.7 \text{ N})$$

Tauletatik:

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.58$$

$$\text{beraz: } P = (0.56 \times 35.77) + (1.58 \times 19.75) = 51.236 \text{ kg}$$

$$C = P \times 5.75 = 294.6 \text{ kg} = 2890 \text{ N}$$

$$C_{\text{katalogoa}} = 4360 > 2890, \text{ onartuko da.}$$

Estatikaren arabera:

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 62.674 \text{ kg} = 614.8 \text{ N}$$

Karga axiala zero denez:

$$P_0 = X_0 \times Fr + Y_0 \times Fa = (0.6 \times 35.77) + (0.5 \times 19.75) = 31.337 \text{ kg}$$

$$X_0 = 0.6$$

$$Y_0 = 0.5$$

$$S_0 = 2 \text{ (karga handietara aplikaturiko talkak)}$$

Beraz:

$$C_0 = 614.8 \text{ N}$$

$$C_{\text{katalogoa}} = 2600 > 614.8 \text{ N, onargarria da.}$$

3.1.2.5.10 Ardatz nagusiaren kalkulua

Ardatz nagusiaren kalkulurako ASME kodigo eta Spotts, M. y Shoup, J.-ren “Elementos de máquinas” liburua erabiliko da

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{C.S.}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zurrunentzako:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Azkenik:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times C.S.}{0.5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non:

d = Ardatzaren diametro mm-tan.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 1.5

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/mm² -tan= 40 kg/mm².

C_m y C_t = Asme kodearen koefizienteak ardatz birakor nekea eta karga aldakorrek kontutan hartzeko.

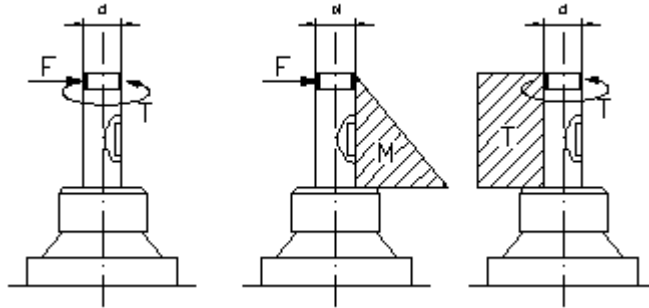
$C_m = M = 2.0$ momentu makurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

$C_t = T = 1.5$ momentu bihurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

M = Ardatzean ezarritako momentu makurtzaile maximoa kg · mm-tan.

T = Ardatzean ezarritako momentu bihurtzaile maximoa kg · mm-tan.

Ardatz honetan bere diseinua dela eta apurketa arriskua daukan gunea koroarekiko lotura gunea izango da. Bertan motor elektrikoak koroaren bitartez momentu bihurtzaile bat transmitituko dio eta gainera momentu makurtzaile bat sortuko duen indar tangenzial bat egongo da ere.



3.35 Irudia

$$T = 716.2 \times \frac{N}{n} = 716.2 \times \frac{0.25}{24} = 7.46 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad ; \quad F = \frac{T}{r} = \frac{7.46}{\frac{d}{2}} = \frac{14.92}{d} \text{ m}$$

Mentsula bat izango balitz bezala kontsideratuko da, beraz momentu makurtzailea:

$$M = F \times \text{dist} = \frac{14.92}{d} \times 2.75 = \frac{41.03}{d} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Hasierako formulak balioak ordezkatur:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2}{0.5 \times 6000 \times \pi} \times \sqrt{\left(2 \times \frac{4103}{d}\right)^2 + (1.5 \times 746)^2}}$$

Modu iteratiboa erabiliz $d = 22$ mm-koa lortuko da.

Ardatzak gilbordura arazoa edukiko duen ala ez egiaztatzeko, gilbordurak onartzen duen karga maximoa kalkulatu da:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 120000 \times \frac{\pi \times 11^4}{64}}{68^2} = 184078.8 \text{ kg} > 110000 \text{ kg}$$

Ez da gilbordura arazorik egongo.

Azkenik, errodamenduen berma puntuetan agertuko diren tentsioak aztertuko dira. Zilindroa koperarekin kontaktuan dagoenean, honek 110000 kg-ko indarra eragingo dio. Indar hau errodamenduetara pasatuko da tentsio axialen bitartez:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{110000}{\left(\frac{\pi \times (13^2 - 12^2)}{4}\right) + \left(\frac{\pi \times (14.5^2 - 11^2)}{4}\right)} = 1225.99 \text{ kg/cm}^2$$

Honekin agertuko diren tentsioak arriskutsuak ez direla izango egiaztatuko da.

3.1.2.5.11 Ardatz nagusiko errodamenduaren aukeraketa

Errodamenduaren aukeraketan, ardatzaren ezaugarri berezien menpean egongo da. Kasu honetan hiru errodamendua erabiliko dira: errodamendu angeluar bat eta bi errodamendu axial.

Errodamendu hauen kalkulurako ezin dugu torloju amaigabeetan erabili den metodo erabili, ardatza nagusia bertikalean kokatuta egongo baita. Horregatik Spotts, M y Shoup, T.-ren "Elementos de máquinas" liburua erabiliko da.

Kalkulurako indar hidraulikoa hala nola ardatzaren pisua kontsideratu dira, bi indar hauek axialak izanda.

$$F_a = 110000 + 35 = 110035 \text{ kg} = 1079443.35 \text{ N}$$

Diseinua dela eta erabiliko diren errodamenduak 170 y 190 mm-tako kanpo diametroa izango dutenak izango dira.

SKF katalogoa aztertuz, 29322E y 29320E motako errodamenduak aukeratuko dira, zeintzuk 3550 orduko iraupena duten. Errodamenduen bizitza SKF etxeak errazten duen programa batekin kalkulatu da.

<i>Modelo</i>	<i>Barne diametroa mm</i>	<i>Kanpo diametroa mm</i>	<i>Karga dinamikoa C kN</i>	<i>Karga estatikoa C₀ kN</i>	<i>Masa kg</i>
29418 E	90	190	845	2000	7.75
29320 E	100	170	465	1290	3.65
29420 E	100	210	980	2500	10.5
29322 E	110	190	610	1730	5.3
29422 E	110	230	1180	3000	13.5

Errodamendua angeluarrak indar txikiak jasango dituen, 190mm-tako kanpo diametroa duen errodamendua aukeratuko da.

SKF-ko katalogoa begiratu, 7221 BEP errodamendua aukeratuko da, zein 7971 orduko bizitza izango duen.

Modelo	Barne diametroa mm	Kanpo diametroa mm	Karga dinamikoa C kN	Karga estatikoa C ₀ kN	Masa kg
7221 BEC	105	190	156	150	3.82
7221 BEP	105	190	148	137	3.82
7321 BEC	105	225	203	193	9.12

Kontutan eduki behar da errodamenduen bizitza laburra izango dela jasango dituzten indar gehienak axialak izango direlako.

3.1.2.5.12 Torloju amaigabearen eta transmisio ardatzaren lotura zorroaren kalkulua

Zorroaren kalkulurako ASME metodoa erabiliko da. Koefiziente zuzentzaile batzuen laguntzarekin, ardatzean aplikaturiko kargak aldakorrak direla kontsideratuko dira eta honela nekezko apurketa arriskua ekidituko da.

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \times \sigma_{fu}}{C.S.}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Eta ardatz hutsentzako:

$$\tau_{\max} = \frac{r_{\text{ext.}}}{J} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Adierazpenak berdinduz:

$$\frac{0.5 \times \sigma_{fu}}{C.S.} = \frac{r_{\text{ext.}}}{J} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Non:

$r_{\text{ext.}}$ = Ardatzaren kanpo erradioa cm-tan = 1.15 cm.

C.S. = Segurtasun koefizientea.

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan 40 kg/mm^2 .

C_m y C_t = Asme kodearen koefizienteak ardatz birakor nekea eta karga aldakorrak kontutan hartzeko.

$C_m = M = 2.0$ momentu makurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

$C_t = T = 1.5$ momentu bihurtzaileari aplikaturiko karga eta neke koefizientea.

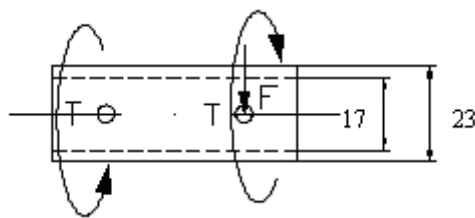
M = Ardatzean ezarritako momentu makurtzaile maximoa $\text{kg} \cdot \text{cm}$ -tan = 158.6 $\text{kg} \cdot \text{cm}$.

T = Ardatzean ezarritako momentu bihurtzaile maximoa $\text{kg} \cdot \text{cm}$ -tan = 92 $\text{kg} \cdot \text{cm}$.

J = Ardatzaren inerti polarra mm^4 -tan

Ardatzaren materiala = F-1140.

Aplikaturiko momentu bihurtzailea motore elektrikoak ezarritakoa izango da eta momentu honek indar tangenzial bat sortuko du zeinek momentu makurtzaile bat sortuko duen.



3.36 Irudia

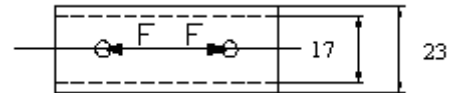
Aurreko formulak balioak ordezkatuz:

$$\frac{0.5 \times 4000}{\text{C.S.}} = \frac{1.15}{\frac{\pi}{32} \times (2.3^4 - 1.7^4)} \times \sqrt{(2 \times 158.6)^2 + (1.5 \times 92)^2} \Rightarrow \text{C.S.} = 9.69$$

Ez da arazorik egongo.

Jarraian zorroen trakzioarekiko erresistentzia konprobatuko da. Honetarako torloju amaigabearen hortzetan sortzen diren indar axialak kontutan izango dira. Kontutan eduki beharko da aurretik lorturiko indar axiala bider bi egin behar dela.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2 \times 9.87}{\frac{\pi \times (2.3^2 - 1.7^2)}{4}} = 10.47 \text{ kg/cm}^2$$



3.37 Irudia

Ikus daitekeen moduan, indar axialak ez du apurketa arazorik eragingo.

Jarraian zorroa eta transmisio ardatza edo zorroa eta torloju amaigabeak lotzen dituzten ziriak kalkulua egingo da. Kasu honetan ziriak tentsio ebakitzailen menpe egongo dira.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{92}{1.15} = 80 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau}} = 1.6 \text{ mm}$$

Seguritateagatik $d = 4 \text{ mm}$ y $l = 8 \text{ mm}$ dimentsioko ziriak erabiliko dira.

3.1.2.5.13 Txabeten kalkulua

Bi txabeta ezberdin kalkulatu dira. Alde batetik koroa eta ardatzean lotzen duena eta bestetik torloju amaigabea eta motore elektriko lotzen dituen. Honetarako Spotts, M. y Shoup, T.-en "Elementos de máquinas" liburuan agertzen diren pausuak jarraituko dira.

- Koroa era ardatzaren artean kokaturiko txabeta

Lehenik eta behin, txabetan aplikatuko den momentua jakin beharko da.

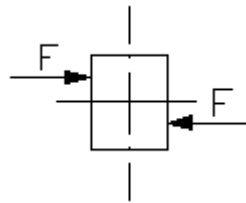
$$T = 71620 \times \frac{N}{n} = 71620 \times \frac{0.25}{24} = 746 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Ardatzean eragiten den indarra:

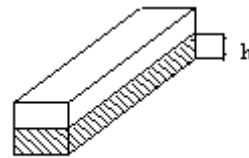
$$F = \frac{T}{r} = \frac{746}{1.1} = 678.22 \text{ kg}$$

Behin indarra era ardatzaren diametroa jakinda ($d = 22 \text{ mm}$), landapena, tentsio ebakitzailak eta txabeteroaren landapena aztertuko da. Txabeta aurreko hiru ezaugarrien arabera aukeratuko da.

Txabetaren erresistentzia tentsio ebakitzailerara:



3.39 Irudia



3.40 Irudia

$$\frac{\tau_{\max}}{C.S.} = \frac{F}{A_{\text{cortadura}}} \quad ; \quad A_{\text{cortadura}} = l \times b \Rightarrow l = \frac{F \times C.S.}{b \times \tau_{\max}}$$

Non:

l = Txabetaren luzera cm-tan.

F = Txabetan aplikaturiko indarra kg-tan = 678.22 kg.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 2.

b = Txabetaren lodiera cm-tan = 0.8 cm.

τ_{\max} = Txabetak jasan dezakeen tentsio ebakitzailak maximoa kg/cm^2 -tan = $0.5 \times 4000 \text{ kg/cm}^2$.

Balioak ordezkatuz:

$$l = \frac{F \times C.S.}{b \times \tau_{\max}} = \frac{678.22 \times 2.0}{0.8 \times 0.5 \times 4000} = 0.848 \text{ cm}$$

C.S. = Segurtasun koefizientea = 2.0

h = Txabetaren kontaktu altuera = 0.4 cm.

σ = Txabeteroak jasan dezakeen konpresio tentsio maximoa kg/cm^2 -
tan = 7300 kg/cm^2 .

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times C.S.}{h \times \sigma} = \frac{678.22 \times 2.0}{0.4 \times 7300} = 0.464 \text{ cm}$$

Lorturiko hiru balioetatik kritikoenarekin geratuko gara, $l = 8.48 \text{ mm}$.
Lorturiko neurri honekin, katalogotik txabeta aukeratuko da:

$$l = 18 \text{ mm} ; h = 7 \text{ mm} ; b = 8 \text{ mm}$$

- Motoren elektrikoak eta torloju amaigabearen artean egongo den txabeta

Lehenbizi motore elektrikoak eragingo duen momentua jakin beharko da:

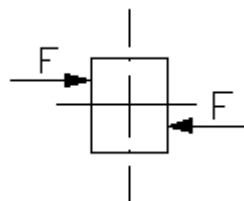
$$T = 716 \times \frac{0.25}{140} = 1.28 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Torloju amaigabearen aplikatuko den indarra:

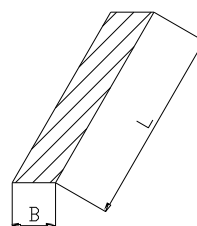
$$F = \frac{T}{r} = \frac{1.28}{8.5 \cdot 10^{-3}} = 150.59 \text{ kg}$$

Behin torloju amaigabearen diametroa eta indarra jakinda, txabetaren luzera aukeratuko da. Honetarako, txabeta eta txabeteroaren arteko landapenaren erresistentzia eta txabetak tentsio ebakitzaila duen erresistentzia konprobatu behar da.

Txabetaren erresistentzia tentsio ebakitzaila:



3.46 Irudia



3.47 Irudia

$$\frac{\tau_{\max}}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{ebaki}}} ; A_{\text{ebaki}} = l \times b \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{b \times \tau_{\max}}$$

Non:

l = Txabetaren luzera cm-tan.

F = Txabetan aplikaturiko indarra kg-tan = 150.59 kg.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 2.0

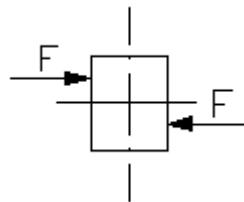
b = Txabetaren zabalera = 0.6 cm.

τ_{\max} = Txabetak jasan dezakeen tentsio ebakitzailerik maximoa kg/cm^2 -tan = $0.5 \times 4000 \text{ kg/cm}^2$.

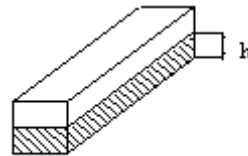
Balioak ordezkatur:

$$l = \frac{F \times C.S.}{b \times \tau_{\max}} = \frac{150.59 \times 2.0}{0.6 \times 0.5 \times 4000} = 0.251 \text{ cm}$$

1) Txabetaren landapena kontutan izanda:



3.48 Irudia



3.49 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{enpotramendu}}} ; A_{\text{enpotramendu}} = l \times h \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non:

l = Txabetaren luzera cm-tan.

F = Txabetaren landapen indarra kg-tan = 150.59 kg.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 2.0

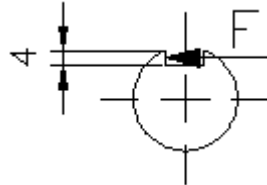
h = Txabetaren landapen altuera = 0.4 cm.

σ = Txabetak jasan dezakeen konpresio tentsio maximoa kg/cm^2 -tan = 4000 kg/cm^2 .

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times C.S.}{h \times \sigma} = \frac{150.59 \times 2.0}{0.4 \times 4000} = 0,188 \text{ cm}$$

2) Txabeteroaren landapena kontutan izanda:



3.50 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{zapaltze}} \quad ; \quad A_{zapaltze} = l \times h \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non:

l = Txabetaren luzera cm-tan.

F = Txabetan aplikaturiko indarra kg-tan = 150.59 kg.

C.S. = Segurtasun koefizientea = 2.0

h = Txabetaren kontaktu altuera = 0.4 cm.

σ = Txabeteroak jasan dezakeen landapen tentsio maximoa kg/cm^2 - tan = 7300 kg/cm^2 .

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times C.S.}{h \times \sigma} = \frac{150.59 \times 2.0}{0.4 \times 7300} = 0,103 \text{ cm}$$

Lorturiko hiru balioetatik luzera kritikoena aukeratuko da, hau da, l = 2.51 mm. Hurrenez, katalogotik txabeta egokiena aukeratuko da:

l = 8 mm ; h = 6 mm ; b = 6 mm

3.2 TAULA ETA GRAFIKOAK

1. Taula

Valores de K_{adm} [kg/cm^2] para una duración de servicio de 5000 horas

Piñón o rueda de	Dureza Brinell DB [kg/mm^2]	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										$k_{min.}$
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
GG-18.....	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	—	—	—	3,5
GG-26.....	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	—	7
GS o bien St 42....	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
St 50.....	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
St 60.....	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
St 70.....	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Acero mej. al Mn 80-95 kg/mm^2	230	—	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Acero mej. al Mn.. 90-105 kg/mm^2	260	—	—	89	70	52	41	36	33	28	24	30
Acero aleado mej. (templado).....	450	—	—	—	210	155	120	105	95	83	70	60
Acero aleado cement. (templado)	600	—	—	—	370	270	215	190	170	150	125	80

Este valor corresponde a $p \approx 0,75 \sigma_s$ (σ_s = límite de fluencia) que, según la experiencia, no es necesario reducir ni aun para elevadas velocidades, si en el cálculo se pone el momento de giro real.

Notas:

Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1,5

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de k_{adm} se hará = φk_{5000} (los valores de φ se sacan de la tabla auxiliar que acompaña).

TABLA 26
(Cont.) Valores de φ

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

2. Taula

Propiedades mecánicas de los materiales para ruedas dentadas

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a trac. σ_{II} <i>T_{tr}</i>	Límite de fluencia mínimo σ_s <i>σ_s</i>	Dureza Brinell <i>DB</i>	Resist. fatiga flexión alternat. σ_{bIV} <i>σ_b</i>	Solicitación adm. para velocidades medias y elevadas $\sigma_{b adm.}$ <i>σ_{b adm.}</i>
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Fund. gris	GG-18		IV 18		150-170	± 8,5	350-450
	GG-22		IV 22		180-200	± 11	450-550
	GG-26		IV 26		200-220	± 12	550-650
Acero mold.	GS-45	recoc.	IV 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	recoc.	IV 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alear	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Ac. cement sin alear	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Ac. mejora-do sin alear	Ck 45	mej.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	mej.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Ac. mejora-do al Mn	30Mn5	mej.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	mej.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	mej.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Ac. cement. aleado	15CrNi6	templ.	90-120 ¹⁾	65	600 ²⁾	± 45	2000-3000
	18CrNi8	templ.	120-145	80		± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60		± 43	1900-3000
	20MnCr5	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Ac. mejora-do aleado	34Cr4	templ.	130-155 ³⁾	100	380-450	± 50	3000-4000
	41Cr4	templ.	155-180 ³⁾	130			
	50CrV4	templ.	150-175 ⁴⁾	130			
	50CrMo4	templ.	150-174 ⁴⁾	130			

¹⁾ Resistencia del núcleo.

²⁾ Estos valores son válidos para la capa superficial templada.

³⁾ Templado en baño de cianuro.

⁴⁾ Templado en aceite.

Los materiales sintéticos de elevada calidad, como tejidos endurecidos y chapa de madera prensada pueden ser solicitados como la GG-18.

3. Taula

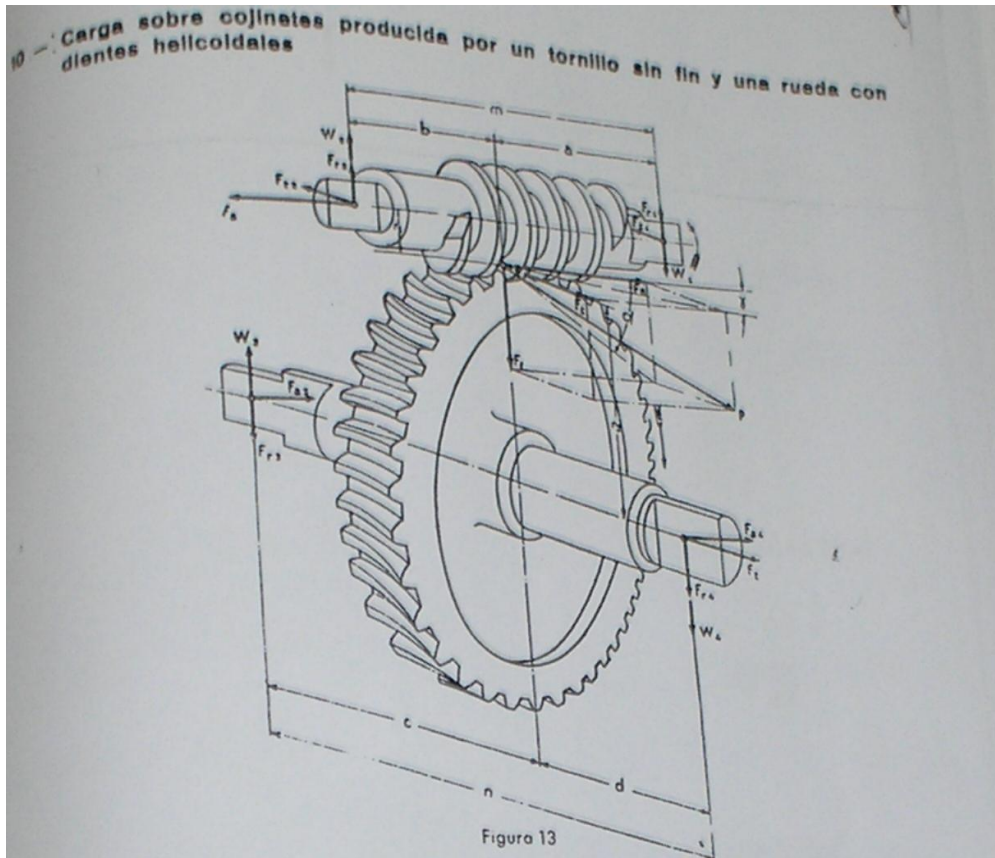


Figura 13

FUERZA EXTERIOR	CARGA SOBRE LOS COJINETES			
	Cojinete I	Cojinete II	Cojinete III	Cojinete IV
F _t TANGENCIAL (*) DE VUELCO (**)	$F_{t1} = Ft \frac{b}{m}$	$F_{t2} = Ft \frac{a}{m}$	$W_3 = Ft \frac{r_1}{n}$	$W_4 = W_3 \frac{d}{c}$
RADIAL Fr	$Fr_1 = Fr \frac{b}{m}$	$Fr_2 = Fr \frac{a}{m}$	$Fr_3 = Fr \frac{d}{n}$	$Fr_4 = Fr \frac{c}{n}$
F _a DE VUELCO (*) TANGENCIAL (**)	$W_1 = Fa \frac{r_1}{m}$	$W_2 = W_1 = Fa \frac{r_1}{m}$	$Fa_3 = Fa \frac{a}{n}$	$Fa_4 = Fa \frac{c}{n}$
	CARGA RADIAL RESULTANTE			
	$\sqrt{F_{t1}^2 + (Fr_1 - W_1)^2}$	$\sqrt{F_{t2}^2 + Fr_2^2 + W_2^2} = R_2$	$\sqrt{Fa_3^2 + (W_3 - Fr_3)^2}$	$\sqrt{Fa_4^2 + Fr_4^2 + W_4^2} = R_4$
	CARGA AXIAL			
AXIAL Fa para el tornillo Ft para la rueda	—	Fa	—	Ft
	CARGA COMPUESTA			
	—	$\sqrt{R_2^2 + Fa^2}$	—	$\sqrt{R_4^2 + Ft^2}$

(*) Para el tornillo.
(**) Para la rueda.

$Mt = 716 \frac{CV}{n_1}$ en mkg

$Ft = \frac{Mt}{r_1}$ en kg.

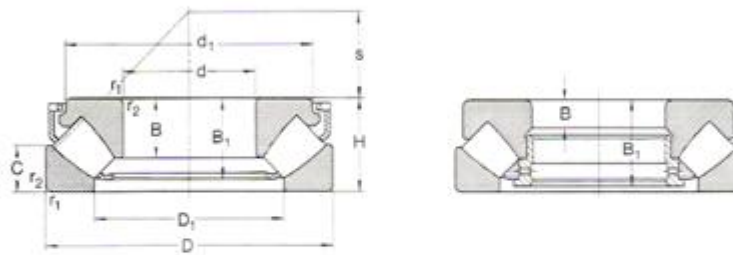
$Fr = \frac{Ft \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \gamma}$ en kg.

$Fa = \frac{Ft}{\operatorname{tg} \gamma}$ en kg.

Momento motor
CV = potencia transmitido, en caballos
n₁ = revoluciones por minuto del tornillo.
Esfuerzo tangencial del tornillo, paralelo al eje de la rueda.
r₁ = radio primitivo del tornillo sin fin, en m.
r₂ = radio primitivo de la rueda
r_a = número de dientes de la rueda X paso axial del tornillo.
 $r_a = \frac{2\pi}{n_2}$
Esfuerzo radial dirigido según la normal común al eje del tornillo y al de la rueda
α = ángulo de presión del diente.
γ = inclinación de la hélice.
Esfuerzo axial paralelo al eje del tornillo y, a la vez, esfuerzo tangencial útil para el mundo de la
Relación de velocidades: $n_2 = n_1 \frac{\text{Revoluciones por minuto de la rueda}}{\text{Número de entradas del tornillo}}$
 $n_2 = n_1 \frac{\text{Número de dientes de la rueda}}{\text{Número de entradas del tornillo}}$

4. Taula

Rodamientos axiales de rodillos a rótula
d 60-170 mm



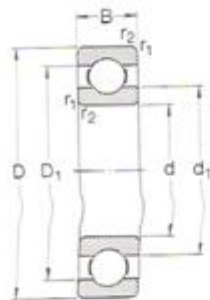
Diseño E

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima A	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	H	C	C_0			Lubricación con grasa / aceite			
mm			N		N	-	r/min		kg	-
60	130	42	345 000	915 000	114 000	79	1 800	2 600	2,60	29412 E
65	140	45	397 000	1 080 000	137 000	110	1 700	2 400	3,20	29413 E
70	150	48	449 000	1 250 000	153 000	150	1 600	2 200	3,90	29414 E
75	160	51	518 000	1 430 000	173 000	190	1 600	2 200	4,70	29415 E
80	170	54	575 000	1 630 000	193 000	250	1 500	2 000	5,60	29416 E
85	150	39	334 000	1 060 000	129 000	110	1 600	2 200	2,75	29317 E
	180	58	633 000	1 800 000	212 000	310	1 300	1 800	6,75	29417 E
90	155	39	345 000	1 080 000	132 000	110	1 600	2 200	2,85	29318 E
	190	60	702 000	2 000 000	232 000	380	1 300	1 800	7,75	29418 E
100	170	42	408 000	1 290 000	156 000	160	1 500	2 000	3,65	29320 E
	210	67	863 000	2 500 000	275 000	590	1 100	1 600	10,5	29420 E
110	190	48	535 000	1 730 000	204 000	280	1 300	1 800	5,30	29322 E
	230	73	1 010 000	3 000 000	325 000	860	950	1 400	13,5	29422 E
120	210	54	656 000	2 120 000	245 000	430	1 100	1 600	7,35	29324 E
	250	78	1 170 000	3 450 000	375 000	1 100	900	1 300	17,5	29424 E
130	225	58	753 000	2 500 000	280 000	590	1 000	1 500	9,00	29326 E
	270	85	1 380 000	4 050 000	430 000	1 800	850	1 200	22,0	29426 E
140	240	60	845 000	2 850 000	315 000	770	950	1 400	10,5	29328 E
	280	85	1 400 000	4 300 000	455 000	1 800	850	1 200	23,0	29428 E
150	215	39	345 000	1 370 000	146 000	180	-	1 800	4,55	29230
	250	60	863 000	2 850 000	315 000	770	950	1 400	11,0	29330 E
	300	90	1 610 000	5 100 000	520 000	2 500	800	1 100	28,0	29430 E
160	225	39	357 000	1 460 000	156 000	200	-	1 700	4,80	29232
	270	67	1 010 000	3 450 000	375 000	1 100	850	1 200	14,5	29332 E
	320	95	1 790 000	5 600 000	570 000	3 000	750	1 000	33,5	29432 E
170	240	42	408 000	1 660 000	176 000	260	-	1 600	5,95	29234
	280	67	1 050 000	3 550 000	365 000	1 200	850	1 200	15,0	29334 E
	340	103	2 020 000	6 550 000	640 000	4 100	700	950	44,5	29434 E



5. Taula

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 15-30 mm



Sin ranuras en el aro exterior



Con ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P _u	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀		Lubricación con grasa	aceite		
mm			N		N	r/min	kg	-	
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,018	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6202
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	61804
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	4 360	2 800	125	17 000	20 000	0,022	61805
	42	9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	61905
	47	8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	6305
	60	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	6405
	30	42	7	4 490	2 900	146	15 000	18 000	0,027
47		9	7 280	4 550	212	14 000	17 000	0,051	61906
55		9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	16006
55		13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,12	6006
62		16	19 500	11 200	475	10 000	13 000	0,20	6206
72		19	28 100	16 000	670	9 000	11 000	0,35	6306
90		23	43 600	23 600	1 000	8 500	10 000	0,74	6406



6. Taula

Bolazko errodamendua

Características
Rodamiento adecuado para

Diseño
La matriz no ofrece más que una orientación aproximada de modo que cada caso requiere una selección más calificada según la información dada en las páginas anteriores o la información más detallada de los textos que preceden a cada sección de tablas.

Símbolos
+++ excelente - pobre
++ bueno -- inadecuado
+ aceptable ← simple efecto
↔ doble efecto

11 Alta precisión de funcionamiento
12 Alta rigidez
13 Funcionamiento silencioso
14 Baja fricción
15 Compensación por desalineación en funcionamiento

6 Carga puramente radial
7 Carga puramente axial
8 Carga combinada
9 Momentos
10 Alta velocidad

16 Compensación por errores de alineación (inicial)
17 Disposiciones de rodamiento fijo
18 Disposiciones de rodamiento libre
19 Desplazamiento axial posible en el rodamiento

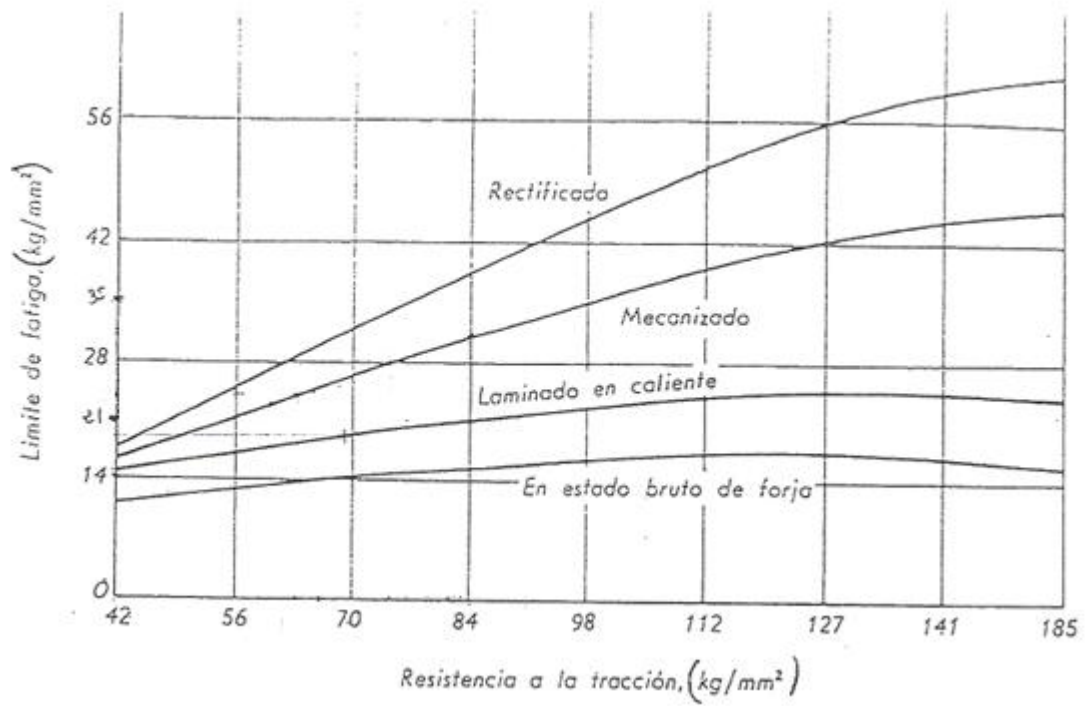
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Rodamientos rígidos de bolas		a				+	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos de bolas con contacto angular		b		a, b	c	+	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos de bolas a rótula						+	↔	↔	-	+++	+++	-	+++	+++	+++	+++	↔	+	--
Rodamientos de rodillos cilíndricos						++	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+++	+++
llenos de rodillos				a	b	+++	↔	↔	-	+++	+++	-	+++	+++	-	-	↔	+	+
Rodamientos de agujas		a	a	c		+++	↔	↔	+	+++	+++	-	+++	+++	-	-	↔	+	b ⁺ c ⁺
Rodamientos de rodillos cónicos			b, c			++	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+++	+++
Rodamientos de rodillos a rótula			b, c			+	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos CARB						+++	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	+	+++	↔	+++	+++
llenos de rodillos						+++	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	+	+++	↔	+++	+++
Rodamientos axiales de bolas						--	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos axiales de rodillos						--	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos axiales de rodillos a rótula						--	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--

7. Taula

45-50 kg/mm²-ko erresistentzia duten altzairuentzat

T	V	4	6	7	8	10	12	14	16	18	20	25	32	10	50	63	81	100	125	160	200	250	
	B	2,8	4,0	5,0	5,5	7,0	8,5	10	11	13,5	14	17,5	22	28	35	45	55	71	89	113	140	175	
	Ri	0,7	1,0	1,1	1,3	1,6	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3	4,0	5,0	6,5	8	10	13	16	20	26	33	41	
0,5	4	3																					
0,6	6	4	4	4																			
0,8		7	7	5	4																		
1,0		11	10	8	7	6																	
1,2			14	12	10	8	7	6															
1,4				15	13	11	10	9	8														
1,6					7	15	13	11	10	9													
2,0						22	19	17	15	13	11												
2,3							25	23	19	17	15	12											
2,6								28	25	22	18	14											
3,0									34	30	24	19	15										
3,2										34	27	22	17	14									
3,5											33	26	20	16	13								
4,0											43	34	27	21	17								
4,5												44	34	27	21								
5												52	42	33	26	21							
6													60	48	38	30	24						
7															52	41	33	26					
9																67	54	43					
10																85	67	53	42				
12																	96	78	60	55			
16																		136	107	86			
19																			150	125	100		
22																					160	130	
25																						210	170
30																							240

1. Grafikoa



2. Grafikoa

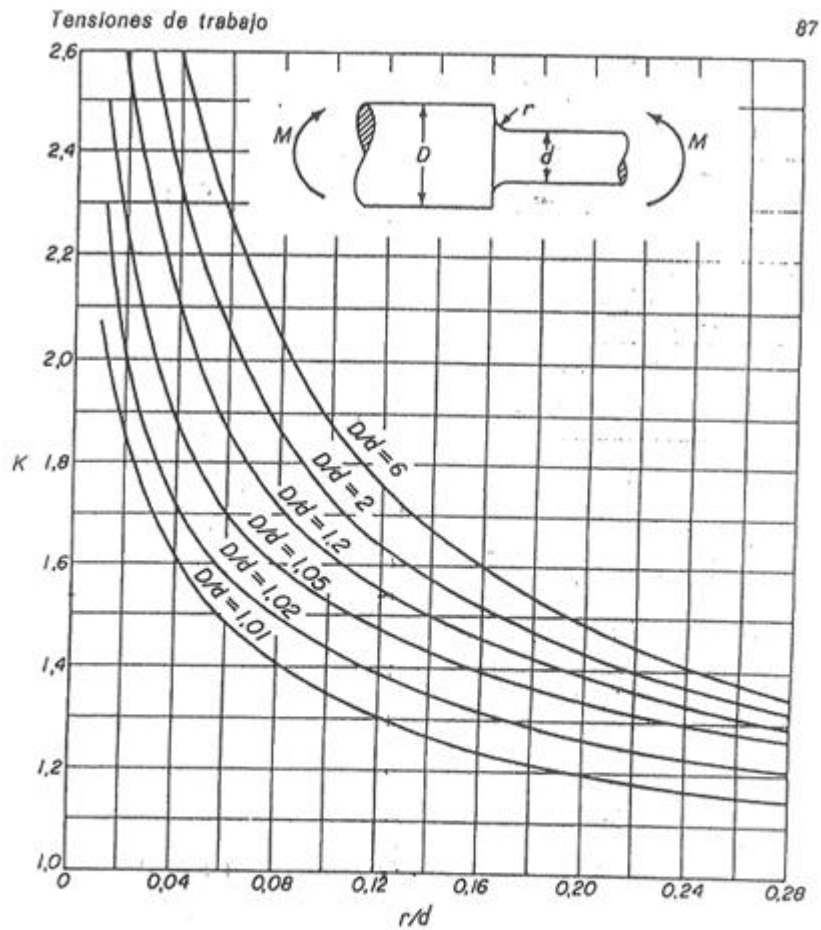


Fig. 2-7. Coeficientes de concentración de tensión K para diferentes valores del radio r para barra redonda en flexión al aplicar la tensión en la sección de diámetro d .

Ejemplo 1. Supongamos que la anchura mínima de la barra de la figura 2-2 sea 3 cm y la mayor 5,5 cm y el radio del acuerdo 0,6 cm.

(a) Encontrar el valor del coeficiente de concentración de tensiones cuando la barra está cargada en tracción.

- **Ponpa (glual)**

Pistones Axiales

F11



- Presiones máximas de 420 bar.
- Alto rendimiento (bajas pérdidas).
- Acepta altas cargas externas al eje.
- Buena resistencia a las vibraciones y golpes térmicos.
- Fiabilidad demostrada.
- Fácil mantenimiento.
- Disponibilidad en versión CETOP, ISO y SAE.

Estructura tipo PV	05	10	12	14	19	150	250						
Cilindrada (cm ³ /rev)	4.9	9.8	12.5	14.3	19.0	150.0	242.0						
Presión máx. continuo (bar)	350	350	350	350	350	350	350						
Velocidad máx. de trabajo (rpm)	4600	4200	4000	3900	3500	1700	1500						
Peso (kg)	5	7.5	8.2	8.3	11	70	77						

* Para cilindradas medias utilizar el modelo F12

- **Motorra (abb)**

Motores de aluminio de aplicación general

Datos técnicos para motores trifásicos de jaula de ardilla, totalmente cerrados, de una velocidad



IP 55 – IC 411 – Aislamiento clase F, incremento de temperatura clase B

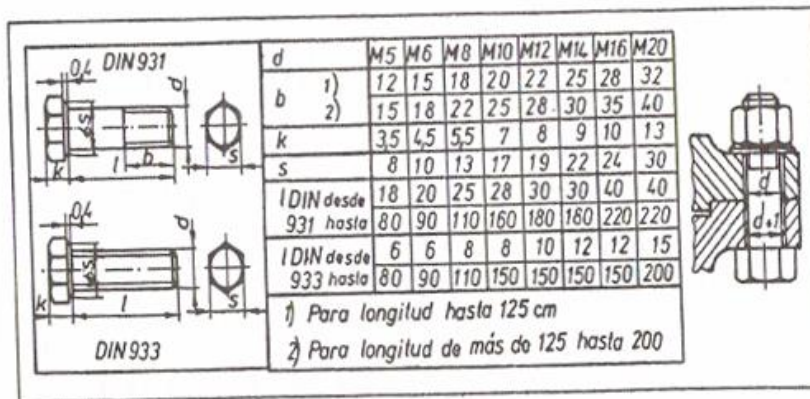
Potencia kW	Tipo de motor	Código de producto	Velocidad r/min.	Rendimiento		Factor de potencia Cos. φ	Intensidad		Par			
				Carga completa 100%	3/4 carga 75%		I _N	I _s	T _N	T _s	T _{máx.}	
3.000 r/min. = 2 polos				400 V 50 Hz				Diseño básico				
0,09	M2VA 56 A	3GVA 051 001-..	2820	59,8	53,3	0,69	0,32	3,9	0,31	2,9	2,7	
0,12	M2VA 56 B	3GVA 051 002-..	2840	67,2	63,8	0,64	0,41	4,1	0,41	3,2	2,8	
0,18	M2VA 63 A	3GVA 061 001-..	2820	73,7	70,6	0,64	0,56	4,2	0,62	3,5	3,1	
0,25	M2VA 63 B	3GVA 061 002-..	2810	77,5	75,8	0,71	0,66	4,5	0,87	3,6	3,3	
0,37	M2VA 71 A	3GVA 071 001-..	2840	77,1	76,5	0,72	1	5,5	1,25	3,8	3,9	
0,55	M2VA 71 B	3GVA 071 002-..	2830	79,2	78,2	0,76	1,35	5,7	1,86	3,6	3,7	
0,75	M2VA 80 A	3GVA 081 001-..	2870	81,2	79,3	0,75	1,8	6,2	2,49	2,9	3,6	
1,1	M2VA 80 B	3GVA 081 002-..	2850	81,4	79,5	0,78	2,5	6,1	3,69	2,3	3,5	
1,5	M2AA 90 S	3GAA 091 001-..E	2870	80,1	76,2	0,82	3,35	5,5	5	2,4	3,0	
2,2	M2AA 90 L	3GAA 091 002-..E	2880	83,6	83,9	0,87	4,37	7,0	7,5	2,7	3,0	
3	M2AA 100 L	3GAA 101 001-..E	2900	86,0	84,1	0,88	5,95	7,5	10	2,7	3,6	
4	M2AA 112 M	3GAA 101 101-..E	2895	85,7	86,1	0,90	7,6	7,2	13,2	2,7	3,3	
5,5	M2AA 132 SA	3GAA 131 001-..B	2855	86,0	86,6	0,88	10,5	7,8	18,4	3,2	3,4	
7,5	M2AA 132 SB	3GAA 131 002-..B	2860	88,0	86,2	0,89	13,9	8,5	25,1	3,4	3,6	
11	M2AA 160 MA	3GAA 161 111-..B	2915	88,4	88,0	0,89	20,5	6,1	36	2,1	2,5	
15	M2AA 160 M	3GAA 161 112-..B	2900	89,4	89,7	0,90	27	6,0	49	2,3	2,5	
18,5	M2AA 160 L	3GAA 161 113-..B	2915	90,4	90,7	0,91	32,5	6,7	60	2,5	2,7	
22	M2AA 180 M	3GAA 181 111-..B	2925	91,5	91,7	0,89	39	8,0	72	3,0	3,2	
30	M2AA 200 LA	3GAA 201 011-..B	2945	92,0	92,1	0,88	53	7,8	97	3,1	3,4	
37	M2AA 200 L	3GAA 201 012-..B	2945	92,5	92,6	0,89	65	8,0	120	2,8	3,3	
45	M2AA 225 M	3GAA 221 011-..B	2940	93,0	93,0	0,88	80	7,7	146	2,8	3,0	
55	M2AA 250 M	3GAA 251 011-..B	2960	93,5	93,8	0,90	95	7,3	177	2,8	3,0	

• **Torloju hexagonal**

Sistemas de Fijación Desmontables

Tornillos de cabeza hexagonal: Su forma queda reflejada en las normas 933.

La designación de un tornillo de cabeza hexagonal con rosca es: Tornillo M 8 x 40 DIN 931 - 8.8



Aumento progresivo de las longitudes del vástago l: 20, 22, 25, 28, 30, 35, 40, 45... 90, 100, 110... 250.

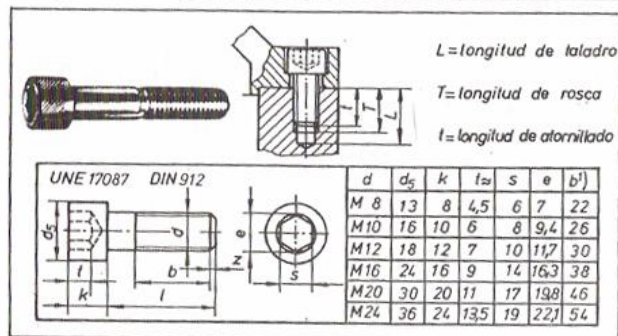
• **Torloju zilindrikoa**

Sistemas de Fijación Desmontables

Tornillos cilíndricos con hexágono interior (Allen):

Su utilización es adecuada cuando se desea que la cabeza quede oculta o el lugar de alojamiento es estrecho.

Su designación es: Tornillo cilíndrico M 12 x 25 DIN 912 - 8.8



Ejecución: m
 Longitudes del vástago l = 15, 18, 20, 22, 25, 30... 75, 80, 90... 240, 250
 Hasta la medida de 22 mm de longitud, inclusive, va todo el vástago roscado.

Tornillos de cabeza tipo Allen

- Azkoinak

Tuercas exagonales Rosca métrica. Rosca métrica fina. Ejecución m y mg			DIN 934		
Diámetro rosca d_1	Distancia entre caras e/c	Anchura tuerca m	Diámetro rosca d_1	Distancia entre caras e/c	Anchura tuerca m
M 3	55	24	M 48	75	38
M 3.5	6	28	M 52	80	42
M 4	7	32	M 56	85	45
M 5	8	4	M 64	95	51
M 6	10	5	M 68	100	54
M 7	11	55	M 72 x 6	105	58
M 8	13	65	M 76 x 6	110	61
M 10	17	8	M 80 x 6	115	64
M 12	19	10	M 85 x 6	120	68
M 14	22	11	M 90 x 6	130	72
M 16	24	13	M 95 x 6	135	76
M 18	27	15	M 100 x 6	145	78
M 20	30	16	M 105 x 6	150	82
M 22	32	18	M 110 x 6	155	85
M 24	36	19	M 115 x 6	165	90
M 27	41	22	M 120 x 6	175	95
M 30	46	24	M 125 x 6	180	98
M 33	50	26	M 130 x 6	185	102
M 36	55	29	M 135 x 6	190	105
M 39	60	31	M 140 x 6	200	110
M 42	65	34	M 145 x 6	210	115
M 45	70	36	M 150 x 6	210	115

- Zirindolak

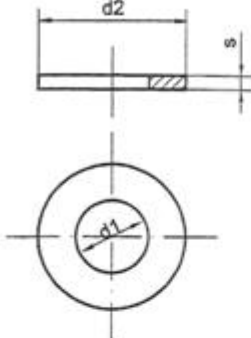
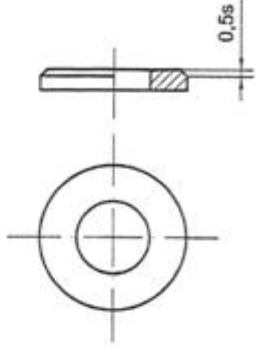
ARANDELAS				DIN 125 UNE 17065 - 17066			
<p>Forma A sin bisel</p> 				<p>Forma B con bisel</p> 			
Diámetro tornillo	Diámetro interior arandela d_1	Diámetro exterior arandela d_2	Anchura S	Diámetro tornillo	Diámetro interior arandela d_1	Diámetro exterior arandela d_2	Anchura S
3	3.2	7	0.5	36	37	66	5
3.5	3.7	8	0.5	38	39	72	6
4	4.3	9	0.8	39	40	72	6
5	5.3	10	1	40	41	72	6
6	6.4	12.5	1.6	42	43	78	7
7	7.4	14	1.6	45	46	85	7
8	8.4	17	1.6	48	50	92	8
10	10.5	21	2	50	52	92	8
12	13	24	2.5	52	54	98	8
14	15	28	2.5	55	57	105	9
16	17	30	3	56	58	105	9
18	19	34	3	58	60	110	9
20	21	37	3	60	62	110	9
22	23	39	3	64	66	115	9
24	25	44	4	68	70	120	10
26	27	50	4	72	74	125	10
27	28	50	4	76	78	135	10
28	29	50	4	80	82	140	12
30	31	56	4	85	87	145	12
32	33	60	5	90	93	160	12
33	34	60	5	95	98	165	12
35	36	66	5	100	104	175	14

Tabla 3.20. Arandelas planas

• Segurtasun eraztunak

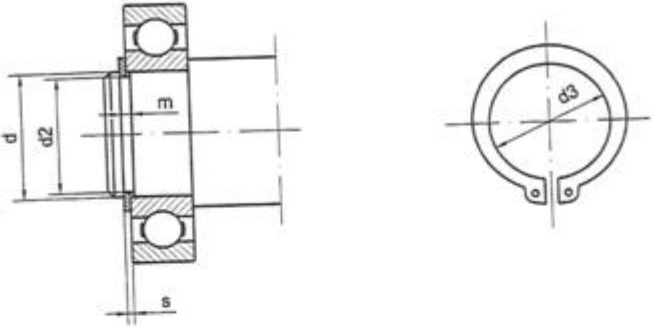
Anillos de seguridad para ejes						DIN 471			
									
Diámetro eje d	Anillo		Ranura		Diámetro eje d	Anillo		Ranura	
	s	d ₃	d ₂	m		s	d ₃	d ₂	m
10	1	9.3	9.6	1.1	56	2	51.8	53	2.15
11	1	10.2	10.5	1.1	58	2	53.8	55	2.15
12	1	11	11.5	1.1	60	2	55.8	57	2.15
13	1	11.9	12.4	1.1	62	2	57.8	59	2.15
14	1	12.9	13.4	1.1	63	2	58.8	60	2.15
15	1	13.8	14.3	1.1	65	2.5	60.8	62	2.65
16	1	14.7	15.2	1.1	68	2.5	63.5	65	2.65
17	1	15.7	16.2	1.1	70	2.5	65.5	67	2.65
18	1.2	16.5	17	1.3	72	2.5	67.5	69	2.65
19	1.2	17.5	18	1.3	75	2.5	70.5	72	2.65
20	1.2	18.5	19	1.3	78	2.5	73.5	75	2.65
21	1.2	19.5	20	1.3	80	2.5	74.5	76.5	2.65
22	1.2	20.5	21	1.3	82	2.5	76.5	78.5	2.65
24	1.2	22.2	22.9	1.3	85	3	79.5	81.5	3.15
25	1.2	23.2	23.9	1.3	88	3	82.5	84.5	3.15
26	1.2	24.2	24.9	1.3	90	3	84.5	86.5	3.15
28	1.5	25.9	26.6	1.6	95	3	89.5	91.5	3.15
29	1.5	26.9	27.6	1.6	100	3	94.5	96.5	3.15
30	1.5	27.9	28.6	1.6	105	4	98	101	4.15
32	1.5	29.6	30.3	1.6	110	4	103	106	4.15
34	1.5	31.5	32.3	1.6	115	4	108	111	4.15
35	1.5	32.2	33	1.6	120	4	113	116	4.15
36	1.75	33.2	34	1.85	125	4	118	121	4.15
38	1.75	35.2	36	1.85	130	4	123	126	4.15
40	1.75	36.5	37.5	1.85	135	4	128	131	4.15
42	1.75	38.5	39.5	1.85	140	4	133	136	4.15
45	1.75	41.5	42.5	1.85	145	4	138	141	4.15
48	1.75	44.5	45.5	1.85	150	4	142	145	4.15
50	2	45.7	47	2.15	155	4	146	150	4.15
52	2	47.8	49	2.15	160	4	151	155	4.15
55	2	50.8	52	2.15	165	4	155.5	160	4.15

Tabla 3.30 Anillos de seguridad para ejes

• **Mihiak**

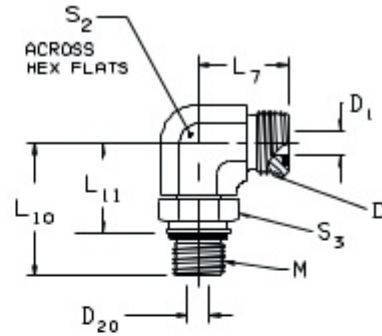
Lengüetas de ajuste										DIN 6885				
FORMA A:					FORMA B:									
Sección de la lengüeta	Anchura b	4	5		6		8		10		12		14	
	Altura h	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9
Para diámetro eje d_1	más de	10	12		17		22		30		38		44	
	hasta	12	17		22		30		38		44		50	
Profundidad t_1	Con juego en el lomo o apriete	2.4	1.9	2.9	2.5	3.5	3.1	4.1	3.7	4.7	3.9	4.9	4	5
		+0.1	+0.1		+0.1		+0.2		+0.2		+0.2		+0.2	
Profundidad t_2	Con juego en el lomo dif. admisible	1.6	1.1	2.1	1.5	2.5	1.9	2.9	2.3	3.3	2.1	3.1	2.5	3.5
		+0.1	+0.1		+0.1		+0.1		+0.1		+0.2		+0.2	
Longitudes l de las lengüetas: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80.														
Chavetero del eje					Chavetero del agujero									

• Ukondoak

90° Metric Straight Thread Elbow
C87OMLO

ORFS tube end / Metric straight thread
O-ring - ISO 6149

ISO 8434-3 SDE SAE 52M0287
Part Number Information
C87ML — Body only
C87OMLO — Assembled with O-rings



Dimensions in millimeters

TUBE FITTING PART #	TUBE O.D. (mm)	TUBE O.D. (inch)	D TUBE END UN/UNF-2A	M PORT THD ISO 261	D1 (mm)	D20 DRILL (mm)	L7 (mm)	L10 (mm)	L11 REF# (mm)	S2 (mm)	S3 HEX (mm)	STANDARD MATERIAL FROM STOCK		
												S	SS	B
4M12C87OMLO	6	1/4	9/16-18	M12X1.5	5.0	4	21.5	33.0	22.0	14	17	*		
4M14C87OMLO	6	1/4	9/16-18	M14X1.5	5.0	6	24.0	35.5	24.5	17	19	*		
6M12C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M12X1.5	6.5	4	25.0	35.5	24.5	17	17	*		
6M14C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M14X1.5	6.5	6	25.0	35.5	24.5	17	19	*		
6M16C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M16X1.5	6.5	7	25.0	37.5	25.0	17	22	*		
8M14C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M14X1.5	9.5	6	28.0	36.0	25.0	19	19	*		
8M18C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M18X1.5	9.5	9	28.0	41.0	27.0	19	24	*		
8M22C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M22X1.5	9.5	12	31.0	49.0	34.0	27	27	*		
10M18C87OMLO	14, 15, 16	5/8	1-14	M18X1.5	12.5	9	33.5	47.5	33.5	37	24	*		
10M22C87OMLO	14, 15, 16	5/8	1-14	M22X1.5	12.5	12	33.5	49.0	34.0	27	27	*		
12M22C87OMLO	18, 20	3/4	1 3/16-12	M22X1.5	15.5	12	37.5	49.5	34.5	27	27	*		
12M27C87OMLO	18, 20	3/4	1 3/16-12	M27X2	15.5	15	37.5	55.5	37.0	27	32	*		
16M33C87OMLO	22, 25	1	1 7/16-12	M33X2	20.5	20	41.5	59.5	41.0	36	41	*		
20M38C87OMLO*	28, 30, 32	1 1/4	1 11/16-12	M38X2	26.0	26	44.5	62.0	43.0	41	46	*		
20M42C87OMLO	28, 30, 32	1 1/4	1 11/16-12	M42X2	26.0	26	44.5	63.0	44.0	41	50	*		
24M48C87OMLO	35, 38	1 1/2	2-12	M48X2	32.0	32	49.0	71.5	50.0	50	55	*		

See pages I34-I35 for information on replacement face seal and ISO 6149 O-rings.

* For special M38x2 (ISO 6149-1 style) port; the current ISO 6149 does not include the M38 size. For pressure ratings, please contact the Tube Fittings Division.

• Materialak

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 - BARCELONA - 2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS	TIPOS DEL IHA	CALIDADES BOFORS	DESIGNACION DEL MATERIAL	COMPOSICION APROXIMADA							EQUIVALENCIAS OFICIALES APROXIMADAS													
				C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	Va	W	Co	otros	ESPAÑA TNA	ESPAÑA INTA	ALEMANIA TIPO	ALEMANIA DIN N.º	FRANCIA SAE/AISI EE.UU.	FRANCIA AFNOR FN	INGLATERRA BS	ITALIA UNI	SUECIA SIS		
ACEROS DE CONSTRUCCION																								
CARBONO	F-111	B3	Acero al carbono extra suave	0,13	0,30	0,5								F-2 F-3	111110	St 37-3	0116	1012	—	En 28	C-20	1350		
	F-112	B4	Acero al carbono suave	0,20	0,30	0,5								F-3	111120	Ck22	1151	1020	XC18F	En 3	C-30	1450		
	F-113	B7	Acero al carbono semisuave	0,35	0,30	0,5								F-4	111130	Ck35	1181	—	XC32F	S 71	C-40	1550		
	F-114	B10	Acero al carbono semiduro	0,50	0,30	0,7								F-5	111140	Ck45	1191	1045	XC48F	En 43	C-50	1650		
	F-115	B12	Acero al carbono duro	0,60	0,30	0,5								F-6	111150	Ck60	1221	1055	XC55	En 9	C-60	1655		
—	—	—	—	0,70	0,30	0,40							—	—	C70	1249	—	XC70F	En 324	—	—	—		
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752	Acero al Cr-Mo de 90 Kgs/mm. ²	0,35	0,30	0,8		1,1	0,2					E-8	111250	34CrMo4	7220	4135	35CD4	DTD167A	32CD4	2234		
	F-125	RO952	—	0,40	0,30	0,8		1,1	0,2					E-8	111250	42CrMo4	7225	4140	42CD4	En 19 A	32CD4	2244		
	F-128	CRO861	Acero de bajo aleación de 100 Kgs/mm. ²	0,35	0,30	0,7		1,4	1,4	0,2				—	—	34CrNiMo6	6582	4337	35NCd6	En 110	35NCd7	2541		
	F-132	KR75	Acero al Cr-Ni de autotemplado	0,35	0,30	0,5		4,2	1,2					B-1	111320	35NiCr18	5864	—	35NC15	En 30 A	—	2536		
	F-222	RO653	Acero al Cr-Mo soldable	0,25	0,30	0,7		1,1	0,2					E-8	112220	25CrMo4	7218	4130	25CD4	DTD167A	25CD4	2225		
	F-411	N82	Acero al Mn de 80 Kgs/mm. ²	0,40	0,30	1,3								E-4	111430	20Mn4	5038	1041	40M5	En 15 B	525CV5	2120		
BILIBIT	F-131	R206	Acero para cojinetes	1,0	0,35	0,35		1,5						B-2	111310	100Cr6	2067	52100	—	En 31	100C5 100C6	2258		
	F-143	RP1152	Acero al Cr-Va para muelles	0,50	0,30	0,9		1,1	0,15					E-4	111430	50 Cr-Va	8159	6150	50CV4	En 47	525CV5	2230		
MUELLES	F-144	S145	Acero al Mn-Si para muelles	0,55	1,7	0,7								E-6	111440	55Si7	0904	9255	55Si7	En 45	4855	2090		
	F-151	B4V	Acero al carbono de cementación de temple en agua.	0,15	0,30	0,7								F-1	111510	Ck15	1141	1016	XC12F	En 32 B	C-10	1370		
CEMENTACION	F-154	HR33	Acero al Cr-Ni de cementación de 95 Kgs/mm. ²	0,12	0,30	0,5		3,0	0,7					D-2	111540	14NiCr10	5732	3310	10NC12	En 36 A	15NC11	2514		
	—	DR34	Nueva aleación que sustituye a la anterior.	0,15	0,30	0,7		1,5	0,8					—	—	—	—	16NC6	En 352	—	—	2511		
	F-171	ROF63	Acero para aliteración al C-Mn de 95 Kgs/mm. ²	0,30	0,30	0,7		0,5	2,5	0,3	0,3			N-4	111710	30CrMo9	2307	—	—	—	—	30CD10	2240	
NITRURACION	F-174	ARO75	Acero para aliteración al C-Al-Mn de 95 Kgs/mm. ²	0,35	0,35	0,7		1,1	0,3					—	—	34CrAlMo5	8507	—	42CAD 7-12	En 41	—	—	2940	
	F-312	2R47	Acero inoxidable al Cromo	0,20	0,35	0,40		0,5	12					C-2	113120	X20Cr13	4021	51420	Z20C13	En 56 C	X25Cr13 X32Cr13	2303		
INOXIDABLES	F-313	RE39	Acero inoxidable al Cr-Ni	0,20	0,30	0,5		2	18					—	113130	X22CrNi17	4057	51431	Z20CN17	En 57	X20CrNi17 Z20CN18	2321		
	F-314	RIM29	Acero inoxidable al Cr-Ni (18-8)	0,08	0,40	1,8		9	18					C-1	113140	X12CrNi18.8	4300	30302	17-08	En 58 A	X20CrNi18.8 X25CrNi18.8	2330		
	—	RLH2	Acero inoxidable al 18-8	0,10	0,40	1,8		8	18					—	—	X12CrNi18.8	4305	30303	—	En 58 M	—	—	2346	
	F-321	RCT	Acero de válvulas 12-12	0,45	2,3	1,3		12	15	3,0				C-4	113210	X45CrNi19	4943	—	Z42CNWS 14-12	En 54	—	—	—	
VALVULAS	F-322	SRO	Acero silicóum	0,45	2,8	0,45		9	0,3				C-5	113220	X45CrSi9	4718	—	Silicóum 1	Z45CS9	En 52	—	—	18-10	
	—	S1R	Acero refractario al Cr	0,10	0,6	0,7		25						—	—	—	—	51446	—	—	—	—	—	2322
REFRACTARIOS	F-331	RE8210	Acero refractario al Cr-Ni	0,18	1,0	1,8		21	25					—	—	X15CrNiSi 25-20	4841	30310	—	Z18CN 24-20	En 58 C	X30CrNi29	2361	
	F-332	RIM294	Acero refractario 18-8 estabilizado	0,07	0,40	1,8		11	18					—	—	X10CrNi18.8	4541	30321	Z6CNT 17-10	En 58 C	X30CrNi18	2337		
	—	—	—	0,07	0,40	1,8		11	18					—	—	X10CrNi18.8	4541	30321	—	—	—	—	—	—
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																								
CARBONO	F-513	B15T	Acero al carbono	0,25	0,30	0,40								F-7	—	—	—	—	—	—	—	UC80	1780	
	F-514	B15V	—	0,80	0,20	0,30								F-8	—	C85W1	1530	W1 (0,80 C)	—	—	—	UC90	1780	
	F-515	B20V	—	1,0	0,20	0,30								F-9	—	C100W1	1540	W1 (1,00 C)	—	—	—	UC100	1880	
	F-516	B24V	—	1,20	0,20	0,30								U-44	—	C115W2	1650	W1 (1,20 C)	—	—	—	UC120	1885	
	F-517	B28V	—	1,40	0,20	0,30								—	—	C130W2	1660	W1 (1,40 C)	—	—	—	UC140	—	
INDEFORMABLES	—	R160	Acero indeformable al Cr-W	2,00	0,30	0,7		13	1,2					—	—	X210CrW12	2436	D3	Z200C W13	—	—	—	2312	
	F-521	R60	Acero indeformable al Cromo	2,00	0,30	0,6		13						U-12	—	—	—	—	—	—	—	UX200 C13	—	
	F-522	RT1733	Acero indeformable al Cr-Mn-W	0,90	0,30	1,2		0,6	0,1	0,6				U-13	—	80W CrV3	2511	O1	80M08	—	—	UB5MVB	2140	
	F-523	R206	Acero indeformable bajo al Cromo	1,0	0,35	0,35		1,5						B-2	111310	100Cr6	2067	52100	—	En 31	100C5 100C6	2258		
	—	SR1855	Acero indeformable al Cr-Si	1,0	1,5	0,8		1,0						—	—	125CrSi5	2109	—	100C4	—	—	—	2092	
BILIBIT	F-524	RTO912	Acero para buriles	0,50	1,0	0,35		1,2	0,3	0,2	2,5			U-21	—	45WCv7	2542	S1, Cr-W	—	—	—	U50WC20	2710	
	—	—	—	—	—	—		—	—	—				—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
ESTAMPACION	—	BB01243	Acero para estampación en frío y caliente Cr-Ni-Mo	0,55	0,30	0,40		3,0	1,0	0,3				—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2550
	F-528	DR0333	Acero para matrices en caliente al Cr-Ni-Mo	0,55	0,30	0,7		1,6	0,6	0,3				U-34	—	55NiCrMoV6	2713	—	50ND6	—	—	—	—	—
TRAMADOS CALIENTE	—	ROP19	Acero para fundición inyectado hasta 700°C Cr-Mo-Va	0,40	1,0	0,40		5,3	1,4	1,0				—	—	X38CrMoV51	2343	H13	Z40CDV5	—	—	—	—	2242
	—	ORO45	Acero para fundición inyectada de más de 700 °C Cr-Ni-Mo	0,30	0,30	0,6		2,8	2,8	0,5	2,8			—	—	—	—	—	30CDKV11	—	—	—	—	—
RAPIDOS	F-534	PO2	Acero rápido resistente a la flexión	0,85	0,20	0,30		4	5	2,0	6,5			—	—	Dn65	3343	M 2	Z85WDV 65-05	—	—	—	—	2722
	F-552	P15	Acero rápido al 18 % W	0,80	0,20	0,30		4	1	1,5	18	2		R-2	—	E18Co3	3245	T 2	Z80WK V18	—	—	—	—	2752
	F-553	Q5	Acero extra-rápido al 5 % Co	0,85	0,20	0,30		4	1	1,7	18	5		R-3	—	E18Co5	3255	T 4	Z85WK 18-05	—	—	—	—	2754
	F-554	Q10	Acero extra-rápido al 10 % Co	0,85	0,20	0,30		4	1	1,7	18	10		R-4	—	E18Co10	3265	T 5	Z85WK 18-10	—	—	—	—	2756
	—	QX2	Nueva aleación extra-rápida al Cr-Mo-W-Co-Va	1,0	0,20	0,30		4	5	2,5	6,5	9,5		—	—	EW9Co10	3207	M 36	Z110KW 9-05	—	—	—	—	—

Los datos que figuran en estas tablas, recopilados y coordinados por D. Juan Bosch Ribot, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS.

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 BARCELONA-2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS	TIPOS DEL IHA	CALIDADES BOFORS	TRATAMIENTOS TERMICOS					CARACTERISTICAS MECANICAS DUREZAS				ENSAYOS MECANICOS				OBSERVACIONES			
			FORJA °C	NORMA LIZADO °C	RECOCIDO °C	TEMPLE °C	REVENIDO °C	RECIBIDO HB	TEMPLADO HB	REVENIDO RC	RESISTENCIA Kg/mm ²	ELASTICIDAD Kg/mm ²	ALARGAMIENTO %	EXTENSION %	TRABAJO EN FRIO				
ACEROS DE CONSTRUCCION																			
CARBONO	F-111	B 3	1150-900	900-940	680	900	Agua	—	—	—	—	—	—	40-50	20-25	24	50-40	24-18	Sin recocer: Dureza: 120-150
	F-112	B 4	1150-875	875-920	680	880	Agua	—	—	—	—	—	—	44-52	23-25	24	50-40	18-13	Sin recocer: Dureza: 120-150
	F-113	B 7	1150-850	850-870	680	830-860 860-890	Agua Aceite	—	—	—	—	—	—	50-60	25-28	22	50-40	13-10	Sin recocer: Dureza: 140-180
	F-114	B 10	1100-800	840-870	680	820-850 840-870	Agua Aceite	—	—	—	—	—	—	60-70	29-32	18	50-40	10-7	Elementos de máquinas, herrajes, piezas de resistencia de menor responsabilidad, etc.
	F-115	B 12	1100-800	830-850	680	810-840 830-850	Agua Aceite	—	—	—	—	—	—	70-80	32-35	15	50-55	10-7	
		B 14	1000-750	830-850	680	790-810 810-830	Agua Aceite	—	—	—	—	—	—	75-85	35-40	13	50-55	8-3	
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752	1100-800	840-870	700-730	840-870	Aceite	500-650	220	235-340	—	—	—	78-100	58-95	13-7	50-55	12-6	
	F-128	RO952	1100-850	840-870	700-730	840-870	Aceite	500-650	220	245-340	—	—	—	80-110	62-98	12-6	50-55	12-6	Elementos de máquinas, piezas de gran resistencia y buena tenacidad, como ejes, ejes, etc.
	F-128	CRO861	1100-850	840-870	700-730	830-860	Aceite	550-650	240	250-370	—	—	—	90-120	75-100	10-5	45-90	10-5	Elementos de máquinas, ejes, ejes, etc.
	F-132	KR75	1050-850	—	740-760	880-830	Aceite o Aire	200-250 500-630	270	475-525 310-365	—	—	—	175-190 110-150	150-165 95-130	7-5 8-3	25-30 40-50	6-4 8-6	Elementos de máquinas, ejes, ejes, etc.
	F-222	RO653	1100-800	840-870	700-730	820-850 840-870	Agua Aceite	500-600	210	270-340	—	—	—	90-115	70-90	12-7	50-55	12-6	Piezas de alta resistencia con buena templabilidad.
	F-411	N82	1100-800	840-870	680-710	820-850 840-870	Agua Aceite	550-650	180	170-190	—	—	—	78-90	50-60	17-15	45-50	10-6	
DILUIR	F-131	R206	1000-800	—	780-810	800-810 820-840	Agua Aceite	100-300	210	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Aceros indeformables especiales para cojinetes a bolas, rodillos y agujas.
	F-143	RP1152	1050-800	820-860	750-765	820-840	Aceite	400-450	240	385	—	—	—	140-160	130-150	5-3	20-35	4-3	
MUELLES	F-144	S145	1050-800	840-870	760-770	840-870	Aceite	450-500	240	440	—	—	—	125-140	105-120	5-3	20-35	4-3	Muelles espirales, ballestas, flejes, cuerda de piano, resortes, etc.
	F-151	B4V	1150-800	890-920	—	—	—	—	160	—	60-64	—	—	40-50	20-25	13-6	55-65	17-15	CEMENTACION: En cajas o gas: 880-920°C Baños sales: 850-900°C
CEMENTACION	F-154	HR33	1100-800	860-890	640-670	—	—	—	200	—	60-64	—	—	90-120	50-75	13-10	50-40	10-5	Temple único: B4V: 770-800°C HR33 y DR34: 780-830°C
		DR34	1100-800	860-890	640-670	—	—	—	200	—	60-64	—	—	90-120	50-75	14-10	50-40	12-6	Revenidos: 150-200
DILUIR	F-171	ROP63	1100-850	900-930	730-760	900-930	Aceite	600-625	230	295-330	—	—	—	95-110	75-95	12-10	40-50	8-7	Piezas de elevada resistencia y gran dureza superficial.
	F-174	ARO75	1100-850	900-930	730-760	900-930	Aceite	600-700	220	250-300	—	—	—	85-100	65-85	15-10	40-50	5-4	
INODIBALES	F-312	2R47	1150-900	990-1010	820-850	970-1000	Aceite	300-775	200	255-400	—	—	—	60-80	50-70	15-10	50-40	14-10	Martensítico.
	F-313	RE39	1150-900	—	730-780	975-1000	Aceite	150-725	250	250-300	—	—	—	85-100	60-70	15-12	50-40	12-10	Ferrítico - Martensítico
	F-314	RIM29	1150-900	—	1040-1060	—	—	—	—	160-200	—	—	—	50-60	20-30	40-50	60-70	35-30	Austenítico
		RLH2	1175-950	—	1040-1060	—	—	—	—	160	—	—	—	50-60	20-30	40-50	60-65	9-8	Austenítico
VALS	F-321	RCT	1100-900	—	—	950-1000	Agua	—	—	240	—	—	—	60-70	30-40	30-25	40-35	5-4	Austenítico
	F-322	SRO	1100-900	—	850-880	1040-1060	Aceite	—	—	230	330-350	—	—	90-100	80-90	16-12	50-40	3-2	Martensítico
REFRAC		S1R	1050-700	—	800-850	—	—	—	—	170	170-190	—	—	60-70	40-50	25-20	40-30	2-1	Ferrítico
	F-331	REB210	1150-900	—	—	1040-1060	Agua	—	—	—	180-200	—	—	45-55	20-30	40-30	40-35	12-10	Austenítico
	F-332	RIM294	1150-900	—	—	1040-1060	Agua	—	—	—	160-165	—	—	50-60	20-30	45-40	70-60	18-15	Austenítico
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																			
CARBONO	F-513	B15T	950-750	820-830	710	780-800	Agua	150-225	180	—	64-55	—	—	—	—	—	—	—	Matrices de corte y embutición - Cuchillos
	F-514	B15V	950-750	—	710	780-800	Agua	150-225	180	—	64-55	—	—	—	—	—	—	—	Brocas - Escariadores - Fresas - Rasquetas
	F-515	B20V	950-750	—	750	770-800	Agua	150-225	180	—	65-55	—	—	—	—	—	—	—	Trepanos - Buriles - Traqueles - Punzones
	F-516	B24V	950-750	—	750	770-800	Agua	150-225	180	—	66-55	—	—	—	—	—	—	—	Escoplos - Limas - Sierras - Hileras
	F-517	B28V	900-700	—	750	760-780	Agua	150-225	180	—	67-55	—	—	—	—	—	—	—	Instrumentos de medición. Hojas de afeitar - Navajas - Herramientas para madera.
INDEFORMABLES		RT60	1100-900	—	875	960-1000	Aceite o aire	200-500	250	—	63-59	—	—	—	—	—	—	—	Matrices de corte del máximo rendimiento.
	F-521	R60	1100-900	—	850	930-950	Aceite o aire	200-500	220	—	63-58	—	—	—	—	—	—	—	Especiales para corte de chapa magnética.
	F-522	RT1733	1000-800	—	765	790-830	Aceite	100-300	200	—	63-53	—	—	—	—	—	—	—	Matrices de corte y estampación de metales.
	F-523	R206	1000-800	—	790	800-810 820-840	Agua Aceite	100-300	210	—	63-53	—	—	—	—	—	—	—	—
		SRI855	1000-800	—	810	850-880	Aceite	150-450	210	—	64-58	—	—	—	—	—	—	—	—
	F-524	RT0912	1000-800	—	750	860-900 880-920	Agua Aceite	150-200 500-550	240	—	58-53	—	—	—	—	—	—	—	Especial para buterolas neumáticas y manuales.
ESTAMPACION		H0243	1100-850	—	750	810-830 830-850	Aceite Aire	150-250 450-650	230	—	58-48	—	—	—	—	—	—	—	—
	F-528	DRO1133	1100-850	—	750	830-850	Aceite	180-250 400-650	210	—	58-48	—	—	—	—	—	—	—	Para matrices de estampación en caliente y en frío.
MOLDES		ROP19	1050-850	—	875	1000-1050	Aceite o aire	500-600	190	—	55-44	—	—	—	—	—	—	—	Moldes para fundición inyectada de metales.
		QRO45	1050-900	—	875	1025-1075	Aceite o aire	500-650	175	—	52-46	—	—	—	—	—	—	—	Herramientas para trabajos en caliente.
CAPIDOS	F-534	PO2	1150-900	—	875	1220-1240	Temple en aceite	540-570	230	—	65-63	—	—	—	—	—	—	—	Herramientas de corte para altas velocidades.
	F-532	P15	1150-900	—	875	1260-1280	Temple en aceite	540-570	260	—	65-63	—	—	—	—	—	—	—	Al rotor térmicamente los aceros rápidos hoy que calentar lentamente hasta la temperatura de temple.
	F-533	Q5	1150-900	—	875	1260-1280	Temple en aceite	540-570	260	—	65-63	—	—	—	—	—	—	—	Para obtener el máximo rendimiento conviene efectuar dos revenidos después del temple.
	F-534	Q10	1150-900	—	875	1260-1820	Temple en aceite	540-570	280	—	66-63	—	—	—	—	—	—	—	
		QX2	1150-900	—	875	1220-1240	Temple en aceite	540-570	270	—	67-63	—	—	—	—	—	—	—	

Los datos que figuran en estas tablas, recopilados y coordinados por D. Juan Bosch Ribas, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS. Para el empleo de materiales de otras fábricas deben atenderse a las características que faciliten las casas suministradoras. (Sinu en reverse)

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 - BARCELONA-2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS		EQUIVALENCIA APROXIMADA CON DIVERSAS ACERERIAS																						
TIPOS DEL IHA	CALIDADES BOFORS (SUECIA)	ESPAÑA					ALEMANIA		AMERICA		AUSTRIA		CHECOSLOVAQUIA		FRANCIA		INGLATERRA		SUECIA					
		ECHE-NEVA	VEVERIA BELLOTTA	HANSA	LLODIO	KRUPP	RÖCHLING	ATLAS	BOEHLER	PHOENIX	LOVADIA	POLDI	CAFL	DUVAL	UBINE	SAVILLE	ENGLISH STEEL COMP.	FAGERSTA	S.K.F. (NORWEGIAN)	SANDVIKEN	SÖDERBERG	USDEHOLM	WIKMANSHYTAN	
ACEROS DE CONSTRUCCION																								
CARBONO	F-111	B3	F3H	C5	F-2	LC-2		RM2		BD	VAR	ROSE 7-4 LTS 7-8 A7 87					A5	1350		2L5, 3L5		3		
	F-112	B4	F3X	EC-1	F-3	LC-3		RM3		BM25	W7	ROSE 3-4 LTS 3-4 A6 34					MEDC	1450		5L		4		
	F-113	B7	F4H	EC-2	F-4	LC-4		RM4		BM35	W6W	ROSE 4 LTS 4 A5 35					A10 HTC	1550	M35	7L		7		
	F-114	B10	S5S	EC-4 EC-5	F-5	LC-5	A7M	RM5		BM45	W6H	ROSE 3 LTS 3 A4 34					A	1650	M45	9L		9		
	F-115	B12	TM	EC-7 EC-8	F-6	LC-6	A9M	RM6		BM60	T5Extra	ROSE 3 LTS 3 A4 34		U7			A-51	1655		11L	1	12		
		B14	T	EC-10	F-7	LC-7		RM7																
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752					FB40 FK44	MO35	GMCA	S200h	LT4 CMY2			UM7	H24		C643	252H				Stato 7	93	
	F-125	ROV52					MO40	MO40	GMCA	S200h	UM8			UM8	H24		C345	253H	BM2 Mo			Stato 8	195	
	F-128	CRO861	291				MOX15	MOX15		LANZ VNC1				NM3	G26 G5Special		K825	372HJ			136	Nicro 812	178	
	F-132	KR75	DTA		B-1	N5CR	EF62	RAN6		ZMN	HNC4 HNC5	CNL	Salomandre A2 VIR VOID	B19	KNA	SVL	SHNC (128)	K669	3725	6N4C2				148
	F-222	RO653	ACROM	URKO-D	E-8	MO	FK340	MO25	GMCA	S200w		CM4	Salomandre A2 KAT CMY4 M3 AM3	F65	AM3		C642	252H	5C2 Mo			Stato 5	192	
F-411	N82					VM100											B805	123H	8LM			8M10	52	
VALVULAS	F-131	R206	CB	URKO-2		FI06P	RW31		KK		CRK	RBA	RAD				C220	SKF-3	17C3	11	20C15	80		
	F-143	RP1152	MCY ME MSA	CROMA	E-5	CRUM	FM1041 SIRO BIA SIM	F2K		CV5	CV4		Y300	KVR			C424	264HF	10C2V	46	Tirring 3	356		
COMBUSTION	F-144	S145	SIMA	E-4	RAL		RF			AS	AS	RM52 SSDUR	MCS				Si Mn (V=17.5)	S310	134HF	10LS2	43	Tirring 1		
	F-151	B4V	CC	EC-O	LCIC	A3P	RA2		ES Especial	FS FSH	W8	CAD CT	AD3	G2	G15	CHMS CHNC (198)	B303	S7			35			
INDIVIDUALES	F-154	HR33	CNC	CN	D-2	LNC	RA3 RECNI			LM1	TEM	MAH CTNV					K291	371L	2N3C1			Nicro 33	154	
		DR34															K353	371EL		111		Nicro 31	157	
VALVULAS	F-171	ROP63	EG																					
	F-174	ARO75	CAN		CRAL																			
REFRACTARIOS	F-312	2R47	HI	INOX-0	LNO	VSM V3M	RNOh		Antinit (K=20 R=40)	ARH SEM-DUR	AK4 AK5	IMA 4 SOLER 2	X13	P12	RST	Imaculate 2	RRS70	921C	4C27		511	31	605	
	F-313	RE39	IFCN	INOX-3		RNOS			Antinit (A52)	ARL	MAT - MA MAS w	VEGA 20	X18	NS225 (NSMC)	R3 Permalite	Imaculate 4	RRM22				525 527	22	626	
INDIVIDUALES	F-314	RIM29	LCH	INOX-2	C-1	LN-8	(V2AN)	ANOXIM 1			AKYW	SUPERINAL ICN001	X18				RRN530	950C	12R10		555	3, 3H	662	
		RLH2					ANOXIM 15										RRNJ38		15RA10	556	43	4 d1		
VALVULAS	F-321	RCT	V-14	INOX-Y	C-4	WF100	RYCW			VK Extra	AKR	Sirius 40	NOX15	G2	Imaculate 3		L272					11	652	
	F-322	SRO	V5C	INOX-Y	C-5	LV	Silicio 1	RVE		VKSP	702	CS2 SCH4	SIMO											
REFRACTARIOS	F-331	REB210	Terrill	INOX-4		(NCT3)	(NH22)	Nekor D2520	Antinit (FFB)	R1	(AKC)	Nicrofry 152 Sirius 3 Sup. Inal 152 ICN4721	(NS30)	R23			RRT83		4C54 15RE10 15RE11		532	5	627	
	F-332	RIM294		INOX2-II		V2A Extra	ANOXIM 2		Antinit SAST2	MAT	AKV5	Uranus 301	(NS204)	R9			RRNJ51		8R30	558	53	643		
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																								
CARBONO	F-513	B15T	T	EC-10	F-7	LC-7		RT8	Alpha		T2	Fac 4 Chardon 4												
	F-514	B15V	TD	IRATI-8	F-8	LC-8	HM4	RT9	Refined	83 Bain PRIMA TENAZ	T2	Fac 3 Chardon 3	MU	CHOC		XX4	16		15	3	UHB16	8		
	F-515	B20V	DS	IRATI-10	F-9	LC-9/10	B53	RT10	X-10	Extra Zöhrt	EZH	Fac 2 Chardon 2	DU	SAPHIR		XXM5	20		17	4	UHB20	10		
	F-516	B24V	D	IRATI-11	F-9	LC-11	HM3	RT11	X-12	Extra Mittelhart	K2	Fac 1 Chardon 1	SMI	SAPHIR	Ragal	XXB	24		20	6	UHB24	11, 12		
	F-517	B28V	DM	IRATI-11	U-44	LC13 14	B52 HM2	S712		Extra Duro TENAZ Extra Duro Extra Duro		Fac 0 Chardon 0					28							
INFORMALES		RT60																						
	F-521	R60	FC	AYA	U12	CRC	F2048 DF108C	RCC	NN	Special K	TRIUMPH D	2002	COB COB FCE MEZ MI Special U DPS DPS Special R	(KOR)	WPS						62	Sverker3	63	
	F-522	RT1733	CFM	ARRATE	U13	IWY IND	BFG F4048	RUS	Swastin Badger	Extra MG	FAYDITO	STABIL	R2C	(KTH)	KSA	MIC	D61				16	Arne	238	
	F-523	R206	CB	UDALA				RW31			WKL				(Sp406)			C220	SKF-3	17C3	11	20C15	80	
ESTAMPACION																								
	F-524	RO912	BN BT1	ERNIO	U-21	NEU-2	DF506	RTW2h RB12	FALCON 6	MYExtra	U3	TENAX NB	CW2 Special MD	KT	Corona	XW	D249					18	Regin 3	225
TRAMPADE CALIBRE																								
	F-528	BR0133	EST	AMB010	U-34	HSK	RGS2	Ultimo 6	GNM NBSN	SPK ARG	TBM											85	Grane 1	266
RAPIDOS																								
	F-534	P 02	Valax					GIGANT 85			DT17													
	F-552	P 15	Super Bone	R-2	R-2	DFM Extra Special	BSZ Special	Troján	Super-Bond 214	HANSA Esp. PLUTO	MAX Spec. 30	Tripla Phoenix Tripla Eclair	Extra F	RS	TRIUMPH SUPER DINO	HSVA	SSL				26	Caster 7	CRU Ex 20	
	F-553	Q 5	Excelsio	R-3	R-3	DFM Super Special	GIGANT 77	Powkator	Super-Bond Extra 500	HANSA Esp. K-6	MAX Spec. 35	9 ECLAIR TRIPLE EXP. 9	RO	RO	TRIUMPH SUPER DINO	HSVC	Brill WKE				27	Caster 8	CRU Ex 22	
	F-554	Q 10	XKW	R-4	R-4	DFM Super Factory	GIGANT 88	Nipigon	CC	HANSA Esp. K-10N	ANK	DUEUX	ROC	ROC	TRIUMPH SUPER DINO	HSC	Brill WKE 4				28	Caster 9	CRU Ex 26	
	QX 2						GIGANT 100										Brill WKE 4				30	Caster 10		

Los datos que figuran en estas tablas, recopilados y coordinados por D. Juan Bosch Ribas, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS.

Bilbon, 2016 eko Otsailaren 12 an

Ingeniaria Teknikoa

Gutierrez Martinez, Mikel

78936154-Q