

INGENIARITZA MEKANIKOAN GRADUA
GRADU AMAIERAKO LANA

PRENTSA MEKANIKOA (160 T)

3. DOKUMENTUA - KALKULOAK

IKASLEA- DIEZ AGUIRREBURUALDE, ENEKO

ZUZENDARIA- ARSUAGA BERRUETA, MIKEL

BILBON, 2020KO AZAROAREN 6AN

3.1. Hasierako datuak	5
3.2. Aurretiazko kalkuloak	5
3.2.1. Birabarkiaren eszentrikotasuna	6
3.2.2. Bielaren luzera	7
3.2.3. Lan ibiltarte nominala	7
3.2.4. Indarrak bielan	8
3.2.5. Birabarki eta ardatzean momentu bihurtzaileak	10
3.3. Motorraren hautaketa	11
3.4. Inertzia bolantearen dimentsionaketa	12
3.4.1. Inertzia bolantearen abiadura angeluarrak	12
3.4.2. Inertzia bolantearen abiadura onargarria	13
3.4.3. Inertzia bolantearen batez besteko diametroa	14
3.4.4. Lan motore eta erresistentea	14
3.4.5. Inertzia bolantearen pisua	16
3.4.6. Inertzia bolantearen jantaren sekzioa	16
3.4.7. Inertzia bolantearen eztarriak	17
3.5. Uhalen hautaketa	18
3.5.1. Uhalaren sekzio mota	19
3.5.2. Zentroen arteko distantzia	19
3.5.3. Uhalen luzera	20
3.5.4. Uhal kopurua	20
3.6. Polearen hautaketa	23
3.6.1. Polearen diametroa	24
3.6.2. Polearen modelo komertzialaren hautaketa	24
3.7. Enbrage-balazta multzoaren hautaketa	25
3.8. Engranaiaren kalkuloa	26
3.8.1. Hasierako datuak	26

3.8.2. Piñoiaren dimentsionaketa	27
3.8.3. Gurpilaren dimentsionaketa	32
3.9. Ardatzaren dimentsionaketa	35
3.9.1. Ardatzaren datuak	35
3.9.2. Indarrak ardatzean	36
3.9.3. Osagaien kokapena	41
3.9.4. Erreakzioen kalkulua	41
3.9.5. Indar eta momentu diagramak	43
3.9.6. Ardatzaren diametroaren kalkulua	45
3.10. Birabarkiaren dimentsionaketa	47
3.10.1. Birabarkiaren datuak	47
3.10.2. Indarrak birabarkian	47
3.10.3. Osagaien kokapena	49
3.10.4. Erreakzioen kalkulua	50
3.10.5. Indar eta momentu diagramak	52
3.10.6. Birabarkiaren euskarriaren diametroaren kalkulua	54
3.10.7. Birabarkiaren biraderan diametroaren kalkulua	56
3.11. Errodamenduen hautaketa	58
3.11.1. Ardatzaren euskarrien errodamenduak	59
3.11.2. Birabarkiaren euskarrien errodamenduak	61
3.11.3. Inertzia bolantean errodamenduak	63
3.12. Bielaren dimentsionaketa	65
3.12.1. Bielaren sekzioa	65
3.12.2. Barneko osagaiaren sekzioa	66
3.12.3. Bielaren haria	69
3.13. Txabeten hautaketa	71
3.13.1. Birabarkiaren eta gurpilaren txabeta	71
3.13.2. Ardatzaren eta piñoiaren txabeta	73
3.13.3. Ardatzaren eta enbrage-balaztaren txabeta	75

3.13.4. Polearen txabeta	77
3.14. Bielaren semikojineteen kalkuloa	78
3.15. Bastidorearen egiaztapena	82

3.1. Hasierako datuak

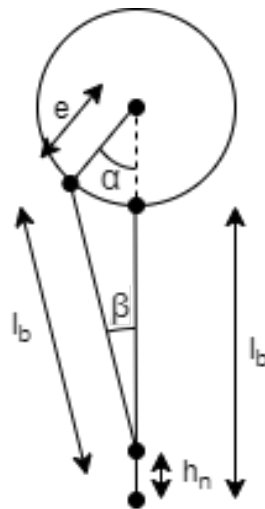
Prentsaren diseinuan lan egiten hasteko erabakitako hasierako datuak honakoak dira:

- Prentsaren indar nominala (P): 160 tona.
- Irristailuaren ibiltartea (C): 152 mm.
- Mahaiaren neurriak ($b_1 \times t_1$): 720 mm x 560 mm.
- Minutuko kolpe kopurua (n_3): 50 rpm.

Prentsaren kanpo egituraren gainontzeko datuak hauen arabera aukeratu dira, horretarako UNE 15-501-92 araua eta prentsak egiten dituzten enpresen katalogoak kontuan hartu direlarik.

3.2. Aurretiazko kalkuloak

Prentsaren oinarritzko datuak jakinda bere barne egituraren kalkuloak egiten hasteko elementuz elementu joan baino lehen, orokorragoak diren kalkulo batzuk egin behar dira, batez ere prentsaren biela, birabarkia eta ardatzarekin erlazionatzen direnak. Hona hemen kalkulo horietan agertuko diren ezaugarri batzuen diagrama:



3.1. irudia

3.2.1. Birabarkiareneko eszentrikotasuna

Motorretik datorren mugimendu birakorra mugimendu zuzen eta joan-etorrikoan bihurtzeko biela-biradera mekanismo bat erabiltzen da. Mekanismo mota honetan, eszentrikotasuna biraderaren luzera da. Hau zuzenki irristailuaren ibiltartearekin erlazionatuta dago. Kalkuloa “Estampado en frío de la chapa” (Rossi, M.) liburua jarraituz egin da:

$$e = \frac{C}{2}$$

1. ekuazioa

Non:

- e = Eszentrikotasuna.
- C = Irriailuaren ibiltartea.

$e = 76 \text{ mm}$.

3.2.2. Bielaren luzera

Bielak higidura birakorra duen mutur bat eta higidura zuzena duen beste mutur bat duen elementu bat da. Bere luzera "Mecanismos" (Belda Villena, E.) liburuaren arabera:

$$l_b = (4e) \div (6e)$$

2. ekuazioa

Non:

- l_b = Bielaren luzera.
- e = Eszentrikotasuna.

Muturreko balioak 304 mm eta 456 mm dira. $l_b = 450$ mm aukeratu da, aurrerago ikusiko den lan ibiltarte nominala dela eta. Eszentrikotasunaren eta bielaren luzeraren arteko erlazioa: $i_{luz} = 0.1689$.

3.2.3. Lan ibiltarte nominala

UNE 15-504-94 arauaren arabera, h_n , edo lan ibiltarte nominala, beheko itopuntuaren gainetik distantzia maximoa da, zeinen azpitik, lan denbora mugarik gabe eta makinaren segurtasuna kaltetu gabe, indar nominala egin daitekeen. Ibiltarte honek birabarkiaren posizioa adierazten duen α angeluaren muturreko balioan eragiten du. "Estampado en frío de la chapa" (Rossi, M.) liburua erabili da atal honetan:

$$\alpha = 10^\circ \div 20^\circ$$

3. ekuazioa

Lan ibiltarte nominala ezartzen duen arauak zenbait balio posible eskaintzen ditu aukera moduan, txikiak 3.5mm eta 7mm direlarik. Birabarkiaren zentroaren eta bielaren azpiko muturraren arteko distantzia aldakorra da, birabarkiaren angeluaren menpe baitago, eta hurrengo ekuazioak definitzen du:

$$X = e \cdot \cos(\alpha) + \sqrt{l_b^2 - e^2 \cdot \sin^2(\alpha)}$$

4. ekuazioa

Non:

- X = Birabarkiaren eta bielaren azpiko muturraren arteko distantzia.
- e = Eszentrikotasuna.
- α = Birabarkiaren angelua.
- l_b = Bielaren luzera.

X aldagaiaren baliorik handiena horrela defini dezakegu:

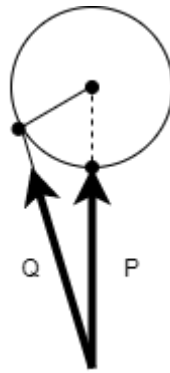
$$X_{max} = l_b + e - h_n$$

5. ekuazioa

Hemendik, X distantziaren balio maximo posibleak 522.5 mm eta 519 mm dira, $h_n = 3.5$ eta $h_n = 7$ balioentzat. Balio horiek 4. ekuazioan sartuz gero, α -rentzat 16° eta 23° lortuko dira, hurrenez hurren. 3. ekuazioa betetzeko, lehenengoarekin geratuko gara, beraz, $h_n = 3.5$ mm eta $\alpha = 16^\circ$.

3.2.4. Indarrak bielan

Bielarengan eragiten duen indarrik handiena prentsaren indar nominalak eragindakoa izango da, P, lan ibiltarte nominalaren mugan. Bielan eragingo duen P indarraren osagaia Q izango da. Atal honetan “Estampado en frío de la chapa” (Rossi, M.) liburua erabili da:



3.2. Irudia

$$Q = \frac{P}{\sqrt{1 - i_{luz}^2 \cdot \sin^2(\alpha)}}$$

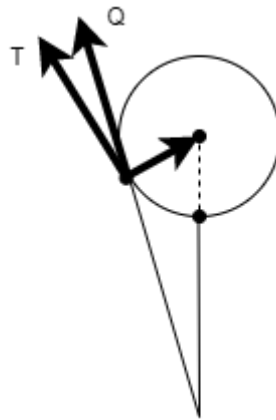
6. ekuazioa

Non:

- Q = Bielaren zehar agertutako konpresiozko indarra.
- P = Prentsaren indar nominala.
- i_{luz} = Eszentrikotasunaren eta bielaren luzeraren arteko erlazioa.
- α = Birabarkiaren angelua.

Q=1570.76 kN.

Q indarra beste bi osagaietan deskonposa daiteke, Birabarkiaren biela eragingo duen T indarrean, bere mugimendu birakorrari tangente dena, eta birabarkiaren zentroran doan beste baten.



3.3. irudia

$$T = Q \cdot (\sin(\alpha) * \sqrt{1 - i_{luz}^2 \cdot \sin^2(\alpha)} + i_{luz} \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha))$$

7. ekuazioa

Non:

- T = Birabarkiak biela batean egiten duen indarra.
- Q = Biela zehar agertutako konpresiozko indarra.
- α = Birabarkia-angelua.
- i_{luz} = Eszentrikotasunaren eta biela-luzeraren arteko erlazioa.

$$T = 502.75 \text{ kN.}$$

3.2.5. Birabarkia eta ardatzean momentu bihurtzaileak

Birabarkian agertzen den momentu bihurtzailea, honek biela batean egiten duen indarrari esker kalkulatu da:

$$M_{T3} = T \cdot e$$

8. ekuazioa

Non:

- M_{T3} = Birabarkian momentu bihurtzailea.
- T = Birabarkiak biela batean egiten duen indarra.

- e = Eszentrikotasuna

$$M_{T3} = 38211.47 \text{ N m.}$$

Ardatzean agertzen den momentu bihurtzailea birabarkiaren momentuaren eta bien arteko transmisio erlazioaren menpe dago, hau 5.2 delarik. Aurrerago azalduko da nola aukeratu den balio hau.

$$M_{T2} = \frac{M_{T3}}{i_2}$$

9. ekuazioa

Non:

- M_{T2} = Ardatzean momentu bihurtzailea
- M_{T3} = Birabarkian momentu bihurtzailea.
- i_2 = Ardatz eta birabarki artean transmisio erlazioa.

$$M_{T2} = 7348.36 \text{ N m.}$$

3.3. Motorraren hautaketa

Prentsa honen beharretara moldatuko den motor bat aukeratzea berebizikoa da honen funtzionamendu ona ziurtatzeko eta makinaren beste osagaiak dimentsionatzeko. Motorra hautatzeko, lehenik zisne-lepodun antzeko indarra dezaketen prentsen katalogoak erreferentziatzen hartu dira, eta ondoren, motorren ekoizkeen katalogoetan motor zehatza aukeratu da. Hau da prentsarako hautatutako motorra, AIDA, Omera eta VapTech enpresen prentsen katalogoak aztertu ondoren:

- Maquinaria Eléctrica Bilbao (MEB).
- MG160L-4, trifasiko asinkronoa.
- Potentzia = $N_m = 15 \text{ kW}$.
- Abiadura = $n_1 = 1470 \text{ rpm}$.
- 400 V.

- 4 polo.
- 130 kg.

3.4. Inertzia bolantearen dimentsionaketa

Makina mota hauetetan, non motorrak lana era uniformean egiten duen eta kargak gorabehera handiak dituen, bien artean erlazioa leuntzeko inertzia bolante bat erabiltzea ezinbestekoa da. Bolanteak motorraren lana bilduko du, eta kargak hala eskatzen duenean energia hori emango du higidura ez eteteko.

Inertzia bolantearen kalkuloak egitean kanpo diametroan dagoen sekzio handiagoaren pisua baino ez da kontuan hartzen, erradio txikiagoko pisua baztergarritzat jotzen da, askoz txikiagoa baita.

Kalkulo hauek burutzeko “Mecanismos” (Belda Villena, E.) liburuaren informazioa erabili da. Inertzia bolantearentzat aukeratutako materiala FG-25 da, UNE 36-111 arauaren arabera.

3.4.1. Inertzia bolantearen abiadura angeluarrak

Bolantearen dimentsionaketa hasteko lehenik honen abiadura angeluarra planteatu behar da. Hau birabarkiaren abiadura angeluarrak eta ardatzaren eta birabarkiaren arteko transmisio erlazioak definitzen dute.

$$n_2 = n_3 \cdot i_2$$

10. ekuazioa

Non:

- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra.
- n_3 = Birabarkiaren abiadura angeluarra.
- i_2 = Ardatzaren eta birabarkiaren artean transmisio erlazioa.

$$n_2 = 260 \text{ rpm.}$$

Inertzia bolanteen kalkuloan δ bolantearen irregulartasun gradu moduan definitzen da, eta prentsentzat 0.05 eta 0.2 balioen artean dago “Estampado en frío de la chapa” (Rossi, M.) liburuaren arabera. Balio ezberdinekin probak egin ostean, $\delta = 0.1$ aukeratu da. Balio honekin gure inertzia bolantearen gehieneko eta gutxieneko abiadura angeluarra lor daiteke. Abiadura angeluarraren aldaketa prentsaren funtzionamendutik dator, izan ere, gehieneko abiadura estanzioa hasi baino lehen emango da, eta gutxienekoa honen ostean.

$$n_{2min} = \frac{(2-\delta) \cdot n_2}{2}; n_{2max} = \frac{(2+\delta) \cdot n_2}{2}$$

11. eta 12. ekuazioak

Non:

- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra.
- n_{2min} = Ardatzaren gutxieneko abiadura angeluarra.
- n_{2max} = Ardatzaren gehieneko abiadura angeluarra.
- δ = Bolantearen irregulartasun gradua.

$n_{2min} = 247 \text{ rpm}$, $n_{2max} = 273 \text{ rpm}$. Bi balioak liburuak ematen duen tartearen barruan sartzen dira, hau (100:450 rpm) delarik.

3.4.2. Inertzia bolantearen abiadura onargarria

Inertzia bolanteak duen abiadura angeluarraren tartearen ondoren, honek jasan dezakeen abiadura tangenzial maximoa aurkitu behar da. Horretarako, hurrengo planteatzen da, materialaren propietateak erabiliz:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{g \cdot \sigma}{\gamma}}$$

13. ekuazioa

Non:

- v_{\max} = Inertzia bolantearen gehieneko abiadura tangenziala.
- g = Grabitatearen azelerazioa.
- γ = FG-25 materialaren pisu espezifikoa, 7250 kg/m^3 .
- σ = FG-25 materialaren trakzioari erresistentzia, 250 MPa .

$v_{\max} = 40.3 \text{ m/s}$. Aukeratutako balioa, polearekin erlazioa kontuan hartuta, abiadurak bolantearen dimentsioetan, diametroan batez ere, eragina baitu, hurrengoa izan da:

$$v_t = 20.4 \text{ m/s.}$$

3.4.3. Inertzia bolantearen batez besteko diametroa

Behin bolantearen abiadura ezaguna dela, diametroa kalkulatzeko:

$$D_m = \frac{60 \cdot v_t}{\pi \cdot n_2}$$

14. ekuazioa

Non:

- D_m = Bolantearen batez besteko diametroa.
- v_t = Bolantearen ertzean abiadura tangenziala.
- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra.

$$D_m = 1.4985 \text{ m} \rightarrow R_m = 0.7493 \text{ m.}$$

3.4.4. Lan motore eta erresistentea

Lehen aipatutako abiadura aldaketak motorraren lanaren eta kargaren arteko ezberdintasunak eragiten ditu, beraz, inertzia bolantearen eginkizuna hauen arteko erlazioa leuntzea denez, lan hauekin erlazionatuta egongo dira bere dimentsioak.

Lan motorea motorrak hornitzen duena da:

$$T_m = \frac{60 \cdot 1000 \cdot N_m}{2\pi \cdot n_2}$$

15. ekuazioa

Non:

- T_m = Lan motorea.
- N_m = Motorraren potentzia.
- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra.

$$T_m = 550.921 \text{ N m.}$$

Lan erresistentea ardatzaren momentu bihurtzailea da:

$$T_r = M_{T2}$$

16. ekuazioa

Non:

- T_r = Lan erresistentea.
- M_{T2} = Ardatzean lan bihurtzailea.

$$T_r = 7348.3595 \text{ N m.}$$

Bien arteko ezberdintasuna:

$$T_{bol} = T_r - T_m$$

17. ekuazioa

Non:

- T_{bol} = Bolanteak bildu beharreko lana.
- T_r = Lan erresistentea.
- T_m = Lan motorea.

$$T_{bol} = 6797.4385 \text{ N m} = 693.1458 \text{ kg m}$$

3.4.5. Inertzia bolantearen pisua

Bolanteak bildu beharreko lana eta bere diametroa jakinik, pisua kalkulatzeko hurrengo ekuazioa erabiliko da:

$$P_{bol} = \frac{3600 \cdot T_{bol}}{\delta \cdot n_2^2 \cdot D_m^2}$$

18. ekuazioa

Non:

- P_{bol} = Bolantearen pisua.
- T_{bol} = Bolanteak bildu beharreko lana (kg m).
- δ = Bolantearen irregulartasun gradua.
- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra .
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.

$$P_{bol} = 164.3868 \text{ kg.}$$

3.4.6. Inertzia bolantearen jantaren sekzioa

Bolantearen janta izango denez honen pisurako kontuan hartuko dena, bere sekzioaren azalera pisuak baldintzatuko du, eta kalkuloa Guldinen teorema jarraituz hala geratzen da:

$$A = \frac{P_{bol}}{\pi \cdot D_m \cdot \gamma}$$

19. ekuazioa

Non:

- A = Jantaren sekzioaren azalera.
- P_{bol} = Bolantearen pisua.

- D_m = Bolantearen batez besteko diametroa.
- γ = FG-25 materialaren pisu espezifikoa, 7250 kg/m^3 .

$$A = 4816.38 \text{ mm}^2.$$

Sekzioa (b x h) errektangeluarra egingo da, $b = 2h$ eran. Hortaz:

$$h = \sqrt{\frac{A}{2}} = \frac{b}{2}$$

20. ekuazioa

Non:

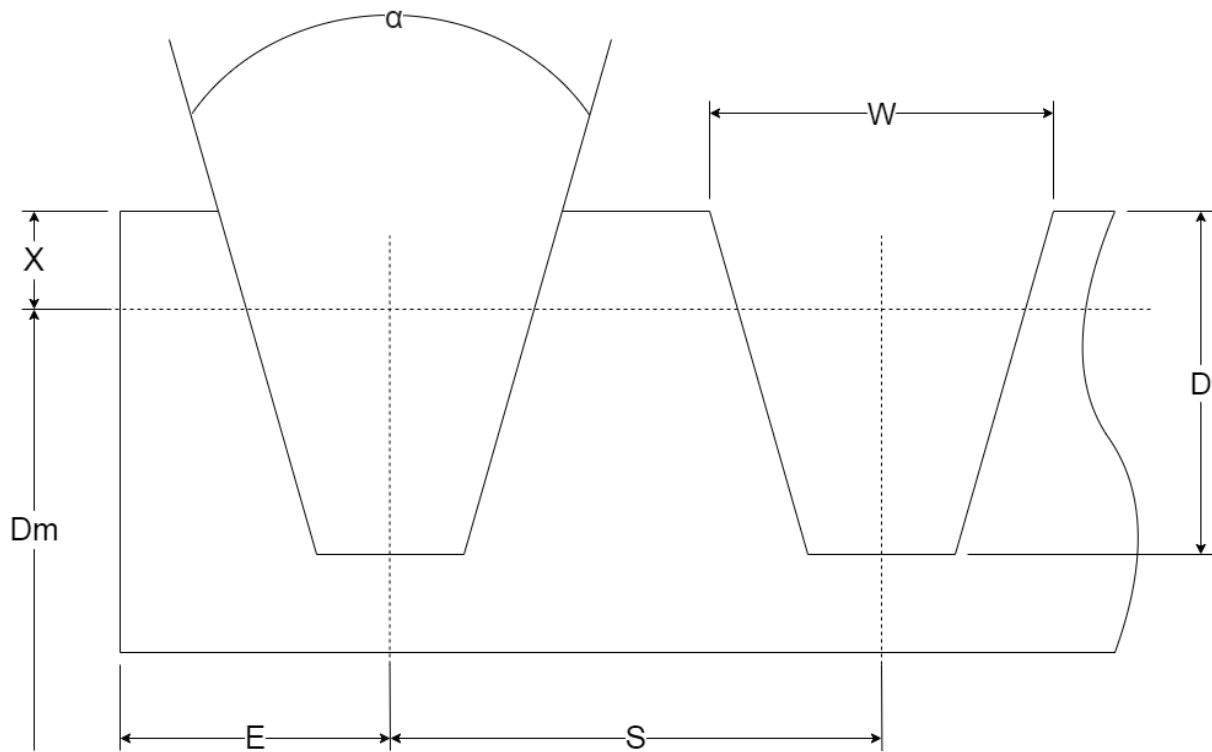
- h = Sekzioaren alde erradiala.
- A = Jantaren sekzioaren azalera.
- b = Sekzioaren alde axiala.

$h_{\min} = 49.07 \text{ mm}$, $b_{\min} = 98.15 \text{ mm}$. Aurrerago kalkulatu diren uhalen eztarriek sekzioari zati bat kenduko diotenez, beharrezko azalera lortzeko hurrengo aldeak erabiltzea erabaki da.

$$h = 52 \text{ mm}, b = 104 \text{ mm}.$$

3.4.7. Inertzia bolantearen eztarriak

Motorrak ardatzari potentzia uhal batzuen bitartez transmititzen dio. Uhal hauek inertzia bolantearen kanpoaldeko eztarri batzuetan kokatuko dira. Eztarri hauek uhalak zeintzuk eta zenbat izango diren jakinda diseinatu dira, "Manual universal de la técnica mecánica" (Oberg, E., Jones, F.D., Horton, H.L.) liburuaren arabera.



3.4. irudia; eztarrien xehetasuna

$$E = 17.5 \text{ mm}$$

$$S = 25 \text{ mm}$$

$$W = 23 \text{ mm}$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$\alpha = 36^\circ$$

$$X = 5 \text{ mm}$$

3.5. Uhalen hautaketa

Motorraren potentzia birabarkira helarazteko, bi transmisio beharko dira, motorretik ardatzera eta ardatzetik birabarkira. Lehenengoa uhalen eta poleen bitartez egingo da. Uhalak trapezoidalak izango dira, eta beraien aukeraketa "Manual universal de la técnica mecánica" (Oberg, E., Jones, F.D., Horton, H.L.) liburuan dagoen informazioa jarraituz egingo da.

3.5.1. Uhalaren sekzio mota

Lehenik araututa dauden sekzio mota batzuetatik egoeraren beharretara hobekien moldatzen dena aukeratu behar da. Horretarako liburuak motorrari bere mota eta erabileraren arabera zerbitzu faktore (SF) bat ezartzen dio. Kasu honetan SF = 1.2 aukeratu da.

Datu honekin, motorraren potentziarekin eta motorraren abiadura angeluarrarekin, eta liburuko taula baten laguntzaz, erantzunera heldu da:

- SF = 1.2.
- $N_m = 15 \text{ kW} = 20.11 \text{ hp}$.
- $n_1 = 1470 \text{ rpm}$.

Uhalaren sekzio mota: C.

3.5.2. Zentroen arteko distantzia

Uhalen luzera aukeratu ahal izan baino lehen, zentroen arteko distantzia jakitea funtsezkoa da. Liburuak transmizio erlazioaren arabera era batera edo bestera hautatu behar da. Transmizio erlazioa 3 baino handiagoa edo txikiagoa denean irizpidea aldatzen da. 10. ekuazioa motorraren eta ardatzen abiaduraz erabiliz:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2}$$

Kasu honetan transmizio erlazioa $i_1 = 5.6538$ da. $i_1 > 3$ denez, liburuak polea handiaren diametroa eta zentroen arteko distantzia berdina izatea gomendatzen du. Kasu honetan inertzia bolantearen diametroaren berdina:

$$C = D_m$$

21. ekuazioa

Non:

- C = Poleen zentruen arteko distantzia.
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.

$C = 1.4985$ m.

3.5.3. Uhalen luzera

Uhalen luzera primitiboa “Diseño en ingeniería mecánica” (Shigley, J.E., Mischke, C.R.) liburuan agertzen diren jarraibideekin kalkulatu da. Gero datu hau erabiliz uhal bat enpresa baten katalogotik aukeratu da.

$$L = 2C \cdot 1.57 \cdot (D_m + d_m) + \frac{(D_m - d_m)^2}{4C}$$

22. ekuazioa

Non:

- L = Uhalen luzera.
- C = Poleen zentruen arteko distantzia.
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.
- d_m = Polea txikiaren batez besteko diametroa, 0.265 m.

$L = 6.002$ m da lortutako emaitza.

Uhala aukeratzera joatean, Texrope enpresaren katalogoan C motatako eta 6 m duen luzerako uhala aukeratu da. $L = 6$ m.

3.5.4. Uhal kopurua

Uhal eta polea bidezko potentzia transmisioak egiteko ez da zertan uhal bakarra egon behar; potentziaren menpe dago kopurua. Aukeraturako sekzio motarako, transmititu beharreko potentziarako eta poleen dimentsiotara egokituko den kopurua hautatu behar da.

Hau uhal bakoitzak egoera honetan zenbat potentzia transmiti dezakeen jakinik lortzen da. Lehenik, uhalen kontaktu-arkua kalkulatu behar da:

$$A = 180^\circ - \frac{(D_m - d_m) \cdot 60^\circ}{C}$$

23. ekuazioa

Non:

- A = Uhalen kontaktu arkua.
- C = Poleen zentruen arteko distantzia.
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.
- d_m = Polea txikiaren batez besteko diametroa.

$$A = 130.66^\circ$$

Behin kontaktu arkua kalkulatu dela, aurrerago erabiliko diren hiru zuzenketa faktore lortuko dira, liburuan agertzen diren tauletatik. Hauetariko bakoitzak aldagai ezberdin batekin du harremana: uhalen luzerarekin, kontaktu arkuarekin eta polea txikiaren diametroarekin, hain zuzen.

- $ZF_{\text{luz}} = 1.11$.
- $ZF_{\text{ark}} = 0.86$.
- $ZF_{\text{dia}} = 1.14$.

Uhal bakoitzak jasan dezakeen potentzia egoera honetan jakiteko, hurrengo pausua uhalaren abiadura lortzea izango da. Hau polea txikiaren diametroa eta abiadura angeluarra erabiliz egingo da:

$$S_{\text{uhal}} = d_m \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{60}$$

24. ekuazioa

Non:

- S_{uhal} = Uhalaren abiadura.
- d_m = Polea txikiaren batez besteko diametroa, 0.265 m.
- n_1 = Polea txikiaren abiadura angeluarra, 1470 rpm.

$$S_{\text{uhal}} = 20.4 \text{ m/s} = 4.0157 \text{ mila oin/min}$$

Uhalen potentzia kalkulatzeko polea txikiaren diametro baliokidea:

$$d_{me} = d_m \cdot ZF_{dia}$$

25. ekuazioa

Non:

- d_{me} = Polea txikiaren batez besteko diametro baliokidea.
- d_m = Polea txikiaren batez besteko diametroa.
- ZF_{dia} = Polea txikiaren diametroaren Zuzenketa Faktorea.

$$d_{me} = 0.3021 \text{ m} = 11.8956 \text{ in.}$$

Uhal bakoitzak jasan dezakeen potentzia kalkulatzeko liburuak espresio bat proposatzen du, polea txikiaren batez besteko diametro baliokidearen, uhalen abiadura eta liburuan bertan uhalaren sekzioaren arabera aukeratu behar diren hiru koefizienteen menpe. Espresioan diametroa hazbetetan eta abiadura mila oin/minututan sartu behar dira potentzia hp-tan lortzeko:

$$HP'_{\text{uhal}} = X \cdot S_{\text{uhal}}^{0.91} - \frac{Y \cdot S_{\text{uhal}}}{d_{me}} - Z \cdot S_{\text{uhal}}^3$$

26. ekuazioa

Non:

- HP'_{uhal} = Uhal batek transmiti dezakeen potentzia.
- $X = C$ sekzioko uhalentzako koefiziente bat, 6.372.
- S_{uhal} = Uhalen abiadura.
- $Y = C$ sekzioko uhalentzako koefiziente bat, 26.948.
- d_{me} = Polea txikiaren batez besteko diametro baliokidea.
- $Z = C$ sekzioko uhalentzako koefiziente bat, 0.0416.

$$HP'_{\text{uhal}} = 10.7878 \text{ hp.}$$

Kalkulatutako uhal bakoitzerako potentzia hau bada ere, lehendik kalkulatutako beste bi Zuzenketa Faktoreak aplikatzea geratzen da oraindik. Hortaz, uhal bakoitzak benetan transmiti dezakeen potentzia:

$$HP_{uhal} = HP'_{uhal} \cdot ZF_{luz} \cdot ZF_{ark}$$

27. ekuazioa

Non:

- HP_{uhal} = Uhal batek transmiti dezakeen potentzia zuzenketen ondoren.
- HP'_{uhal} = Uhal batek transmiti dezakeen potentzia zuzenketen aurretik.
- ZF_{luz} = Uhalen luzeraren Zuzenketa Faktorea.
- ZF_{ark} = Kontaktu arkuaren Zuzenketa Faktorea.

$$HP_{uhal} = 10.298 \text{ hp} = 7.679 \text{ kW.}$$

Beharrezkoak diren uhalak lortzeko:

$$n_{uhal} = \frac{N_m}{HP_{uhal}}$$

28. ekuazioa

Non:

- n_{uhal} = Uhalen gutxieneko kopurua.
- N_m = Motorraren potentzia.
- HP_{uhal} = Uhal batek transmiti dezakeen potentzia.

$$n_{uhal} = 1.9533 \rightarrow n_{uhal} = 2.$$

3.6. Polearen hautaketa

Motorraren eta inertzia bolantearen artean potentzia transmisioa ezartzeko polea eta uhalen bitarteko sistema bat aukeratu da.

3.6.1. Polearen diametroa

Polea aukeratzeko lehenik bere diametroa ezagutu behar da, lehen aipatu dena, eta hau transmisio erlazioarekin kalkulatu da.

$$d_m = \frac{D_m}{i_1}$$

29. ekuazioa

Non:

- d_m = Polearen batez besteko diametroa.
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.
- i_1 = Ardatzaren eta motorraren artean transmisio erlazioa.

$$d_m = 0.265 \text{ m.}$$

3.6.2. Polearen modelo komertzialaren hautaketa

Polearen diametroarekin, eta uhalen hautaketaren atalean lortutako uhal kopuruarekin eta uhalen sekzioarekin, SGT enpresaren katalogora jotzera ekingo zaio.

- Polea Trapecial, perfil SPC-C.
- Diametroa = 265 mm.
- Kanpo diametroa = 274.5 mm.
- 2 eztarri.
- Zabalera = 90mm.
- GG - 20, DIN 1691 arabera, materiala.

Polea ardatzean kokatu ahal izateko datuak ere ematen ditu enpresak:

- Barne diametroaren tolerantzia = H7.
- Txabeteroa = DIN 6885.

3.7. Enbrage-balazta multzoaren hautaketa

Inertia bolanteak bildutako energia birabarkira bideratzeko enbrage bat erabiliko da. Balaztak irristailua goiko itopuntura abiadura handiegiarekin heltzea galaraziko du. Euren lanak osagarriak direnez eta multzo bakarrean daudenez, aldi berean eta osotasun bat bezala hartuko dira kontuan.

Osagai komertziala izanik, multzoaren beharrezko datuarekin, hau da, balazta momentuarekin sartu beharra dago katalogoan. Hau, bere funtzioa ondo egiteko, balaztatu behar duen ardatzarena baino handiagoa izan behar da nahitaez, kasu honetan $M_{T2} = 7348.3$ N m. Datu hau ez bada ezaguna, katalogoan hau lortzeko jarraibideak agertzen dira. Hau egiaztatzeko, froga egin da.

$$M_{bal} = \left(\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos(\beta)} \cdot P \cdot e \right) / i_2$$

30. ekuazioa

Non:

- M_{bal} = Balaztatze momentua.
- α = Birabarkiaren angelua.
- β = Bielaren bertikalarekiko angelua (ikus 3.1. irudia), 2.66° .
- P = Prentsaren indar nominala.
- e = Eszentrikotasuna.
- i_2 = Ardatzaren eta birabarkiaren artean transmisio erlazioa.

$M_{bal} = 7344.89$ N m. Eraitza aurretik hartutako momentuaren oso antzekoa denez, aurretik kalkulaturiko momentua ontzat eman eta badaezpada egiaztatu da.

Hau izan da aukeratutako enbrage-balazta multzoa, Goizper enpresaren katalogotik:

- 5.75._.WA. seriea, 55 tamaina.
- Enbragatze momentua = 9500 N m.

- Balaztatze momentua = 8000 N m.
- Gehieneko abiadura = 1000 rpm.
- Masa = 139 kg.

3.8. Engranaiaren kalkuloa

Motorretik datorren potentzia ardatzetik birabarkira transmititzeko aukera anitz daude. Aukeratu dena engranaien bidezkoa izan da. Era honetako prentsa eszentrikoetan engranaiak edo polea eta uhalak erabiltzen dira, poleak eta uhalak indar txikiak egiten dituzten prentsetan gehienbat erabiltzen direlarik.

Engranai zilindrikoak eta hortz zuzenekoak aukeratu dira transmisiorako. Hauen datuak atal honetan kalkulatu dira, "Mecanismos" (Belda Villena, E.) eta "Diseño de máquinas" (Norton, R.L.) liburuak erabiliz, lehenik errodadura presioa eta iraupena kontuan hartuz, eta gero materialen erresistentziari, Lewisen formulari, esker egiaztatuz.

3.8.1. Hasierako datuak

Transmisio hau kalkulatzeko, ezinbestekoak dira hurrengo datuak, puntu honetara heltzean jada ezagunak zirenak:

- Birabarkiaren abiadura, $n_3 = 50$ rpm.
- Ardatzaren abiadura, $n_2 = 260$ rpm.
- Birabarkiaren momentu bihurtzailea, $M_{T_3} = 38211.46$ N m.
- Ardatzaren momentu bihurtzailea, $M_{T_2} = 7348.36$ N m.

Datu hauen arabera, transmisio erlazioa, $i_2 = 5.2$ da. Datu hau aukeratu da motorraren eta birabarkiaren arteko bi transmisio erlazioak ez izateko oso ezberdinak, eta ez delako komenigarria zenbaki osoa izatea. Hau hala da prentsetan birabarkiaren ziklo bakoitzean agertzen den gehienezko indarra beti hortz berei ez eragiteko, eta era horretan engranaien biziraupena luzatzeko.

Datu hauekin, beharrezko beste datuak hortz kopurua eta biziraupena izango dira. Lehenengoari dagokionez, bata ezarrita bestea transmisio erlazioaren arabera jakingo da. Aukeratutako datuak:

- Piñoiaren (ardatzaren engranaiaren) hortz kopurua, $z_1 = 20$.
- Gurpilaren (birabarkiaren engranaiaren) hortz kopurua, $z_2 = 104$.
- Iraupena, $h = 1600$ ordu.

Piñoiaren hortz kopurua 17 baino handiagoa denez, ez da interferentziarik emango. Iraupena frogak egin ostean engranai ekoizleen katalogoen arabera hautatu da, baldintza egokietan lanean dabilizatela.

3.8.2. Piñoiaren dimentsionaketa

Lehenik piñoia kalkulatu da, txikiagoa izanik, ziklo gehiago burutuko dituelako denbora berdinean gurpilak baino, eta, hortaz, balio murriztaileagoak ematen dituelako. Frogak egin ondoren, aukeratutako materiala 16MnCr5 izan da UNE 36016:1976 arauaren arabera.

Piñoiaren moduloaren kalkulua errodadura presioaren eta iraupenaren menpe egiteko, lehenik iraupen hori ziklotan egin jakin behar da:

$$W = \frac{60 \cdot n_2 \cdot h}{1000000}$$

31. ekuazioa

Non:

- W = Piñoiaren milioi ziklo kopurua h ordutan.
- n_2 = Piñoiaren abiadura angeluarra.
- h = Piñoiaren iraupena ordutan.

$W = 18.72$ milioi ziklo.

Honekin errodadura presio onargarriaren koefizientea kalkulatu da, hortzek jasango duten limitea izango dena, eta materialaren eta biziraupenaren menpe dagoena:

$$k = 6800 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot \sqrt[3]{W}}$$

32. ekuazioa

Non:

- k = Errodadura presio onargarriaren koefizientea.
- HB = 16MnCr5 materialaren Brinell gogortasuna, 450 kg/mm².
- E = 16MnCr5 materialaren elastikotasun moduloa, 2100000 kg/cm².
- W = Pinoiaren milioi ziklo kopurua h ordutan.

$$k = 246.95 \text{ kg/cm}^2.$$

Piñoiaren moduloa lortzeko beharrezkoak diren beste bi faktore lortu behar dira. Lehenengoa gida faktorea da, taulatua dagoena engranaien egoera ezberdinentzako, eta egoera honetan $\psi = 10$ hartu dena. Balio hau egoera arrunterako nahiko da. Ezarri behar den beste balioa presio angelua da, eta hau $\alpha = 20^\circ$ hartu da, erabili ohi den balio bat. Balio hauekin jada piñoiaren gutxieneko moduloa kalkula daiteke errodadura presioa jasan dezan.

$$m_{min} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{T2} \cdot (i_2 + 1)}{k \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}}$$

33. ekuazioa

Non:

- m_{min} = Gutxieneko moduloa.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea, 74932.41 kg cm.
- i_2 = Transmisio erlazioa.
- k = Errodadura presio onargarriaren koefizientea.
- ψ = Gida faktorea.
- z_1 = Piñoiaren hortz kopurua.
- α = Presio angelua.

$$m_{min} = 0.8257 \text{ cm} = 8.257 \text{ mm} \rightarrow m = 9 \text{ mm aukeratu da.}$$

Moduloa jakinda, hortzen zabalera, b , eta piñoiaren diametro primitiboa lor daitezke:

$$b = m \cdot \psi$$

34. ekuazioa

Non:

- b = piñoiaren hortzen zabalera.
- m = Piñoiaren moduloa.
- ψ = Gida faktorea.

$b = 90$ mm.

$$\Phi_{1,prim} = m \cdot z_1$$

35. ekuazioa

Non:

- $\Phi_{1,prim}$ = Piñoiaren diametro primitiboa.
- m = Piñoiaren moduloa.
- z_1 = Piñoiaren hortz kopurua.

$\Phi_{1,prim} = 180$ mm.

Orain piñoia errodadura presioaren arabera dimentsionatu dela, kalkuloa egiaztatuko da Lewisen formularen arabera, materialen erresistentzia aintzat hartuz. Horretarako, zenbait datu behar dira.

Lehenik, Lewisen forma faktorearen balioa lortu behar da. Hau taulatua dago hortz kopuruaren menpe, eta 20 hortzetarako $Y = 0.322$ da.

Ondoren, hortzak jasan dezakeen tentsio onargarria lortu behar da. Bi pausutan egingo da hau. Hasteko, materialaren tentsio onargarria lortu behar da, engranaiaren arabera oraindik doitu gabe. Hau, gure materialarentzat $\sigma_{adm} = 406$ MPa da. Ondoren,

engranaiaren diametro primitiboaren abiadurarekin erlazionatu behar da, eta taulatua dagoen $A = 7$ hortzekin erlazionatzen den faktore batekin.

$$\sigma = \sigma_{adm} \cdot \frac{A}{A + (n_2 \cdot \pi \cdot \Phi_{1,prim} \div 60)}$$

36. ekuazioa

Non:

- σ = Hortzak jasan dezakeen tentsioa.
- σ_{adm} = 16MnCr5 materialaren tentsio onargarria.
- A = Tentsioaren doiketa faktore bat.
- n_2 = Piñoiaren abiadura angeluarra.
- $\Phi_{1,prim}$ = Piñoiaren diametro primitiboa.

$$\sigma = 300.63 \text{ MPa} = 3065.89 \text{ kg/cm}^2.$$

Piñoiak transmititu beharreko potentzia kalkulatzeko:

$$Pot = M_{T2} \cdot \frac{2\pi \cdot n_2}{60}$$

37. ekuazioa

Non:

- Pot = Piñoiak transmititu beharreko potentzia.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- n_2 = Piñoiaren abiadura angeluarra.

$$Pot = 200 \text{ kW} = 268.3 \text{ hp}.$$

Lewis-en arabera egiaztapena egiteko datu guztiak jakinda, gutxieneko moduloa:

$$m_{min} = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{n_2 \cdot \Psi \cdot z_1 \cdot \sigma \cdot Y}}$$

38. ekuazioa

Non:

- m_{\min} = Gutxieneko moduloa.
- P_{ot} = Piñoiak transmititu beharreko potentzia.
- n_2 = Piñoiaren abiadura angeluarra.
- ψ = Gida faktorea.
- z_1 = Piñoiaren hortz kopurua.
- σ = Hortzak jasan dezakeen tentsioa.
- Y = Lewisen forma faktorea.

$m_{\min} = 0.8912 \text{ cm} = 8.912 \text{ mm}$. Hortaz, moduloa onargarria da.

Azkenik, transmisioak sortutako indarrak kalkulatu dira:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{T2}}{\Phi_{1,prim}}$$

39. ekuazioa

Non:

- F_t = Piñoiaren sortutako indar tangenziala.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- $\Phi_{1,prim}$ = Piñoiaren diametro primitiboa.

$F_t = 81648.4 \text{ N}$.

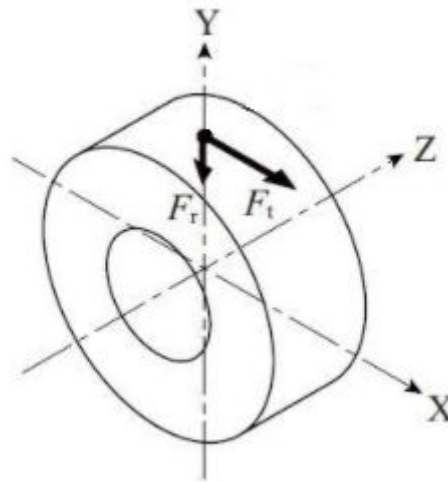
$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha)$$

40. ekuazioa

Non:

- F_r = Piñoiaren sortutako indar erradiala.
- F_t = Piñoiaren diametro primitiboan sortutako indar tangenziala.
- α = Piñoiaren presio angelua.

$F_r = 29717.6 \text{ N}$.



3.5. irudia; engranaietan indarren eskema

3.8.3. Gurpilaren dimentsionaketa

Engranai bidezko transmisioetan piñoiak eta gurpilak modulo bera izan behar dute, beraien zeregina ondo burutzeko. Hortaz, atal honetan egingo dena piñoiarentzat kalkulaturiko moduloa gurpilean ere baliozkoa den baieztatzea izango da, laneko egoeran. Gainera, bi engranaien errodadura presio onargarriaren koefizientea berdina izan behar da. Horretarako gurpilaren datuekin piñoiaren datuekin burutu diren kalkuloak errepikatuko dira.

31. ekuazioa n_3 abiadura angeluarrarekin egokituz, eta ordutan iraupen berarentzat, gurpilarentzako balioa lortzen da:

$$W = \frac{60 \cdot n_3 \cdot h}{1000000}$$

31. ekuazioa

Non:

- W = Piñoiaren milioi ziklo kopurua h ordutan.
- n_3 = Piñoiaren abiadura angeluarra.
- h = Piñoiaren iraupena ordutan.

$W = 3.6$ milioi ziklo.

Gurpilaren k piñoiaren berdina izanik, 32. ekuazioarekin, E berdina dela jakinik, gurpilarentzat behar den Brinell gogortasuna kalkula daiteke.

$$k = 6800 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot \sqrt[3]{W}}$$

32. ekuazioa

Non:

- k = Errodadura presio onargarriaren koefizientea.
- HB = Materialaren beharrezko Brinell gogortasuna.
- E = 16MnCr5 materialaren elastikotasun moduloa.
- W = Pinoiaren milioi ziklo kopurua h ordutan.

$$HB = 342 \text{ kg/mm}^2.$$

Hau jakinda, gurpilarentzat hautatutako materiala piñoiaren berdina hartu da, 16MnCr5 UNE 36016:1976 arauaren arabera, baliogarria delako.

Errodadura presioaren arabera piñoiaren moduloa gurpilarako baliogarria den jakiteko, gurpilarentzat gutxieneko moduloa kalkulatu da 33. ekuazioan datuak egokituz:

$$m_{min} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{T3} \cdot (i_2 + 1)}{k \cdot \psi \cdot z_2^2 \cdot i_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}}$$

33. ekuazioa

Non:

- m_{min} = Gutxieneko moduloa.
- M_{T3} = Ardatzaren momentu bihurtzailea, $3.8965 \times 10^5 \text{ kg cm}$.
- i_2 = Transmisio erlazioa.
- k = Errodadura presio onargarriaren koefizientea.
- ψ = Gida faktorea.
- z_2 = Gurpilaren hortz kopurua.
- α = Presio angelua.

$$m_{\min} = 0.4766 \text{ cm} = 4.766 \text{ mm} \rightarrow m = 9 \text{ mm onargarria da.}$$

Behin ere, moduloa jakinda, hortzen zabalera, b , eta gurpilaren diametro primitiboa lor daitezke. Hortzen zabalera piñoiaren hortzen berdina izango da moduloaren menpe baino ez dagoelako.

$$\Phi_{2,prim} = m \cdot z_2$$

35. ekuazioa

Non:

- $\Phi_{2,prim}$ = Gurpilaren diametro primitiboa.
- m = Gurpilaren moduloa.
- z_2 = Gurpilaren hortz kopurua.

$$\Phi_{2,prim} = 936 \text{ mm.}$$

Orain, lehen bezala, beste egiaztapen bat egingo da Lewisen formularen arabera. Lewisen faktorea $z_2 = 104$ hortzentzat interpolatuz $Y = 0.448$ lortu da. Hortzek jasan dezaketen tentsioa ere berdina izango da materiala eta diametro primitiboan abiadura mantentzen direlako, baita potentzia ere, momentuaren eta abiadura angeluarraren erlazioa dela eta. Hortaz:

$$\sigma = 300.63 \text{ MPa} = 3065.89 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Pot} = 200 \text{ kW} = 268.3 \text{ hp.}$$

Lewisen arabera egiaztapena egiteko datu guztiak jakinda, gutxieneko moduloa 38. ekuazioa gurpilaren datuekin egokituz:

$$m_{\min} = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{\text{Pot}}{n_3 \cdot \Psi \cdot z_2 \cdot \sigma \cdot Y}}$$

38. ekuazioa

Non:

- m_{\min} = Gutxieneko moduloa.
- Pot = Piñoiak transmititu beharreko potentzia.

- n_2 = Piñoiaren abiadura angeluarra.
- ψ = Gida faktorea.
- z_1 = Piñoiaren hortz kopurua.
- σ = Hortzak jasan dezakeen tentsioa.
- Y = Lewisen forma faktorea.

$m_{\min} = 0.8132 \text{ cm} = 8.132 \text{ mm} < 9 \text{ mm}$. Hortaz, moduloa onargarria da.

Gurpilean transmisioak sortutako indarrak, akzio erreakzio printzipioagatik, beraz:

$$F_t = 81648.4 \text{ N.}$$

$$F_r = 29717.6 \text{ N.}$$

3.9. Ardatzaren dimentsionaketa

Motorraren potentzia inertzia bolantetik engranaietara eramateko ardatzean zehar transmititu beharko da. Hau dimentsionatzeko bertan muntatutako osagaien pisua, eta transmisioengatik agertzen diren indarrak kontuan hartuko dira.

3.9.1. Ardatzaren datuak

Hauek dira ardatzaren dimentsionaketa hasi baino lehen jakin beharrezko bere datuak:

- Ardatzaren abiadura angeluarra: $n_2 = 260 \text{ rpm}$.
- Ardatzean momentu bihurtzailea: $M_{T_2} = 7348.36 \text{ N m}$.
- Materiala: 42CrMo4 UNE-EN 10083-3:2008 arauaren arabera.
- Tentsio erresistentzia: 1200 MPa.
- Fluentzia tentsioa: 810 MPa.

3.9.2. Indarrak ardatzean

Osagai bakoitzak ardatzean egiten dituen indarrak lortuko dira atal honetan.

Piñoia:

❖ Berezko pisua:

$$F_{Ppin} = \gamma \cdot b \cdot \frac{\pi \cdot \Phi_{1,prim}^2}{4} \cdot g$$

41. ekuazioa

Non:

- F_{Ppin} = Piñoiaren berezko pisua.
- γ = 16MnCr5 materialaren dentsitatea, 7800 kg/m³.
- b = Hortzen zabalera.
- $\Phi_{1,prim}$ = Piñoiaren diametro primitiboa.
- g = Grabitatearen azelerazioa.

$$F_{Ppin} = 175.2 \text{ N.}$$

❖ Transmisio indarrak:

Piñoian agertzen diren transmisio indarrak bere atalean kalkulaturakoak izan dira, bata tangenziala (horizontala) eta bestea erradiala (bertikala).

$$F_t = 81648.4 \text{ N.}$$

$$F_r = 29717.6 \text{ N.}$$

Inertzia bolantea:

❖ Berezko pisua:

Inertzia bolantearen kalkuloen atalean lortutako P_{bol} grabitatearen azelerazioarekin biderkatuz:

$$F_{P_{bol}} = g \cdot P_{bol}$$

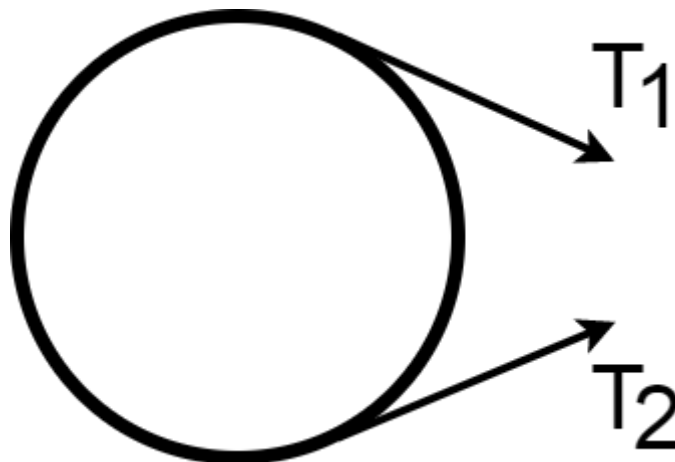
42. ekuazioa

Non:

- $F_{P_{bol}}$ = Inertzia bolanteraren berezko pisua.
- P_{bol} = Inertzia bolanteraren berezko masa.
- g = Grabitatearen azelerazioa.

$$F_{P_{bol}} = 1612.63 \text{ N.}$$

❖ Transmisio indarrak:



3.6. irudia

Inertzia bolantean transmisio indarrak uhalek sortzen dituztenak dira. Hauek kalkulatzeko “Elementos de máquinas” (Niemann, G.) liburua erabili da. Lehenik, bi indarren moduloaren arteko ezberdintasuna lortuko da, hau baita momentu bihurtzailea eragiten duena.

$$(T_1 - T_2) = \frac{M_{T_2}}{D_{m/2}}$$

43. ekuazioa

Non:

- T_1 = Uhalen indar motorea.
- T_2 = Uhalen indar erresistentea.
- M_{T_2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- D_m = Inertzia bolantearen batez besteko diametroa.

$$(T_1 - T_2) = 9807.6 \text{ N}$$

Kontaktu angelua jakinda, 130.66° , uhalen atalean kalkulatu dena, liburuan uhalen bi indarren erlazioa taulatua dago.

$$\frac{T_1}{T_2} = 2.64$$

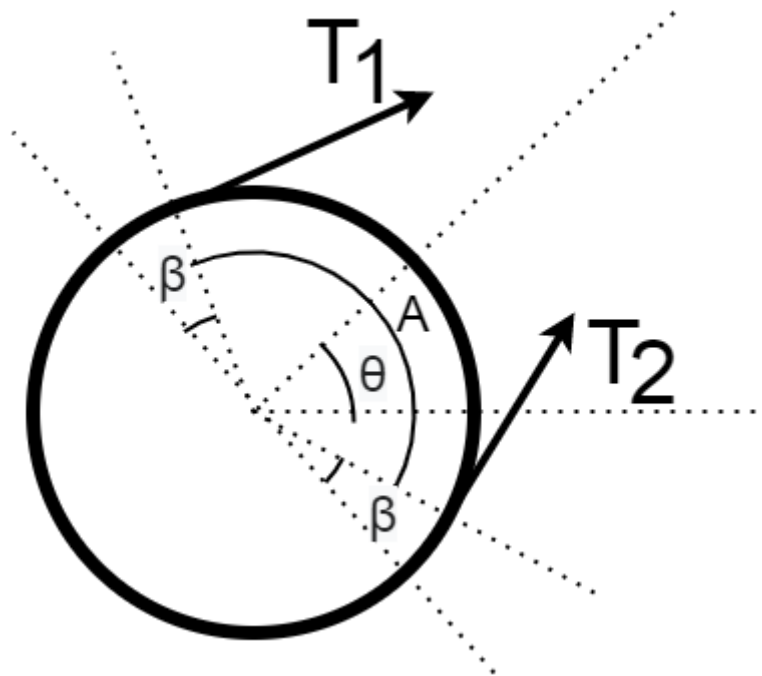
44. ekuazioa

43. eta 44. ekuazioetatik lor daitezke indarrak.

$$T_1 = 15788.1 \text{ N.}$$

$$T_2 = 5980.5 \text{ N.}$$

Indar hauen norabidea lortzeko falta den datua bi poleak batzen dituen lerroa horizontalarekiko 45° -tara dagoela da. Hortaz, trigonometria erabiliz, bi indarren baturaren osagai horizontal eta bertikalak:



3.7. irudia

Irudi honetan ardatzen horizontalarekiko angelua θ da, uhalen kontaktu angelua A , eta ardatzen angeluari perpendikularrekiko indarren angelua β .

$$\beta = \frac{180^\circ - A}{2}$$

45. ekuazioa

Non:

- β = Ardatzen angeluari perpendikularrekiko indarren angelua.
- A = Uhalen kontaktu angelua.

$$\beta = 24.67^\circ.$$

$$\tau_1 = \theta - \beta; \tau_2 = \theta + \beta$$

46. eta 47. ekuazioak

Non:

- $\tau_1 = T_1$ indarraren horizontalarekiko angelua.
- $\tau_2 = T_2$ indarraren horizontalarekiko angelua.
- θ = Ardatzen horizontalarekiko angelua.

- β = Ardatzen angeluari perpendikularrekiko indarren angelua.

$$\tau_1 = 20.33^\circ, \tau_2 = 69.67^\circ.$$

$$T_{H,bol} = T_1 \cdot \cos(\tau_1) + T_2 \cdot \cos(\tau_2); T_{B,bol} = T_1 \cdot \sin(\tau_1) + T_2 \cdot \sin(\tau_2)$$

48. eta 49. ekuazioak

Non:

- $T_{H,bol}$ = Inertzia bolantean transmisio indar horizontala.
- $T_{B,bol}$ = Inertzia bolantean transmisio indar bertikala.
- T_1 = Uhalen indar motorea.
- T_2 = Uhalen indar erresistentea.
- τ_1 = T_1 indarraren horizontalarekiko angelua.
- τ_2 = T_2 indarraren horizontalarekiko angelua.

$$T_{H,bol} = 16882.4 \text{ N.}$$

$$T_{B,bol} = 11093.1 \text{ N.}$$

Enbrage-Balazta

❖ Berezko pisua:

Katalogotik lortutako masa grabitatearen azelerazioagatik biderkatuz:

$$F_{Penb} = g \cdot P_{enb}$$

42. ekuazioa

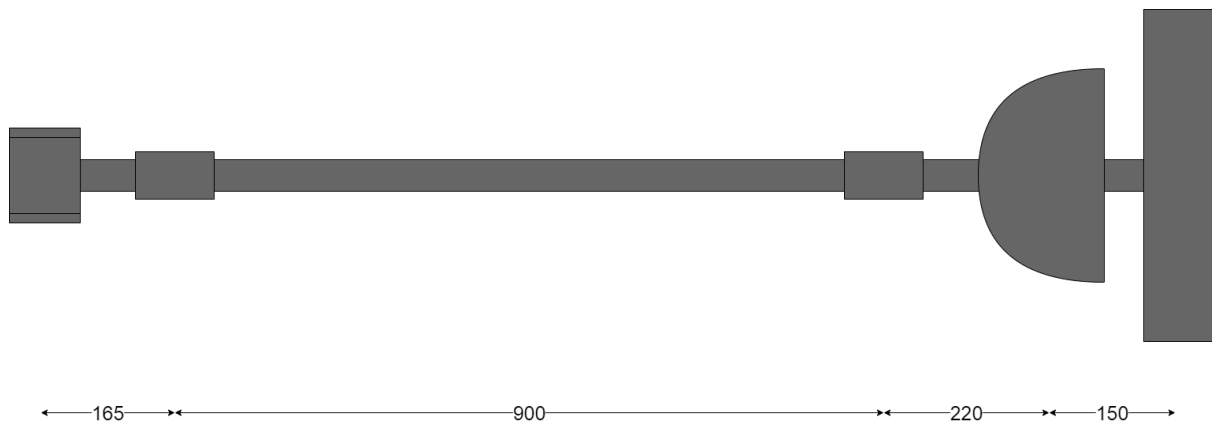
Non:

- F_{Penb} = Enbrage-Balaztaren berezko pisua.
- P_{enb} = Enbrage-Balaztaren berezko masa.
- g = Grabitatearen azelerazioa.

$$F_{Penb} = 1363.6 \text{ N.}$$

3.9.3. Osagaien kokapena

Ardatzaren dimentsionamendua egiteko lehenik karga bakoitza non egongo den jakin behar da, eta horretarako, osagaien kokapena eta ardatzaren luzera erabaki. Makinaren geometria dela eta, bi euskarrien artean egongo den osagairik gabeko luzerak mahaiarena gaintitzea erabaki da. Euskarrietatik kanpora geratzen den luzeran piñoia, enbrage-balazta eta bolantea jarri ahal izateko, luzera guztira 1530 mm-koa izango da. Euskarrien arteko luzera 800 mm-koa izango da.



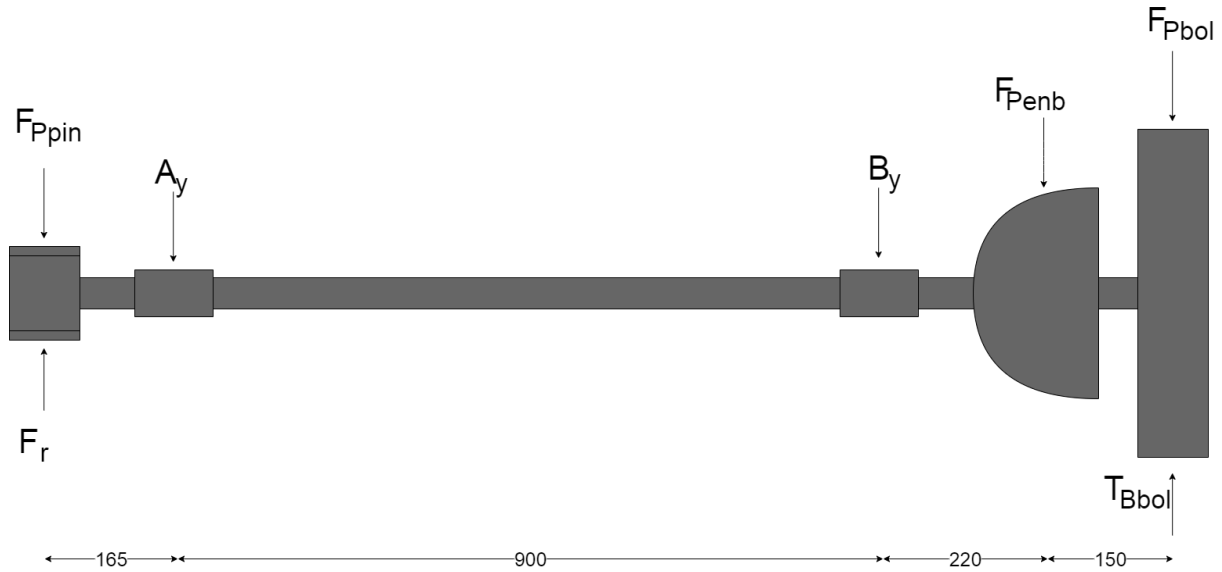
3.8. irudia

Osagaien kokapena kalkuloak egin baino lehenagoko dimentsionamenduan 3.8. irudian ikusi daiteke. Irudian agertzen diren distantziak osagaien zentroen artekoak dira, ez ertzzen artekoak, eta indarrak non kokatzeko erreferentziazat hartzeko dira. Ezkerretik hasita, krokisean elementuak piñoia, euskarri bat, beste euskarria, enbrage-balazta eta inertzia bolantea dira.

3.9.4. Erreakzioen kalkuloa

Behin ardatzean eragingo duten indar guztien kalkuloa egin dela, eta hauen arteko distantzia ezarri dela, indar hauek euskarrietan zein erreakzio eragingo duten kalkulatu da. Hau estatikaren printzipioan oinarrituz egingo da.

Erreakzio bertikalen kalkulua



3.9. irudia

$$\Sigma M_A = 0.165(F_r - F_{Ppin}) + 0.9B_y + 1.12F_{Penb} + 1.27(F_{Pbol} - T_{Bbol}) = 0$$

43. ekuazioa

$$\Sigma F = F_r - F_{Ppin} - F_{Pbol} + T_{Bbol} - F_{Penb} - A_y - B_y = 0$$

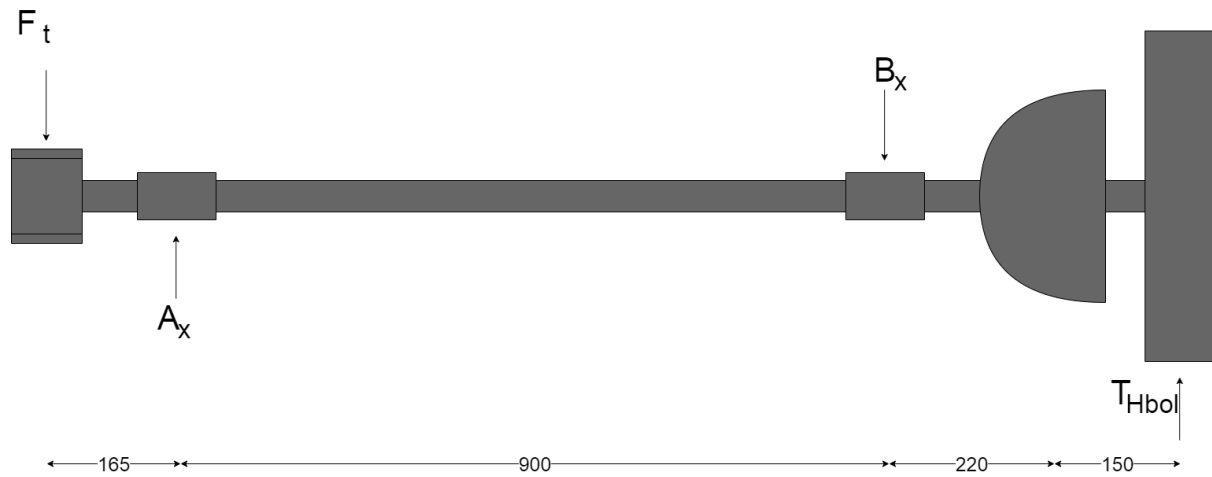
44. ekuazioa

Non:

- F_r = Piñoiaren sortutako indar erradiala.
- F_{Ppin} = Piñoiaren behezko pisua.
- F_{Penb} = Enbrage-Balaztaren behezko pisua.
- F_{Pbol} = Inertzia bolanteraren behezko pisua.
- $T_{B,bol}$ = Inertzia bolantearen transmisio indar bertikala.
- A_y = A euskarriaren erreakzio bertikala.
- B_y = B euskarriaren erreakzio bertikala.

$$A_y = 31394.3 \text{ N}, B_y = 6264.97 \text{ N}.$$

Erreakzio horizontalen kalkulua



3.10. irudia

$$\Sigma M_A = 0.165F_t - 0.9B_x + 1.27T_{Hbol} = 0$$

45. ekuazioa

$$\Sigma F = A_x - B_x - F_t + T_{Hbol} = 0$$

46. ekuazioa

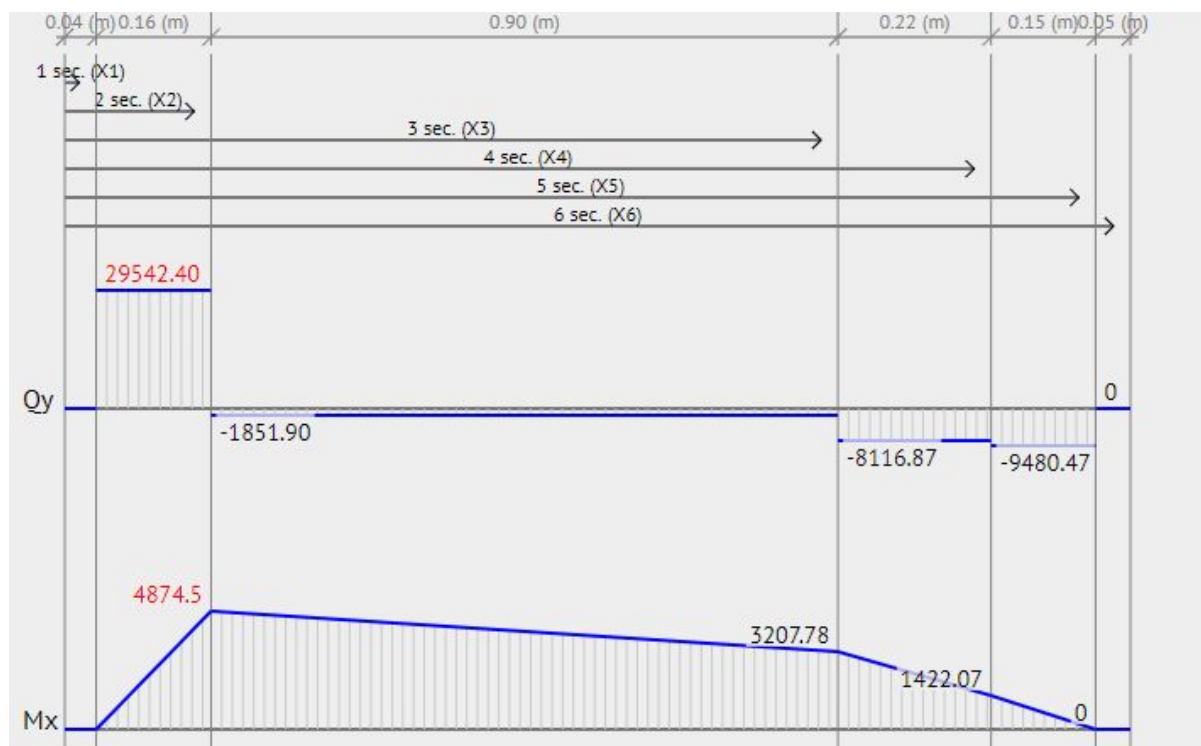
Non:

- F_t = Piñoian sortutako indar tangenziala.
- $T_{H,bol}$ = Inertzia bolantean transmisio indar horizontala.
- A_x = A euskarrian erreakzio horizontala.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.

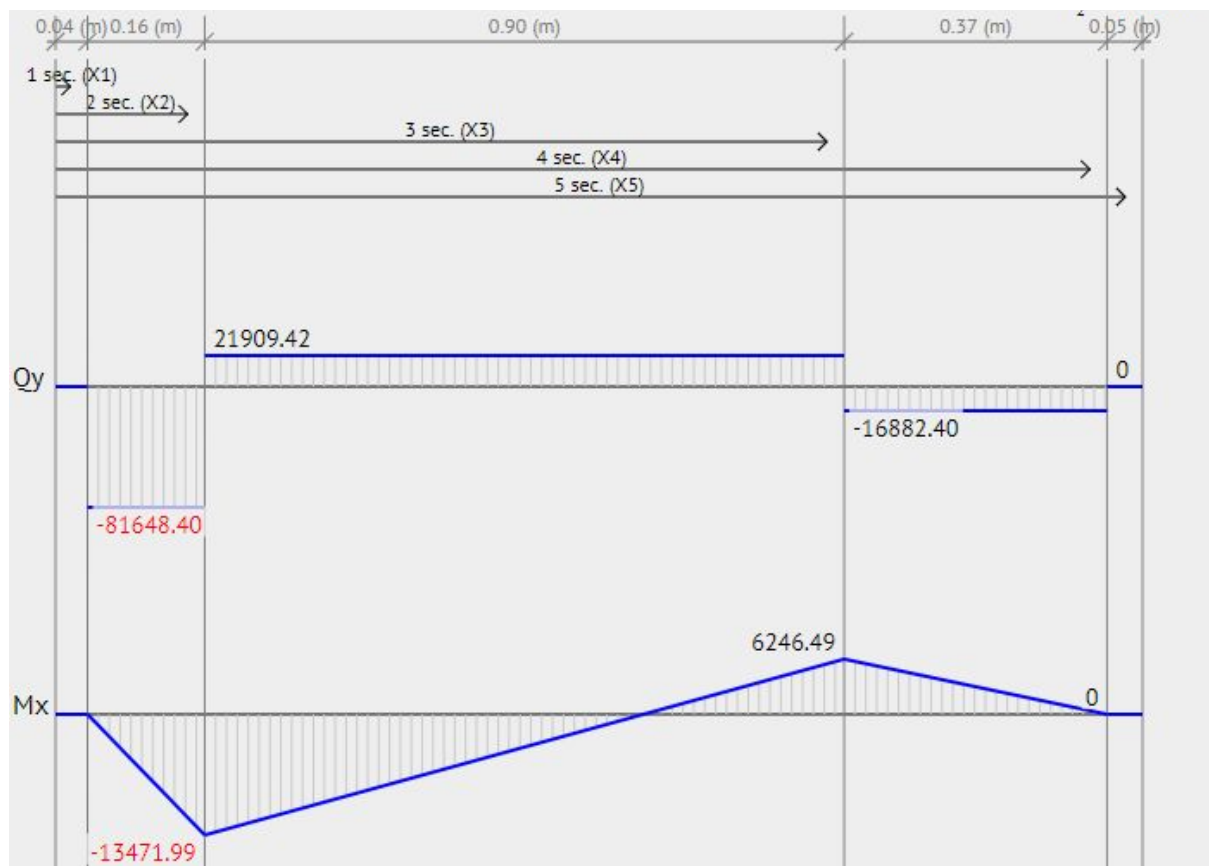
$$A_x = 103557.82 \text{ N}, B_x = 38791.82 \text{ N}.$$

3.9.5. Indar eta momentu diagramak

Aurreko ataletan lortutako indarrekin ardatzaren luzeran zehar indar eta momentuen diagramak irudikatuko dira. Horrela, indarren eraginez dauden ardatzean zeharreko esfortzuen inguruko ideia hurbil bat lortuko da, eta sekziorik kritikoena zein den antzeman ahalko da.



3.11. irudia; indar bertikalen diagramak



3.12. irudia; indar horizontalen diagramak

3.9.6. Ardatzaren diametroaren kalkulua

Aurreko ataleko diagramak ikusita, argi dago sekziorik kaltetuena A euskarriarena izango dela, bi norabideetan indar eta momentu handienak hor ematen baitira. Hurrengo kalkuloak egiteko ASME kodean eta “Diseño en ingeniería mecánica” (Shigley, J.E., Mischke, C.R.) liburuan lortutako informazioan oinarritu dira. Bertan momentu makurtzaile osoa lortzeko, piñoietik datorren indarren batura osoa behar da, osagaiak indarren diagramatik lortuko dira:

$$F_{Pin,Tot} = \sqrt{F_{Pin,y}^2 + F_{Pin,x}^2}$$

47. ekuazioa

Non:

- $F_{Pin,Tot} =$ Ardatzean piñoiak eragindako indarren batura.
- $F_{Pin,y} =$ Ardatzean piñoiak eragindako indar bertikalen batura, 29542.4 N.
- $F_{Pin,x} =$ Ardatzean piñoiak eragindako indar horizontalen batura, 81648.4 N.

$$F_{Pin,Tot} = 86828.65 \text{ N}$$

Hau jakinda, A euskarrian momentu makurtzaile osoa:

$$M_{f,A} = F_{Pin,Tot} \cdot 0.165$$

48. ekuazioa

Non:

- $M_{f,A} =$ A euskarrian momentu makurtzailea.
- $F_{Pin,Tot} =$ Ardatzean piñoiak eragindako indarren batura.

$$M_{f,A} = 14326.72 \text{ N m.}$$

Ardatz osoan zehar, sekzio bakoitzaren momentu makurtzaileaz gain, sekzio guztietan konstantea den momentu bihurtzaile bat agertzen da: M_{T2} . Biak erabiliko dira diametroa kalkulatzeko. Hau karga estatikoekin egingo litzatekeen dimentsionaketa ASME kodearen C_m eta C_t koefizienteekin moldatuz lortuko, da egoera honetararako egokiak direnak, talka txikiak daudenean:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_f)^2 + (C_t \cdot M_t)^2}$$

49. ekuazioa

Non:

- $S_y =$ Fluentzia tentsioa.
- $n =$ Segurtasun koefizientea, 2.5.
- $d =$ Ardatzaren diametroa.
- $C_m =$ ASME kodearen koefizientea makurdurarako, 2.
- $M_f =$ Momentu makurtzailea.
- $C_t =$ ASME kodearen koefizientea bihudurarako, 1.5.
- $M_t =$ Momentu bihurtzailea.

Hartutako materialaren fluentzia tentsioa eta A euskarrian dauden momentuak erabiliz, diametroa lortzen da.

$d_{\min} = 98.8$ mm. Egitura arrazoiengatik, aukeratutako diametroa sekzio horretarako:

$d = 100$ mm.

3.10. Birabarkiaren dimentsionaketa

Motorraren potentzia engranaien transmisiotik zuzenean bielara eramateko birabarkian zehar transmititu beharko da. Hau dimentsionatzeko bertan muntatutako osagaien pisua, eta transmisioengatik agertzen diren indarrak kontuan hartuko dira.

3.10.1. Birabarkiaren datuak

Hauek dira ardatzaren dimentsionaketa hasi baino lehen jakin beharrezko bere datuak:

- Birabarkiaren abiadura angeluarra: $n_3 = 50$ rpm.
- Birabarkian momentu bihurtzailea: $M_{T3} = 38211.47$ N m.
- Materiala: 42CrMo4 UNE-EN 10083-3:2008 arauaren arabera.
- Tentsio erresistentzia: 1200 MPa.
- Fluentzia tentsioa: 810 MPa.

3.10.2. Indarrak birabarkian

Osagai bakoitzak ardatzean egiten dituen indarrak lortuko dira atal honetan, ardatzarekin egin den moduan.

Gurpila:

- ❖ Berezko pisua:

$$F_{P_{gur}} = \gamma \cdot b \cdot \frac{\pi \cdot \Phi_{2,prim}^2}{4} \cdot g$$

41. ekuazioa

Non:

- $F_{P_{gur}}$ = Gurpilaren berezko pisua.
- γ = 16MnCr5 materialaren dentsitatea, 7800 kg/m³.
- b = Hortzen zabalera.
- $\Phi_{2,prim}$ = Gurpilaren diametro primitiboa.
- g = Grabitatearen azelerazioa.

$$F_{P_{gur}} = 4738.5 \text{ N.}$$

- ❖ Transmisio indarrak:

Gurpilean agertzen diren transmisio indarrak bere atalean kalkulatuak izan dira, bata tangenziala (horizontala) eta bestea erradiala (bertikala).

$$F_t = 81648.4 \text{ N.}$$

$$F_r = 29717.6 \text{ N.}$$

Biela:

- ❖ Transmisio indarrak:

Bielak birabarkian eragindako transmisio indarra hasierako kalkuloetan kalkulatuak izan da, prentsak indar nominala egiten duenean. Bertikalarekiko angelu bat eratzen du indar honek, hortaz, horizontal eta bertikalean deskonposatu da kalkuloak egiteko:

$$Q_H = Q \cdot \sin(\beta); Q_B = Q \cdot \cos(\beta)$$

50. eta 51. ekuazioak

Non:

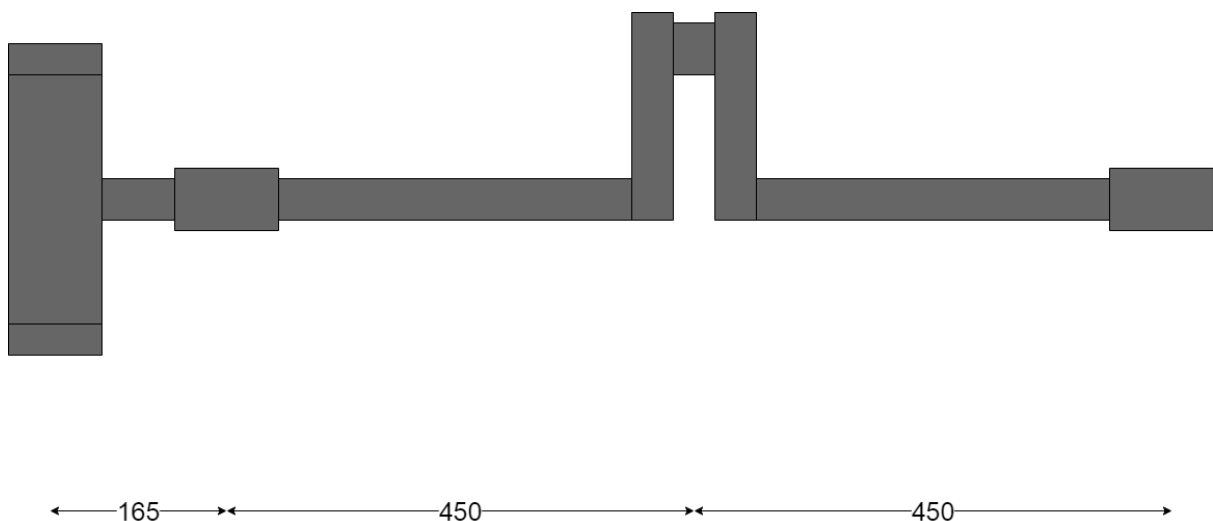
- Q = Bielan zehar agertutako konpresiozko indarra, 1570.76 kN.
- Q_H = Q indarraren osagai horizontala.
- Q_B = Q indarraren osagai bertikala.
- β = Bielaren bertikalarekiko angelua (ikus 3.1. irudia), 2.66° .

$$Q_H = 72897.5 \text{ N}$$

$$Q_B = 1569067.5 \text{ N}$$

3.10.3. Osagaien kokapena

Birabarkiaren dimentsionamendua egiteko lehenik karga bakoitza non egongo den jakin behar da, eta horretarako, osagaien kokapena eta birabarkiaren luzera erabaki. Euskarrien arteko distantzia ardatzaren euskarrietan dagoen bera izango da, eta, bistako arrazoiengatik, euskarritik gurpilera doan distantzia ardatzean euskarritik piñoiera doan distantzia bera izango da. Biela bi euskarrien luzeraren erdian egongo da. Hortaz, guztira luzera 1160 mm izango da.



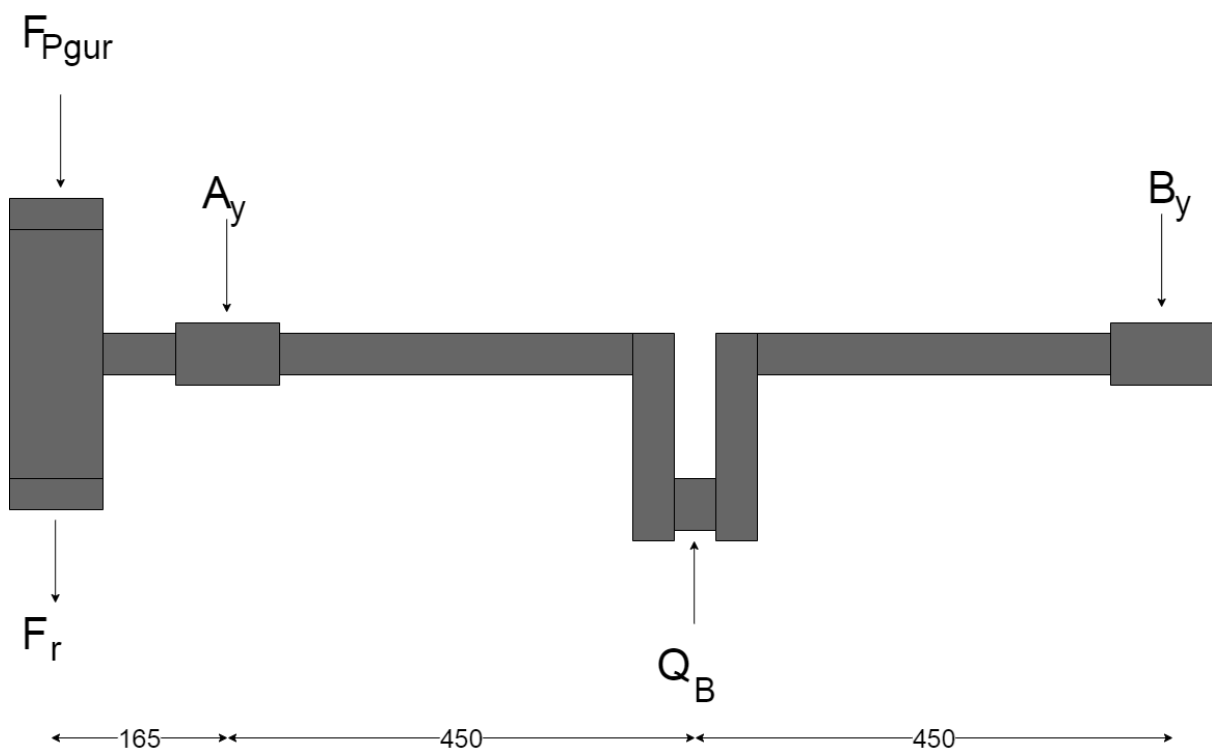
3.13. irudia

Osagaien kokapena kalkuloak egin baino lehenagoko dimentsionamenduan 3.13. irudian ikusi daiteke. Irudian agertzen diren distantziak osagaien zentroen artekoak dira, ez ertzten artekoak, eta indarrak non kokatzeko erreferentziatzat hartzeko dira. Ezkerretik hasita, krokisean elementuak gupila, euskarri bat, biradera eta beste euskarria.

3.10.4. Erreakzioen kalkuloa

Behin ardatzean eragingo duten indar guztien kalkuloa egin dela, eta hauen arteko distantzia ezarri dela, indar hauek euskarrietan zein erreakzio eragingo duten kalkulatu da. Hau estatikaren printzipioan oinarrituz egingo da.

Erreakzio bertikalen kalkuloa



3.14. irudia

$$\Sigma M_A = 0.165(F_r + F_{Pgur}) - 0.9B_y + 0.45Q_B = 0$$

52. ekuazioa

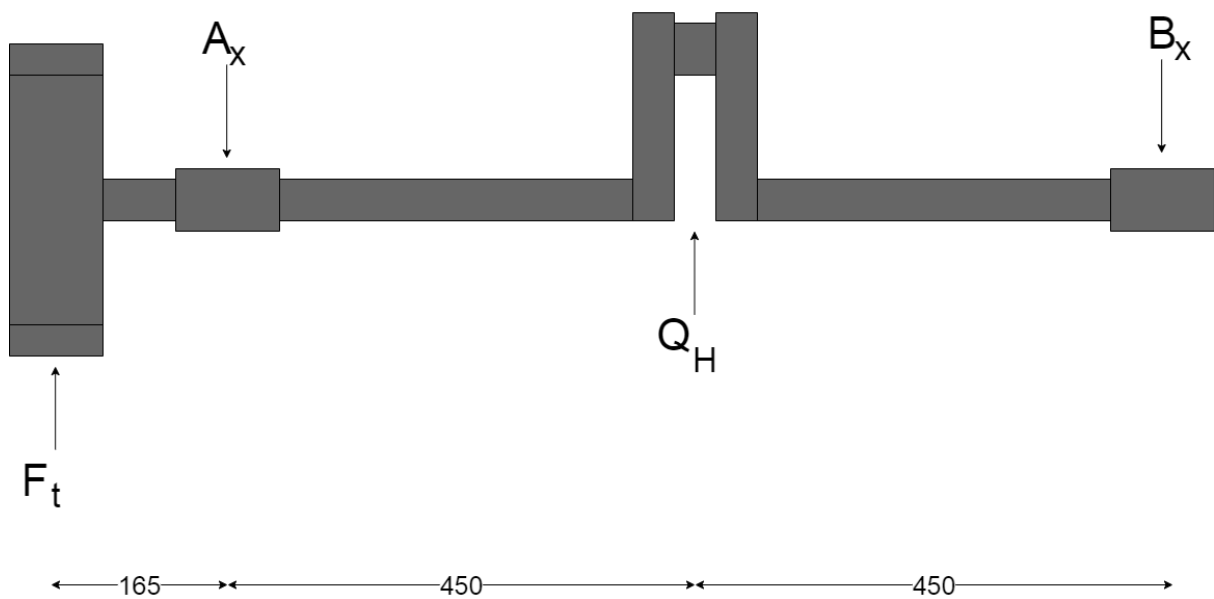
$$\Sigma F = F_r + F_{Pgur} + A_y + B_y - Q_B = 0$$

53. ekuazioa

Non:

- F_r = Gurpilean sortutako indar erradiala.
- F_{Pgur} = Gurpilaren berezko pisua.
- A_y = A euskarrian erreakzio bertikala.
- B_y = B euskarrian erreakzio bertikala.
- Q_B = Q indarraren osagai bertikala.

$$A_y = 743760.7 \text{ N}, B_y = 790850.7 \text{ N}.$$

Erreakzio horizontalen kalkulua

3.15. irudia

$$\Sigma M_A = 0.165F_t + 0.9B_x - 0.45Q_H = 0$$

54. ekuazioa

$$\Sigma F = A_x + B_x - F_t - Q_H = 0$$

55. ekuazioa

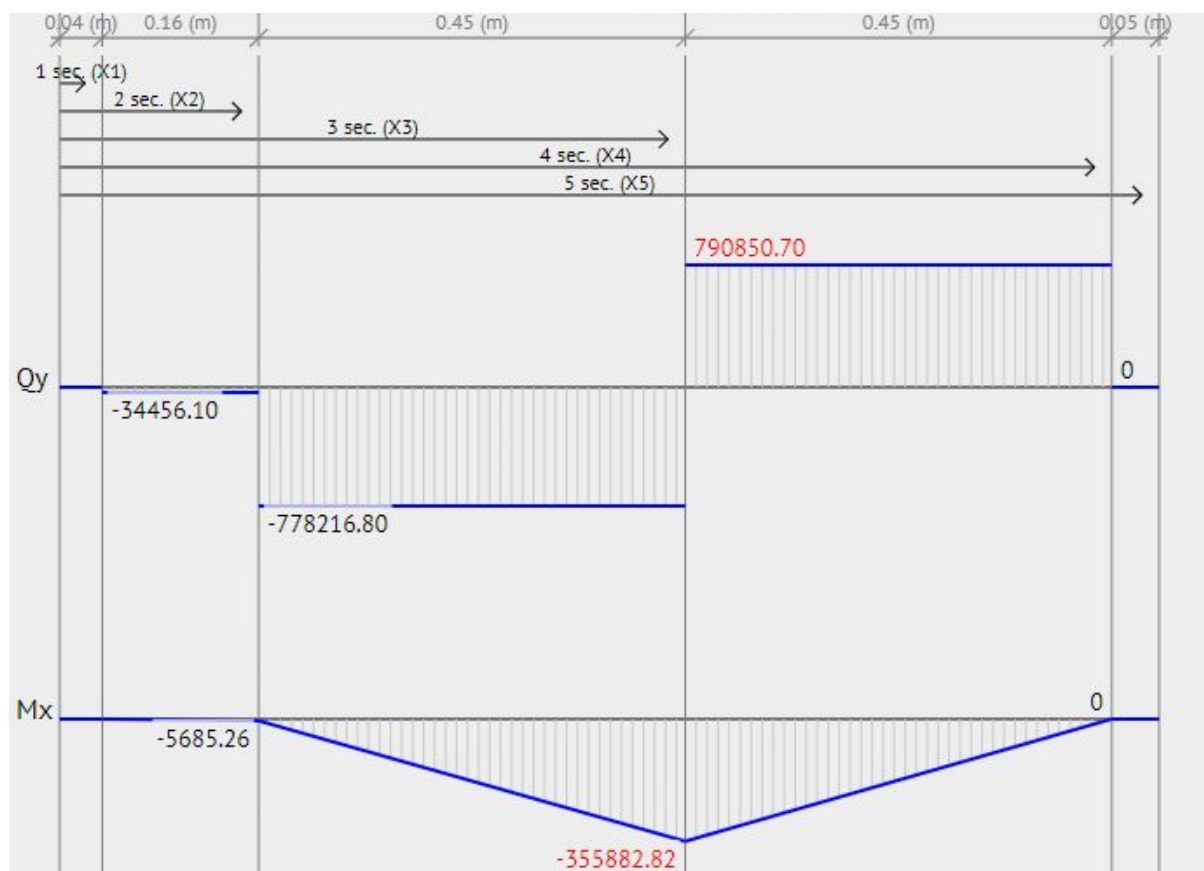
Non:

- F_t = Gurpilean sortutako indar tangenziala.
- Q_H = Q indarraren osagai horizontala.
- A_x = A euskarrian erreakzio horizontala.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.

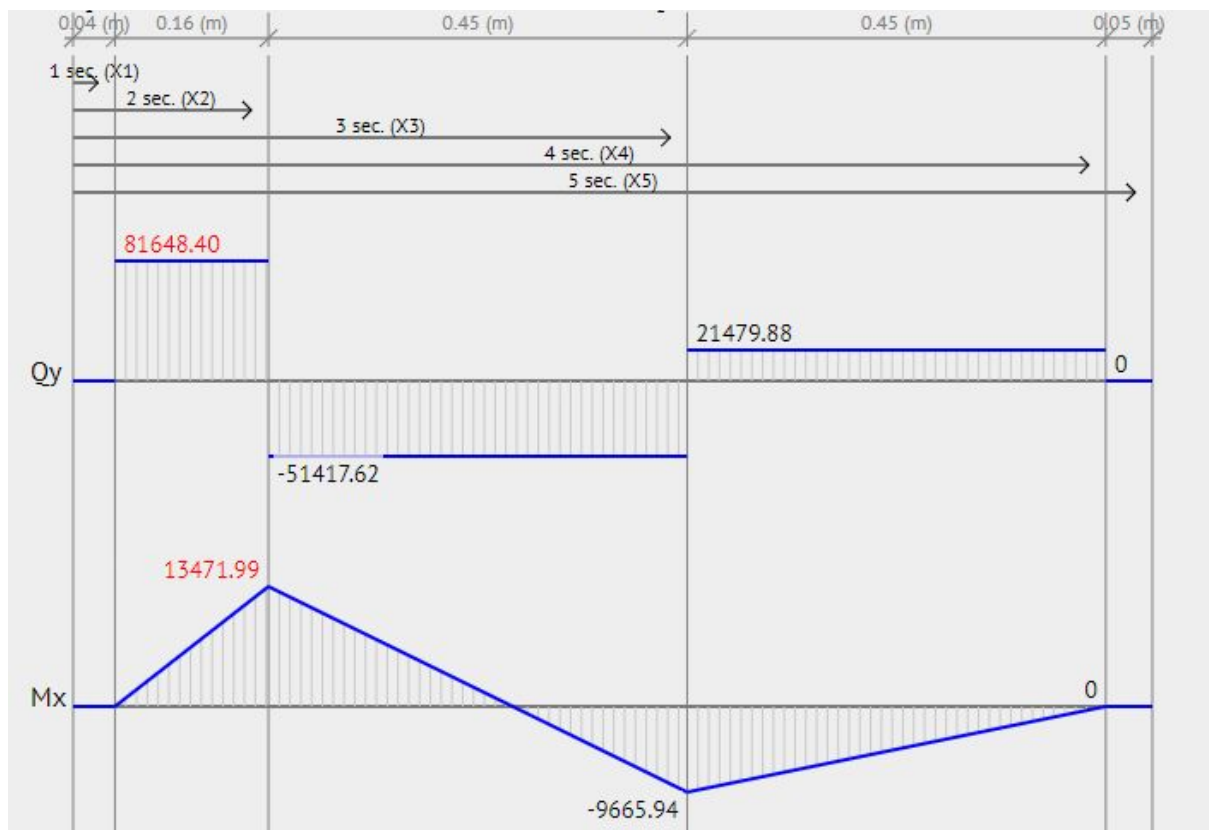
$$A_x = 133066.02 \text{ N}, B_x = 21479.88 \text{ N}.$$

3.10.5. Indar eta momentu diagramak

Aurreko ataletan lortutako indarrekin birabarkiaren luzeran zehar indar eta momentuen diagramak irudikatuko dira. Horrela, indarren eraginez dauden birabarkiaren zeharreko esfortzuen inguruko ideia hurbil bat lortuko da, eta sekziorik kritikoenak dimentsionatzeko langungarria izango da.



3.16. irudia; indar bertikalen diagramak



3.17. irudia; indar horizontalen diagramak

3.10.6. Birabarkiaren euskarriaren diametroaren kalkuloa

Diametro hau kalkulatzeko ardatzaren atalean jarraitutako prozedura errepikatuko da. Aurreko ataleko diagramak ikusita, argi dago sekziorik kaltetuena A euskarriarena izango dela, beste euskarrian ez delako momenturik ematen, eta biraderaren diametroaren kalkuloa beste atal bat moduan hartu delako. Hurrengo kalkuloak egiteko ASME kodean eta “Diseño en ingeniería mecánica” (Shigley, J.E., Mischke, C.R.) liburuan lortutako informazioan oinarritu dira. Euskarrian momentu makurtzaile osoa lortzeko, gurpiletik datorren indarren batura osoa behar da, osagaiak indarren diagramatik lortuko dira. 47. ekuazioa datu berrieekin egokituz:

$$F_{Gur,Tot} = \sqrt{F_{Gur,y}^2 + F_{Gur,x}^2}$$

47. ekuazioa

Non:

- $F_{Gur,Tot}$ = Birabarkian gurpilak eragindako indarren batura.
- $F_{Gur,y}$ = Birabarkian gurpilak eragindako indar bertikalen batura, 34456.1 N.
- $F_{Gur,x}$ = Birabarkian gurpilak eragindako indar horizontalen batura, 81648.4 N.

$$F_{Gur,Tot} = 88621 \text{ N}$$

Hau jakinda, A euskarrian momentu makurtzaile osoa 48. ekuazioa egokituz:

$$M_{f,A} = F_{Gur,Tot} \cdot 0.165$$

48. ekuazioa

Non:

- $M_{f,A}$ = A euskarrian momentu makurtzailea.
- $F_{Gur,Tot}$ = Birabarkian gurpilak eragindako indarren batura.

$$M_{f,A} = 14622.46 \text{ N m.}$$

A euskarrian momentu bihurtzaile bat agertzen da kalkulatu berri den makurtzailearekin batera: M_{T3} . Biak erabiliko dira diametroa kalkulatzeko. Hau karga estatikoekin egingo litzatekeen dimentsionaketa ASME kodearen C_m eta C_t koefizienteekin moldatuz lortuko da, egoera honetararako egokiak direnak, talka handiak daudenean, 49. ekuazioa egokituz:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_f)^2 + (C_t \cdot M_t)^2}$$

49. ekuazioa

Non:

- S_y = Fluentzia tentsioa.
- n = Segurtasun koefizientea, 2.5.
- d = Ardatzaren diametroa.
- C_m = ASME kodearen koefizientea makurdurarako, 3.
- M_f = Momentu makurtzailea.
- C_t = ASME kodearen koefizientea bihudurarako, 3.
- M_t = Momentu bihurtzailea.

Hartutako materialaren fluentzia tentsioa eta A euskarrian dauden momentuak erabiliz, diametroa lortzen da.

$d_{\min} = 156.84$ mm. Egitura arrazoiengatik, aukeratutako diametroa sekzio horretarako:

$d = 160$ mm.

3.10.7. Birabarkiaren biraderan diametroaren kalkuloa

Diametro hau kalkulatzeko ASME kodean eta "Mecanismos" (Belda Villena, E.) liburuan lortutako informazioan oinarritu da. Biraderan momentu makurtzaile osoa lortzeko, B euskarriaren erreakzioaren osagaien batura osoa behar da, lehendik kalkulatu direnak. 47. ekuazioa egokituz:

$$B_{Tot} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

47. ekuazioa

Non:

- B_{Tot} = B euskarrian erreakzioaren osagaien batura.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.
- B_y = B euskarrian erreakzio bertikala.

$$B_{Tot} = 791142.3 \text{ N}$$

Hau jakinda, biraderan momentu makurtzaile osoa 48. ekuazioa egokituz:

$$M_{f,bir} = B_{Tot} \cdot 0.45$$

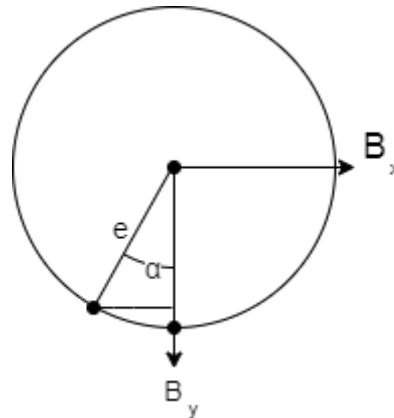
48. ekuazioa

Non:

- $M_{f,bir}$ = Biraderan momentu makurtzailea.
- B_{Tot} = B euskarrian erreakzioaren osagaien batura.

$$M_{t,bir} = 356014.1 \text{ N m.}$$

Biraderan agertzen den momentu bihurtzailea B euskarriaren erreakzioaren eta eszentrikotasunaren menpe dago. Gainera, kontuan izan behar da birabarkiaren angelua momentu horretan.



3.18. irudia

Biraderan momentu bihurtzailea:

$$M_{t,bir} = B_x \cdot e \cdot \cos(\alpha) + B_y \cdot e \cdot \sin(\alpha)$$

56. ekuazioa

Non:

- $M_{t,bir}$ = Biraderan momentu bihurtzailea.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.
- B_y = B euskarrian erreakzio bertikala.
- e = Eszentrikotasuna.
- α = Birabarkiaren angelua.

$$M_{t,bir} = 18136.3 \text{ N m.}$$

Biak erabiliko dira diametroa kalkulatzeko. Hau karga estatikoekin egingo litzatekeen dimentsionaketa ASME kodearen C_m eta C_t koefizienteekin moldatuz lortuko da, egoera honetararako egokiak direnak, talka handiak daudenean, 49. ekuazioa egokituz:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_f)^2 + (C_t \cdot M_t)^2}$$

49. ekuazioa

Non:

- S_y = Fluentzia tentsioa.
- n = Segurtasun koefizientea, 2.5.
- d = Ardatzaren diametroa.
- C_m = ASME kodearen koefizientea makurdurarako, 3.
- M_f = Momentu makurtzailea.
- C_t = ASME kodearen koefizientea bihudurarako, 3.
- M_t = Momentu bihurtzailea.

Hartutako materialaren fluentzia tentsioa eta biraderan dauden momentuak erabiliz, diametroa lortzen da.

$d_{min} = 222.75$ mm. Egitura arrazoiengatik, aukeratutako diametroa sekzio horretarako:

$d = 225$ mm.

Azkenik, birabarkiarene ardatz eszentrikoak lotuko dituzten besoen dimentsioak "Mecanismos" (Bienda Villena, E.) liburuak eskainitako balio tarteetatik aukeratuz egin dira. Lodiera eta zabalera diametro eszentrikoaren menpe hartzen dira, kasu honetan lodiera 135 mm eta zabalera 292 mm.

3.11. Errodamenduen hautaketa

Ardatzak, birabarkiak eta inertzia bolanteak beste elementuekiko higidura birakorra izan dezaten, bi elementuen artean mugimendu hau baimenduko duen beste bat jarri beharko da. Proiektu honetan egoera horietarako errodamenduak erabiltzea erabaki da. Egoera bakoitzak baldintza ezberdinak ditu, hortaz, errodamenduak bakoitzerako era berezian aukeratu beharko da.

3.11.1. Ardatzaren euskarrien errodamenduak

Lehenik, ardatzaren euskarrietan jarriko diren errodamenduak hautatuko dira. Karga axialik ez dagoenez, errodamenduak errodilo zilindrikodunak izango dira. Ardatza dimentsionatzerakoan kalkulaturako erreakzioak beharko dira, eta biziraupen bat ezarri. Hasteko $L_{10h} = 5000$ orduko iraupena izatea erabaki da. Horrekin, eta SFK ekoizlearen katalogoaren argibideak jarraituz, L_{10} biziraupena milioi biretan kalkulatzen da (%90-ko fidagarritasunarekin):

$$L_{10} = L_{10h} \cdot \frac{60n_2}{10^6}$$

57. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- L_{10h} = Biziraupena orduetan.
- n_2 = Ardatzaren abiadura angeluarra.

$L_{10} = 78$ milioi bira.

Errodamenduek jasan beharreko indarrak euskarrien erreakzioak dira. Aurreko ataleko 47 ekuazioa moldatuz:

$$A_{Tot} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}; B_{Tot} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

47. ekuazioa

Non:

- A_{Tot} = A euskarrian erreakzioaren osagaien batura.
- A_x = A euskarrian erreakzio horizontala.
- A_y = A euskarrian erreakzio bertikala.
- B_{Tot} = B euskarrian erreakzioaren osagaien batura.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.
- B_y = B euskarrian erreakzio bertikala.

$A_{Tot} = 108.2 \text{ kN}$, $B_{Tot} = 39.3 \text{ kN}$. A euskarriarena handiagoa denez, hau erabiliko da P moduan kalkuloetan. $A_{Tot} = P$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

58. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- C = Errodamenduaren karga dinamiko gaitasuna.
- P = Karga dinamiko baliokidea.
- p = Bizitza erabilgarriaren ekuazioaren berretzailea, errodiloetarako 10/3.

C = 399.85 kN.

Gutxienez kalkulaturako karga dinamiko gaitasuna eta ardatzaren diametroa bertan 100 mm dela jakinik, hautaturako errodamenduak:

- SKF ekoizlea.
- NJ 320 ECP.
- C = 450 kN.
- Barne diametroa = 100 mm.
- Kanpo diametroa = 215 mm.
- Zabalera = 47 mm.
- Erreferentzia abiadura = 3200 rpm.

$C/P = 4.16$ da. Ekoizlearen gomendiak ikusita, eta $C/P = 4$ erlazioa altua kontsideratzen denez, euskarri bakoitzean bi errodamendu jarriko dira, hau 8 baino handiagoa bihurtuz, erlazio normaltzat hartzen delako.

3.11.2. Birabarkiaren euskarrien errodamenduak

Orain, birabarkiaren euskarrietan jarriko diren errodamenduak hautatuko dira. Karga axialik ez dagoenez, errodamenduak errodilo zilindrikodunak izango dira hemen ere. Aurreko atalean jarraitutako prozedura bera egingo da honetan. Hasteko $L_{10h} = 5000$ orduko iraupena izatea erabaki da. Horrekin, eta SFK ekoizlearen katalogoaren argibideak jarraituz, L_{10} biziraupena milioi biretan kalkulatzen da (%90-ko fidagarritasunarekin):

$$L_{10} = L_{10h} \cdot \frac{60n_3}{10^6}$$

57. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- L_{10h} = Biziraupena orduetan.
- n_3 = Birabarkiaren abiadura angeluarra.

$L_{10} = 15$ milioi bira.

Errodamenduek jasan beharreko indarrak euskarrien erreakzioak dira. Aurreko ataleko 47 ekuazioa moldatuz:

$$A_{Tot} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}; B_{Tot} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

47. ekuazioa

Non:

- A_{Tot} = A euskarrian erreakzioaren osagaien batura.
- A_x = A euskarrian erreakzio horizontala.
- A_y = A euskarrian erreakzio bertikala.
- B_{Tot} = B euskarrian erreakzioaren osagaien batura.
- B_x = B euskarrian erreakzio horizontala.
- B_y = B euskarrian erreakzio bertikala.

$A_{Tot} = 755.6$ kN, $B_{Tot} = 791.1$ kN. B euskarriarena handiagoa denez, hau erabiliko da P moduan kalkuloetan. $B_{Tot} = P$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

58. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- C = Errodamenduaren karga dinamiko gaitasuna.
- P = Karga dinamiko baliokidea.
- p = Bizitza erabilgarriaren ekuazioaren berretzailea, errodiloetarako 10/3.

$C = 3022$ kN.

Hautatutako errodamenduak:

- SKF ekoizlea.
- NCF 2332 ECJB/PEX.
- $C = 1600$ kN.
- $C_0 = 2000$ kN.
- Barne diametroa = 160 mm.
- Kanpo diametroa = 340 mm.
- Zabalera = 114 mm.
- Erreferentzia abiadura = 2000 rpm.

Ez dagoenez errodamendurik beharrezko karga jasan dezakenik katalogo honetan, erdia jasango duten bi jarriko dira. Hartutako errodamendu baterako $C/P = 2.12$ da. Hau ez da onargarria, karga handiko errodamenduetan 4 baita erlazioa. Hala ere, bi jarriko direnez, onargarria da egoera.

Aurreko atalean ez bezala, honetan birabarkiak talkak jasango dituela izan behar da kontuan. Honen eraginez, matxura nekera izan beharrean estatikoa izatea gertatu daiteke. Errodamenduek hau jasango duten jakiteko katalogoak ematen duen beste datu bat erabili behar da, karga estatiko gaitasuna. Honen kargarekiko segurtasun faktorea errodilodun errodamenduetarako 3 edo handiagoa izan behar da.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

59. ekuazioa

Non:

- s_0 = Karga estatikoaren segurtasun faktorea.
- C_0 = Karga estatiko gaitasuna.
- P_0 = Karga estatiko baliokidea, B_{Tot} .

$s_0 = 2.53$. Bi errodamendu jarrita segurtasun faktorea soberan betetzen da.

3.11.3. Inertzia bolantean errodamenduak

Inertzia bolanteak ardatzaren gainean aske biratuko da. Biraketa hau baimenduko duten errodamenduak, karga axialik ez dagoenez, errodilo zilindrikodunak izango dira. Ardatza dimentsionatzerakoan kalkulaturako indarrak beharko dira, eta biziraupen bat ezarri. Hasteko $L_{10h} = 5000$ orduko iraupena izatea erabaki da, aurreko kasuetan bezala. Horrekin, eta SFK ekoizlearen katalogoaren argibideak jarraituz, L_{10} biziraupena milioi biretan kalkulatu da (%90-ko fidagarritasunarekin):

$$L_{10} = L_{10h} \cdot \frac{60n_2}{10^6}$$

57. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- L_{10h} = Biziraupena orduetan.
- n_2 = Bolantearen abiadura angeluarra.

$L_{10} = 78$ milioi bira.

Errodamenduek jasan beharreko indarrak inertzia bolanteak eragindakoak dira.

$$R_{bol} = \sqrt{T_{H,bol} + (T_{B,bol} - F_{Pbol})}$$

60. ekuazioa

Non:

- R_{bol} = Errodamenduetan karga osoa.
- $T_{H,bol}$ = Inertzia bolantean transmisio indar horizontala.
- $T_{B,bol}$ = Inertzia bolantean transmisio indar bertikala.
- F_{Pbol} = Inertzia bolanteraren berezko pisua.

$R_{bol} = 9.4$ kN. Katalogoan sartzeko erabilikoenez, $R_{bol} = P$. 58. ekuazioan datu berriak sartuz:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

58. ekuazioa

Non:

- L_{10} = Biziraupena milioi biratan.
- C = Errodamenduaren karga dinamiko gaitasuna.
- P = Karga dinamiko baliokidea.
- p = Bizitza erabilgarriaren ekuazioaren berretzailea, errodiloetarako 10/3.

$C = 35.03$ kN.

Gutxienez kalkulaturako karga dinamiko gaitasuna eta ardatzaren diametroa bertan 100 mm dela jakinik, hautaturako errodamenduak:

- SKF ekoizlea.
- NU 1016.
- $C = 64.4$ kN.
- Barne diametroa = 80 mm.
- Kanpo diametroa = 125 mm.
- Zabalera = 22 mm.
- Erreferentzia abiadura = 6300 rpm.

$C/P = 6.8$ da. Ekoizlearen gomendiak ikusita, eta $C/P = 4$ erlazioa altua kontsideratzen denez, euskarri bakoitzean bi errodamendu jarriko dira, hau 8 eta 15 artean jarritz, normala eta baxuaren artean joateko eta horrela transmisioa leunduz.

3.12. Bielaren dimentsionaketa

Birabarkitik irristailura higidura transmititzeko biela bat erabiliko da, lehenak higidura zirkularra jarraitzen duelako, eta irristaluan higidura joan etorriko zuzena behar baita. Bielaren luzera aurretiazko kalkuloetan, indar nominala emateko 450 mm bezala ezarri da. Hala ere, behar izanez gero honen luzera moldatzeko aukera egongo da, bielaren barnean joango den hari bati esker. Hau lanabesa aldatu behar denean edo beste prozesu bat egin nahi denean erabilgarria izan daiteke.

Bielak bi zati izango ditu: birabarkiari lotuko dena, barne hari bat izango duena beste zatia barruan muntatzeko, eta irristailuari lotua joango dena. Azken hau irristailuari esfera mutur baten bitartez lotuko zaio, bielaren higiduraren izaera dela eta, askatasun handia behar izango duelako biratzeko. Bielaren bi osagaiak F-1140 altzairuaz UNE 36011-75 arauaren arabera fabrikatuko dira.

3.12.1. Bielaren sekzioa

Biela trakzio eta konpresiozko indarren eraginpean dago, baita makurdurakoen menpean, inertzia indarren eta berezko pisuaren eraginez. Hala ere, "Mecanismos" (Belda Villena, E.) liburuaren arabera, orokorrean beheko itopuntuan konpresiozko indarraren eraginpean dagoenean kalkulatu da. Indar hau aurretiazko kalkuloetan lortu da. Inertzia momentu arriskutsuena, erdiko puntuko sekzioarena, hain zuzen ere, Eulerren formularen arabera kalkulatu da:

$$I = \frac{m \cdot L^2}{\pi^2 E} P$$

61. ekuazioa

Non:

- I = Sekzioaren inertzia momentua.
- m = Segurtasun koefiziente bat, oso altua hartzen dena inertzia indarrak kontuan ez hartzeagatik, 60.
- L = Bielaren luzera maximoa.
- E = Altzairuaren modulo elastikoa.
- P = Bielak jasotako indarra, 1570.76 kN.

$$I = 9.2081 \times 10^6 \text{ mm}^4.$$

Sekzioa zirkularra denerako, inertzia momentuaren eta diametroaren arteko erlazioa:

$$d = \sqrt[4]{I \cdot \frac{64}{\pi}}$$

62. ekuazioa

Non:

- d = Sekzioaren diametroa.
- I = Sekzioaren inertzia momentua.

$$d = 117 \text{ mm}.$$

3.12.2. Barneko osagaiaren sekzioa

Zati honen sekzioa kalkulatzeko irizpidea nekera trakzio eta konpresiozko indarrak jasatea izatea da. Horretarako, lehenbizi indar hauek zeintzuk izango diren jakin behar da.

- $F_{\min} = -1570.76 \text{ kN}$, konpresiora, talken indarra.
- $F_{\max} = 2.83 \text{ kN}$, trakziora, bielari behetik lotutako osagaien pisua.

Behin indar hauek ezagunak direla, bielak jasango dituen batez besteko indarra eta indar alternoa kalkulatu daitezke:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

63. ekuazioa

Non:

- F_m = Batez besteko indarra.
- F_{max} = Gehieneko indarra.
- F_{min} = Gutxieneko indarra.

$$F_m = -783.96 \text{ kN.}$$

$$F_r = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

64. ekuazioa

Non:

- F_r = Indar alternoa.
- F_{max} = Gehieneko indarra.
- F_{min} = Gutxieneko indarra.

$$F_r = 786.8 \text{ kN.}$$

Indarren batez besteko osagaia konpresiozkoa da. Hori dela eta, Soderbergen araberako kalkuloa egitean, osagai alternoa baino ez da erabiliko. Sekzioak jasango duen tentsioa materialaren egoera honetarako neke tentsio onargarriarekin alderatuko da. Azken hau lortzeko:

$$\sigma_e = \frac{\sigma_u}{2} \cdot C_{neke}$$

65. ekuazioa

Non:

- σ_e = Neke limitea.
- σ_u = Materialaren haustura erresistentzia, 850 MPa.

- c_{neke} = Gainazalaren, lan egoeraren, fidakortasunaren etabarren araberako koefizienteen biderkadura, 0.57.

$$\sigma_e = 246.33 \text{ MPa.}$$

Orain azalera kalkulatu daiteke:

$$A = \frac{F_r}{\sigma_e} \cdot CS$$

66. ekuazioa

Non:

- A = Sekzioaren azalera.
- F_r = Indar alternoa.
- σ_e = Neke limitea.
- CS = Segurtasun koefizientea, 1.5.

$$A = 4791.13 \text{ mm}^2.$$

Eta diametroa:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

67. ekuazioa

Non:

- d = Sekzioaren diametroa.
- A = Sekzioaren azalera.

$$d = 78.1 \text{ mm gutxienez.}$$

3.12.3. Bielaren haria

Bielaren bi osagaien sekzioak kalkulatu direlarik, hauek batuko dituen hariak ere indarrak jasango dituen jakin behar da. Aukeratutako haria, izango duen erabilera mota eta diametroa kontuan hartuz, Tr 85x4 hari metrikoa izan da DIN 103 arauaren arabera. Kalkuloak “Diseño de máquinas” (Norton, R.L.) eta “Diseño de elementos de máquinas” (Mott, M.F.) liburuetan aurkitutako informazioaz baliatuz burutu dira. Hariaren dimentsio ezberdinak hurrengoak dira:

- Kanpo diametroa: $D = 85$ mm.
- Pausua: $p = 4$ mm.
- Batez besteko diametroa: $d_p = 83$ mm.
- Barne diametroa: $d = 81$ mm.

Haria ez apurtzeko honi jarri behar zaion gutxieneko luzera Motten arabera horrela lortzen da:

$$L = \frac{4 \cdot A_{tB}}{\pi \cdot d_p}$$

68. ekuazioa

Non:

- L = Hariaren gutxieneko luzera.
- A_{tB} = Arraren azalera tentsiorako.
- d_p = Hariaren batez besteko diametroa.

Arraren azalera kalkulatzeko liburu bera jarraituz:

$$A_{tB} = 0.7854(D - 0.9382p)^2$$

69. ekuazioa

Non:

- A_{tB} = Arraren azalera tentsiorako.
- D = Hariaren kanpo diametroa.

- $p =$ Pausua.

$$A_{tB} = 5184.5 \text{ mm}^2.$$

Hortaz, gutxieneko luzera:

$$L = 79.5 \text{ mm}.$$

Haria ez apurtzeko, Nortonen arabera, bere perimetro txikiaren azalera tentsioa jasan beharko du. Ekorketa azalera hau lortzeko Motten luzerarekin:

$$A_s = \pi \cdot d \cdot w_i \cdot L$$

70. ekuazioa

Non:

- $A_s =$ Ekorketa azalera.
- $d =$ Hariaren barne diametroa.
- $w_i =$ Hari motaren araberako ekortze azalerarentzat faktore bat, 0.8-
- $L =$ Hariaren luzera.

$$A_s = 16286 \text{ mm}^2.$$

Beharrezko azalera indar alternoa, neke limitea, tentsio kontzentrazioak eta segurtasun koefizientea kontuan hartuz:

$$A = k_f \cdot \frac{F_r}{\sigma_e} \cdot CS$$

71. ekuazioa

Non:

- $A =$ Ekorketa azalera.
- $k_f =$ Hariaren nekerako tentsio kontzentrazio faktorea, 2.8.
- $F_r =$ Indar alternoa.
- $\sigma_e =$ Neke limitea.
- $CS =$ Segurtasun koefizientea, 1.5.

$A = 13415.1 \text{ mm}^2$. Hau Motten metodoarekin kalkulaturakoa baino txikiagoa da, beraz lehena hartuko da kontserbakorrakoa delako. Honek esan nahi du hariaren luzera 179.5 mm izatearekin balio duela, bielaren luzera-aldaketa tartea gehitu ostean.

3.13. Txabeten hautaketa

Txabetak mugimendu birakorrak beste osagai ardatzkideei transmititzeko erabiltzen dira, txabeteroetan sartuz. Txabeta mota ezberdinak daude, eta egoera honetarako proposenak DIN 6885 A erakoak direla erabaki da. Osagai komertzialak dira. Hortaz, katalogo batetik hautatuko dira, beraien beharrezko dimentsioak ezagutu ondoren.

Proiektu honetarako aukeratutako hornitzailea OPAC Componentes izan da. Hemen txabetak neurri arautuen arabera sailkatzen dituzte, DIN arauan agertzen diren neurriekin, eta hemendik kanpo daudenak ere aukeratu daitezke.

Atal honetan egindako kalkuloak "Diseño de máquinas" (Norton, R.L.) liburuaren informazioa erabiliz burutu dira, baita OPAC Componentes ekoizlearen katalogoarena ere. Txabetak proiektu honetan ardatzaren eta birabarkiaren gainean muntatutako osagaiak hauekin lotzeko erabiliko dira. Osagai hauek enbrage-balazta, piñoia eta gurpila dira.

3.13.1. Birabarkiaren eta gurpilaren txabeta

Lehenik, birabarkiari gurpilak piñoietik jasotako higidura transmitituko dion txabeta aukeratu da. Honen sekzioa aukeratzeko, puntu horretan birabarkiaren diametroa jakitea ezinbestekoa da. Gurpila muntatuko den aldean birabarkiak $d = 140 \text{ mm}$ -ko diametroa izango du. Datu honekin katalogoan sartuz gero bi aukera daude, eta sendoena aukeratu da.

- Zabalera: $b = 36 \text{ mm}$.
- Altuera: $h = 20 \text{ mm}$.

- Materiala: C45 EN 10083/2-2006 arauaren arabera.
- Isurpen tentsioa: $\sigma_{yp} = 310$ MPa.

Txabeta honek jasandako indarrak jasateko beharrezko luzera kalkulatu beharra dago. Hau bi irizpide ezberdin erabiliz egingo da.

❖ Zapalkuntzaren arabera

Hutsegitea zapalkuntzaren eraginez aldeak konpresiora estutzeagatik ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabeteroarekin kontaktuan dagoen azaleran eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_z = \frac{h}{2} \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T3} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

72. ekuazioa

Non:

- A_z = Txabeteroarekin kontaktua duen txabetaren alde baten azalera.
- h = Txabetaren altuera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T3} = Birabarkian momentu bihurtzailea.
- d = Birabarkiaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 88.04$ mm gutxienez.

❖ Ebakiduraren arabera

Hutsegitea ebakiduraren eraginez txabeta ardatzaren eta kuboaren arteko azaleran zehar zatitzean ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabetaren sekzio horizontalean dagoen azaleran eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_e = b \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T3} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

73. ekuazioa

Non:

- A_e = Txabetaren sekzio horizontalaren azalera.
- b = Txabetaren zabalera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T3} = Birabarkian momentu bihurtzailea.
- d = Birabarkiaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefiziente, 2.

$l = 48.9$ mm gutxienez.

Katalogotik aukeratutako luzera $l = 100$ mm da.

3.13.2. Ardatzaren eta piñoiaren txabeta

Orain, piñoiari ardatzak enbrage-balaztatik jasotako higidura transmitituko dion txabeta aukeratu da. Honen sekzioa aukeratzeko, puntu horretan ardatzaren diametroa behar da. Piñoa muntatuko den aldean ardatzak $d = 90$ mm-ko diametroa izango du. Datu honekin katalogoan sartuz gero bi aukera daude, eta sendoena aukeratu da.

- Zabalera: $b = 25$ mm.
- Altuera: $h = 14$ mm.
- Materiala: C45 EN 10083/2-2006 arauaren arabera.
- Isurpen tentsioa: $\sigma_{yp} = 310$ MPa.

Txabeta honek jasandako indarrak jasateko beharrezko luzera kalkulatu beharra dago. Hau bi irizpide ezberdin erabiliz egingo da.

❖ Zapalkuntzaren arabera

Hutsegitea zapalkuntzaren eraginez aldeak konpresiora estutzeagatik ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabeteroarekin kontaktuan dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_z = \frac{h}{2} \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T2} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

72. ekuazioa

Non:

- A_z = Txabeteroarekin kontaktua duen txabetaren alde baten azalera.
- h = Txabetaren altuera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T2} = Ardatzean momentu bihurtzailea.
- d = Ardatzaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 37.6$ mm gutxienez.

❖ Ebakiduraren arabera

Hutsegitea ebakiduraren eraginez txabeta ardatzaren eta kuboaren arteko azalera zehar zatitzean ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabetaren sekzio horizontalean dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_e = b \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T2} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

73. ekuazioa

Non:

- A_e = Txabetaren sekzio horizontalaren azalera.
- b = Txabetaren zabalera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- d = Ardatzaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.

- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 13.5$ mm gutxienez.

Katalogotik aukeratutako luzera $l = 70$ mm da.

3.13.3. Ardatzaren eta enbrage-balaztaren txabeta

Ondoren, ardatzari enbrage-balaztak inertzia bolantetik jasotako higidura transmitituko dion txabeta aukeratu da. Honen sekzioa aukeratzeko, puntu horretan ardatzaren diametroa behar da. Enbrage-balazta muntatuko den aldean ardatzak $d = 90$ mm-ko diametroa izango du. Datu honekin katalogoan sartuz gero bi aukera daude, eta sendoena aukeratu da.

- Zabalera: $b = 25$ mm.
- Altuera: $h = 14$ mm.
- Materiala: C45 EN 10083/2-2006 arauaren arabera.
- Isurpen tentsioa: $\sigma_{yp} = 310$ MPa.

Txabeta honek jasandako indarrak jasateko beharrezko luzera kalkulatu beharra dago. Hau bi irizpide ezberdin erabiliz egingo da.

❖ Zapalkuntzaren arabera

Hutsegitea zapalkuntzaren eraginez aldeak konpresiora estutzeagatik ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabeteroarekin kontaktuan dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_z = \frac{h}{2} \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T2}/d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

72. ekuazioa

Non:

- A_z = Txabeteroarekin kontaktua duen txabetaren alde baten azalera.

- h = Txabetaren altuera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- d = Ardatzaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 37.6$ mm gutxienez.

❖ Ebakiduraren arabera

Hutsegitea ebakiduraren eraginez txabeta ardatzaren eta kuboaren arteko azalera zehar zatitzean ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabetaren sekzio horizontalean dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_e = b \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T2} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

73. ekuazioa

Non:

- A_e = Txabetaren sekzio horizontalaren azalera.
- b = Txabetaren zabalera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T2} = Ardatzaren momentu bihurtzailea.
- d = Birabarkiaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 13.5$ mm gutxienez.

Katalogotik aukeratutako luzera $l = 70$ mm da.

3.13.4. Polearen txabeta

Azkenik, poleari motorraren higidura transmitituko dion txabeta aukeratuko da. Honen sekzioa aukeratzeko, puntu horretan ardatzaren diametroa behar da. Motorrak dakarren ardatzak $d = 30$ mm-ko diametroa izango du. Datu honekin katalogoan sartuz gero bi aukera daude, eta sendoena aukeratu da.

- Zabalera: $b = 8$ mm.
- Altuera: $h = 7$ mm.
- Materiala: C45 EN 10083/2-2006 arauaren arabera.
- Isurpen tentsioa: $\sigma_{yp} = 310$ MPa.

Txabeta honek jasandako indarrak jasateko beharrezko luzera kalkulatu beharra dago. Hau bi irizpide ezberdin erabiliz egingo da.

❖ Zapalkuntzaren arabera

Hutsegitea zapalkuntzaren eraginez aldeak konpresiora estutzeagatik ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabeteroarekin kontaktuan dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_z = \frac{h}{2} \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T1} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

72. ekuazioa

Non:

- A_z = Txabeteroarekin kontaktua duen txabetaren alde baten azalera.
- h = Txabetaren altuera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T1} = Motorraren momentu bihurtzailea.
- d = Ardatzaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 5.98$ mm gutxienez.

❖ Ebakiduraren arabera

Hutsegitea ebakiduraren eraginez txabeta ardatzaren eta kuboaren arteko azalera zehar zatitzean ematen da. Isurpen tentsioa indarrak txabetaren sekzio horizontalean dagoen azalera eragiten duenarekin alderatu behar da, segurtasun koefiziente bat erabiliz:

$$A_e = b \cdot l = \frac{2 \cdot M_{T1} / d}{\sigma_{yp} \cdot CS}$$

73. ekuazioa

Non:

- A_e = Txabetaren sekzio horizontalaren azalera.
- b = Txabetaren zabalera.
- l = txabetaren luzera.
- M_{T1} = Motorraren momentu bihurtzailea.
- d = Birabarkiaren sekzio horren diametroa.
- σ_{yp} = Materialaren isurpen tentsioa.
- CS = Segurtasun koefizientea, 2.

$l = 5.24$ mm gutxienez.

Katalogotik aukeratutako luzera $l = 18$ mm da.

3.14. Bielaren semikojineteen kalkuloa

Bielaren azalera birabarkiarenarekiko mugimendu erlatiboa izan dezan bien artean irristadura kojinete bat muntatuko da. Birabarkiaren geometria dela eta, ezin izango da lortu kojinetea bitan banatzen ez bada. Hortaz, berdinak diren bi semikojinete erabiliko dira. Hauek birabarkiaren erroan egongo dira, diametroa = 225 mm delarik sekzio horretan.

Semikojineteak fabrikatzeko hautatuko materiala brontze bat izan da, atal honetarako erabili den "Diseño de máquinas" (Norton, R.L.) liburuaren gomendioak jarraituz. Zehazki, CuSn12Ni DIN 1705 arauaren arabera aukeratu da.

Lortu behar den lehen gauza birabarkiaren erroaren abiadura lineala izango da, angeluarraren eta diametroaren menpe egongo dena:

$$U = \frac{2\pi \cdot n_3}{60} \cdot \frac{d}{2}$$

74. ekuazioa

Non:

- U = Abiadura tangenziala.
- n_3 = Birabarkiaren abiadura angeluarra.
- d = Birabarkiaren diametroa.

$$U = 0.589 \text{ m/s.}$$

Ondoren, lasaiera diametral eta erradialak kalkulatu dira, diametroarekiko arrazoia 0.001 eta 0.002 artean egon ohi dela kontuan hartuz, eta liburuaren arrazoi honetarako gomendioa erabiliz:

$$C_d = 0.0017d$$

75. ekuazioa

Non:

- C_d = Semikojineteen lasaiera diametrala.
- d = Birabarkiaren diametroa.

$$C_d = 0.3825 \text{ mm} \rightarrow C_r = 0.1912 \text{ mm.}$$

Erabiliko den lubrifikatzailea hautatzeko, beharrezko biskositatea lortu behar da, eta horretarako, datu batzuk argitu behar dira lehenik. Kojinetearen luzera gomendatzen den moduan, birabarkiaren diametroaren berdina izango da, beraz $l = 225 \text{ mm}$.

Biskositatea kalkulatzeko K_ε parametro adimentsionala erabiliko da, ε eszentrikotasun arrazoiak baliatuko gara. Hau Ocvirken zenbakiaren arabera da, Diseinu Karga Faktorea ere deitzen dena. Liburuak iradoki duen 50 balioa ezarriko zaio Ocvirken zenbakiari, eta taula baten laguntzaz $\varepsilon = 0.92$ dela lortu da. Orain k_ε kalkulatzera pasatu ahal da:

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon(\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2)^{1/2}}{4(1-\varepsilon^2)^2}$$

76. ekuazioa

Non:

- K_ε = Biskotasuna kalkulatzeko beharrezko parametroa.
- ε = Eszentrikotasun arrazoi experimentalak.

$$K_\varepsilon = 37.82.$$

Semikojineteetan beharrezko biskositatearen kalkuloa burutzeko beharrezko datu guztiak izanda:

$$\eta = \frac{Q \cdot C_r^2}{K_\varepsilon \cdot U \cdot l^3}$$

77. ekuazioa

Non:

- η = Lubrifikatzailearen biskositate dinamikoa.
- Q = Bielan zehar agertuko den konpresiozko indarra.
- C_r = Semikojineteen lasaiera erradiala.
- K_ε = Biskotasuna kalkulatzeko beharrezko parametroa.
- U = Abiadura tangenziala.
- l = Kojinetearen luzera.

$$\eta = 0.2264 \text{ Pa s} = 226.4 \text{ cP}.$$

Hau jakinda, ISO VG 320 graduko lubrifikatzaile bat behar dela antzeman da. Lubrifikatzaile geruzaren gutxieneko lodiera zehazteko:

$$h_{min} = C_r(1 - \varepsilon)$$

78. ekuazioa

Non:

- h_{min} = Lubrifikatzaile geruzaren gutxieneko lodiera.
- C_r = Semikojineteen lasaiera erradiala.
- ε = Eszentrikotasun arrazoi experimentalak.

$$h_{min} = 0.0153 \text{ mm.}$$

Honekin geruzaren lodiera espezifikoa deitutako balio bat kalkulatu ahal da, lodieraren eta gainazalen zimurtasunaren arabera:

$$\Lambda = \frac{(4/3)h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$

79. ekuazioa

Non:

- Λ = Geruzaren lodiera espezifikoa.
- h_{min} = Lubrifikatzaile geruzaren gutxieneko lodiera.
- R_{q1} = Semikojineteen zimurtasuna, 0.8 μm (N6).
- R_{q2} = Erroaren zimurtasuna, 0.8 μm (N6).

$$\Lambda = 13.52.$$

Balio honek bi gainazalen arteko kontaktua galarazteko nahikoa lubrifikatzailea dagoela dio.

Semikojineteen dimentsioak, beraz:

- Barne diametroa: $d = 225 \text{ mm}$.
- Kanpo diametroa: $D = 250 \text{ mm}$.
- Luzera: $l = 225 \text{ mm}$.

3.15. Bastidorearen egiaztapena

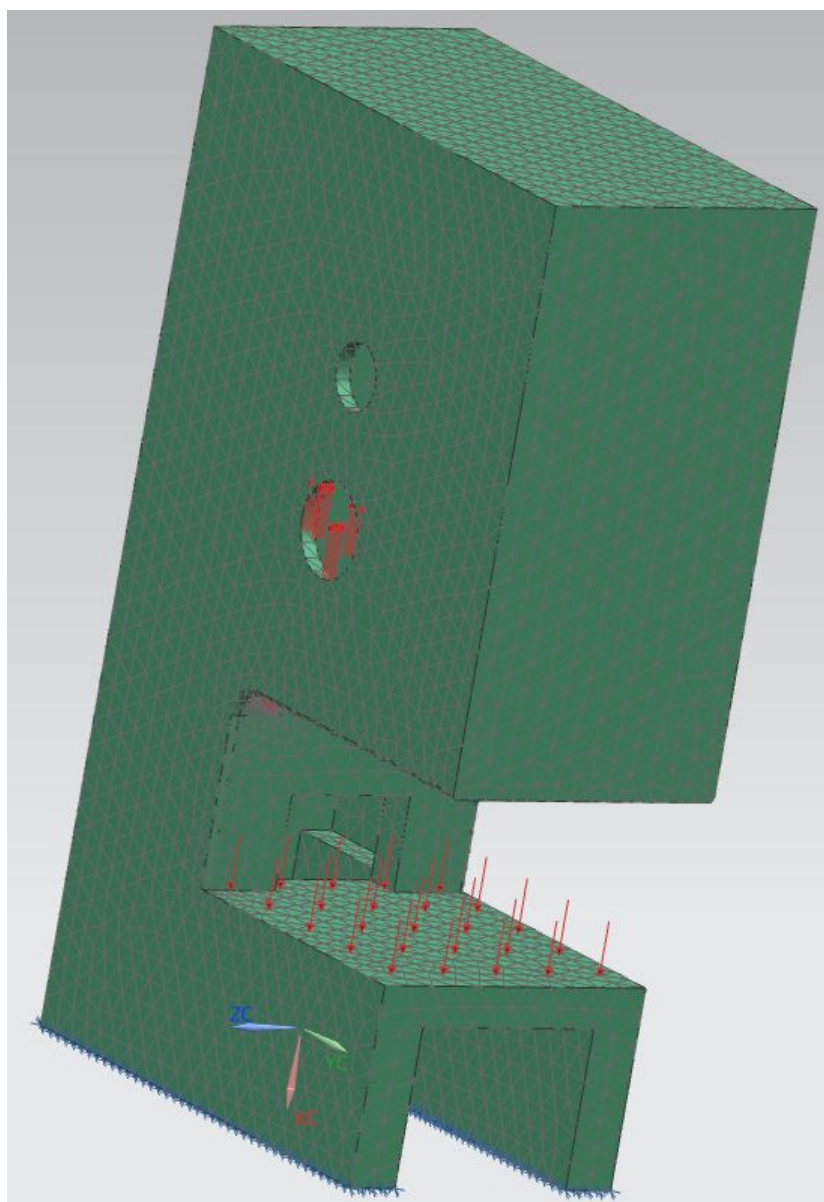
Bastidorea diseinua egiteko beste osagaiekin erabilitakoaren metodo ezberdin bat erabili da. Beharrezko baldintzak ikusita, hauetarako diseinu konkretua egin beharrean, aurreimentsionamendu bat egin da bastidorean muntatu beharreko osagaien dimentsioak eta bete beharreko distantziak kontuan izanik, eta ondoren egitura horrek indarrak jasango dituen egiaztatu da.

Metodo aldaketa honen zergatia bastidorearen natura da. Bere geometria beste osagaiena baino konplexuagoa da, ez baitu forma guztiz zilindriko, kubiko edo erregularra. Hortaz, indarrek nola eragingo dioten aurreikustea zailagoa izango da, baita tentsio kontzentrazio faktoreak kalkulatzeko ere.

Bastidoreak beharrezko indarrak jasango dituen egiaztatzeko NX softwarea erabili da, bai geometria sortzeko eta baita analisia egiteko ere, bere elementu finituen bitarteko metodoa erabiltzen duen moduloaz baliatuz.

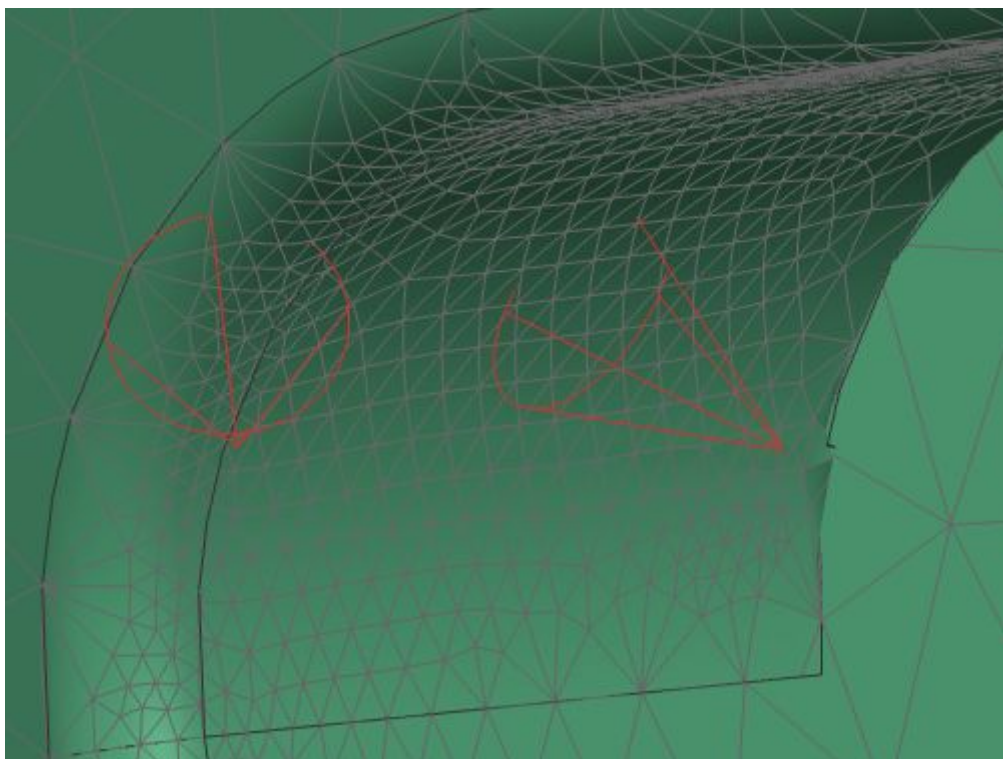
NXean sortutako geometria ez da bastidorearen geometria berdina, softwarea laguntzeko azken emaitzean eraginik ez duten xehetasunak ezabatu direlako, metodo honek erabiltzen duen "sarea" uniformeagoa izan dadin eta konputazio kostua murrizteko.

Proba-akats prozesu bat jarraitu eta gero, beharrezko indarrak nahi bezala jasan ditzakeen bastidorearen geometria bat lortu da. Simulatutako modeloa 3.19. irudian ikusi daiteke. Bertan prentsaren indar nominala mahaia muntatuko den azaleran sartu da, eta birabarkiarenekin erreakzioa indar horri bere errodamenduen kokapenean sartu da. Horrela prentsak bere funtzionamendu arruntaren unerik estuenean eragingo dituen indarrak erabili dira. Gainera, erreakzioari kontra egiten dioten mekanismo osoaren pisua ez da modeloan sartu, egoera are txarragoa izan dadin.



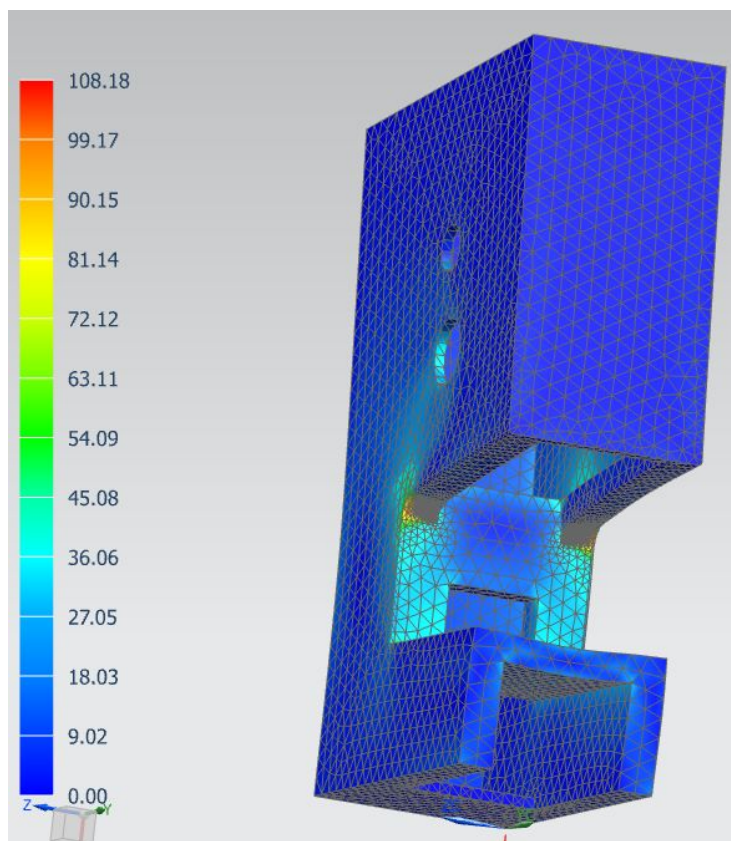
3.19. irudia

Jasotako emaitzak kontuan hartzeko moduko zorrotasuna izateko, modeloan erabilitako sarea ahal bezain fina izatea komeni da. Hala ere, horrek koste konputazionala proportzio handian igotzen du, eta hori saihestu nahi den egoera bat da. Gauzak horrela, tentsio handienak garatzen diren tokietan sarea findu da, 3.20. irudian erakusten denez, erraztasunez jasaten dituzten tokietan sarea zakarragoa utziz.

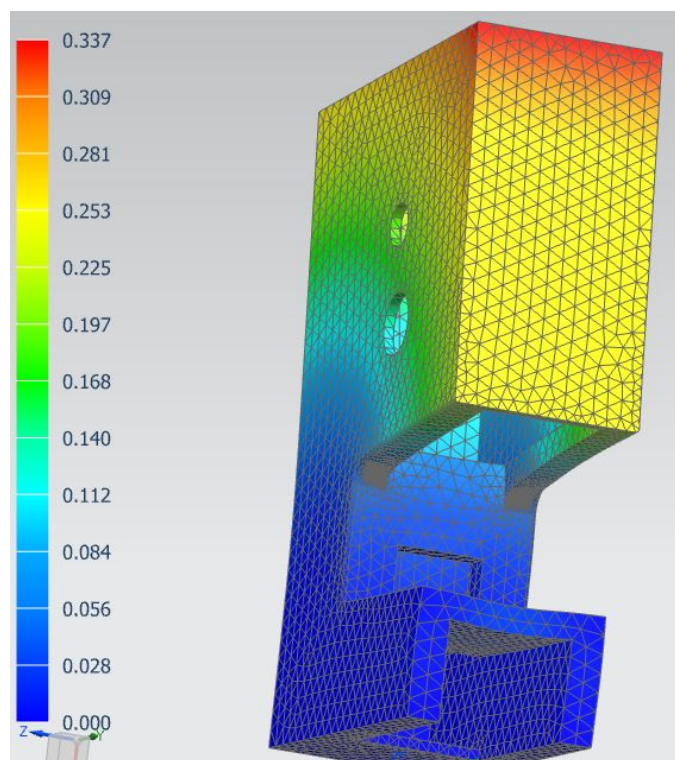


3.20. irudia

Modelo hau erabilia, lortutako emaitzek geometriaren gune bakoitzak jasandako Von Misesen tentsioa eta desplazamendua erakusten dute, MPa eta cm unitateetan.



3.21. irudia



3.22. irudia

3.21. irudian erraz ikusten da gunerik arriskutsuena zisne-lepoaren izkina dela. Bastidorearentzat aukeratutako materialak, FG-25 UNE 36-111 arauaren arabera, 250 MPa-ko erresistentzia duenez, eta geometria osoan agertzen den tentsiorik altuena erdia baino gutxiago denez, segurtasunez jakin daiteke tentsioaren aldetik egiturak jasango duela.

3.22. irudian nodo bakoitzaren desplazamendua ageri da. Baliorik handiena geometriaren dimentsioen milaren batera ere ez da heltzen, beraz, onargarrizat hartuko da emaitza hau ere. Bastidoreari eragin ahal dioten indarrak okerrenak jasanak izango dira era onargarrian.