



**BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO
UNIBERTSITATE ESKOLA**



GRADUA MEKANIKA :

GRADU AMAIERAKO LANA

2013 / 2014

AUTOMOBIL BATEN TRANSMISIOAREN DISEINUA

3. KALKULUEN ERANSKINA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: ASIER

ABIZENAK: MAESTRE SERRANO

SIN.:

DATA: 2014-06-19

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ABASOLO BILBAO

SAILA: MEKANIKA

SIN.:

DATA: 2014-06-19

AURKIBIDEA

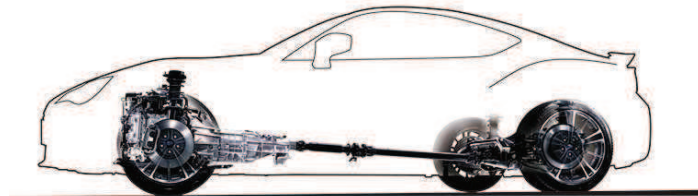
3.1 Sarrera.....	2
3.2 Enbragearen Kalkulua.....	3
3.2.2 Diskoak transmititu dezakeen pare maximoa.....	3
3.2.3 Diskoan egin beharreko indarra.....	5
3.3 Kutxa Aldagailuaren Kalkulua.....	6
3.3.1 Kutxa aldagailuaren erredukzioen kalkulua.....	6
3.3.2 Mugimenduari eragiten dioten indarrak.....	8
3.3.2.1 Indar aerodinamikoa.....	8
3.3.2.2 Errodadura indarra.....	10
3.3.2.3 Aldapa indarra.....	12
3.3.2.4 Azelerazioagatik inertzia indarra.....	12
3.3.2.5 Mugimenduaren kontrako indarrak eta motorren potentzia.....	14
3.3.3 Engranajeen hortzen eta helizearen angeluaren kalkulua.....	15
3.3.4 Engranajeen moduluaren kalkulua.....	16
3.3.4.1 Atzeranzko abiaduraren azterketa.....	24
3.3.4.2 Erresistentziara frogapena.....	26
3.3.5 Ardatzen kalkulua.....	30
3.3.6 Sinkronizatzaileen kalkulua.....	39
3.3.6.1 Akoplamenduaren kalkulua.....	39
3.3.6.2 Engranajeen eta sinkronizatzaileen arteko hortzen kalkulua.....	41
3.3.6.3 Sinkronizatzaileen eta ardatzaren arteko artekatuaren kalkulua.....	42
3.3.7 Ardatzen errodamenduen kalkulua.....	44
3.3.8 Engranajeen errodamenduen kalkulua.....	53
3.3.9 Txabeten kalkulua.....	56
3.4 Transmisio Ardatzaren Kalkulua.....	61
3.4.1 Ardatzaren kalkulua.....	61

3.1 Sarrera:

Automobil baten transmisioa diseinatzerako orduan, lehenik eta behin oso argi eduki behar da zein elementuz osatuta dagoen eta nola funtzionatzen duen bakoitzak.

Transmisio bat orokorrean, hiru elementuz osatuta dago: enbragea, kutxa aldagailua eta diferentziala. Kasu honetan, ibilgailua atzeranzko trakzioa duenez, kutxa aldagailua eta diferentzialaren artean transmisio ardatz bat egongo da. Elementu bakoitzaren ezaugarriak 2. Dokumentuan azalduak izan dira.

Atal honetan, transmisioa osatzen duten elementuen diseinuan egin diren kalkuluak azaltzen dira.



Irudia 3. 1 Transmisioa

Diseinurako beharrezkoak diren datuak honakoak dira:

- Motorraren potentzia maximoa: 343 CV 7900 rpm-tara
- Pare maximoa: 365 Nm 4900 rpm-tara
- Abiadura maximoa: 246 km/h
- Azelerazioa 0-100 Km/h: 4 s
- Atzeko trakzioa
- 6 abiadura
- Motorraren kokatzea: Longitudinala
- Pisua: 1800 kg
- Gurpilak: 255/40 R18 ZR

3.2 Enbragearen Kalkulua:

Jakina denez, enbragea motorra eta transmisioa banatzen duen elementua da.

Lehenik eta behin, egin behar diren kalkuluak diskoa eta eragite sistema izango dira.

3.2.2 Diskoak transmititu dezakeen pare maximoa:

Enbrage bat diseinatzerako orduan, motorrak duen pare maximoa baino gehiago transmiti dezakeen bat diseinatuko da (365 N·m).

Kasu honetan, enbrage diskoa material karbo-zeramikozkoa izango da.

Enbragearen kalkulurako beharrezkoak diren datuak honakoak dira:

- $\mu = 0,45$
- $z = 6$
- $\alpha = 45^\circ \times \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = \frac{\pi}{4} \text{ rad}$
- $D_e = 240 \text{ mm} = 0,24 \text{ m}$
- $D_i = 170 \text{ mm} = 0,17 \text{ m}$
- $P_{max} = 10,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \times \frac{10000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} = 1034,955 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Jakina denez,

$$M = N \cdot R' = \frac{1}{2} \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \cdot \frac{2}{3} \cdot R_e \cdot \frac{1 + \frac{R_i}{R_e} + \left(\frac{R_i}{R_e}\right)^2}{1 + \frac{R_i}{R_e}} =$$

$$= \frac{1}{3} \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha \cdot (R_e - R_i) \cdot R_e^2 \cdot \left[1 + \frac{R_i}{R_e} + \left(\frac{R_i}{R_e}\right)^2\right] =$$

$$= \frac{1}{3} \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha \cdot R_e^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_e} \right)^3 \right] =$$

$$M = \frac{1}{24} \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha \cdot D_e^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^3 \right]$$

3.1 Formula

$$M = \frac{1}{24} \cdot 1034,955 \cdot 0,45 \cdot 6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,24^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,17}{0,24} \right)^3 \right] = 814,873 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Argi dagoenez, kalkulu hauek hurbilduak dira, hainbat faktore, materialaren marruskadura koefizientea adibidez, oso zailak direlako lortzen eta estimatzen dira. Hortaz, kalkuluan segurtasun koefiziente bat erabili beharko da. Enbragearen kalkuluan erabili ohi den segurtasun koefizientea 1,5 izan ohi da. Hortaz:

$$\frac{M}{CS} \geq 365 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{814,873}{1,5} = 543,25 \text{ N} \cdot \text{m} > 365 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Baliogarria da}$$

Diskoak transmiti dezakeen pare (M) motorraren pare maximoa baino handiagoa denez, aukeratutako diskoa baliogarriztat hartu daiteke.

3.2.3 Diskoan egin beharreko indarra:

Diskoan egin beharreko indarra hurrengo formularekin kalkulatu da:

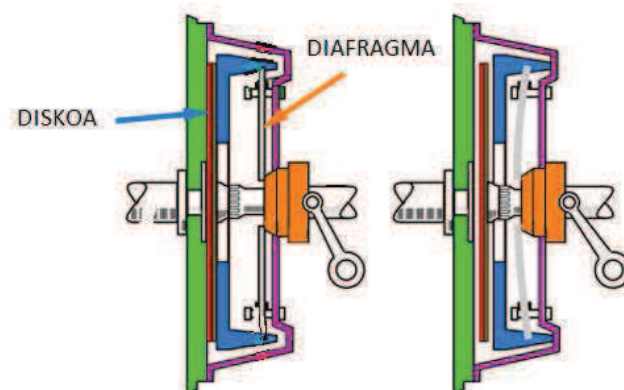
$$N = p \cdot \frac{S}{2} = \frac{1}{4} \cdot p \cdot z \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

$$N = \frac{1}{16} \cdot p \cdot z \cdot \alpha \cdot (D_e^2 - D_i^2)$$

3.2 Formula

$$N = \frac{1}{16} \cdot 1034,955 \cdot 6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,24^2 - 0,17^2) = 8748,31 \text{ N}$$

Ikus daitekeenez, diafragma presio plateran egin beharreko indarra 8748,31 N – ekoa da.



Irudia 3. 2 Enbragearen eragitea

3.3 Kutxa Aldagailuaren Kalkulua:

Kutxa aldagailua motorraren pareia eraldatzen duen elementua da. Izan ere, kondizioen arabera, pare gehiago ala gutxiago beharko da. Orokorrean, kutxa aldagailuak motorrak ematen duen pareia handitu egiten du, kotxearen mugimenduari eragiten dioten indarrak gainditzeko.

3.3.1 Kutxa aldagailuaren erredukzioen kalkulua:

Kasu honetan, BMW M3 E46 kotxeak erabiltzen dituen erredukzioez baliatuko gara gure kutxa diseinatzeko.

r_{c1}	1/4	r_{c2}	1/2,8
r_{c3}	1/2,1	r_{c4}	1/1,6
r_{c5}	1/1,2	r_{c6}	1/0,9
r_{cMA}	1/3		

Erredukzio hauek edukita, abiaduren diagrama marraztuko da. Diagrama honetan kotxearen abiaduraren eta motorraren biraketaren arteko erlazioa azaltzen da.

Gurpilaren abiadura jakiteko, jakin behar dugu gurpilaren diametroa.

Gurpila → 255/40 R18 ZR

Gurpilaren izendapen hori orokorra da. Izan ere, diametroa lortzeko honakoa egin behar dugu.

Lehenik eta behin R18 esan nahi du gurpilaren haguna 18 hazbetekoa dela. Hortaz, diametroa lortzeko milimetrotara pasatuko da.

$$18'' \times 25,4 = 457,2 \text{ mm}$$

Ondoren, 255/40 izendapenak gurpilaren perfilari dagokio, hau da, haginaren eta zoruaren artean dagoen pneumatikoaren neurriak. Perfila milimetrotan lortzeko:

$$255 \times 0,4 = 102 \text{ mm}$$

Hortaz, gurpilaren diametroa izango da haginaren diametroa gehi bi aldiz pneumatikoaren perfila:

$$D = 457,2 + (2 \times 102) = 661,2 \text{ mm} = 0,6612 \text{ m}$$

Gurpilaren abiadura angeluarra jakiteko, kotxearen abiadura zati gurpilaren erradioa egingo da.

$$w_{gurpil} = \frac{v}{R}$$

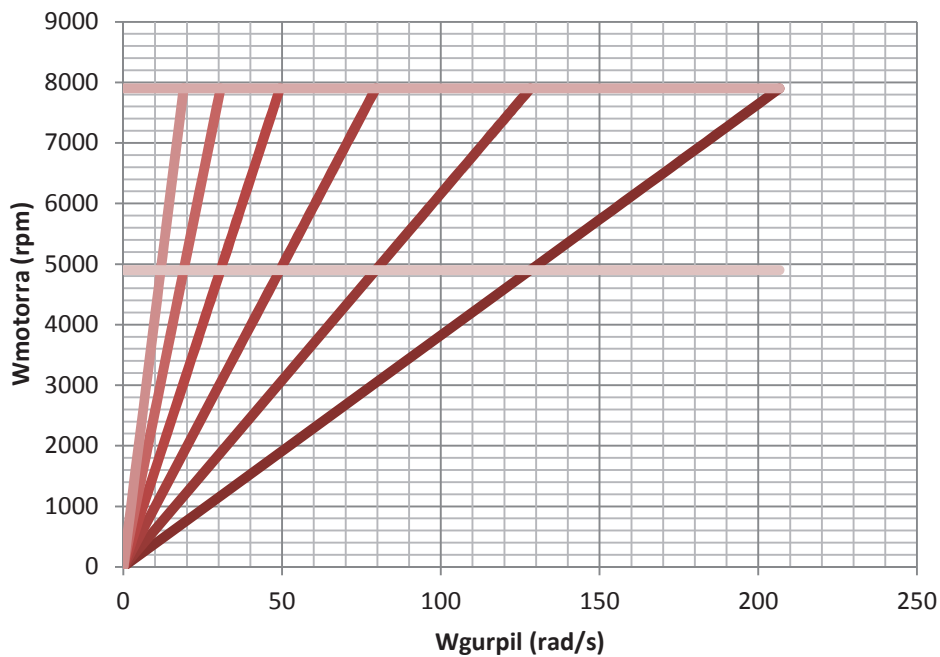
3.3 Formula

Hortaz, kotxearen abiadura maximoan gurpilak izango duen abiadura:

$$w_{\max 6} = \frac{246 \text{ km/h}}{0,6612 \text{ m}} = \frac{68,34 \text{ m/s}}{0,3306 \text{ m}} = 206,7 \text{ rad/s}$$

Abiadura maximo hau motorraren potentzia maximoko puntuan emango da, hau da, 7900 rpm –tan.

Hau guztia jakinda, abiaduren diagrama marraztu daiteke.



Grafikoa 3. 1 Abiaduren diagrama

3.3.2 Mugimenduari eragiten dioten indarrak:

Behin kutxa aldagailuaren erredukzioak kalkulaturik, ikusiko da baliogarriak diren ala ez. Izan ere, kutxaren konfigurazio honekin mugimenduari eragiten dioten indarrak gaintu beharko ditu, motorrak ematen duen potentziarekin.

3.3.2.1 Indar Aerodinamikoa:

Indar aerodinamikoa hurrengo formulaz kalkulatzen da:

$$F_1 = 0,5 \times C_w \times \rho \times S \times v^2$$

3.4 Formula

Eta jakinda,

$$P = F \times v$$

3.5 Formula

3.6 formulaz baliatuta, indar aerodinamikoa gainditzeko beharrezko den potentzia lortu daiteke.

$$P_1 = \frac{C_w \times S \times v^3}{57985,63}$$

3.6 Formula

$$S = 2 \text{ m}^2$$

Beste aldetik, autoaren arraste koefizientea lortzeko 3.1 taulara joango gara.

Vehículo	C _w
Madrinas, jaulas y bultos	0,95
Remolque doble, triple y plataformas	0,85
Vehículo normal	0,76
Con algunos aditamentos para desviar el aire	0,68
Con todos los aditamentos para desviar el aire	0,61

Taula 3. 1 Arraste koefizienteak

Gure kasua, automobil normal batena izango da, hortaz,

$$C_w = 0,76$$

Lehenik eta behin seigarren abiadura aztertuko da. Abiadura honetan abiadura maximoa 246 km/h –koa izango da. Hortaz, 3.6 formulaz baliatuz,

$$P_{1_6} = \frac{0,76 \times 2 \times 246^3}{57985,63} = 308 \text{ CV}$$

Jakinik lehenengo abiaduran abiadura maximoa 31 km/h –koa dela,

$$P_{1_1} = \frac{0,76 \times 2 \times 31^3}{57985,63} = 0,6 \text{ CV}$$

3.3.2.2 Errodadura indarra:

Indar hau gurpilak zoruarekin sortzen den marruskaduragatik sortzen da. Ondorengo formularekin kalkulatu daiteke indar hau,

$$F_2 = K \times W \times \cos\alpha$$

3.7 Formula

3.5 formulaz baliatuta, errodadura indarra gainditzeko beharrezkoa den potentzia kalkulatu daiteke.

$$P_2 = \frac{W \times K \times v \times \cos\alpha}{273,65}$$

3.8 Formula

Jakina denez, W (kotxearen pisua) , 1800 kg –koa da.

Errodadura koefiziente lortzeko, 3.2 taulara joango gara.

Superficie	Condición	K
Concreto	Excelente	0,0100
	Bueno	0,0150
	Malo	0,0200
Asfalto	Bueno	0,0125
	Regular	0,0175
	Malo	0,0225
Macadam	Bueno	0,0150
	Regular	0,0225
Grava	Pobre	0,0375
	Ordinaria	0,0550
Barro	Pobre	0,0850
	Suave	0,0250
Arena a nivel o pendiente	Arenoso	0,0375
	Suave	0,0600-0,150
	Duna	0,1600-0,300

Taula 3. 2 Marruskadura koefizienteak

Gehiengo kasuetan, gure kotxea errepideetatik joango denez,

$$K = 0,022$$

Seigarren abiaduran, abiadura maximoa 246 km/h –koa izango da, eta gainditu nahi den aldaparen angelu maximoa 4,5 ° -koa (%5).

$$P_{2_6} = \frac{1800 \times 0,022 \times 246 \times \cos 4,5}{273,65} = 28,67 \text{ CV}$$

Lehenengo abiaduran, ordea, abiadura maximoa 31 km/h –koa izango da eta gaindituko den aldapa maximoaren angelua 63 gradukoa (%70).

$$P_{2_1} = \frac{1800 \times 0,022 \times 31 \times \cos 63}{273,65} = 1,9 \text{ CV}$$

3.2.2.3 Aldapa indarra:

Kotxeak aldapa bat igotzen ari denean grabitateak eragiten dion indarra honela kalkulatzen da.

$$F_3 = W \times \sin\alpha$$

3.9 Formula

3.5 formulaz baliatuz, grabitateak sortzen duen indarra gainditzeko beharrezkoa den potentzia kalkulatu daiteke.

$$P_3 = \frac{W \times v \times \sin\alpha}{273,65}$$

3.10 Formula

Seigarren abiaduran, aldapa hain txikia izango da (%5) non hori gainditzeko beharrezkoa den potentzia mespretxagarria izango den.

Lehenengo abiaduran ordea, kotxeak gainditu dezakeen aldapa maximoa 63 gradukoa izan daiteke. Hortaz, kontutan hartzekoa da. Beste aldetik, jakina denez abiadura 31 km/h –koa izango da eta pisua 1800 kg.

$$P_{3_1} = \frac{1800 \times 31 \times \sin 63}{273,65} = 181,7 \text{ CV}$$

3.3.2.4 Azelerazioagatik inertzia indarra:

Kotxearen abiadura handitu nahi bada, honen kontra eragiten duen inertzia indar bat gainditu behar da. Hau kotxearen masaren araberkoa da.

$$F_4 = m \times a \times \left(1,04 + \frac{0,06}{r_t^2} \right)$$

3.11 Formula

Beste kasuetan bezala, 3.5 formulaz baliatuta, indar hau gainditzeko beharrezkoa den potentzia kalkulatu dezakegu.

$$P_4 = \frac{m \times a \times v \times \left(1,04 + \frac{0,06}{r_t^2}\right)}{2684,52}$$

3.12 Formula

Seigarren abiaduran azelerazioa ez da oso handia izango, hortaz lehenengo abiadura soilik aztertuko dugu:

$$V = V_0 + a \cdot t$$

3.13 Formula

Jakina denez,

$$V = 100 \frac{km}{h} = 27,8 \frac{m}{s}$$

$$V_0 = 0$$

$$t = 4s$$

Hortaz,

$$27,8 = 0 + a \cdot 4 \rightarrow a = 6,95 \text{ m/s}^2$$

Transmisioaren erlazioa lortzeko, lehenengo abiaduraren erredukzioa eta diferentzialaren erredukzioa biderkatuko dira.

$$r_t = \frac{1}{4} \times \frac{1}{4,5} = \frac{1}{18}$$

Bestelako datuak, hau da, masa eta abiadura, jakinak dira. Hortaz,

$$P_{4_1} = \frac{1800 \times 6,95 \times 31 \times \left(1,04 + \frac{0,06}{18^2}\right)}{2684,52} = 150,8 \text{ CV}$$

3.3.2.5 Mugimenduaren kontrako indarrak eta motorraren potentzia:

Aurreko ataletan kalkulaturako potentzien batura motorraren potentzia maximoa baino txikiago izan beharko da, hau da, 343 CV.

Lehenik eta behin seigarren abiadura konprobatuko da.

$$P_m > P_{1_6} + P_{2_6} = 308 + 28,67 = 336,67 \text{ CV} < 343 \text{ CV} \rightarrow \text{Ondo}$$

Orain, lehenengo abiadura konprobatuko da:

$$P_m > P_{1_1} + P_{2_1} + P_{3_1} + P_{4_1} = 0,6 + 1,9 + 181,7 + 150,8 = 335 < 343 \rightarrow \text{Ondo}$$

Ikusi daitekeenez, mugimenduari kontra eragiten dioten indarrak gainditzeko beharrezko potentzia eta kotxearen potentzia maximoa nahiko antzekoak dira.

3.3.3 Engranajeen hortzen eta helizearen angeluaren kalkulua:

Behin engranajeen erredukzioak edukita, kalkulatu dugu zenbat hortz izango duen bakoitza. Kalkulu hau UNE 18016 arauaren arabera egiten da. Ahalik eta hortz gutxien edukitzeaz ahaleginduko gara, engranajeak ahalik eta txikien izateko. Hala ere, hortz kopurua gutxienez 14 –koa izan beharko da, engranajeak zizelkatu egiten direnean arazoak ez edukitzeko.

Engranajeen modulua, hortz kopurua eta inklinazio angelua erlazionatuta daude, hurrengo formularen ageri den bezala.

$$d = \frac{m \times (z_1 + z_2)}{2 \times \cos\beta_a}$$

3.14 Formula

Engranaje pare guztietan, modulu berdina erabiliko da. Hortaz, ardatzen arteko distantzia (d) berdina izateko, hortzen batuketaren eta hortzaren helize angeluaren kosinuaren arteko zatiketa konstante mantendu behar da.

$$\frac{(z_1 + z_2)}{\cos\beta_a} = kte$$

Gainera, komenigarria da hortzen inklinazio angelua 20 eta 30 graduren artean egotea.

$$1. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(16 + 32)}{\cos 20} = 51,08$$

$$2. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(18 + 25)}{\cos\beta_a} = 51,08 \quad \beta_a = 32,66^\circ$$

$$3. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(21 + 22)}{\cos\beta_a} = 51,08 \quad \beta_a = 32,66^\circ$$

$$4. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(25 + 20)}{\cos\beta_a} = 51,08 \quad \beta_a = 28,24^\circ$$

$$5. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(28 + 17)}{\cos\beta_a} = 51,08 \quad \beta_a = 26,5^\circ$$

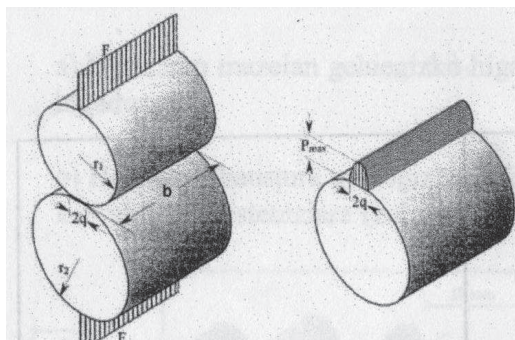
$$6. \text{abiadura} \rightarrow \frac{(33 + 15)}{\cos\beta_a} = 51,08 \quad \beta_a = 26,5^\circ$$

Ikus daitekeenez, engranajeen hortz kopuruaren arteko erlazioa ez dator bat lehen kalkulaturako erredukzioekin. Izan ere, kutxaren konfigurazioaren arabera, erredukzioa bi etapetan ematen da. Hortaz, hasiera batean kalkulaturako erredukzioak erdira zatitu behar dira.

3.3.4 Engranajeen moduluaren kalkulua:

Engranaje baten modulua zehazteko hainbat metodo daude. Haien artean, erresistentziara eta iraupen eta higadurara. Guk kasu honetan, iraupen eta higadurara kalkulaturako dugu modulua, hau da, hainbat denbora irauteko diseinatuko da.

Kalkulu hau, Hertz –en teorian oinarritzen da, bi zilindroren arteko kontaktuko presio maximoa kalkulatzeko duena.



Irudia 3. 3 Hertz

“Errodadurarako presio karakteristiko” hori balio onargarri baten azpitik (k_{adm}) egon behar da. Baldintza onetik, higadurarako hutsegitea ekiditeko modulu minimoa zehaztu dezakegu.

$$k \leq k_{adm} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i \pm 1)}{k_{adm} \cdot z_1^2 \cdot \Psi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot n_1 \cdot i}}$$

3.18 Formula

Gure kasuan engranaje helikoidalak direnez, 3.18 formula engranaje helikoidalentzat egokituko da.

$$k \leq k_{adm} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^4\beta_a}{k_{adm} \cdot z_1^2 \cdot \Psi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot n_1 \cdot i}}$$

3.19 Formula

Esan beharra dago moduluaren kalkulua beti gurpil txikiarentzat egiten dela, lan gehiena egiten dena delako.

Engrana angelua (α) 20 gradu hautatuko dugu, balio orokor bat delako.

$$\alpha = 20^\circ$$

Beste aldetik, gidatze faktorea (Ψ) :

$$\Psi = 10$$

Duración en horas para engranajes recomendadas					
Aparatos domésticos	Entre	1.000	y	2.000	horas
Automóviles pesados	"	1.500	"	2.500	"
Cajas de reductores	"	20.000	"	40.000	"
Buques	"	20.000	"	40.000	"
Engranajes de turbina	"	40.000	"	150.000	"

Factor de guiado (ψ) entre engranajes					
Guiados Mediocres	ψ	Entre	5	y	8
Guiados Buenos	ψ	"	10	"	12
Guiados excelentes	ψ	"	15	"	25

Taula 3. 3 Gidatze faktorea

Kontutan hartu behar da gidatze faktorea engranajearen zabalera eragiten duela, hurrengo formularen arabera, non b engranajearen zabalera den.

$$b = m \times \Psi$$

3.20 Formula

Azkenik, errodadura presio karakteristikoa hautatu beharko da (K_{adm}). Azkeneko hau, materialaren arabera da, baina baita ere engranaje bakoitzak irautea nahi den denboraren arabera. Hortaz, kutxa aldagailuaren bizitza estimatu beharko da. Horretarako, jakin beharko da abiadura bakoitzean zenbat denbora egongo den.

Honako estimazioa egin da:

Rallyrako kotxe bat denez, espero da 200.000 km egitea gehienez, 80km/h –ko abiadura erdiarekin gutxi gora behera. Hortaz,

$$\frac{200.000 \text{ km}}{80 \text{ km/h}} = 2500 \text{ ordu}$$

2500 ordu horiek, honela banatzen dira:

1. abiadura	70 ordu
2. abiadura	380 ordu
3. abiadura	450 ordu
4. abiadura	800 ordu
5. abiadura	400 ordu
6. abiadura	380 ordu
Atzeranzko abiadura	20 ordu

Taula 3. 4 Abiaduren iraupena

Lehen aipatu den bezala, k_{adm} aukeratutako materialaren arabera izango da. Kasu honetan, zementatuta dagoen altzairu aleatu bat aukeratuko da, bere izendapena 15CrNi6 delarik. Bere ezaugarriak 3.5 taulan ageri dira.

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 Sr 42....	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
Sr 50.....	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
Sr 60.....	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
Sr 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

Taula 3. 5 Materiala

Gertatzen dena da taula honetan ageri diren errodadura presio karakteristikoak 5000 ordutarako kalkulatuak izan direla. Gure kasurako egokitzeko, balio horiek φ koefiziente batengatik biderkatu beharko dugu, 3.6 taulan ageri den bezala.

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150 000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

Taula 3. 6 Koefizientea

Engranaje par bakoitzak espero den iraupenari dagokion φ koefizientea lortzeko 3.6 Taulako balioekin interpolatu egin beharko da.

	Iraupena (h)	φ
1. abiadura	70	3,54
2. abiadura	380	2,39
3. abiadura	450	2,28
4. abiadura	800	1,88
5. abiadura	400	2,36
6. abiadura	380	2,39
Atzeranzko abiadura	20	3,76

Taula 3. 7 Egokitze faktoreak

$$k_{adm} (kg/cm^2) = \varphi \cdot k_{min}$$

3.21 Formula

$$1. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 3,54 \cdot 80 = 283,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$2. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 2,39 \cdot 80 = 191,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$3. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 2,28 \cdot 80 = 182,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$4. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 1,88 \cdot 80 = 150,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$5. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 2,36 \cdot 80 = 188,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$6. \text{abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 2,39 \cdot 80 = 191,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Atzeranzko abiadura} \rightarrow k_{adm} (kg/cm^2) = 3,76 \cdot 80 = 300,8 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, ikusi behar izango dugu engranaje bakoitzaren abiadura angeluarra.

1. abiadura	3950 rpm
2. abiadura	3950 rpm
3. abiadura	3950 rpm
4. abiadura	4938 rpm
5. abiadura	6506 rpm
6. abiadura	8690 rpm
Atzeranzko abiadura	3950 rpm

Taula 3. 8 Abiadura angeluarrak

Hau guztia jakinda, engranaje pare bakoitzaren modulua kalkulatu dezakegu 3.19 formulaz baliatuta.

$$1. \text{ abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (2 \pm 1) \cdot \cos^4 20}{283,2 \cdot 16^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 3950 \cdot 2}} = 0,3967 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

$$2. \text{ abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (1,4 \pm 1) \cdot \cos^4 32,66}{191,2 \cdot 18^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 3950 \cdot 1,4}} = 0,377 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

$$3. \text{ abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (1,05 \pm 1) \cdot \cos^4 32,66}{182,4 \cdot 21^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 3950 \cdot 1,05}} = 0,245 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$4. \text{ abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (1,26 \pm 1) \cdot \cos^4 28,24}{150,4 \cdot 20^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4938 \cdot 1,26}} = 0,358 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

$$5. \text{ abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (1,65 \pm 1) \cdot \cos^4 26,5}{188,8 \cdot 17^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 6506 \cdot 1,65}} = 0,346 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

$$6. \text{abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (2,2 \pm 1) \cdot \cos^4 26,5}{191,2 \cdot 15^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 8690 \cdot 2,2}} = 0,359 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

$$A. \text{abiadura} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 343 \cdot (1,5 \pm 1)}{300,8 \cdot 16^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 3950 \cdot 1,5}} = 0,381 \text{ cm} \approx 4 \text{ mm}$$

Lehen esan dugunez, moduluen balioak araututa daude, hurrengo taulan ageri den bezala,

SERIE DE MÓDULOS NORMALIZADOS			
SERIE	I	II	III
I	1	1,125	
Serie recomendada	1,25	1,375	
Se debe utilizar preferentemente	1,5	1,75	
II	2	2,25	
Serie complementaria	2,5	2,75	
III	3	3,25	
Serie especial	3,5	3,75	
Sólo a utilizar en casos excepcionales de absoluta necesidad	4	4,5	

Taula 3. 9 Moduluak

Hurrengo kalkulua, engranaje guztientzat egingo da.

	Kalkulatutako modulua (cm)	Erabiliko den modulua (mm)
1. abiadura	0,3967	4
2. abiadura	0,3775	4
3. abiadura	0,2458	4
4. abiadura	0,3579	4
5. abiadura	0,346	4
6. abiadura	0,359	4
Atzeranzko abiadura	0,381	4

Taula 3. 10 Moduluak

Sarrerako pinoiarekin, bere moduluaren lortzeko egin beharreko kalkulua berdina dira. Gertatzen dena da kasu honetan engranaje hauek etengabe egongo direla lan egiten eta errodadura presio karakteristikoak kalkulatzekoan kontutan hartu beharko dugu.

	z_1	z_2	β_a	Iraupena	φ	k_{adm}	Abiadura	Modulua
Sarrera Pinoia	19	38	20	2500 ordu	1,25	100	7900 rpm	4 mm

Taula 3. 11 Sarrera pinoia

Hau guztia kontutan hartuta, engranaje bakoitzaren erradioa lortu dezakegu, hurrengo formulaz baliatuta:

$$R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos \beta_a}$$

3.22 Formula

Hurrengo taulan engranaje pare guztien erradioak ageri dira.

	1. abiadura	2. abiadura	3. abiadura	4. abiadura	5. abiadura	6. abiadura	Sarrera engranajea
R_1 (mm)	34,05	42,76	47,67	56,75	63,56	70,23	40,44
R_2 (mm)	68,1	59,39	49,94	45,4	38,6	31,92	80,87

Taula 3. 12 Erradioak

Beti ere, bi erradioen batura ardatzen arteko distantzia izan beharko da. Hau kalkulatzeko, 3.14 formulaz baliatzen gara.

$$d = R_1 + R_2 = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_a} = 102,16 \text{ mm}$$

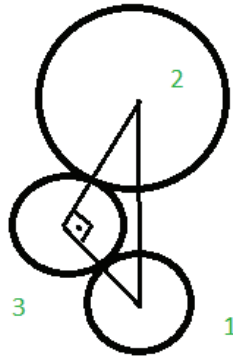
3.3.4.1 Atzeranzko abiaduraren azterketa:

Atzeranzko abiaduran, hortz zuzeneko engranajeak erabiliko dira. Gainera, ez dira soilik bi engranaje erabiltzen, 3 baizik, ardatz sekundarioaren biraketa norabidea aldatzeko. Hortaz, bestelako azterketa bat behar du.

Kasu honetan, atzeranzko abiaduraren erredukzioa 1/3 –koa izango da, baina tarteko erredukzio bat dagoenez (sarrera pinoia),

$$i_{MA} = 1/1,5$$

Hiru engranaje erabiliko direnez, ardatzen arteko distantzia aldatuko da.



Irudia 3. 5 Atzeranzko abiadura

Tarteko engranajea ez du erredukzioa aldatzen. Engranajeen moduluaren kalkulua hasiera batean egin dugun bezala egingo da, baina kasu honetan 3.18 Formula erabiliz, engranaje zuzenak direlako.

	z_1	z_2	Iraupena	φ	k_{adm}	Abiadura	Modulua
Atzeranzko abiadura	14	21	20 ordu	3,76	300,8	3950 rpm	4 mm

Taula 3. 13 Atzeranzko abiadura

Kasu honetan, lehenengo eta bigarren engranajeen erradioen batura ez da izango ardatzen arteko distantziaren batura, txikiagoa izango da. Izan ere, beraien artean beste engranaje bat sartuko da, 3.5 irudian ageri den bezala.

Lehenengo eta bigarren engranajeen erradioak kalkulatzeko, ondorengo formulaz baliatuko gara:

$$R = \frac{m \cdot z}{2}$$

3.23 Formula

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{4 \cdot 14}{2} = 28 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{4 \cdot 21}{2} = 42 \text{ mm}$$

Hirugarren engranajearen dimentsioak lortzeko, Pitagoras –en teorema erabiliko da.

$$kat^2 + kat^2 = hip^2$$

3.24 Formula

$$(R_1 + R_3)^2 + (R_2 + R_3)^2 = d^2$$

$$(28 + R_3)^2 + (41 + R_3)^2 = 102,16^2$$

$$R_3 = 50 \text{ mm}$$

Eta,

$$\frac{3}{y^2} = q$$

$$\frac{U[\text{kg}]}{b[\text{cm}] \cdot m[\text{cm}]} \cdot q \leq \sigma_{b_{adm}}$$

3.25 Formula

U kalkulatzeko hurrengo formulaz baliatzen gara.

$$U = 143240 \cdot \frac{N [\text{CV}]}{n_1 [\text{rpm}] \cdot d_1 [\text{cm}]}$$

3.26 Formula

q balioa, taula batetik ateratzen da, engranajearen hortz kopuruaren arabera.

Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior 	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34		
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0		
		z	40	50	65	80	100	∞									
		q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5									
	Dentado interior 	z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20						
		q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7						

Irudia 3. 7 q balorea

Hau kontutan hartuta, kalkulatu dugu abiadura bakoitzerako.

	1	2	3	4	5	6	MA
$\sigma_b [kg/cm^2]$	3886,97	3455,08	777,4	2487,66	2221,12	1884,6	2241,94

Taula 3. 14 Frogapena

Argi dagonez,

$$\sigma_b < \sigma_{b_{adm}}$$

$\sigma_{b_{adm}}$ materialaren araberakoa da. Dakigunez, zementatuta dagoen altzairu bat erabiliko da, 18CrNi8 konposizioduna.

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a tracción	Limite de fluencia mínimo	Dureza Brinell	Resist. fatiga flexión alternat.	Solicitación adm. para velocidades medias y altas
			σ_B	σ_s	DB	σ_{-1}	σ_{adm}
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Fund. gris	GG-18		≥ 18		150-170	± 8,5	150-150
	GG-22		≥ 22		180-200	± 11	150-550
	GG-26		≥ 26		200-220	± 12	550-650
Acero mold.	GS-45	recoc.	≥ 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	recoc.	≥ 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alea	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	205-240	± 33	1200-1400
Ac. cement sin alea	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Ac. mejorado sin alea	Ck 45	mej.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	mej.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Ac. mejorado 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		± 45	2000-3000
	18CrNi8	templ.	120-145	80		± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60	600 ²⁾	± 43	2000-3000
	20MnCr5	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Ac. mejorado aleado	34Cr4	templ.	130-155 ³⁾	100	380-450		
	41Cr4	templ.	155-180 ³⁾	130	450-500		
	50CrV4	templ.	150-175 ⁴⁾	130	430-495	± 50	3000-1000
	50CrMo4	templ.	150-174 ⁴⁾	130	430-495		

Irudia 3. 8 Materiala

Hortaz,

$$\sigma_{b_{adm}} = 4000 \text{ kg/cm}^2$$

Ikus daitekeenez, kalkulatu dako balore guztiak 4000 kg/cm² baino txikiagoak dira. Hortaz, diseinua ontzat hartu daiteke.

3.3.5 Ardatzen kalkulua:

Kutxa aldagailuaren ardatzak engranajeek sortzen duten indarrak jasan eta transmititu beharko dute. Karga hauek aldakorrek izango dira, hortaz ardatzak nekera kalkulatu behar izango dira. Hau egiteko ASME kodea erabiliko da. Kode honek, ardatzak jasaten duen momentu tortsore maximoa eta momentu makurtzaile maximoa kontutan harturik, diametro minimo bat emango du ardatzerako.

Engranajeek engrana puntuetan sortzen duten indarra (F) hiru osagaietan banatzen da, indar axiala (F_a), indar erradiala (F_r) eta indar tangenziala (F_t).

Indar hauek erlazionatuta daude engranajearen presio angeluaren eta hortzen inklinazio angeluarekin.

$$F_t = 1.432.400 \cdot \frac{N[CV]}{n_1[rpm] \cdot d_1[mm]}$$

3.27 Formula

$$F = \frac{F_t}{\cos \beta_r \cdot \cos \alpha_a}$$

3.28 Formula

$$F_a = F \cdot \sin \beta_r$$

3.29 Formula

$$F_r = F \cdot \cos \beta_r \cdot \sin \alpha_a$$

3.30 Formula

Jakina denez, engranajearen presio angelua (α_r) definituta dago, 20 gradu, bai eta hortzen inklinazio angelua (β_a). Azkeneko hau, abiaduraren arabera aldatzen da.

Indarrak kalkulatzeko inklinazio angelu erreal (β_r) eta presio angelu aparentea behar dira (α_a).

$$\frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} = \cos \beta_a$$

3.31 Formula

$$\frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} = \cos \alpha_a$$

3.32 Formula

3.31 eta 3.32 formulekin engranaje helikoidalen angelu guztiak lortu daitezke.

	1	2	3	4	5	6
α_r	20°	20°	20°	20°	20°	20°
α_a	21,29°	23,76°	22,71°	22,71°	22,71°	21,29°
β_a	20°	32,66°	28,24°	28,24°	28,24°	20°
β_r	18,74°	30,4°	26,36°	26,36°	26,36°	18,74°

Taula 3. 15 Engranajeen angelu karakteristikoak

Sarrera engranaje parearen lehenengo abiadura engranaje parearen berdina da.

Orain, engranajeek sortutako indarrak kalkulatu dira. 25. formulaz baliatuta, indar tangenziala kalkulatu daitezke, datu guztiak baitauzkagu. Izan ere, potentzia (N) beti 343 CV izango da, engranajearen abiadura (beti txikiarena) 12. taulan ageri da eta engranaje txikiaren diametroa:

$$d_1 = 2 \cdot R_1$$

3.33 Formula

Hortaz,

	1	2	3	4	5	6
$F[kg]$	2202,43	2188,33	470,22	1504,72	1343,5	1067,84
$F_t[kg]$	1943,485	1727,54	388,69	1243,83	1110,56	942,29
$F_a[kg]$	707,37	1107,36	208,76	668,05	596,47	342,96
$F_r[kg]$	707,37	628,77	141,47	452,71	404,21	342,96

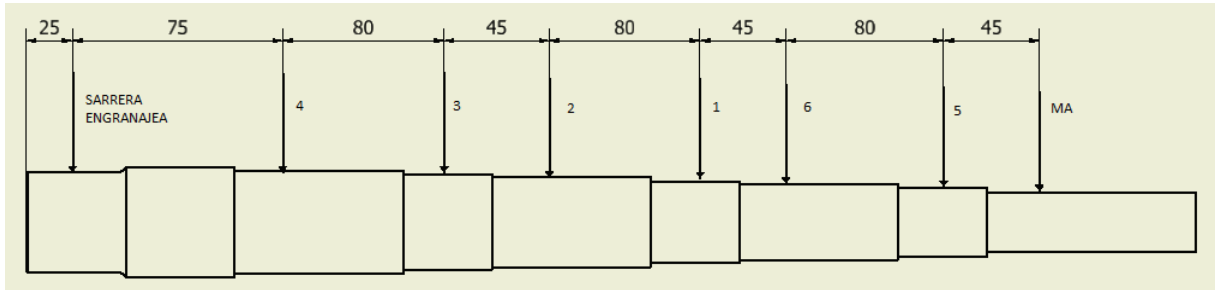
Taula 3. 16 Engranajeen indarrak

Indarrak non kokatuko diren jakiteko, lehenik eta behin estimazio bat egingo da. Suposatuko da engranajeen zabalera 40 mm -koa izango dela, bai eta sinkronizatzaileen zabalera ere.

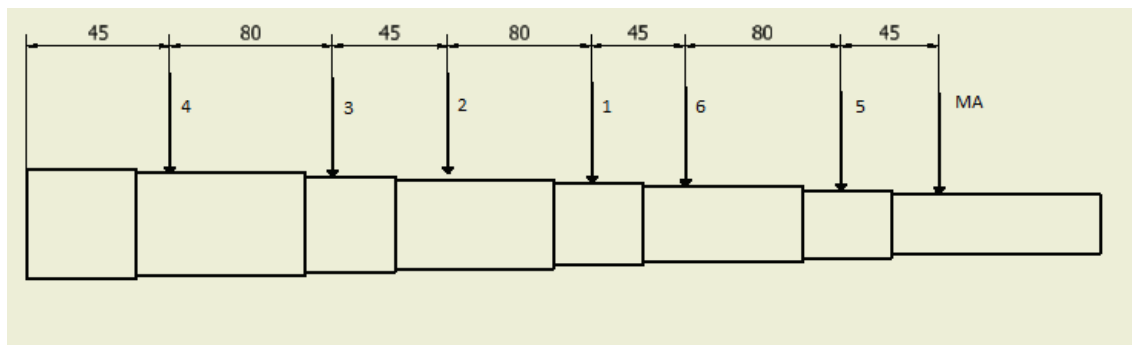
Nahiz eta gero ardatzean aldaketak egon, hauek ez dute efektu handirik edukiko. Erreakzioak eta momentu makurtzaileen diagramak aldatuko dira, baina ardatza

ASME kodeaz dimentsionatuko dugunez, ez du ardura, metodo nahiko kontserbakorra delako.

Hau guztia esanda, indarrak hurrengo posizioetan geldituko dira.



Irudia 3. 9 Ardatz primarioa

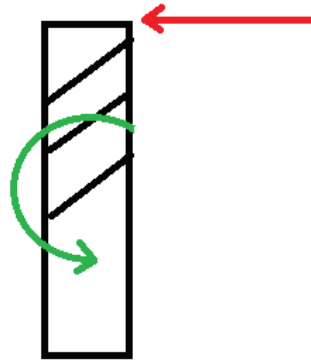


Irudia 3. 10 Ardatz sekundarioa

Orain, ardatzetan agertuko den momentu makurtzaile maximoa kalkulatu da. Momentu tortsorea, konstantea izango da ardatzean zehar, potentziaren sarrera eta irteera puntuen artean.

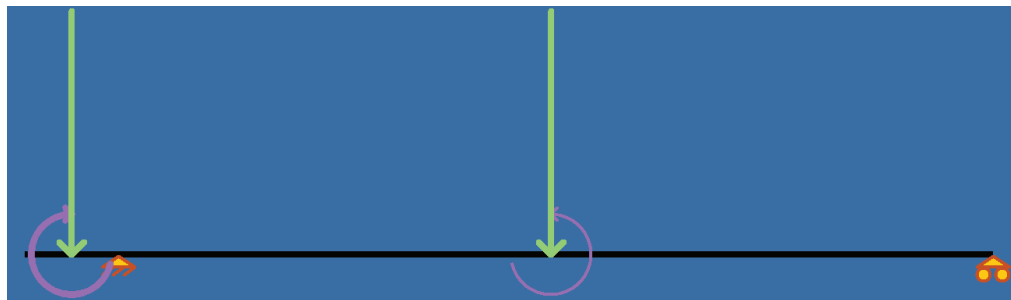
Argi dagoenez, abiadura guztiak aztertuko dira.

Kasu honetan, indar erradiala eta indar axialak sortutako momentua kontutan hartu behar da. Indar axialak, soilik euskarri batek jasango du, baina hortzean aplikatua dagoenez, momentu makurtzaile bat sortuko du ardatzean, hurrengo irudian azertu daitekeen bezala.



Irudia 3. 11 Engranajea

Hortaz, ardatz primarioan karga adibide bat honakoa izango litzateke:



Irudia 3. 12 Karga egoera

Ardatz primarioan, momentu makurtzaile maximoa lortzeko, estatikaren oreka ekuazioaz baliatuko gara lehenengoz. Hauekin, euskarrietan agertzen diren erreakzioak lortuko dira.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

Hauekin, kasu bakoitzean euskarrietan edukiko diren erreakzioak izango dira.

	1	2	3	4	5	6	MA
$R_1[N]$	5569,42	7748,1	3855,06	7572,8	4309,21	4453,53	4587,083
$R_2[N]$	4291,68	1341,93	454,571	209,9	2580,83	1832,7	3263,63

Taula 3. 17 Erreakzioak euskarrietan



Irudia 3. 13 Ardatz primarioa

Ardatz sekundarioarekin, berdin egingo da euskarrietako erreakzioak kalkulatzeko.

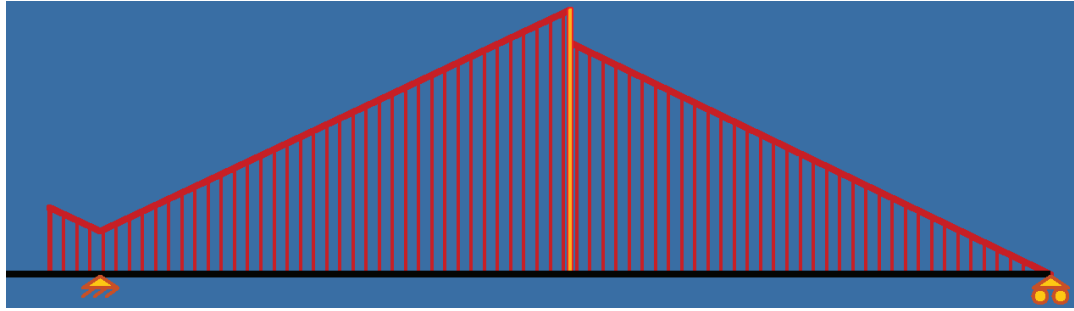


Irudia 3. 14 Ardatz sekundarioa

	1	2	3	4	5	6	MA
$R_3[N]$	1744,53	2116,71	704,78	3084,93	32,14	784,3	554,275
$R_4[N]$	5194,75	4051,51	683,03	1356,15	3936,09	2580,12	3410,2

Taula 3. 18 Erreakzioak euskarrietan

Behin kalkulaturik erreakzioak, eta jakinda engranaje bakoitzak sortzen duen efektua ardatzean, lortu daiteke momentu makurtzaileen diagrama, eta hortik momentu makurtzaile maximoa.



Irudia 3. 15 Momentu makurtzaileen diagrama

Hau kasu guztietarako egin beharko da, hau da, ardatz primarioan eta sekundarioan karga egoera guztiak aztertuko dira eta momentu makurtzaile maximoa lortuko da.

Ardatz primarioarako:

	1	2	3	4	5	6	MA
$M_{max} [N \cdot m]$	1008	887,21	261,26	279,54	655,8	584,49	216,3

Taula 3. 19 Momentu makurtzaile maximoa

Momentu tortsorea konstantea izango da ardatz primarioan;

$$M_t = 730 N \cdot m$$

Ardatz sekundarioan ordea momentu tortsorea ez da konstantea izango, abiaduraren erredukzioaren arabera izango da.

	1	2	3	4	5	6	MA
$M_{max} [N \cdot m]$	961,03	1073,65	261,26	279,54	236,16	361,21	221,71
$M_{t_{max}} [N \cdot m]$	1460	1022	766,5	584	438	328,5	1095

Taula 3. 20 Esfortzuak ardatz sekundarioan

Behin bi ardatzetan esfortzuak jakinda, ASME kodea erabiliko da ardatzak dimentsionatzeko. Kode honen arabera, sekzio kritikoan dauden momentu makurtzaile maximoa eta momentu tortsore maximoa hartzen dira eta seguritate koefiziente batzuegatik handituz, beharrezko diametro minimoa lortuko dira.

$$ASME: \tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

3.34 Formula

C_M eta C_t konstante batzuk dira kasuaren arabera definitzen direnak.

CONSTANTES SEGUN EL CODIGO ASME		
Naturaleza de la carga	Valores para	
	C_M	C_t
Ejes fijos:		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
Ejes giratorios:		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Irudia 3. 16 ASME kodea

J momentu estatikoa, hurrengo formularekin definitzen da:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

3.35 Formula

Seguritate koefiziente bezala (CS) 2 erabiliko da, balio orokor bat delako ASME kodearekin ardatzak dimentsionatzen direnean.

Azkenik ardatzerako materiala aukeratu behar da.

$$AISI 4140 \rightarrow \sigma_{YP} = 690 \text{ N/mm}^2$$

Orain sekzio kritikoaren erradio minimoa kalkulatu da.

Kasurik kritikoena lehenengo abiadurarena izango da. Lehenik eta behin ardatz primarioa kalkulatuko dugu 3.34 eta 3.35 formulaz baliatuz.

$$\frac{690}{2 \cdot 2} \geq \frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 961030)^2 + (1 \cdot 730000)^2}$$

$$r = 18,83 \text{ mm}$$

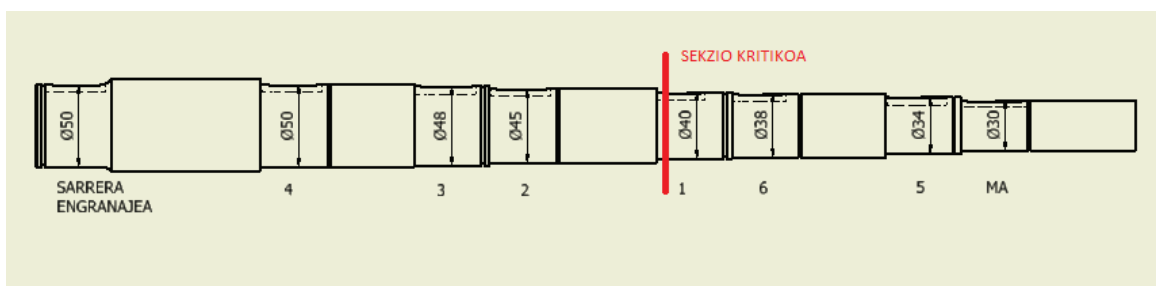
Ardatz sekundariorako, kalkulu berdina egingo da.

$$\frac{690}{2 \cdot 2} \geq \frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1008000)^2 + (1 \cdot 1460000)^2}$$

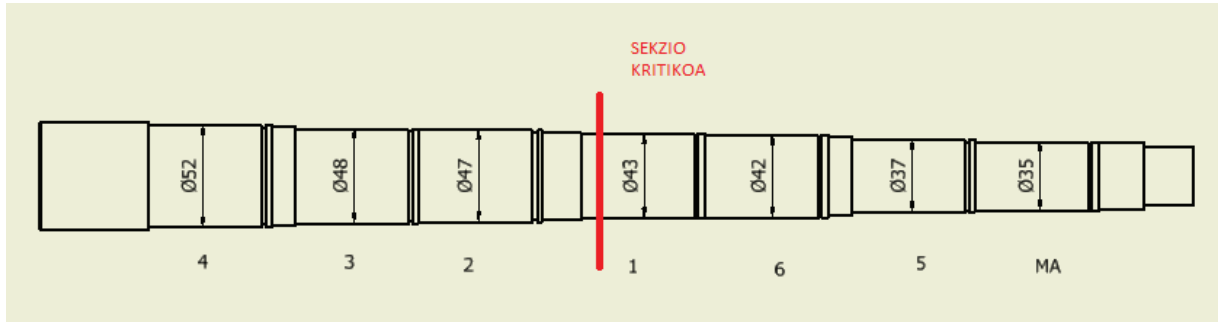
$$r = 20 \text{ mm}$$

Esan bezala, erradio hauek kalkulatuak izan dira sekzio kritikoan. Horrek esan nahi du sekzio horretan gutxienez dimentsio hauek egon behar direla. Hala ere, egongo dira sekzio batzuk ez direnak hain kritikoak, eta dimentsio txikiagoa izango dutela.

Ardatzaren gainean muntatuta dauden elementuak direla eta (txabetak, engranajeak, sinkronizatzaileak...) bere konfigurazio geometrikoa pixka bat aldatuko da, eta egongo dira sekzioak diametro minimoa baino dimentsio handiagoak izango dutela eta beste batzuk dimentsio txikiagoak. Neurri hauek 3.17 eta 3.18 irudietan ageri dira. Hala ere, xehetasun handiagorako, begiratu P11 eta P14 planoak.



Irudia 3. 17 Ardatz primarioa



Irudia 3. 18 Ardatz sekundarioa

Ikus daitekeenez, sekzio kritikoa baino sekzio handiagoa duten sekzioak seguritatearen alboran daude. Baina badaude ere zenbait sekzio kritikoa baino txikiagoak direla. Hauek, esfortzu txikiagoak jasango dituzte, baina hala ere konprobatu behar da baliogarriak diren ala ez.

Lehenik eta behin, ardatz primarioa aztertuko dugu. Ikus daitekeenez, seigarren, bosgarren eta atzeranzko abiaduraren sekzioak sekzio kritikoaen diametro minimoa baino txikiagoak dira.

Hortaz, ikusiko dugu kasurik txarrean sekzio horietan dauden esfortzu maximoak eta ASME kodearekin kalkulatu da diametro minimoa.

	$M_{max} [N \cdot m]$	$M_{t_{max}} [N \cdot m]$	$D_{min} [mm]$
Φ38	687,8	730	33,4
Φ34	425,78	730	30,6
Φ30	278,4	730	29,1

Taula 3. 21 Konprobazioa

Ardatz sekundarioarekin operazioa errepikatuko da.

	$M_{max} [N \cdot m]$	$M_{t_{max}} [N \cdot m]$	$D_{min} [mm]$
Φ37	657,6	328,5	36,8
Φ35	440,5	1095	34,3
Φ30	288	1095	27,8

Taula 3. 22 Konprobazioa

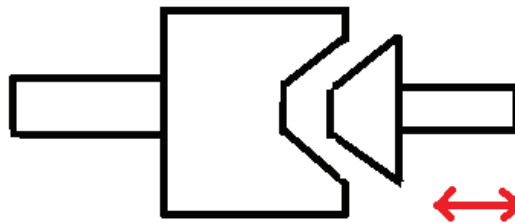
Ikus daitekeenez, beharrezko diametro minimoak definitutakoak baino txikiagoak dira. Hortaz, aukeratutako ardatzen dimentsioan ontzat hartu daitezke.

3.3.6 Sinkronizatzaileen kalkulua:

Sinkronizatzaileak, ardatz sekundarioaren engranajeak jasotzen duten pare ardatzera transmititzen dute. Izan ere, engranaje hauek errodamendu batzuen gaienean muntatuta daude, eta abiadura hori aukeratzen denean, sinkronizatzailea mugiarazten da eta engranajearen pare guztia ardatzera transmititzen du.

3.3.6.1 Akoplamenduaren kalkulua:

Akoplamendua ematen da abiadura bat aukeratzen dugunean, hau da, sinkronizatzailea mugiarazten denean eta engranajearen hortekin engranatu baino lehen enbrage koniko antzeko baten bitartez bere abiadurak berdintzen direnean.



Irudia 3. 19 Enbrage konikoa

Kono motako enbragea kalkulatzeko, honako formulaz baliatzen gara. Hau, higadura uniformeko hipotesia da.

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot r_e \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\sin \alpha}$$

3.36 Formula

Marruskadura koefizientea eta presio maximoa materialaren araberakoa da. Kasu honetan, altzairuaren araberakoa da. Hortaz,

$$\mu = 0,2$$

$$p_{max} = 1,9 \text{ kg/cm}^2$$

Beste aldetik, marruskadura azalaren barne eta kanpo erradioak kutxa aldagailuaren elementuen konfigurazioen araberakoak dira, bai eta konoaren inklinazio angeluaren arabera.

Orokorrean, komenigarria da konoaren inklinazio angelua 10 eta 15 graduren artean egotea, konoen artean autorretenzioa ez gertatzeko. Kasu honetan,

$$\alpha = 12^\circ$$

Konoen kanpo eta barne erradioak honakoak izango dira:

	1/2	3/4	5/6	MA
r_e	32,5 mm	32,5 mm	27 mm	27 mm
r_i	30,42 mm	30,42 mm	24,92 mm	24,92 mm

Taula 3. 23 Marruskadura azalaren dimentsioak

Hau guztia jakinda eta 3.36 formulaz baliatuta, sinkronizatzaile bakoitzaren akoplamenduak transmiti dezakeen pareta lortu daiteke.

$$T_{roz_{1/2}} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 1,9 \cdot 3,25 \cdot (3,25^2 - 3,04^2)}{\sin 12} = 22,85 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

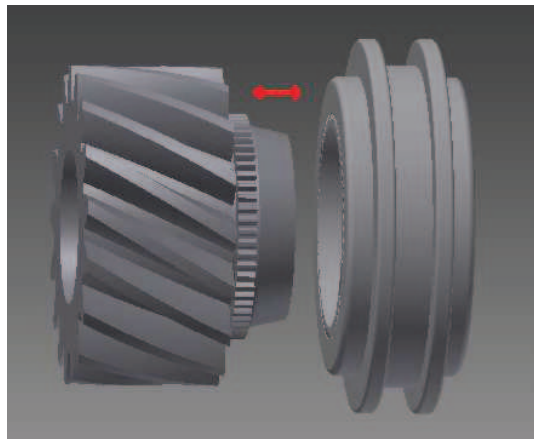
$$T_{roz_{3/4}} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 1,9 \cdot r_e \cdot (3,25^2 - 3,04^2)}{\sin 12} = 22,85 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_{roz_{5/6}} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 1,9 \cdot r_e \cdot (2,7^2 - 2,92^2)}{\sin 12} = 15,44 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_{rozMA} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 1,9 \cdot r_e \cdot (2,7^2 - 2,92^2)}{\sin 12} = 15,44 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

3.3.6.2 Engranajeen eta sinkronizataileen arteko hortzen kalkulua:

Lehen azaldu den bezala, abiadura bat aukeratu denean sinkronizatailea mugiarazten dugu aukeratu dugun abiaduraren engranajerantz. Hau egiten denean, lehenik eta behin akoplamenduan kontaktua ematen da, gutxi gora behera engranajearen abiadura ardatzarena egokitzeko, eta ondoren sinkronizatailearen koroaren hortzak engranajearen hortzekin engranatzeko dira, hurrengo irudian ageri den bezala.



Irudia 3. 20 Engranajeen akoplamenduaren hortzak

Argi dagoenez, engranajearen hortz hauek abiadura honek transmiti dezakeen pare maximoa transmititu beharko du. Hauen kalkulua araututa dago, eta taula batetik zuzenean lortzen dira artekatuak. Transmitti dezaketen momentu tortsoarea hurrengo formularekin kalkulatu da.

$$M_t = 0,7 \cdot L \text{ [mm]} \cdot M_{10} \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{mm}} \right]$$

3.37 Formula

M_{10} parametroa artekatuaren eta materialaren araberakoa da. Kasu honetan,

$$M_{10} = 4900 \frac{kg \cdot cm}{mm}$$

Hortaz, jakinik transmitituko den pare maximoa, hortzen zabalera kalkulatu ahalko dugu. Kasu honetan, kalkulua katurik kaltegarrieneztat egingo da, eta lortutako zabalera engranaje guztientzat erabiliko da.

$$M_{t_{max}} = M_{mot} \cdot i_{max}$$

3.38 Formula

Jakina denez, motorraren pareia 365 N·m –koa da eta erredukzio maximoa 4 –koa.

$$M_{t_{max}} = 365 \cdot 4 = 1460 N \cdot m \approx 14600 kg \cdot cm$$

Hortaz, 3.38 formulaz baliatuta,

$$14600 = 0,7 \cdot L \cdot 4900 \rightarrow L = 4,25 mm \approx 5 mm$$

3.3.6.3 Sinkronizatzaileen eta ardatzaren arteko artekatuaren kalkulua:

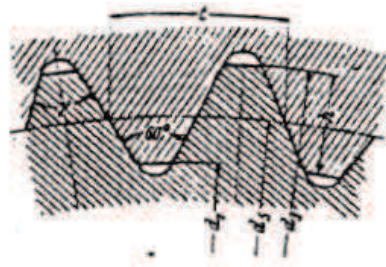
Sinkronizatzaileak, ardatz sekundarioaren gainean mugitu behar dira, baina pare ardatzera transmititu behar dute. Hortaz, ardatzera artekatu baten bitartez egokitu behar dira. Honen kalkulua, lehen egin den bezala, araututa dago, eta taula batetik lortzen dira datuak.

Lehenik eta behin, jakin beharko dugu sinkronizatzaile bakoitza dagoen ardatzaren partean zein diametro dagoen, ardatza mailakatua baitago. Diametroak hurrengo taulan ageri dira:

	1/2	3/4	5/6	MA
D(mm)	44	50	40	34

Taula 3. 24 Sinkronizatzailearen ardatzaren neurriak

Hauekin, taula batera joango gara eta hortik lortuko dugu artekatuaren neurri nominalak.



Diámetro nominal (d_1-d_2) (")	d_1	d_2	d_4	Paso t calculado para d_1	γ	Número de dientes i	M_t , cmkg, mm
7-8	6,9	8,1	7,5	0,842	47° 8' 35"	28	47,2
8-10	8,1	10,1	9	1,010	47° 8' 35"	28	95,7
10-12	10,1	12	11	1,152	48°	30	118
12-14	12	14,2	13	1,317	48° 23' 14"	31	167
15-17	14,9	17,2	16	1,571	48° 25'	32	221
17-20	17,3	20	18,5	1,761	49° 5' 27"	33	311
21-24	20,8	23,9	22	2,033	49° 24' 42"	34	464
26-30	26,5	30	28	2,513	49° 42' 52"	35	610
30-34	30,5	34	32	2,792	50°	36	761
36-40	36	39,9	38	3,226	50° 16' 13"	37	1025
40-44	40	44	42	3,472	50° 31' 35"	38	1198
45-50	45	50	47,5	3,826	50° 46' 9"	39	1735
50-55	50	54,9	52,5	4,123	51°	40	1930
55-60	55	60	57,5	4,301	51° 25' 43"	42	2265

→ MA
→ 5/6
→ 3/4
→ 1/2

Taula 3. 25 Artekatua DIN 4156

Baliogarriak diren konprobatzeko, ikusiko da transmititu behar duten pareta eta kalkulatu dugu zein izan beharko den artekatu bakoitzaren luzera.

Sinkronizatzaile bakoitzak transmititu behar duen pare maximoa jakiteko, 3.38 formulaz baliatuko da. Izan ere, motorraren pare maximoa jakinik (365 N·m), jakingo da abiadura bakoitzean pare biderkadura, erredukzioaz biderkatuz.

	1	2	3	4	5	6	MA
M_t (kg/cm ²)	14600	10220	7665	5840	4380	3285	10950

Taula 3. 26 Pareak abiadura bakoitzean

Sinkronizatzaileak bi abiadurentzako balio dutenez, pare handiagoa sortzen duena aukeratu da.

Hau guztia jakinda 3.38 formulaz baliatuko gara artekatu bakoitzaren luzera lortzeko. Kasu honetan, M_{10} parametroa ardatzaren diametroaren arabera da, eta 3.24 taulan ageri dira.

	1/2	3/4	5/6	MA
L(mm)	18	10	10	21

Taula 3. 27 Artekatuen luzerak

3.27 taulan, momentu tortsore maximoa transmititzeko beharrezkoak diren artekatuen zabalera minimoak ageri dira. Diseinua egiterakoan, balio hauek ala handiagoak hautatuko dira. Izan ere horrela, seguritatearen albotik egongo gara.

3.3.7 Ardatzen errodamenduen kalkulua:

Kalkulu hau UNE 18113-1983 arauaren arabera egiten da. Errodamenduen kapazitatea kalkulatzeko hurrengo formulaz baliatzen gara:

$$C = F_i \cdot (L_{10})^{1/a}$$

3.39 Formula

C karga nominala, L_{10} iraupen bati dagokiona da, eta F_i errodamenduari aplikatuta dagokion indarra da. Errodamenduen kalkuluei buruzko informazio gehiagorako joan memoriaren 2.8.2.5 atalera.

Beste aldetik, a koefizientea errodamenduari dagokio, izan ere,

$$a = 3 \rightarrow \text{bola bidezko errodamenduetan}$$

$$a = 10/3 \rightarrow \text{errodilo bidezko errodamenduetan}$$

Honako hau, marka honetako errodamenduetara dagokie. Izan ere, beste markako errodamenduetan kalkulurako formulak alda daitezke.

Kasu honetan, errodamenduak jasango duten karga ez da konstantea izango. Izan ere, aukeratuta dagoen abiaduraren arabera euskarrietan agertzen diren erreakzioak ezberdinak izango dira. Hortaz, karga baliokide bat zehaztuko daiteke.

$$F_{eq}^a \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = F_1^a \cdot l_1 + F_2^a \cdot l_2 + F_3^a \cdot l_3$$

3.40 Formula

Behin indar baliokide hori lortuta, 3.39 formularen ordezkatuko da eta karga dinamikoa lortuko da.

Karga baliokidea lortzeko, lehenik eta behin zehaztu beharko da indar bakoitzaren iraupena (l_i). Horretarako, abiadura bakoitzaren ardatzaren biraketa abiadura eta jardungo duen ordu kopuruak erabiliko dira.

Lehenik eta behin, ardatz primarioarekin egingo da kalkulua.

$$l_1 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 70 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 16,6 \text{ milioi bira}$$

$$l_2 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 90,06 \text{ milioi bira}$$

$$l_3 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 450 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 106,65 \text{ milioi bira}$$

$$l_4 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 800 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 189,6 \text{ milioi bira}$$

$$l_5 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 400 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 94,8 \text{ milioi bira}$$

$$l_6 = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 90,06 \text{ milioi bira}$$

$$l_{MA} = 3950 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 20 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 4,74 \text{ milioi bira}$$

Ardatz primarioan, beti abiadura konstantea izango da, hasierako erredukzioa konstantea baita. Ardatz sekundarioan ordea, hau ez da betetzen.

$$l_1 = 1975 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 70 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 8,295 \text{ milioi bira}$$

$$l_2 = 2821 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 64,32 \text{ milioi bira}$$

$$l_3 = 3762 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 450 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 101,57 \text{ milioi bira}$$

$$l_4 = 4938 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 800 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 237 \text{ milioi bira}$$

$$l_5 = 6583 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 400 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 158 \text{ milioi bira}$$

$$l_6 = 8778 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 200,13 \text{ milioi bira}$$

$$l_{MA} = 2633 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 20 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 3,16 \text{ milioi bira}$$

Behin jakinda abiadura bakoitzean emango diren bira kopuruak kalkulatu, kalkulatu ahal izango da karga baliokidea. Horretarako, hasiera batean definituak izan diren euskarrietako erreakzioak erabiliko dira. Hauek 3.28 eta 3.29 tauletan definitzen dira:

	1	2	3	4	5	6	MA
$R_1[N]$	5569,42	7748,1	3855,06	7572,8	4309,21	4453,53	4587,083
$R_2[N]$	4291,68	1341,93	454,571	209,9	2580,83	1832,7	3263,63

Taula 3. 28 Erreakzioak euskarrietan

	1	2	3	4	5	6	MA
$R_3[N]$	1744,53	2116,71	704,78	3084,93	32,14	784,3	554,275
$R_4[N]$	5194,75	4051,51	683,03	1356,15	3936,09	2580,12	3410,2

Taula 3. 29 Erreakzioak euskarrietan

Indar axialak berdinak izango dira ardatz primarioan eta sekundarioan. Hauek, 33. Taulan ageri dira.

	1	2	3	4	5	6
$F_a[N]$	6939,3	10863,2	2028,32	6553,6	5851,37	3364,44

Taula 3. 30 Indar axiala

Lehen azaldu denez, euskarrien izendapena honakoa da.



Irudia 3. 21 Ardatz primarioa



Irudia 3. 22 Ardatz sekundarioa

Hau guztia jakinda, errodamendu bakoitzaren indar baliokidea kalkulatu daiteke, 3.40 formulaz baliatuta:

- **R_1 :**

errodiloduna →

$$\begin{aligned} & 5569,42^{10/3} \cdot 16,6 + 7748,1^{10/3} \cdot 90,06 + 3855,06^{10/3} \cdot 106,65 + 7572,8^{10/3} \cdot 189,6 \\ & + 4309,21^{10/3} \cdot 94,8 + 4453,53^{10/3} \cdot 90,06 + 4587,083^{10/3} \cdot 4,74 \\ & = F_{eqR1}^{10/3} \cdot (611,47) \end{aligned}$$

$$F_{eqR1} = 6422,4 \text{ N (Radiala)}$$

boladuna →

$$\begin{aligned} & 6939,3^3 \cdot 16,6 + 10863,2^3 \cdot 90,06 + 2047,93^3 \cdot 106,65 + 6553,57^3 \cdot 189,6 + 5851,37^3 \\ & \cdot 94,8 + 3364,43^3 \cdot 90,06 = F_{eqR1}^3 \cdot (604,36) \end{aligned}$$

$$F_{eqR1} = 7129,05 \text{ N (Axiala)}$$

- **R_2 :**

errodiloduna →

$$\begin{aligned} & 4291,68^{10/3} \cdot 16,6 + 1341,93^{10/3} \cdot 90,06 + 454,571^{10/3} \cdot 106,65 + 209,9^{10/3} \cdot 189,6 \\ & + 2580,83^{10/3} \cdot 94,8 + 1832,97^{10/3} \cdot 90,06 + 3263,63^{10/3} \cdot 4,74 \\ & = F_{eqR1}^{10/3} \cdot (611,47) \end{aligned}$$

$$F_{eqR1} = 1872,26 \text{ N (Radiala)}$$

- **R_3 :**

errodiloduna →

$$\begin{aligned} & 1744,53^{10/3} \cdot 8,295 + 2116,7^{10/3} \cdot 64,32 + 704,78^{10/3} \cdot 101,57 + 3084,93^{10/3} \cdot 237 \\ & + 32,14^{10/3} \cdot 158 + 784,3^{10/3} \cdot 200,13 + 554,275^{10/3} \cdot 3,16 \\ & = F_{eqR1}^{10/3} \cdot (785,915) \end{aligned}$$

$$F_{eqR1} = 2220,81 \text{ N (Radiala)}$$

boladuna →

$$6939,3^3 \cdot 8,295 + 10863,2^3 \cdot 64,32 + 2047,93^3 \cdot 101,57 + 6553,57^3 \cdot 237 + 5851,37^3 \cdot 158 + 3364,43^3 \cdot 200,13 = F_{eqR1}^3 \cdot (781,175)$$

$$F_{eqR1} = 6426,02 \text{ N (Axiala)}$$

• **R₄:**

errodiloduna →

$$5194,753^{10/3} \cdot 8,295 + 4051,51^{10/3} \cdot 64,32 + 683,03^{10/3} \cdot 101,57 + 1356,15^{10/3} \cdot 237 + 32,14^{10/3} \cdot 158 + 3936,09^{10/3} \cdot 200,13 + 3410,2^{10/3} \cdot 3,16 = F_{eqR1}^{10/3} \cdot (785,915)$$

$$F_{eqR1} = 2946,91 \text{ N (Radiala)}$$

Behin karga baliokideak kalkulaturik, L_{10} bizitza nominala kalkulatu da. Lehen azaldu den bezala, izango da errodamendu talde batean %90 –ak nekearen lehen sintomak agertu gabe ematen duen bira kopurua izango da.

Honako hau kalkulatzeko, hurrengo formulaz baliatuko gara:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(1/R)]^{1/1,483}}$$

3.41 Formula

Formula hau baliogarria da errodilo eta bola bidezko errodamenduentzat.

Bizitza nominala berdina izango da ardatz bakoitzeko errodamendu guztientzat.

L bizitza, ardatzaren bira kopurua izango da:

Ardatz primarioa → 611,47 milio bira

Ardatz sekundarioa → 785,915 milio bira

Beste aldetik, R fidakortasuna kasu honetan %95 aukeratu da.

$$R = 0,95$$

Hau guztia jakinda, bitzta nominalak kalkulatu ahal izango dira.

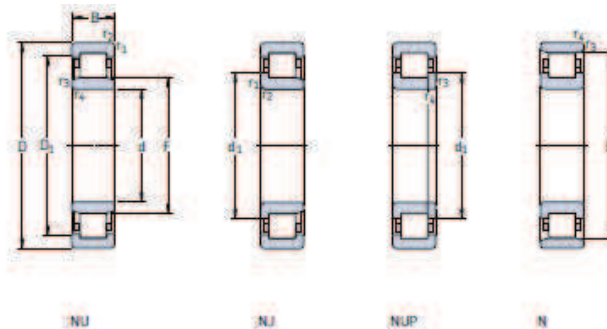
$$L_{10_{prim}} = \frac{611,47}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 987,745 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_{sekun}} = \frac{785,915}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 1269,54 \text{ milio bira}$$

Hau jakinda, errodamenduen aukeraketa egin daiteke, karga nominala (C) kalkulatu 3.39 formularekin. Argi dagoenez, kontutan hartu beharko dugu diseinatutako ardatzaren diametroa, errodamenduen barne diametroa aukeratzeko orduan.

- R_1 (errodiloduna):

$$C = 6422,4 \cdot (987,745)^{3/10} = 50.826,57 \text{ N}$$

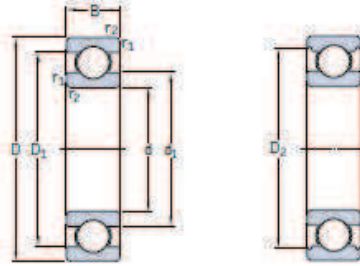


Dimensiones principales	Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa Rodamientos con jaula estándar	Designaciones Rodamientos con jaula estándar	Jaulas estándar de diámetro alternativo ⁽¹⁾		
	dinámica C	estática C_0								
mm	kN	kN	kN	rpm	kg	-	-	-		
55	90	18	57,2	69,5	8,3	8000	8500	0,39	NU10E1 ECP	-
100	21	21	96,5	95	12,2	7500	8000	0,66	* NU 211 ECP	J, M, ML
100	21	21	96,5	95	12,2	7500	8000	0,67	* NJ 211 ECP	J, M, ML
100	21	21	96,5	95	12,2	7500	8000	0,69	* NUP 211 ECP	J, M, ML
100	21	21	96,5	95	12,2	7500	8000	0,66	* N 211 ECP	M

Irudia 3. 23 Errodilodun errodamenduak

- R_1 (boladuna):

$$C = 7129,05 \cdot (987,745)^{1/3} = 70.998,08 \text{ N}$$

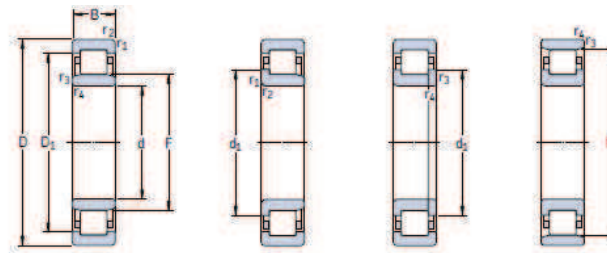


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
55	72	9	9,04	8,8	0,38	19 000	12 000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,60	17 000	11 000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,70	16 000	10 000	0,26	*16011
	90	18	29,6	21,2	0,90	16 000	10 000	0,39	*6011
	100	21	44,3	29	1,25	14 000	9 000	0,43	*6211
	120	29	74,1	45	1,90	12 000	8 000	1,35	*6311
	140	35	99,5	62	2,65	11 000	7 000	2,9	6411

Irudia 3. 24 Boladun errodamenduak

- R_2 (errodiloduna):

$$C = 1872,26 \cdot (987,745)^{3/10} = 14.876,98 \text{ N}$$



NU

NJ

NUP

N

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo ²⁾
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
30	55	13	17,9	17,3	1,86	14 000	15 000	0,12	NU 1006	-
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	*NU 206 ECP	J, ML
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	*NJ 206 ECP	J, ML
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	*NUP 206 ECP	ML
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	*N 206 ECP	-

Irudia 3. 25 Errodilodun errodamenduak

• ***R₃ (errodiloduna):***

$$C = 2220,81 \cdot (1269,54)^{3/10} = 18.949,83 \text{ N}$$

Ikus daitekeenez, honek ardatz primarioaren errodilodun errodamendua (R₁) baino karga baliokide txikiagoa du. Hala ere, ardatzaren diametroa dela eta (beste kasuaren berdina), ardatz primarioaren errodilodun errodamendua (R₁) bezalako errodamendua aukeratuko da. Honen ezaugarri gehiagorako begiratu 3.23 irudia.

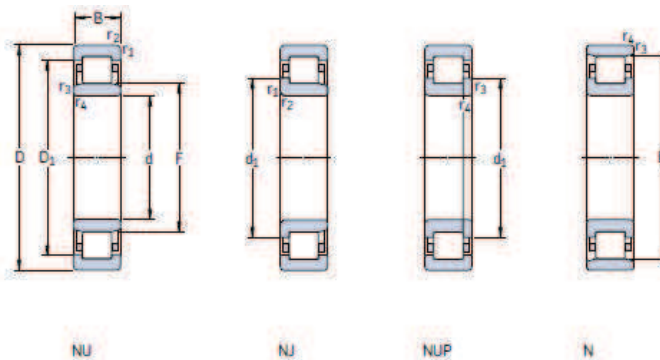
• ***R₃ (boladuna):***

$$C = 6426,02 \cdot (1269,54)^{1/3} = 69.581,035 \text{ N}$$

Kasu honetan ere, ardatzaren diametroak emango du errodamenduaren dimentsioak, eta R₁ errodamenduaren berdina aukeratuko da. Ezaugarri gehiagorako, begiratu 3.24 irudia.

• ***R₄ (errodiloduna):***

$$C = 2946,91 \cdot (1269,54)^{3/10} = 25.145,53 \text{ N}$$



Dimensiones principales	Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P _d	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo ¹⁾
	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
d D B	kN	kN	kN	rpm	kg	-	-	
30 55 13	17,9	17,3	1,86	14 000	15 000	0,12	NU 1006	-
62 16 44	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* NU 206 ECP	J, ML
62 16 44	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* NJ 206 ECP	J, ML
62 16 44	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	* NUP 206 ECP	ML
62 16 44	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* N 206 ECP	-

Irudia 3. 26 Errodilodun errodamenduak

3.3.8 Engranajeen errodamenduen kalkulua:

Kasu honetan, NBS erakundeko orratz kaiolak erabiliko dira. SKF errodamenduak kalkulatzeko metodo berbera erabiliko da.

Lehenik eta behin errodamendu bakoitzak jasango duen karga adieraziko da.

	1	2	3	4	5	6	MA
$F_r [N]$	6939,3	6163,33	1387,82	4441,085	3965,3	3364,43	3965,3

Taula 3. 31 Kargak errodamenduetan

Ondoren, errodamendu bakoitzaren bizitza kalkulatu da milioi biratan, kontutan harturik abiadura angeluarra eta jardungo duen ordu kopurua.

$$l_1 = 1975 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 70 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 8,295 \text{ milioi bira}$$

$$l_2 = 2821 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 64,32 \text{ milioi bira}$$

$$l_3 = 3762 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 450 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 101,57 \text{ milioi bira}$$

$$l_4 = 4938 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 800 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 237 \text{ milioi bira}$$

$$l_5 = 6583 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 400 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 158 \text{ milioi bira}$$

$$l_6 = 8778 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 380 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 200,13 \text{ milioi bira}$$

$$l_{MA} = 2633 \frac{\text{bira}}{\text{minutu}} \cdot 20 \text{ ordu} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} \cdot \frac{1 \text{ milio bira}}{10^6 \text{ bira}} = 3,16 \text{ milioi bira}$$

Geroago, errodamendu bakoitzaren bizitza kontutan hartuta, L_{10} bizitza nominala kalkulatu da, 3.41 formulaz baliatuta.

$$L_{10_1} = \frac{8,295}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 13,4 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_2} = \frac{64,32}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 123,06 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_3} = \frac{101,57}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 164,07 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_4} = \frac{237}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 382,84 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_5} = \frac{158}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 255,22 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_6} = \frac{3,16}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 323,28 \text{ milio bira}$$

$$L_{10_{MA}} = \frac{200,13}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 7,65 \text{ milio bira}$$

Azkenik, 3.39 formulaz baliatuz, C karga nominala kalkulatu da.

$$C_1 = 6939,3 \cdot (13,4)^{3/10} = 15.116,35 \text{ N}$$

$$C_2 = 6163,33 \cdot (123,06)^{3/10} = 28.488,5 \text{ N}$$

$$C_3 = 1387,82 \cdot (164,07)^{3/10} = 6.409,3 \text{ N}$$

$$C_4 = 4441,085 \cdot (382,84)^{3/10} = 26.448,1 \text{ N}$$

$$C_5 = 3965,3 \cdot (255,22)^{3/10} = 20.909,8 \text{ N}$$

$$C_6 = 3364,43 \cdot (323,28)^{3/10} = 19.044,7 \text{ N}$$

$$C_{MA} = 3965,3 \cdot (7,65)^{3/10} = 7.300,8 \text{ N}$$

Behin karga nominala kalkulatu, errodamenduen aukeraketa egingo da.

Diámetro eje (mm) Shaft diameter (mm)	Sigla Designation	Peso (g) Weight (g)	Dimensiones (mm) Dimensions (mm)			Coeficientes de carga (N) Basic load rating (N)		Velocidad límite Limiting Speed Aceite (Nº giros máx) Oil (max rpm)
			F _w	E _w	B _c	Dinámico C Dynamic C	Estático C _s Static C _s	
35	MA K 35x40x13	18.8	35	40	13	15 800	27 500	12 350
	K 35x40x17	25.3	35	40	17	20 300	38 000	12 350
	K 35x40x25	31	35	40	25	29 000	59 500	12 350
	K 35x40x27 TN	23.4	35	40	27	24 500	48 000	12 350
	K 35x40x30 - ZW	48	35	40	30	25 500	50 500	11 000
	K 35x40x32 - ZW	50	35	40	32	30 500	64 500	11 000
	K 35x42x16	34	35	42	16	23 900	37 000	12 350
	K 35x42x18	39.2	35	42	18	27 000	42 500	12 350
K 35x42x20	41	35	42	20	29 500	48 500	11 000	
37	5 K 37x42x17	25.8	37	42	17	21 900	42 500	11 400
	K 37x42x27	40.7	37	42	27	31 500	67 500	11 400
	K 37x45x26	60.5	37	45	26	43 500	73 500	11 400

Taula 3. 32 Errodamenduen aukeraketa

Diámetro eje (mm) Shaft diameter (mm)	Sigla Designation	Peso (g) Weight (g)	Dimensiones (mm) Dimensions (mm)			Coeficientes de carga (N) Basic load rating (N)		Velocidad límite Limiting Speed Aceite (Nº giros máx) Oil (max rpm)
			F _w	E _w	B _c	Dinámico C Dynamic C	Estático C _s Static C _s	
42	K 42x47x17	31,1	42	47	17	21 100	42 500	10 450
	K 42x47x25 TN	25,7	42	47	25	27 000	57 500	10 450
	K 42x47x27	46,6	42	47	27	33 000	74 500	10 450
	K 42x47x30 - ZW	54	42	47	30	31 000	75 500	10 450
	K 42x48x35	53	42	48	35	31 000	49 500	10 450
	K 42x50x18	54	42	50	18	34 500	56 500	10 450
43	K 42x50x20	60	42	50	20	35 000	76 000	10 450
	K 43x48x17	29,3	43	48	17	21 000	42 500	10 450
	K 43x48x27	45,7	43	48	27	33 000	74 500	10 450
47	K 43x50x18	48,5	43	50	18	30 500	53 500	10 450
	K 47x52x17	32	47	52	17	22 800	48 500	9 500
	K 47x52x27	50,7	47	52	27	34 500	82 500	9 500
	K 47x53x25	53	47	53	25	38 000	81 500	9 500
	K 47x55x28	80	47	55	28	52 500	99 500	9 500

Taula 3. 33 Aukeraketa

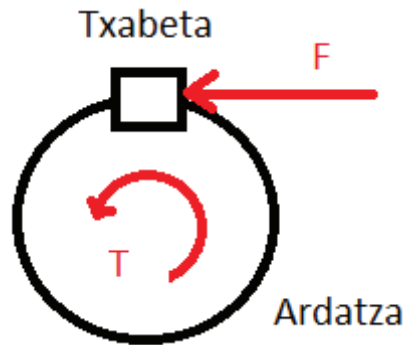
Diámetro eje (mm) Shaft diameter (mm)	Sigla Designation	Peso (g) Weight (g)	Dimensiones (mm) Dimensions (mm)			Coeficientes de carga (N) Basic load rating (N)		Velocidad límite Limiting Speed Aceite (Nº giros máx) Oil (max rpm)
			F _w	E _w	B _c	Dinámico C Dynamic C	Estático C _s Static C _s	
48	K 48x54x19	44	48	54	19	30 000	60 500	9 500
	K 48x54x25	55	48	54	25	31 000	61 000	9 500
50	K 50x55x13.5	31	50	55	13.5	17 500	36 000	9 000
	K 50x55x17	35	50	55	17	21 400	46 500	9 000
	K 50x55x20	39,4	50	55	20	26 000	59 500	9 000
	K 50x55x30	59,4	50	55	30	38 500	96 500	9 000
	K 50x57x18	53,4	50	57	18	33 000	62 500	8 500
	K 50x58x20	75	50	58	20	35 000	61 500	8 500
52	K 50x58x25	81	50	58	25	43 500	80 500	8 500
	K 52x57x25	24	52	57	12	17 500	36 000	8 500

Taula 3. 34 Aukeraketa

3.3.9 Txabeten kalkulua:

Jakina denez, ardatz primarioaren engranajeak ardatzarekin batera biratu beharko dute beti. Izan ere, lotura finko bat izan beharko da. Horretarako, txabetak erabiliko dira.

Txabeten kalkulua nahiko erreza da. Izan ere, altzairu zati bat da, indar bat jasan behar duena.



Irudia 3. 27 Txabeta

Txabetak jasaten duen indarraren eta transmititzen ari den momentu tortsoarearen arteko erlazioa honakoa da.

$$T = F \cdot R$$

3.42 Formula

Engranaje bakoitzak transmititzen duen momentu tortsoarea jakinda eta kasu bakoitzean ardatzaren erradioa, jakin dezakegu txabeta bakoitzak jasaten duen indarra.

	1	2	3	4	5	6	MA
$T[N \cdot m]$	730	730	730	730	730	730	730
$R[m]$	0,02	0,0225	0,024	0,025	0,017	0,019	0,015
$F[N]$	17.804,9	16.404,5	15.208,3	14.174,7	21.470,6	19.466,7	24.333,4

Taula 3. 35 Kargak txabetetan

Behin hau kalkulatu, txabeten kalkulua egingo da. Hauek, ebakidurara eta aplastamendura kalkulatu dira. Izan ere, hauek izango dira eman daitekeen hutsegite bakarrak.

Txabetak, hurrengo formulaz baliatuz kalkulatu dira, ebakidurarako:

$$\frac{F}{A_{ebak}} = \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

3.43 Formula

Eta aplastamenduaren kalkulurako:

$$\frac{F}{A_{aplast}} = \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

3.44 Formula

Kasu honetan, segurtasun faktorea 3 aukeratuko da, balio orokor bat delako txaberen kalkuluan. Gainera, limite elastikoa txaberen materialaren arabera da. Kasu honetan, AISI 5120 materiala aukeratu da, bere limite elastikoa honakoa delarik:

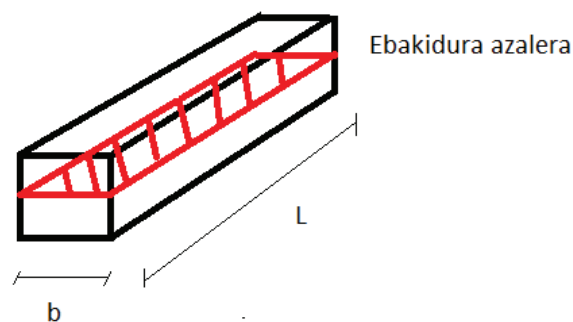
$$AISI\ 5120 \rightarrow \sigma_{yp} = 390\ MPa$$

Txaberen dimentsioak araututa daude, eta katalogo batetik lortzen dira. Benetan kalkulatu behar dena bere luzera da. Beti ere, bete behar da:

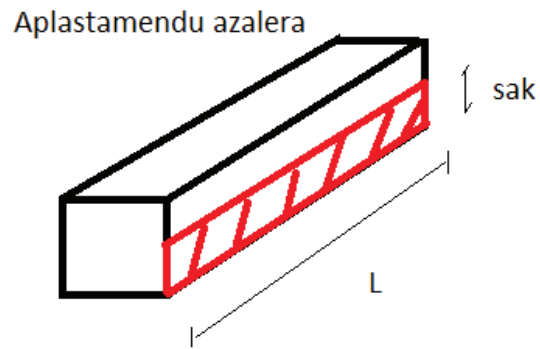
$$L < 1,5 \cdot D$$

Non D ardatzaren diametroa den.

Hortaz, definitu barik gelditzen den gauza bakarra aplastamendu azalera eta ebakidura azalera dira.



Irudia 3. 28 Ebakidura azalera



Irudia 3. 29 Aplastamendu azalera

3.28 eta 3.29 irudiaz baliatuz, ebakidura eta aplastamendu azalerak kalkulatu daitezke.

$$A_{ebak} = b \cdot L_1$$

3.45 Formula

$$A_{aplast} = sak \cdot L_2$$

3.46 Formula

Hortaz, 3.43, 3.44, 3.45 eta 3.46 formulaz baliatuta, ebakidura luzera eta aplastamendu luzera kalkulatu dira.

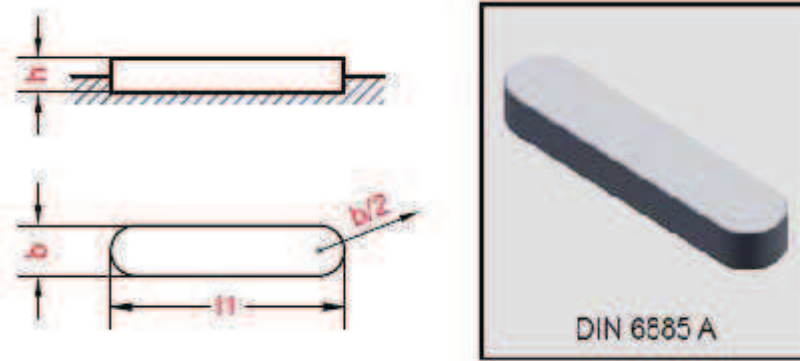
$$L_1 = \frac{F \cdot 2 \cdot CS}{b \cdot \sigma_{yp}}$$

3.47 Formula

$$L_2 = \frac{F \cdot CS}{sak \cdot \sigma_{yp}}$$

3.48 Formula

Lehen esan bezala, txabeten neurriak araututa daude, eta katalogo batetik ateratzen dira. Kasu honetan, OPAC erakundearen txabetak eskuratuko dira, DIN 6885 A motakoak.



Irudia 3. 30 Txabeta

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25	
Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14			
Para diámetro del eje d1 3)	más de	6	8	10	12		17		22		30		38		44		50		58		65		75		85		95				
	hasta	8	10	12	17		22		30		38		44		50		58		65		75		85		95		105				
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978	26,978	28,978	30,978	32,978	34,978	36,978	38,978	40,978	42,978	44,978	46,978	48,978	50,978	
		Minima	1,966	2,966	3,966	4,966	5,966	7,969	9,969	11,969	13,969	15,969	17,969	19,966	21,966	23,966	25,966	27,966	29,966	31,966	33,966	35,966	37,966	39,966	41,966	43,966	45,966	47,966	49,966	51,966	
	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	22,000	24,000	26,000	28,000	30,000	32,000	34,000	36,000	38,000	40,000	42,000	44,000	46,000	48,000	50,000	52,000	54,000
		Minima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	23,948	25,948	27,948	29,948	31,948	33,948	35,948	37,948	39,948	41,948	43,948	45,948	47,948	49,948	51,948	
Profundidad t1 5)	con juego en el lomo o con aprieto	1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4	6,0	8,5	6,2	8,7	6,2	8,7	6,2	8,7	
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978	26,978	28,978	30,978	32,978	34,978	36,978	38,978	40,978	42,978	44,978	46,978	48,978	50,978	
		Minima	1,966	2,966	3,966	4,966	5,966	7,969	9,969	11,969	13,969	15,969	17,969	19,966	21,966	23,966	25,966	27,966	29,966	31,966	33,966	35,966	37,966	39,966	41,966	43,966	45,966	47,966	49,966	51,966	
	asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	24,026	26,026	28,026	30,026	32,026	34,026	36,026	38,026	40,026	42,026	44,026	46,026	48,026	50,026	52,026	
		Minima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	23,974	25,974	27,974	29,974	31,974	33,974	35,974	37,974	39,974	41,974	43,974	45,974	47,974	49,974	51,974	
Profundidad t2 5)	con juego en el lomo o con aprieto	0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3	2,8	5,3	2,8	5,3	
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		
Redondeado del fondo del chavetero	r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
	dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	

Taula 3. 36 Txabeten dimentsioak

Erabili diren txabeten dimentsioak, berdez markatuta daudenak dira. Hala ere, hurrengo taulan abiadura bakoitzerako txabeten dimentsioak eta luzera ageri dira.

	1	2	3	4	5	6	MA
b	12	14	14	16	10	10	10
h	8	6	9	7	8	8	8
sak	4,9	4	5,5	4,7	4,7	4,7	4,7
L	28	32	22	25	36	32	40

Taula 3. 37 Txabeten luzerak

3.4 Transmisio Ardatzaren Kalkulua:

Jakina denez, atzeranzko trakzioa duten automobil guztietan transmisio ardatza erabiltzen da potentzia kutxa aldagailutik diferentzialera eramateko. Aurreko trakzioa duten kotxeek ez dute behar ardatz hau, kutxa aldagailua eta diferentziala segituan daudelako.

3.4.1 Ardatzaren kalkulua:

Kutxa aldagailutik diferentzialera dagoen distantzia 2 m –koa da, eta bi etapetan egingo da. Hortaz, transmisio ardatz bakoitzaren luzera 1 m –koa izango da.

Ardatza definitzeko, transmititzen duen potentziaren arabera eta biraketa abiaduraren arabera zehaztuko da.

Reuleaux-ek, altzairuzko ardatz hutsekin egin zituen saiakuntzetan, formula bat zehaztu zuen, ardatzaren kanpo diametroa zehazteko.

$$d_e [mm] = 157 \cdot \sqrt[3]{\frac{N[CV]}{n[rpm]}}$$

3.49 Formula

Jakina denez, gure kasuan potentzia maximoa 343 CV-koa da 7900 rpm-tan. Hortaz,

$$d_e = 157 \cdot \sqrt[3]{\frac{343}{7900}} = 55,18 \text{ mm}$$

Behin hau jakinda, katalogo batera joango gara eta ardatz bat aukeratuko da. Kasu honetan, UAHE –ren (Union de Almacenistas de Hierros de España) prontuario batera joago da.

Diámetro exterior		Medidas en milímetros										
		Espesores										
Series ¹⁾		0.5	(0.8)	1	(1.2)	1.5	(1.8)	2	(2.2)	2.5	(2.8)	
2	3	Diámetro interiores (valores nominales y tolerancias)										
32	35	± 0.15	31±0.15	30.4±0.15	30±0.15	29.6±0.15	29±0.15	28.4±0.15	28±0.15	27.6±0.15	27±0.15	26.4±0.15
			34±0.15	33.4±0.15	33±0.15	32.6±0.15	32±0.15	31.4±0.15	31±0.15	30.6±0.15	30±0.15	29.4±0.15
			37±0.15	36.4±0.15	36±0.15	35.6±0.15	35±0.15	34.4±0.15	34±0.15	33.6±0.15	33±0.15	32.4±0.15
			39±0.15	38.4±0.15	38±0.15	37.6±0.15	37±0.15	36.4±0.15	36±0.15	35.6±0.15	35±0.15	34.4±0.15
45	55	± 0.20	43.4±0.20	43±0.20	42.6±0.20	42±0.20	41.4±0.20	41±0.20	40.6±0.20	40±0.20	39.4±0.20	
			48.4±0.20	48±0.20	47.6±0.20	47±0.20	46.4±0.20	46±0.20	45.6±0.20	45±0.20	44.4±0.20	
60	70	± 0.25	53.4±0.25	53±0.25	52.6±0.25	52±0.25	51.4±0.25	51±0.25	50.6±0.25	50±0.25	49.4±0.25	
			58.4±0.25	58±0.25	57.6±0.25	57±0.25	56.4±0.25	56±0.25	55.6±0.25	55±0.25	54.4±0.25	
70	80	± 0.30	68.4±0.30	68±0.30	67.6±0.30	67±0.30	66.4±0.30	66±0.30	65.6±0.30	65±0.30	64.4±0.30	
			78.4±0.35	78±0.35	77.6±0.35	77±0.35	76.4±0.35	76±0.35	75.6±0.35	75±0.35	74.4±0.35	

Taula 3. 38 Ardatz hutsak

Hortaz,

$$d_e = 60 \text{ mm}$$

$$d_i = 54,4 \text{ mm}$$

Behin ardatza aukeratuta, baliogarria den ala ez aztertuko da. Bi egiaztapen egingo dira, alde batetik ASME kodearekin, erresistentziara eta beste aldetik bibrazioen aldetik, abiadura kritikoa kalkulatu.

Erresistentziaren egiaztapena egiteko, 3.34 formulaz baliatuko gara.

$$ASME: \tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

3.34 Formula

Kasu honetan momentu makurtzailea ez da kontutan hartuko, oso txikia izango delako erresistentziaren kalkuluan kontutan hartzeko, ardatzaren pisu propioaren ondorio delako.

$$M = 0$$

Momentu tortsoarea maximoa aukeratuko da, emaitza gehien murrizten duena delako. Honako hau izango da motorraren pare maximoa bider erredukziorik handiena.

$$M_t = 365 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 4 = 1460 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 14.600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

C_t koefizientea 3.16 Irudian agertzen den taulatik lortuko da:

$$C_t = 1,5$$

Ardatzaren momentu estatikoa (J) 3.35 formularen defintzen da, baina kasu honetan ardatz hutsa denez,

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot (r_e^4 - r_i^4) = \frac{\pi}{2} \cdot (30^4 - 27,2^4) = 412.548,9 \text{ mm}^4$$

3.50 Formula

Materiala AISI 4140 altzairua aukeratu egin da, ardatzetan erabili ohi dena. Propietateak honakoak dira:

$$\sigma_{yp} = 690 \text{ MPa} = 690 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Azkenik, kalkuluan erabiliko den segurtasun koefizientea defintzea gelditzen da. Orokorrean, honako kalkuluetan 2 –ko segurtasun koefiziente batekin nahikoa da.

$$CS = 2$$

Hortaz,

$$\tau_{max} = \frac{30}{412.548,9} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 14.600)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$159,25 \leq 172,5 \quad \checkmark$$

Ikus daitekeenez, erresistentziaren aldetik aukeratutako ardatza baliogarria da. Orain ikusiko da bibrazioen aldetik onargarria den ala ez. Horretarako abiadura kritikoa kalkulatu da.

$$n_{krit} [\text{Hz}] = \sqrt{\frac{g \cdot (W \cdot y)}{W \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2\pi}$$

3.51 Formula

Lehenik eta behin, zein izango diren ardatzaren propietateak, hau da, pisua, luzera...

Luzera, lehen esan den legez, 1 m-koa izango da.

$$L = 1 \text{ m} = 1000 \text{ mm}$$

Pisua kalkulatzeko, lehenik eta behin azalera kalkulatu da.

$$A = \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)$$

3.52 Formula

$$A = \pi \cdot (30^2 - 27,2^4) = 503,15 \text{ mm}^2 = 5,0315 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Altzairu guztien dentsitatea berdina denez,

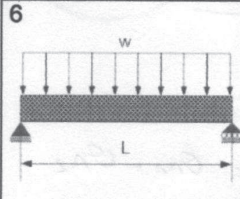
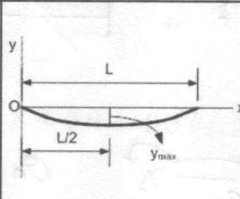
$$\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Hortaz pisua,

$$W = \rho \cdot A \cdot L = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 5,0315 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 1 \text{ m} = 3,95 \text{ kg}$$

3.53 Formula

Ondoren, ardatzaren pisuak sortzen duen deformazioa kalkulatu da. Horretarako, deformazioen taula batera joango da deformazioaren formula lortzeko.

<p>6</p> 		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm \frac{wL^3}{24EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x)$
--	---	------------------------	-------------------------	---

Irudia 3. 31 Deformazioak

Ikus daitekeenez, deformazio maximoa lortzeko formula honakoa da:

$$y = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

3.54 Formula

Inertzia momentua, honako formulaz kalkulatzen da:

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_e^4 - r_i^4)$$

3.55 Formula

Jakinda altzairu guztientzako Young –en modulua konstantea dela ($E=290 \text{ N/m}^2$), deformazio maximoa kalkulatu dezakegu.

$$y = \frac{5 \cdot 3,95 \cdot 9,81 \cdot 1^4}{384 \cdot (210 \cdot 10^9) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,03^4 - 0,0272^4)} = 1,164 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,001164 \text{ cm}$$

Orain, abiadura kritikoa kalkulatu da.

$$n_{krit} = \sqrt{\frac{981 \cdot (3,95 \cdot 0,001164)}{3,95 \cdot 0,001164^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 146,034 \text{ Hz}$$

$$= 146,034 \frac{\text{bira}}{\text{s}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 8762 \text{ rpm}$$

Transmisio ardatzaren abiadurarik handiena motorraren biraketa abiadura maximoa zati erredukziorik txikiena izango da:

$$n_{max} = \frac{7900}{0,9} = 8690 \text{ rpm} < n_{krit} \rightarrow \text{Ondo}$$

Ikus daitekeenez, aukeratutako ardatza baliogarria da baina abiadura angeluar maximoa abiadura kritikotik nahiko hurbil dago Hortaz, segurtasuna edukitzeko, ardatz handiago bat aukeratu da.

Medidas en milímetros

Diámetro exterior		Espesores										
		0.5	(0.8)	1	(1.2)	1.5	(1.8)	2	(2.2)	2.5	(2.8)	
Series ¹⁾		Tolerancias	Diámetro interiores (valores nominales y tolerancias)									
2	3											
32		± 0.15	31±0.15	30.4±0.15	30±0.15	29.6±0.15	29±0.15	28.4±0.15	28±0.15	27.6±0.15	27±0.15	26.4±0.15
	35		34±0.15	33.4±0.15	33±0.15	32.6±0.15	32±0.15	31.4±0.15	31±0.15	30.6±0.15	30±0.15	29.4±0.15
38			37±0.15	36.4±0.15	36±0.15	35.6±0.15	35±0.15	34.4±0.15	34±0.15	33.6±0.15	33±0.15	32.4±0.15
40			39±0.15	38.4±0.15	38±0.15	37.6±0.15	37±0.15	36.4±0.15	36±0.15	35.6±0.15	35±0.15	34.4±0.15
	45	± 0.20		43.4±0.20	43±0.20	42.6±0.20	42±0.20	41.4±0.20	41±0.20	40.6±0.20	40±0.20	39.4±0.20
50				48.4±0.20	48±0.20	47.6±0.20	47±0.20	46.4±0.20	46±0.20	45.6±0.20	45±0.20	44.4±0.20
	55	± 0.25		53.4±0.25	53±0.25	52.6±0.25	52±0.25	51.4±0.25	51±0.25	50.6±0.25	50±0.25	49.4±0.25
60				58.4±0.25	58±0.25	57.6±0.25	57±0.25	56.4±0.25	56±0.25	55.6±0.25	55±0.25	54.4±0.25
70		± 0.30	68.4±0.30	68±0.30	67.6±0.30	67±0.30	66.4±0.30	66±0.30	65.6±0.30	65±0.30	64.4±0.30	
80		± 0.35	78.4±0.35	78±0.35	77.6±0.35	77±0.35	76.4±0.35	76±0.35	75.6±0.35	75±0.35	74.4±0.35	

Taula 3. 39 Ardatz hutsak

$$d_e = 80 \text{ mm}$$

$$d_i = 74,4 \text{ mm}$$

Erresistentziaren aldetik ez da arazorik egongo. Izan ere aurreko ardatzarekin baliogarria zenez, honekin dimentsio handiagoak dituela ez da arazorik egongo. Hortaz, zuzenean abiadura kritikoa kalkulatu da.

$$W = \rho \cdot A \cdot L = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot (0,04^2 - 0,0372^2) \text{ m}^2 \cdot 1 \text{ m} = 5,33 \text{ kg}$$

$$y = \frac{5 \cdot 5,33 \cdot 9,81 \cdot 1^4}{384 \cdot (210 \cdot 10^9) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,04^4 - 0,0372^4)} = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 0,00064 \text{ cm}$$

$$n_{krit} = \sqrt{\frac{981 \cdot (5,33 \cdot 0,00064)}{5,33 \cdot 0,00064^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 196,94 \text{ Hz}$$

$$= 196,94 \frac{\text{bira}}{\text{s}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 11.876,65 \text{ rpm} \gg 8690 \rightarrow \text{Hobeto}$$