

INGENIARITZA MEKANIKOKO GRADUA  
**GRADU AMAIERAKO LANA**

***AUTOMOBIL BATEN ABIADURA-KAXAREN  
DISEINUA***

***3. DOKUMENTUA - KALKULUAK***

**Ikaslea:** Lertxundi, Saez, Eneko

**Zuzendaria :** Santos, Pera, Juan Antonio

**Ikasturtea:** 2018-2019

**Data:** Bilbon, 2019ko otsailaren 5ean

### 3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1. HASIERAKO DATUAK .....	4
3.1.1. Ezaugarri teknikoak .....	4
3.1.2. Autoaren dimentsioak.....	5
3.1.3. Gurpilen diametroa .....	5
3.2. IBILGAILUAREN ANALISI DINAMIKOA.....	7
3.2.1. Errodaturagatiko erresistentzia ( <b>Rr</b> ) .....	7
3.2.2. Maldak eragindako erresistentzia ( <b>Rp</b> ) .....	9
3.2.3. Inertziak eragindako erresistentzia ( <b>Rj</b> ) .....	10
3.2.4. Aireak eragindako erresistentzia ( <b>Ra</b> ).....	11
3.3. ENBRAGEA.....	12
3.3.1. Forruen materiala .....	12
3.3.2. Enbragearen dimentsioak .....	13
3.3.3. Enbragearen gaitasuna.....	15
3.3.3. Enbragearen aukeraketa .....	17
3.3.4. Akzionamendu indarra .....	17
3.3.5. Enbragearen ildaskatua.....	19
3.4. ABIADURA-KAXA.....	21
3.4.1. Transmisio erlazioak.....	21
3.4.2. Abiaduren diagrama.....	22
3.4.3. Ibilgailuaren gaitasuna .....	24
3.4.3.1. Lehenengo martxaren konprobaketa .....	25
3.4.3.1. Bosgarren martxaren konprobaketa .....	25
3.4.4. Engranajeak.....	26
3.4.4.1. Engranajeen hortz kopuru minimoa .....	26
3.4.4.2. Engranajeen hortz kopurua.....	27
3.4.4.3. $\beta$ angeluaren kalkulua .....	29
3.4.4.4. Engranajeen moduluaren kalkulua higadurara .....	29
3.4.4.5. Engranajeen moduluaren egiaztapena .....	36
3.4.4.6. Atzeranzko martxaren azterketa.....	39
3.4.4.7. Engranajeen dimentsionaketa .....	42
3.4.4.8. Engranajeen kontaktu erlazioa ( <b>mp</b> ) .....	46
3.4.4.9. Engranajeen kontaktu indarrak.....	48

3.4.4.10. Diferentzialaren azterketa.....	50
3.4.5. Ardatzak .....	54
3.4.5.1. Ardatzetako erreakzioak .....	54
3.4.5.2. Ardatzen diametroa .....	64
3.4.5.3. Ardatzen artekatua .....	68
3.4.6. Errodamenduak.....	71
3.4.6.1. Ardatz primarioa .....	71
3.4.6.2. Ardatz sekundarioa .....	79
3.4.6.3. Gurpil askeen errodamenduak.....	83
3.4.7. Sinkronizataileak.....	89
3.4.7.1. Artekatuaren luzera .....	89
3.4.7.1. Sinkronizataileen gaitasuna .....	91



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO  
INGENIARITZA  
ESKOLA  
ESCUELA  
DE INGENIERÍA  
DE BILBAO

### 3.1. HASIERAKO DATUAK

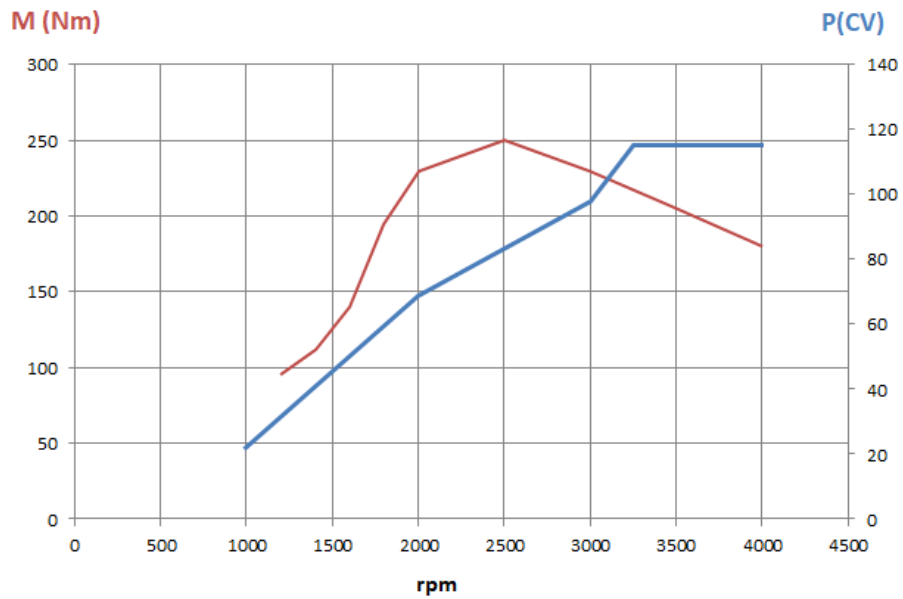
Kutxa aldagailuaren atal ezberdinen kalkulua burutzeko, lehenik eta behin, mekanismoa mugiarazten duen motorraren ezaugarriak eta kutxaren bidez autoak lortu beharko dituen bukaerako ezaugarriak eta autoaren neurri nagusiak zehaztuko dira.

Datu horiek, SEAT Leon 1.6 TDI 85kW (115CV) autoaren ezaugarri teknikoaren katalogotik lortu dira.

#### 3.1.1. Ezaugarri teknikoak

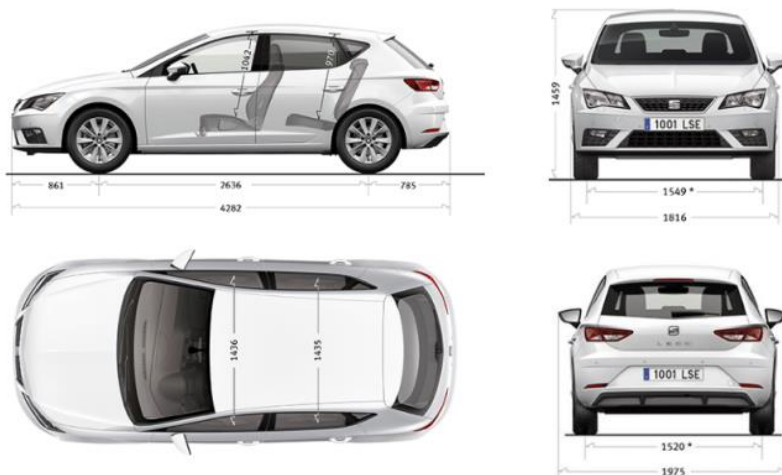
<b>Motorraren ezaugarriak</b>	
Zilindroak / Balbulak	4 / 16
Zilindrada	1598
Erregai mota	Diesela
Potentzia maximoa kW (CV) / rpm	85 (115) / 3250-4000
Biraketa-pare maximoa Nm / rpm	250 / 1500-3250 rpm (2375rpm)
Kokapen mota	Aurrean zeharkakoa
<b>Autoaren ezaugarriak</b>	
Abiadura maximoa	197 km/h
Azelerazioa 0 - 100 km/h (s)	9,8 s
Masa hutsean	1260 kg
Masa maximoa	1810 kg
Gurpil mota	205/55 R16 91V
<b>Transmisioaren ezaugarriak</b>	
Trakzio mota	Aurreko trakzioa
Abiadura-kutxa	Eskuzkoa, 5 martxaduna
<b>Transmisio erlazioak</b>	
1. martxa	3,778:1
2. martxa	1,944:1
3. martxa	1,185:1
4. martxa	0,816:1
5. martxa	0,625:1
Atzeranzko martxa	3,6:1
Diferentziala	3,647:1

3.1.1. Taula. Autoaren ezaugarri teknikoak.



3.1. Irudia. SEAT Leon autoaren potentzia kurba.

### 3.1.2. Autoaren dimentsioak

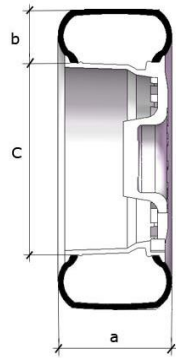


3.2. Irudia. Autoaren dimentsioak.

### 3.1.3. Gurpilen diametroa

Gurpilaren diametroa autoaren abiaduren kalkulurako beharrezko datua da eta bere balioa aurretik zehaztu diren ezaugarrietatik ondorioztatzen da.

Gurpilaren **diametro teorikoa** hagusaren diametroaren (c) eta pneumatikoaren altueraren (b) arabera honakoa da:



3.3. Irudia. Gurpilen dimentsioak.

$$\Phi_g = c + 2b \quad 3.1. \text{ formula}$$

Praktikan, autoa kargatuta dagoenean pneumatikoa deformatu egiten da jasaten duen pisuaren ondorioz eta gurpilaren diametroa txikitu egiten da. Hori dela eta, kalkuluetarako Francisco Muñoz Garciak "Calculo Teorico-practico de los elementos y grupos del vehiculo industrially automovil" liburuan proposatzen duen bezala, diametro teorikoaren balioa 0,9 txikitze faktorearekin biderkatuko da:

$$\Phi_g = 0,9 * (c + 2b) \quad 3.2. \text{ formula}$$

Autoentzako pneumatikoen homologazioari buruzko CEE 92/023 Zuzentarauak adierazten duen bezala, modu honetan adierazten dira autoen gurpilen ezaugarri teknikoak:

$$a/b \quad R_c \quad dN$$

*a*: Sekzioaren zabalera zerbitzuko presioaren eraginpean [mm]

*b*: Sekzioaren altuera, zabalerearekiko ehunekotan adierazita [%]

*R*: Pneumatikoaren ekturura mota.

*c*: Hagunaren diametro nominala [Hazbete]

*d*: Karga gaitasunaren indizea (Gurpilek jasan dezaketen masa maximoa)

*N*: Gurpilek jasan dezaketen abiadura maximoa.

SEAT Leon autoaren kasuan, gurpilak 205/55 R16 91V motakoak dira, hortaz:

$$\Phi_g(\text{teorikoa}) = 16'' * \frac{25,4 \text{ mm}}{1''} + 2 * (205 * 0,55) = 631,9 \text{ mm}$$

$$\Phi_g(\text{erreala}) = 631,9 * 0,9 = \mathbf{568,71 \text{ mm}}$$

### 3.2. IBILGAILUAREN ANALISI DINAMIKOA

Autoari, mugitzean ari denean, bere mugimenduaren kontra egiten duten erresistentzia indarrek eragiten diote, eta autoaren transmisio sistema motorretik jasotako potentziarekin indar horiek gainditzeko gai izan behar da. Hori dela-eta, transmisioaren diseinu egokia egiteko gainditu beharko dituen erresistentzia indar horien balioa kalkulatu da.

Ibilgailuaren aitzinamenduari eragin diezaioketen lau erresistentzia mota ezberdintzen dira:

- Errodadurak eragindako erresistentzia,  $R_e$
- Maldak eragindako erresistentzia,  $R_m$
- Inertziak eragindako erresistentzia,  $R_j$
- Aireak eragindako erresistentzia,  $R_a$

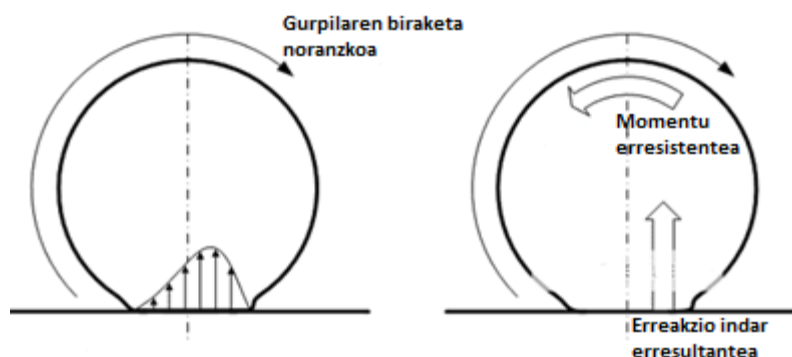
Erresistentzia horiek batera ager daitezke zenbait kasutan. Horregatik, indarren balioak kalkulatu ondoren autoak gainditu beharko duen indarren konbinaziorik kritikoena aztertuko da.

#### 3.2.1. Errodaduragatiko erresistentzia ( $R_r$ )

Erresistentzia mota hau, gorputz batek beste baten gainean errodatzean eta hauetako bat edo biak deformatzen direnean sortzen da.

Automobilaren kasuan, gurpilak lurzoruarekin kontaktuan daudenean deformatu egiten dira jasaten duten autoaren pisua eta gurpilen egitura biskoelastikoa dela-eta. Horrek, gurpila eta lurzoruaren arteko kontaktu eremua azalera bat, eta ez lerro zuzen bat, izatea eragiten du.

Gurpila geldirik dagoenean, lurzoruak pisuaren ondorioz eragindako erreakzioa eta pisua bera lerrotatuta daude. Gurpila errodatzen hastean, berriz, presio banaketa desorekatu eta bere indar erresultantea ardatz zentraletik  $d$  distantzia aurreratu egiten da. Orduan, pisuaren eta lurzoruaren erreakzioaren indarrek lerrotatuta egoteari uzten diote, momentu erresistente bat sortuz.



3.4. Irudia. Errodadura erresistentzia.

Mugimenduan dagoen  $P$  masadun eta  $r$  erradiodun gurpil baten oreka ekuazioak honako hauek izango dira:

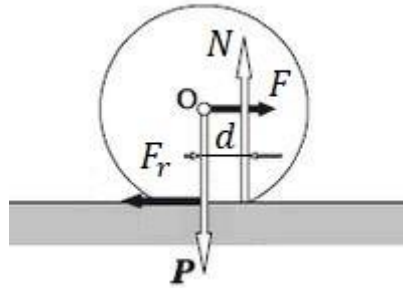


$$\sum F_x = 0 \rightarrow F - F_r = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow P - N = 0$$

$$\sum M_z = 0 \rightarrow N * d - F_r * r = 0$$

(1) eta (2) ekuazioak (3) ekuazioan ordezkatu,



3.5. Irudia. Gurpilaren indarrak.

$$W * d - F * r = 0$$

$$F = \frac{d}{r} * W$$

$\frac{d}{r}$  erlazioari **Errodaduraren aurkako erresistentzia koefizientea ( $C_r$ )** esaten zaio, eta bere balioa hainbat faktoreren arabera da:

- Gurpil mota
- Gurpilaren erradioa
- Gurpilaren presioa
- Gurpil bakoitzak jasan beharreko karga
- Kontaktu gainazalen akabera
- Kontaktu gainazalen tenperatura

Manuel Cascajosaren "Ingeniería de Vehículos" liburuak honako balio hauek ematen ditu kasu ohikoenetarako:

Lurzoru mota	Errodadura koefizientea (kg/t)
Asfaltoa	12-17
Hormigoia	15
Galtzada-harrizko zola	55
Lur trinkoa	50
Lur ez trinkoa	100

3.2.Taula.Errodaduraren aurkako erresistentzia koefizienteak.

Errodaduragatiko erresistentziaren balioa kalkulatzeko kasurik kritikoena suposatuko da kargari (autoak jasan dezakeen karga maximoa) eta errodadura koefizienteari dagokionez, kalkuluaren emaitza seguruagoa izan dadin. Beraz, honakoa izango da bere balioa:

$$C_r = 100 \text{ kg/t}$$

$$m = 1810 \text{ kg}$$

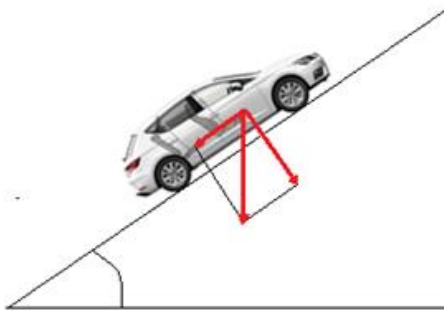
$$R_r = 100 \text{ kg/t} * 1,810 \text{ t} = 181 \text{ kg} = 1775,61 \text{ N}$$

Asfaltoan,

$$R_r = 17 \text{ kg/t} * 1,810 \text{ t} = 30,77 \text{ kg} = 301,85 \text{ N}$$

### 3.2.2. Maldak eragindako erresistentzia ( $R_p$ )

Erresistentzia mota hau, autoak malda bat igotzean agertzen da.



3.6.Irudia.Malda erresistentzia.

$W$ : Autoaren pisu maximoa

$R_p$  = Maldagatiko erresistentzia

$\alpha$  = Maldaren angelua

$$R_p = m * \sin \alpha$$

3.3. formula

Angulu txikiak direnez, sinua eta tangentearen balioak berdindu daitezke zehaztasun onargarriekin, beraz:

$$R_p = m * \tan \alpha$$

Orokorrean, maldaren balioa ehunekotan ematen da, horizontalean ibilitako 100 metroko bertikalean zenbat metro (x) igo diren adierazten duena.

$$R_p = m * \frac{x}{100}$$

Errepide gehienek %10eko inklinazio maximoa daukate. Hala ere, zenbait kasutan, etxebizitzetako garajeen sarreretan adibidez, inklinazio hori gaintu egiten da. Eraikuntzako araudiak %16ko inklinazio maximoa onartzen du, beraz, balio hori erabiliko da maldagatiko erresistentziaren kalkulurako.

$$m = 1810 \text{ kg}$$

$$x = 16 \text{ m}$$

$$R_p = 1810 \text{ kg} * \frac{16}{100} = 289,6 \text{ kg} = 2840,976 \text{ N}$$

### 3.2.3. Inertziak eragindako erresistentzia ( $R_j$ )

Inertzia gorputz batek dagoen mugimendu edo geldiune egoera mantentzeko duen joera da. Egoera hori ez da aldatuko kanpo indar batek gorputzaren gainean eragin ezean. Kasu horretan, Newtonen 2. legeak adierazten duen bezala, bere higidura egoera aldatu egingo da azeleratuz.

Autoaren kasuan, abiadura zehatz batean higitzen ari denean eta azeleratu nahi denean, motorrak eragindako indarrak inertziagatik erresistentzia gainditu beharko du. Bere balioa honako ekuazio honen bidez kalkulatzen da:

$$R_j = m * j \quad 3.4. \text{ formula}$$

$m$ : Autoaren masa

$j$ : Azelerazioa

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad 3.5. \text{ formula}$$

$V_1$  = Hasierako abiadura

$V_2$  = Bukaerako abiadura

$t$  = Azelerazio denbora

Kalkuluetarako, SEAT Leon autoaren katalogotik lortutako balioak erabiliko dira. Bertan, autoak pausagunetik abiatuta 100km/h-ko abiadura lortzeko 9,8s behar dituela zehazten du. Hortaz,

$$V_1 = 0 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 100 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 27,78 \text{ m/s}$$

$$t = 9,8 \text{ s}$$

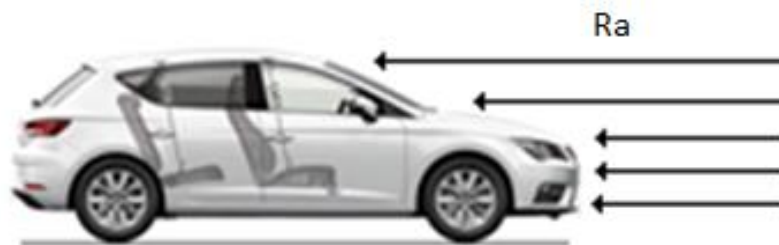
$$m = 1810 \text{ kg}$$

$$j = \frac{(27,78 - 0) \text{ m/s}}{9,8 \text{ s}} = 2,83 \text{ m/s}^2$$

$$R_j = m * j = 1810 \text{ kg} * 2,83 \text{ m/s}^2 = 5122,3 \text{ N}$$

### 3.2.4. Aireak eragindako erresistentzia ( $R_a$ )

Indar hau autoaren inguruan dabilen haize fluxuaren ondorioz sortzen da eta bere balioa karrozeriaren, presioaren, temperaturaren, autoaren zeharkako sekzio maximoaren eta nagusiki abiaduraren araberakoa da.



### 3.7. Irudia. Erresistentzia aerodinamikoa.

Hau kalkulatzeko, haize-tuneletan egindako entseguen bidez lortutako ekuazio empirikoak erabiltzen dira:

$$R_a = K * S * V^2 \quad 3.6. \text{ formula}$$

Non,

$$K = \delta * \frac{C}{2g} \quad 3.7. \text{ formula}$$

$\delta$  = Airearen pisu espezifikoa baldintza normaletan ( $\text{kg/m}^3$ )

$C$  = Erresistentzia aerodinamikoaren koefizientea

$g$  = Grabitatearen azelerazioa ( $\text{m/s}^2$ )

$S$  = Autoaren gainazal nagusia ( $\text{m}^2$ )

$V$  = Autoaren abiadura erlatiboa abiadurarekiko ( $\text{m/s}$ )

$R_a$  = Autoaren erresistentzia aerodinamikoa ( $\text{kg}$ )

Gainazal nagusiaren ( $S$ ) balio hurbildua autoaren zabalera ( $a$ ) altuerarekin ( $h$ ) biderkatuz eta 0,8ko koefizientearekin txikituz kalkulatzen da.

$$a = 1,816 \text{ m}$$

$$h = 1,459 \text{ m}$$

$$S = 0,8 * a * h = (1,816 * 1,459) \text{ m}^2 = 2,65 \text{ m}^2$$

Bestalde,  $C$ -ren balioa autoaren diseinu aerodinamikoaren araberakoa da eta 0,25 eta 0,7 arteko balioa du. SEAT Leon autoaren kasuan koefiziente horren balioa 0,32-koa da.

Azkenik, erresistentzia aerodinamikoaren kalkulurako abiadura maximoa erabiliko da, hori izango baita autoak jasan beharko duen egoerarik kritikoena.

Hortaz:

$$\delta = 1,22 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

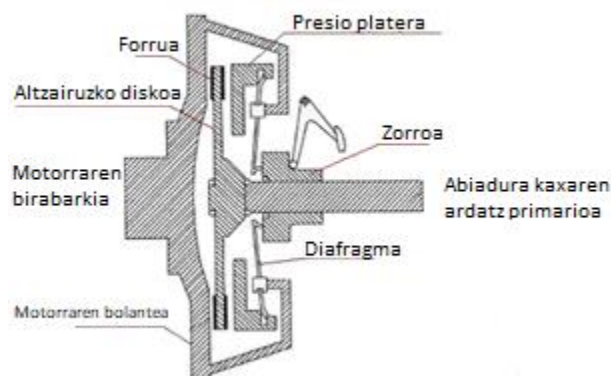
$$V = V_{max} = 197 \text{ km/h} = 54,72 \text{ m/s}$$

$$K = 1,22 \text{ kg/m}^3 * \frac{0,32}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,02 \frac{\text{kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4}$$

$$R_a = 0,02 \frac{\text{kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} * 2,65 \text{ m}^2 * (54,72 \text{ m/s})^2 = 158,70 \text{ kg} = 1556,847 \text{ N}$$

### 3.3. ENBRAGEA

Frikzio bidezko enbrageek, bi ardatzen kontaktu gainazalen artean garatutako marruskadura momentu baten bidez akoplatzen dituzte ardatzak.



3.8.Irudia.Frikziozko enbragea.

Garatutako marruskadura momentua, mekanismoari aplikaturiko eragite indarraren eta frikzio forruen dimentsio eta materialaren araberakoa da, horregatik, aldagai horiek hartuko dira kontuan enbragearen diseinuan.

#### 3.3.1. Forruen materiala

Orokorrean, frikziozko enbrageen forruetarako erabilitako materiala organikoa izan ohi da, eta amiantodun edo asbestodun zuntzezko ehuna izaten da osagai nagusia

Bi gainazalen arteko marruskadura koefizientea material horren eta jasan behar duen tenperaturaren araberakoa da.

Esperimentalki egiaztatu den bezala, material organikoko forruntzako materialik egokiena burdinurtua da, beste edozein materialek baino hobe jasaten duelako tenperatura altua, eta ondorioz, ezohiko higadura ekiditen duelako.

Bi material hauen arteko marruskadura koefizientea 0,3 ingurukoa da 140°C-ra heldu aurretik. Izan ere, marruskadura koefizienteak behera egin eta forruek eraginkortasuna galtzen dute.

### 3.3.2. Enbragearen dimentsioak

Enbragea dimentsionatzerako orduan, mekanismoak transmititu dezakeen marruskadura momentu maximoaren eta motorrak eragindako momentu maximoaren artean segurtasun tarte bat izatea komeni da. Izan ere, diskoak lan egin ahala marruskadura koefizientearen balioak behera egiten du, eta ondorioz, enbrageak transmititu dezakeen momentu maximoaren balioak ere.

Hortaz, Francisco Muñoz García-ren liburuan gomendatzen den bezala, 1,5 balioko handitze faktorea aplikatuko zaio enbrageak garatu beharko duen marruskadura momentuari.

$$M_{enbrage} = 1,5 * M_{motor}$$

$$M_{enbrage} = 1,5 * 250 Nm = 375 Nm = 3822,63 kg * cm$$

Enbrageak transmititu beharko duen momentua ezaguna izanik, diskoak izango dituen kanpo zein barne erradioen neurriak kalkulatu dira. Horretarako, erradio horien balioa ezagunak diren datuen menpe adierazi beharko da.

Diskoaren kontaktu azalera bakoitzean eragiten duen **presio espezifikoren** balioa honakoa da:

$$p = \frac{N}{A} \quad 3.8. formula$$

Ondorioz, diskoari aplikaturiko **indar normalaren** balioa:

$$N = p * A \quad 3.9. formula$$

eta bi kontaktu gainazalaren sorturiko **marruskadura indarra**:

$$F_m = 2 * p * A * \mu \quad 3.10. formula$$

Azkenik, enbrageak transmitituko duen **marruskadura momentuaren** balioa marruskadura indarra kontaktu gainazalaren batz besteko erradioarekin biderkatuz lortuko da.

$$M_{enbrage} = 2 * A * P_{max} * \mu * r_{bb} \quad 3.11. formula$$

$N = \text{Motorraren biraketa pare maximoa}$

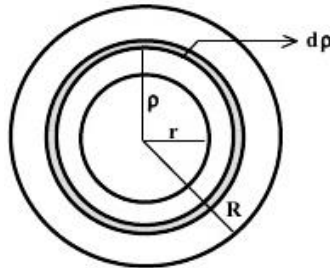
$A = \text{Marruskadura gainazalaren azalera}$

$P_{max} = \text{Enbragearen presio maximoa}$

$\mu =$  Forruen marruskadura koefizientea

$r_{bb} =$  Frikzio gainazalaren bataz besteko erradioa

Lorturiko adierazpenean, erradioen menpekoak diren aldagaiak horren arabera adierazi beharko dira, aldagai ezezaguna bakandu ahal izateko.



3.9. Irudia. Enbragearen diskoa.

Horrez gain, aldagai ezezagun bakarria lortzeko, bi erradioak elkar erlazionatzen dituen adierazpena aplikatuko da. Horretarako, Francisco Muñoz García-ren liburuak adierazten duen bezala, bi erradioen arteko erlazioa 0,7 dela suposatuko da eta aldagaiak kanpo erradioaren menpe adieraziko dira.

Hortaz,

$$R_{barne} = 0,7 * R_{kanpo}$$

Beraz, bataz besteko erradioaren balioa kanpo erradioaren menpe honakoa izango da:

$$r_{bb} = \frac{R_{barne} + R_{kanpo}}{2} = \frac{0,7 * R_{kanpo} + R_{kanpo}}{2} = \frac{1,7R_{kanpo}}{2}$$

Marruskadura azalerari dagokionez,

$$A = \pi * (R_{kanpo}^2 - R_{barne}^2) = \pi * (R_{kanpo}^2 - (0,7 * R_{kanpo})^2) = \pi * 0,51R_{kanpo}^2$$

Kanpo erradioaren menpeko adierazpen horiek ekuazio nagusian ordezkatzuz, ezezagun bakarreko adierazpen matematikoa lortuko da.

$$M_{enbrage} = 2 * (\pi * 0,51R_{kanpo}^2) * P_{max} * \mu * \left(\frac{1,7R_{kanpo}}{2}\right) \quad 3.12. formula$$

Ekuazioa laburtuz,

$$M_{enbrage} = \pi * 0,51 * P_{max} * \mu * 1,7R_{kanpo}^3$$

Azkenik, ezezaguna den aldagaia bakanduko da.

$$R_{kanpo} = \sqrt[3]{\frac{M_{enbrage}}{\pi * 0,51 * 1,7 * P_{max} * \mu}} \quad 3.13. formula$$

Kanpo erradioaren menpekoak ez diren gainerako aldagaien balioak, Francisco Muñoz Garcia-ren liburutik lortu dira.

Aipaturiko liburuak adierazten du, esperimentalki egiaztatu dela disko bakarreko enbragearen funtzionamendua leuna eta bere iraupena luzea izan daitezen, presioak ez duela 2,3 kg/cm<sup>2</sup>-ko balioa gainditu behar. Beraz, hori izango da presio maximoaren balioa.

Marruskadura koefizienteari dagokionez, bere balioa kontaktu gainazalaren araberakoa da eta 0,3 eta 0,5 arteko balioak izaten ditu. Hortaz, kalkulurako 0,4 balioa hartuko da.

Beraz, datuak ekuazioan ordezkatuz:

$$R_{kanpo} = \sqrt[3]{\frac{3822,63 \text{ kg} * \text{cm}}{\pi * 0,51 * 1,7 * 2,3 \text{ kg/cm}^2 * 0,4}} = 11,51 \text{ cm}$$

Bi erradioen arteko erlazioa kontuan hartuz,

$$R_{barne} = 0,7 * R_{kanpo} = 0,7 * 11,51 \text{ cm} = 8,06 \text{ cm}$$

### 3.3.3. Enbragearen gaitasuna

Enbragearen dimentsioak ezagututa, **higadura uniformeko hipotesia** aplikatuko da transmititu dezakeen marruskadura momentu maximoa behar bezain handia den egiaztatzeko. Horretarako, lehenik enbrageak jasan dezakeen presio maximoa kontuan hartuz indar normalaren balio maximoa kalkulatu da, eta ondoren, indar horrek eragingo dituen marruskadura indarra eta marruskadura momentua.

Higadura uniformeko hipotesia presio uniformekoa baino kontserbakorragoa da eta errealitatera hobe egokitzen da enbrage guztiak hasieran berriak izan arren erabili ahala desgastatu egiten direlako, eta ondorioz, presioa konstante mantentzen ez delako. Beraz, hori aplikatuz gero emaitza seguruagoak lortuko ditugu.

Jarraian, hipotesi horren araberako indar normalaren adierazpena lortuko da:

Diskoaren gainazaleko puntu baten higaduraren balioa, honako ekuazio honen bidez kalkulatu da.

$$\delta = K * p * v_{irrist.} \quad 3.14. formula$$

Adierazpen horretan ikus daiteke higadura proportzionala dela (K proportzionaltasun konstantearekin) presioarekiko eta irristadura abiadurarekiko. Enbragearen kasuan, konektatu beharreko bi ardatzen abiadurak  $w_1$  eta  $w_2$  izanik,  $r$  distantziara dagoen puntu bateko irristadura abiadura honakoa izango da:

$$v_{irrist} = w_{irrist} * r = (w_1 - w_2) * r \quad 3.15. formula$$

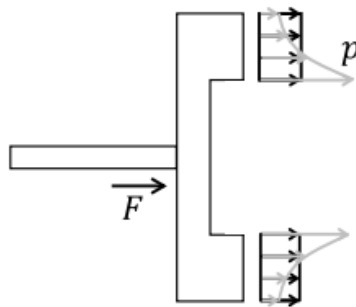


Higaduraren balioa puntu guztietan berdina dela suposatuz,

$$\delta = K * p * (w_1 - w_2) * r = kte. \rightarrow p * r = kte.$$

Azken adierazpenetik ondorioztatu daiteke, erradio handiagoko puntuek (ardatzaren zentrotik urrunen daudenak) presio baxuagoa jasaten dutela. Hortaz, kontaktuko presio maximoa enbragearen erradio minimoan agertuko da eta r distantziara kokaturiko edozein puntuko presioaren balioa honako ekuazio honen bidez kalkulatu da:

$$p * r = p_{max} * r_{barne} \rightarrow p = p_{max} * \frac{r_{barne}}{r}$$



### 3.10. Irudia. Enbragearen presioa.

Presio platerari aplikatu beharko zaion indarraren balioa presioa eta azaleraren arteko biderkadura integratuz lortuko da:

$$F_a = \int_{r_{barne}}^{r_{kanpo}} p * dA = \int_{r_{barne}}^{r_{kanpo}} \left( p_{max} * \frac{r_{barne}}{r} \right) * 2\pi r * dr$$

$$F_a = 2\pi * p_{max} * r_{barne} * (r_{kanpo} - r_{barne}) \quad 3.16. formula$$

$$F_a = 2\pi * 2,3 \frac{kg}{cm^2} * 8,06 cm * (11,51 - 8,06) cm = \mathbf{401,85 kg}$$

Marruskadura momentua, indar normala marruskadura koefizientearekin eta erradioarekin biderkatuz eta kontaktu azalera osoan integratuz lortuko da.

$$M_m = \int_{r_{barne}}^{r_{kanpo}} \mu * r * p * dA = \int_{r_{barne}}^{r_{kanpo}} \mu * r * \left( p_{max} * \frac{r_{barne}}{r} \right) * 2\pi r * dr$$

$$= \mu * p_{max} * r_{barne} * 2\pi \int_{r_{barne}}^{r_{kanpo}} r * dr = \mu * p_{max} * r_{barne} * 2\pi * \left( \frac{r_{kanpo}^2 - r_{barne}^2}{2} \right)$$

$$M_m = \pi * \mu * p_{max} * r_{barne} * (r_{kanpo}^2 - r_{barne}^2) \quad 3.17. formula$$

Indar normalaren balioaren menpe, honakoa izango da marruskadura momentuaren adierazpena

$$M_m = \frac{F_a * \mu * (r_{kanpo} + r_{barne})}{2} \quad 3.18. formula$$

$$M_{enbrage} = 2 * M_m = F_a * \mu * (r_{kanpo} + r_{barne})$$


Balioak ekuazioan ordezkatzuz,

$$M_{enbrage} = 401,85 \text{ kg} * 0,4 * (11,51 + 8,06) \text{ cm} = 3145,68 \text{ kg} * \text{cm} = 308,59 \text{ Nm}$$

Lorturiko emaitzetan ikus daiteke enbrageak transmititu dezakeen momentu maximoa motorraren pare maximoa baino nahiko handiagoa dela.

### 3.3.3. Enbragearen aukeraketa

Kalkulatutako balioak kontuan hartuz, SACHS enbrage ekoizlearen katalogotik SACHS 3000 970 069 izeneko frikziozko enbragea hautatu da. Izan ere, enbrage horren dimentsioak egokiak dira, eta horrez gain, ekoizleak proiektu honi dagokion autoarentzako gomendatzen duelako



LEON (5F_)		09.12 -				
1.6 TDI, 81 kW	09.13 -	CRKB	3000 970 069			228 28
			2294 001 362	enthält Schwungradbefestigungsschrauben / includes bolt for flywheel mounting	(183)	240
			3114 600 007	Anzahl der Befestigungsbohrungen / Number of mounting bores.3 nur als Ersatz für angegebene OE-Nr. / only for the listed OE-Numbers	(/)	
		CRKB, CXXB, DBKA	6283 005 802	Getr. / GBox: MQ-200		
			6283 000 047	Getr. / GBox: MQ-250		

3.11.Irudia.SACHS ekoizlearen katalogoa.

### 3.3.4. Akzionamendu indarra

Enbragea akzionatzeko, hau da, motorra eta abiadura kutxa banatzeko, energia kantitate jakin bat aplikatu behar zaio enbragearen pedalari. Energia horren balioa enbrageak transmititu beharreko momentuaren arabera da eta pedalari aplikaturiko indarraren (q) eta honen ibilbidearen (e) arteko biderketa eginez lortu daiteke.

Gidariaren erosotasun ikuspuntutik, pedalean egin beharreko indarra 12kg ingurukoa izan behar da, handiagoa izanez gero nekea eragin dezakeelako desenbragatzeak. Hortaz, aplikatu beharreko energiaren balioa honakoa izango da:

$$E = q * e = 12 \text{ kg} * e \tag{3.19. formula}$$

Hala ere, energia horren zati bat galdu egiten da bidean, artikulazioek jasaten duten indargetzeagatik. Horregatik, bere balioa unitatea baino txikiagoa den  $\rho$  koefizienteagatik biderkatu beharko da.

$$E = \varphi * 12kg * e$$

Bestalde, desenbragatzea diafragma presio platerari eragiten dion indar normala gairiditzean lortzen da. Presio plateraren desplazamendu distantzia, enbragearen kanpo diametroaren erro karratuarekiko proportzionala da eta bere balioa 1,4mm eta 1,9 mm artekoa izan ohi da.

$$0,14 = K * \sqrt{16} \rightarrow K = 0,035$$

$$0,19 = K * \sqrt{31} \rightarrow K = 0,034$$

$$\rightarrow K = 0,034$$

Hortaz, presio platerak egin beharko duen ibilbidea,

$$e_1 = 0,034 * \sqrt{23} = 0,163 \text{ cm}$$

Ondorioz, presio platera desplazatu dadin zorroan aplikatu beharreko energiaren balioa,

$$E = N * e_1 = 401,85kg * 0,163 \text{ cm} = 65,5 \text{ kg} * \text{cm}$$

Kasu honetan ere, energia galerak ematen dira enbragearen mekanismoan, eta beraz, unitatea baino handiagoa den  $\varphi$  koefizientearekin biderkatu beharko da desenbragatze energiaren balio teorikoa.

$$E = \rho * 65,5kg * \text{cm}$$

Pedalak sortutako energiaren balioa eta presio plateran eragin beharrekoa berdinduz,

$$\rho * 65,5 \text{ kg} * \text{cm} = \varphi * 12kg * e$$

$$e = \frac{\rho * 65,5 \text{ kg} * \text{cm}}{\varphi * 12kg}$$

Bi koefizienteen arteko erlazioa 1,5ekoa dela suposatuz,

$$e = 1,4 * \frac{65,5 \text{ kg} * \text{cm}}{12 \text{ kg}} = 7,64 \text{ cm}$$

Azkenik, distantzia horri 20 eta 30 mm arteko desplazamendua gehitu behar zaio zorroaren eta desenbragatze eraztunaren artean banketa egon dadin. Hortaz, pedalaren desplazamendu totala honako hau izango da:

$$e_T = 7,97 + 2,5 = 10,47 \text{ cm}$$

### 3.3.5. Enbragearen ildaskatua

Enbragea eta ardatz primarioaren arteko akoplamendurako, DIN 5480 arauak definitzen duen hartz bilkariko perfila deritzon artekatua erabiliko da. Izan ere, perfil mota honek indar handiak eta aldizkakoak jasateko gaitasuna du.

Artekatu horren kalkulurako, enbragearen katalogotik lorturiko honako datu hauek erabiliko dira:

$$Z = 28$$

$$d_1 = 30 \text{ mm}$$

Artekatuaren diametroa eta hartz kopuruaren ezagututa, arauak gomendatzen dituen moduluen taulan honako balio hau lortu da:

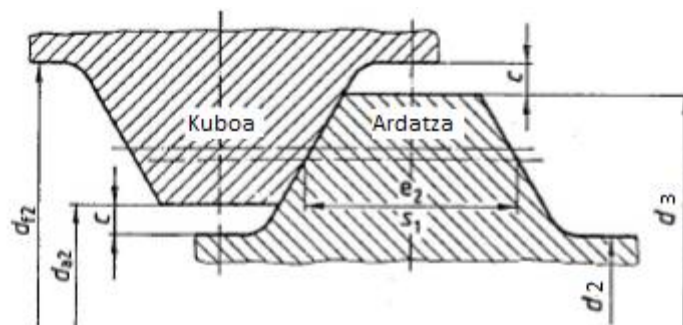
Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						

3. Taula. DIN 5480 dimentsio arautuak.

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

Behin modulua ezagututa, arauak zehazten dituen ekuazioen bidez artekatuaren oinarrizko dimentsioak kalkulatu dira.



3.12. Irudia. Hartzten dimentsioak.

Presio angelua:

$$\alpha = 30^\circ$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = d_1 - 2m = 28 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 29,8$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 0,9 \text{ mm}$$

Perfilaren arteka bakoitzak, txabeta paraleloek bezala, alboetako presioa jasaten du. Baina ekoizpeneko tolerantzia saihestezinak direla-eta, arteken %75-%90 artean daude kontaktuan. Baldintza horiek kontuan hartuz, kalkulurako ekuazioa txabeta paraleloen berdina izango da, baina k faktorearekin handituta.

$$p = k \cdot \frac{F_t}{h \cdot Z \cdot L_{art.}} \quad 3.20. \text{ formula}$$

$L_{art.}$ : Artekatuaren luzera

$K$ : Oinarri faktorea

$F_t$ : Indar tangenziala

$h$ : Hortzaren altuera

$Z$ : Artekatuaren hortz kopurua

$p$ : Arteken presio maximoa [ $N/mm^2$ ]

Ekuazio horretatik  $L_{art.}$  aldagaia askatuz, artekatuak dagokion pare maximoa transmititzeko izan beharko duen luzera kalkulatu daiteke.

$$L_{art.} = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot Z \cdot p} \quad 3.21. \text{ formula}$$

Euste faktorearen ( $k$ ) balioa, artekatuaren gaineko kuboaren zentratzearen arabera da. DIN 5480 motako perfilaren kasuan, nagusiki alboetako zentratzea egiten da eta horregatik,  $k = 1,35$  izango da.

Bestalde, indar tangenzialaren balioa transmititu beharreko biraketa pare maximoaren eta ardatzaren erradioaren arabera izango da. Kasu honetan,

$$T = 250 \text{ Nm}$$

$$r_{ardatza} = 15 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{250 \text{ Nm}}{0,015 \text{ m}} = 16666,67 \text{ N}$$

Ezezaguna den azken aldagaia alboetako presioa ( $p$ ) da eta bere balioa txabeta paraleloen taulatik hartzen da.

TABLA 38. Valores empíricos de las presiones, en  $N/mm^2$ , permisibles para las uniones con chavetas de cuña y lengüetas ajustadas

Elementos de la unión	Para choques ligeros				Para choques fuertes			
	en un lado		en ambos lados		en un lado		en ambos lados	
	Cubo de				Cubo de			
	St	GG	St	GG	St	GG	St	GG
Chavetas y lengüetas ajustadas	100	60	70	45	80	40	35	20
Chavetas tangenciales	—	—	140	80	—	—	90	60
Chavetas con base cilíndrica	65	40	33	20	50	25	33	20
Chavetas planas	80	50	43	25	70	35	43	25

### 3.13. Irudia. Presioaren balio onargarriak.

Proiektu honetan dagokion aplikazioa kontuan hartuz, talka gogorak eta albo batean jasaten dituela eta materiala St dela suposatuko da. Beraz,

$$p = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$L_{art.} = 1,35 \cdot \frac{16666,67 \text{ N}}{0,9 \text{ mm} \cdot 28 \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 11,16 \text{ mm}$$

Beraz, ardatz primarioa eta enbragearen arteko akoplamendurako 30x1 DIN5480 artekatua erabiliko da.

## 3.4. ABIADURA-KAXA

Atal honetan abiadura kaxa osatzen duten elementuen diseinu eta kalkulua burutuko da.

### 3.4.1. Transmisio erlazioak

Martxa bakoitzerako, autoaren ekoizleak katalogoan zehazten dituen transmisio erlazioak erabiliko dira.

Transmisio erlazioak	
1. martxa	3,778:1
2. martxa	1,944:1
3. martxa	1,185:1
4. martxa	0,816:1
5. martxa	0,625:1
Atzeranzko martxa	3,6:1
Diferentziala	3,647:1

3.3.Taula. Transmisio erlazioak.

Diferentzialaren transmisio erlazioa, berriz, autoaren abiadura maximoa kontuan hartuz kalkulatu da. Motorraren biraketa abiadura eta 5. martxako transmisio erlazioa ezagunak direnez, gurpiletan abiadura maximo hori lortzeko diferentzialak aplikatu beharko duen erredukzioa kalkulatu daiteke.

$$i_d = \frac{n_{pot.max.}}{i_5 * n_g} \quad 3.22. formula$$

$i_d$ : Diferentzialaren transmisio erlazioa [-]

$n_{pot.max.}$ : Potentzia maximoko abiadura [rpm]

$i_5$ : 5. martxako transmisio erlazioa [-]

$n_g$ : Gurpilen abiadura [rpm]

Gurpilen biraketa abiadura ( $n_g$ ) kalkulatzeko, autoaren abiadura lineal maximoa gurpilen erradioarekin zatitu beharko da.

$$n_g = \frac{v_{max}}{\pi * \phi_g} \quad 3.23. formula$$

$v_{max}$ : Autoaren abiadura maximoa [km/h]

$\phi_g$ : Gurpilen diametroa

Beraz, honako hau izango da diferentzialaren transmisio erlazioaren balioa:

$$n_g = \frac{197 \frac{km}{h} * \frac{1h}{60min} * \frac{1000m}{1km}}{\pi * 0,56871m} = 1837,69 \text{ bira/min}$$

$$i_d = \frac{4000 \frac{bira}{min}}{0,625 * 1837,69 \frac{bira}{min}} = 3,48$$

### 3.4.2. Abiaduren diagrama

Motorraren abiadura eta transmisioaren erlazioak ezagututa, martxa bakoitzean gurpilek izango duten biraketa abiadura kalkulatu daiteke honako ekuazio honen bidez:

$$n_g = n_m * i_k * i_d \quad 3.24. formula$$

Non,

$n_g$ : Gurpilen biraketa abiadura [rpm]

$n_m$ : Motorraren biraketa abiadura [rpm]

$i_k$ : Kutxa aldagailuaren transmisio erlazioa [–]

$i_d$ : Diferentzialaren transmisio erlazioa [–]

Bestalde, autoak izango duen abiadura lineala kalkulatzeko, gurpilen abiadura angeluar hori aurretik kalkulatu den gurpilen erradioarekin biderkatu beharko da.

$$V = n_g * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} * r_g$$

Non,

$V$ : Autoaren abiadura lineala [m/s]

$r_g$ : Gurpilen erradioa [m]

Hortaz, bi ekuazio horiek aplikatuz, martxa bakoitzean autoak izango duen abiadura erabilgarriaren tarteak kalkulatu da. Horretarako, motorraren biraketa abiadura maximoarekin (4000 rpm) eta minimoarekin (1500 rpm) burutuko da kalkulua.

5.martxarako, adibidez:

- **Motorra 1500 rpm-tara**

$$n_g = 1500 \text{ rpm} * \frac{1}{0,625} * \frac{1}{3,48} = 689,655 \text{ bira/min}$$

$$V_5 = 689,655 \frac{\text{bira}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} * \frac{0,56871 \text{ m}}{2} = 20,54 \text{ m/s} = \mathbf{73,93 \text{ km/h}}$$

- **Motorra 4000 rpm-tara**

$$n_g = 4000 \text{ rpm} * \frac{1}{0,625} * \frac{1}{3,48} = 1839,08 \text{ bira/min}$$

$$V_5 = 1839,08 \frac{\text{bira}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} * \frac{0,56871 \text{ m}}{2} = 54,76 \text{ m/s} = \mathbf{197,15 \text{ km/h}}$$

Lorturiko azken emaitzan egiaztatu daiteke, egindako kalkulua zuzena dela. Izan ere, azken martxan motorraren biraketa abiadura maximoarekin lortutako abiadura eta autoaren ezaugarri teknikoetan adierazten den abiadura maximoa bat datoz.

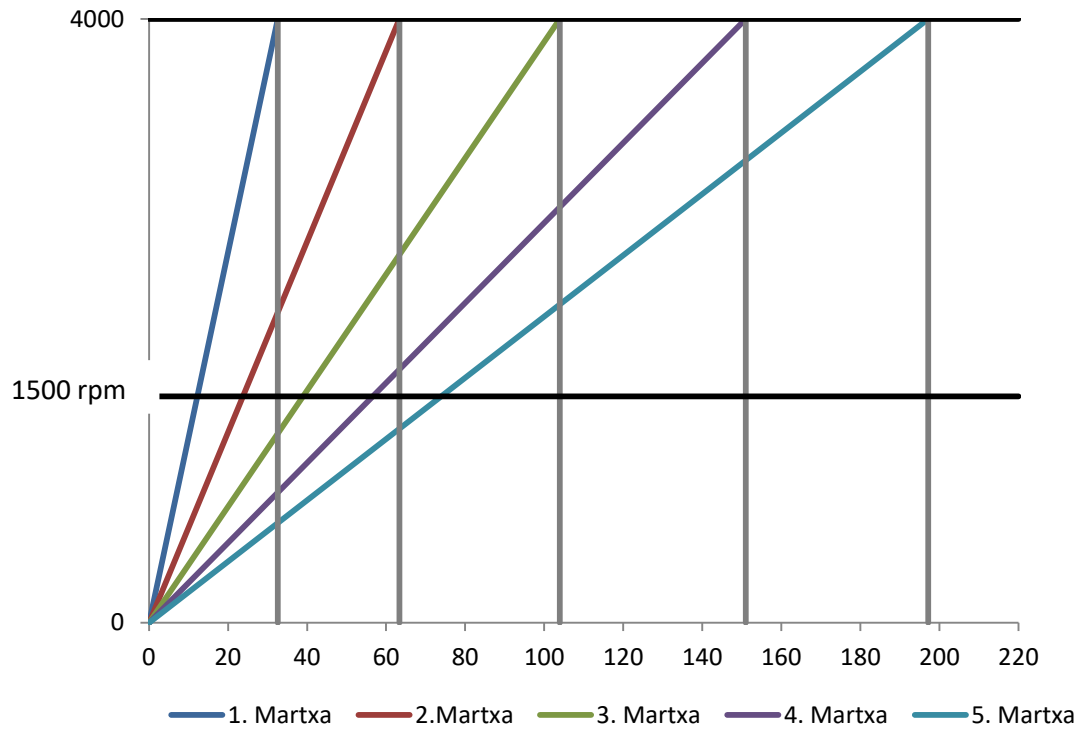
Diferentzialaren transmisio erlazioa finkoa da eta bere balioa 3,48 da kasu guztietan.

	Kutxaren transmisio erlazioa	Autoaren abiadura [km/h]	
		$n_m = 1500 \text{ rpm}$	$n_m = 4000 \text{ rpm}$
1. martxa	3,778:1	12,23	32,61



2. martxa	1,944:1	23,78	63,38
3. martxa	1,185:1	38,99	103,98
4. martxa	0,816:1	56,63	151,01
5. martxa	0,625:1	73,93	197,15
Atzeranzko martxa	3,6:1	12,84	34,23

3.4.Taula.Autoaren abiadurak.



3.14.Irudia. Abiaduren diagrama.

### 3.4.3. Ibilgailuaren gaitasuna

Aurretik azaldu den bezala, autoak ibiltzean bere mugimenduari kontra egiten dioten indar erresistentetek eragiten diote eta haien balioak “3.2. Ibilgailuaren analisi dinamikoa” atalean kalkulatu dira.

<b>Errodaturagatiko erresistentzia</b>	Lur askea	1775,61 N
	Asfaltoa	301,85 N
<b>Maldagatiko erresistentzia</b>	2840,98 N	
<b>Inertziagatiko erresistentzia</b>	5122,3 N	
<b>Erresistentzia aerodinamikoa</b>	1556,85 N	

3.5.Taula.Erresistentzia indarren balioak.

Abiadura-kaxaren funtzioa, martxa ezberdinen erlazioen bidez motorretik jasotako pare biderkatu eta indar erresistentetek sorturikoa baino pare handiagoa lortzea da. Jarraian, muturreko martxek lorturiko pare, kasuan kasuko egoerarik kritikoenean sorturiko pare erresistentea baino handiagoa dela ziurtatuko da.

### 3.4.3.1. Lehenengo martxaren konprobaketa

Kasu honetan ez da aireagatik erresistentzia kontuan hartuko, martxa horretan autoak izan dezakeen abiadura maximoan bere eragina mesprezagarria kontsideratu daitekeelako. Hortaz, honakoa izango da gurpiletan sortuko den erresistentzia indarra:

$$F_r = R_r + R_p + R_j$$

$$F_r = 1775,61 N + 2840,976 N + 5122,3 N = 9738,886 N$$

Indar hori gurpilen erradioaz biderkatuz, biraketa pare erresistentearen balioa kalkulatu da.

$$T_r = F_r * r_g \quad 3.25. formula$$

$$T_r = 9738,886 N * \left(\frac{0,56871}{2}\right) m = 2769,3 Nm$$

Azkenik, abiadura-kaxak eta multzo erreduktoreak motorraren parean egindako biderkadurarekin, gurpiletan sorturiko pare eragilea kalkulatu eta pare erresistentea baino handiagoa dela egiaztatuko da.

$$T_g = T_{max} * r_1 * r_d * \mu \quad 3.26. formula$$

$$T_g = 250 Nm * 3,778 * 3,48 = 3286,86 Nm$$

$$T_g > T_r$$

### 3.4.3.1 Bosgarren martxaren konprobaketa

Kasu honetan, ez dira inertiagatik eta maldagatik erresistentziak kontuan hartuko, martxa horretan ez delako azelerazio handirik ematen eta aldapa handirik igotzen.

Hortaz,

#### Indar eta momentu erresistenteak

$$F_r = R_r + R_a$$

$$F_r = 301,85 N + 1556,847 N = 1858,697 N$$

$$T_r = 1858,697 N * \left(\frac{0,56871}{2}\right) m = 528,53 Nm$$

#### Momentu eragilea

$$T_g = 250 Nm * 0,625 * 3,48 = 543,75 Nm$$

Emaitzetan ikus daiteke momentu eragilea erresistentea baino handiagoa dela, beraz, erlazioa egokia da.

### 3.4.4. Engranajeak

Elementu mekaniko hauek abiaduraren erredukzioa burutzeaz arduratuko dira. Egoera bakoitzean beharrezkoa den erredukzioaren arabera, sinkronizataileen bidez engranaje bikote egokia aukeratuko da eta potentzia ardatz primarioetik sekundarioa transmitituko da, azken honek diferentzialari eragingo diolarik. Abiadura kutxan potentziaren transmisioa bi ardatz paraleloren artean ematen denez, engranajeak hortz zuzenekoak edo helikoidalekoak izan daitezke.

Aurreranzko martxetarako erabiliko diren engranajeak zilindriko helikoidalak izango dira. Hauen bidez, hortzen arteko talkak eta higadura nabarmenki murriztu eta transmisio isilagoa lortuko baita.

Izan ere, engranaje helikoidaletan, hortz zuzenekoetan ez bezala, hortz bikoteen arteko kontaktua gradualki hortzen zabalera osoan ematen da. Gainera, hortzen inklinazioa dela-eta, engranajea distantzia luzeagoan ematen da, eta horren ondorioz, hortz bikoteen arteko kontaktu denbora luzeagoa da.

Atzeranzko martxarako, berriz, hortz zuzeneko engranajeak erabiliko dira

#### 3.4.4.1. Engranajeen hortz kopuru minimoa

Diseinatuko diren gurpil eta pinoien hortzen artean kontaktu inperfektuak eta zatatsiak sortzen dituzten sartzerik egon ez daitezen, izan beharko duten hortz kopuru minimoa zehaztu beharko da. Hortz bat bestean sartze horri, **interferentzia** esaten zaio eta pinoiaren hortz kopurua gurpilaren hortz kopuruarekin alderatuz oso txikia denean gertatzen da.

Erabiliko diren Stub motako hortz zuzeneko engranajeetan pinoiaren hortz kopuru minimoa 14koa da.

$$Z_n \geq 14$$

Hortz helikoidaleko engranajeei dagokienez, hortz helikoidaleko engranaje baten hortz kopuruaren ( $Z$ ) eta bere baliokidea den hortz zuzeneko engranajearen hortz kopuruaren ( $Z_n$ ) arteko erlazioa ezaguna izanik, interferentzia arriskurik gabe izan dezaketen hortz kopuru minimoa zehaztu daiteke.

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \rightarrow \frac{Z}{\cos^3 \beta} \geq 14 \rightarrow Z_{min} = 14 * \cos^3(\beta)$$

$Z_n =$  Hortz zuzeneko engranaje zilindrikoaren hortz kopurua

$Z =$  Hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoaren hortz kopurua

Azkenik, hortzen inklinazio angelua ( $\beta$ ) 20°-koa dela suposatuz, honako hau izango da hortz kopuru minimoa engranaje zilindriko helikoidalaren kasuan

$$Z_{min} = 14 * \cos^3(20) = 11,62 \rightarrow Z_{min} = 12$$

### 3.4.4.2. Engranajeen hortz kopurua

Erabiliko diren engranajeak helikoidalak direnez eta bi ardatzak paraleloak izango direnez, engranaje bikote bakoitzean beta angelua konstantea izan beharko da. Balio hori 10° eta 30° artean egotea komeni da, horregatik, hori ziurtatzeko 20°-ko inklinazio angelua ezarriko da engranaje guztientzat.

Bestalde, ardatz primarioko engranajeek dagozkien ardatz sekundarioko engranajeekin engranatu dezaten, bi ardatzen arteko distantzia konstante mantendu behar da. Hau da, honako baldintza geometriko hau bete beharko da:

$$d = Z_n * m_n + Z'_n * m_n = kte.$$

Engranaje helikoidalen kasuan ardatzen arteko distantzia honako ekuazio honen bidez kalkulatu da:

$$a = \frac{m * (Z_n + Z'_n)}{2 \cos \beta} \quad 3.27. formula$$

Modulua, a distantzia eta betaren balioak berdinak direnez gurpil guztientzat

$$Z_x + Z'_x = kte.$$

Transmisio erlazioak kontuan hartuz,

$$i_1 = 3,778:1 \rightarrow Z'_1 = 3,778 * Z_1 \rightarrow Z_1 + Z'_1 = 4,778 * Z_1$$

$$i_2 = 1,944:1 \rightarrow Z'_2 = 1,944 * Z_2 \rightarrow Z_2 + Z'_2 = 2,944 * Z_2$$

$$i_3 = 1,185:1 \rightarrow Z'_3 = 1,185 * Z_3 \rightarrow Z_3 + Z'_3 = 2,185 * Z_3$$

$$i_4 = 0,816:1 \rightarrow Z'_4 = 0,816 * Z_4 \rightarrow Z_4 + Z'_4 = 1,816 * Z_4$$

$$i_5 = 0,625:1 \rightarrow Z'_5 = 0,625 * Z_5 \rightarrow Z_5 + Z'_5 = 1,625 * Z_5$$

$$i_{AM} = 3,6:1 \rightarrow Z'_{AM} = 3,6 * Z_{AM} \rightarrow Z_{AM} + Z'_{AM} = 4,6 * Z_{AM}$$

Lortutako adierazpen horiek eta bi engranajeen hortzen batura konstante mantentzen saiatu behar dela kontuan hartuz, martxa bakoitzari dagokion hortz kopurua kalkulatu da.

#### 1. Martxako hortz kopurua

Kasu honetan, pinoiari hortz kopuru minimoa ezarriko zaio engranaje guztietatik txikiena delako. Hori eta erlazio transmisioa kontuan hartuz, koroaren hortz kopurua kalkulatu da.

$$Z_1 = 12 \rightarrow Z'_1 = 3,778 * 12 = 45,336$$

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z'_1} = \frac{12}{45,336} = 0,2647$$

$Z_1 = 12$	$Z'_1 = 45,336$	$i_1 = 0,2647$
------------	-----------------	----------------

## 2. Martxako hartz kopurua

Transmisio erlazioa  $i_2 = 1,944$ : 1 dela kontuan hartuz,

$$\begin{cases} Z_2 + Z'_2 = Z_1 + Z'_1 = 59 \\ Z'_2 = 1,944 * Z_2 \rightarrow Z_2 + Z'_2 = 2,944 * Z_2 \end{cases} \rightarrow 2,944 * Z_2 = 59 \rightarrow \begin{cases} Z_2 = 20,04 \\ Z'_2 = 38,96 \end{cases}$$

$Z_2 = 20$	$Z'_2 = 39$	$i_2 = 0,5128$
------------	-------------	----------------

## 3. Martxako hartz kopurua

Transmisio erlazioa  $i_3 = 1,185$ : 1 dela kontuan hartuz,

$$\begin{cases} Z_3 + Z'_3 = 59 \\ Z'_3 = 1,185 * Z_3 \rightarrow Z_3 + Z'_3 = 2,185 * Z_3 \end{cases} \rightarrow 2,185 * Z_3 = 59 \rightarrow \begin{cases} Z_3 = 27 \\ Z'_3 = 31,99 \end{cases}$$

$Z_3 = 27$	$Z'_3 = 32$	$i_3 = 0,8438$
------------	-------------	----------------

## 4. Martxako hartz kopurua

Transmisio erlazioa  $i_4 = 0,816$ : 1 dela kontuan hartuz,

$$\begin{cases} Z_4 + Z'_4 = 59 \\ Z'_4 = 0,816 * Z_4 \rightarrow Z_4 + Z'_4 = 1,816 * Z_4 \end{cases} \rightarrow 1,816 * Z_4 = 59 \rightarrow \begin{cases} Z_4 = 32,49 \\ Z'_4 = 26,51 \end{cases}$$

$Z_4 = 32$	$Z'_4 = 27$	$i_4 = 0,844$
------------	-------------	---------------

## 5. Martxako hartz kopurua

Transmisio erlazioa  $i_5 = 0,625$ : 1 dela kontuan hartuz,

$$\begin{cases} Z_5 + Z'_5 = 59 \\ Z'_5 = 0,625 * Z_5 \rightarrow Z_5 + Z'_5 = 1,625 * Z_5 \end{cases} \rightarrow 1,625 * Z_5 = 59 \rightarrow \begin{cases} Z_5 = 36,31 \\ Z'_5 = 22,69 \end{cases}$$

$Z_5 = 36$	$Z'_5 = 23$	$i_5 = 0,639:1$
------------	-------------	-----------------

### 3.4.4.3. $\beta$ angeluaren kalkulua

$$\frac{(12 + 47)}{\cos 20^\circ} = 62,787$$

$$62,787 = \frac{(20 + 39)}{\cos \beta_2} \rightarrow \beta_2 = 20,00^\circ$$

$$62,787 = \frac{(27 + 32)}{\cos \beta_2} \rightarrow \beta_3 = 20,00^\circ$$

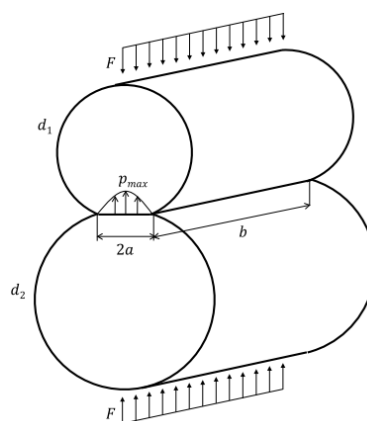
$$62,787 = \frac{(32 + 27)}{\cos \beta_2} \rightarrow \beta_4 = 20,00^\circ$$

$$62,787 = \frac{(36 + 23)}{\cos \beta_2} \rightarrow \beta_5 = 20,00^\circ$$

### 3.4.4.4. Engranajeen moduluaren kalkulua higadurara

Engranajeen modulua kalkulatzeko, hortzen gainazal hutsegitea kontuan hartzen duen prozedura erabiliko da.

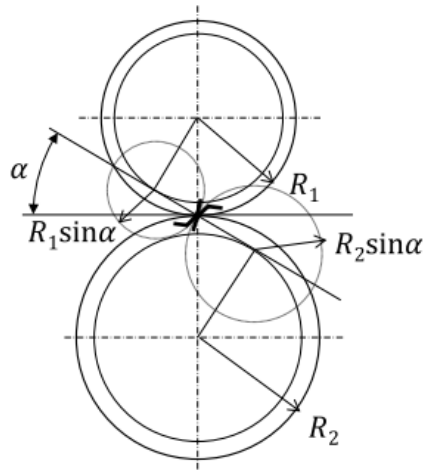
Metodo hori, zilindroen arteko kontaktua aztertzen duen Hertz-en ekuazioan oinarritzen da hortzen arteko kontaktuaren konpresio indarra kalkulatzeko. Hertz-ek kalkulatuakoaren arabera, bi zilindroen arteko kontaktu presio maximoa honakoa da:



3.15. Irudia. Zilindroen arteko kontaktua.

$$P_{max}^2 = \frac{2 * F}{\pi * b} * \frac{\frac{1}{d_1} \pm \frac{1}{d_2}}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad 3.28. formula$$

Adierazpen hori bi engranajeren hortzen arteko kontaktura egokitzeko,  $d_1 = 2R_1 * \sin \alpha$  eta  $d_2 = 2R_2 * \sin \alpha$  diametroko zilindroen arteko kontaktua bailitzan aztertuz eta presioa maximoa  $\sigma_c$  izendatuz, honako ekuazioa lortuko da:



3.16. Irudia. Hortzen arteko kontaktua.

$$\sigma_c^2 = 0,35 * \frac{F}{b} * \frac{\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \quad 3.29. formula$$

Lorturiko adierazpenetik, kontaktu indarra, F, bakanduz eta errodadura presioaren ekuazioa ordezkatzuz,

$$K = \frac{2,86\sigma_c^2}{E} \quad 3.30. formula$$

$$F = \frac{b \cdot \sigma_c^2 \cdot r_m}{0,175 \cdot E} = 2 \cdot K \cdot b \cdot r_m = 2 \cdot K \cdot b \cdot R_1 \sin \alpha \cdot \frac{i}{i \pm 1} \quad 3.31. formula$$

Ekuazioan  $b = \psi \cdot m$  eta  $R = mz/2$  adierazpenak ordezkatzuz

$$F = 2 \cdot K \cdot \psi \cdot m \cdot \frac{mz}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{i}{i \pm 1}$$

Bestalde, indar tangentialaren honako bi adierazpen ezberdin hauek berdinduz, ezezagun bakartzat modulua duen adierazpena lortuko da.

$$1) F_t = T_1/R_1 = \frac{2 \cdot T_1}{m \cdot z_1}$$

$$2) F_t = F \cos \alpha = 2 \cdot K \cdot \psi \cdot m \cdot \frac{mz}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{i}{i \pm 1} \cdot \cos \alpha$$

$$\frac{2 \cdot T_1}{m \cdot z_1} = 2 \cdot K \cdot \psi \cdot m \cdot \frac{mz}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{i}{i \pm 1} \cdot \cos \alpha$$

Adierazpen horretan moduluak bakanduz,

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad 3.32. formula$$

Hortzen gainazaleko hutsegitea ekiditeko, K presioaren balioa presioaren balio onargarri maximoa ( $K_{onar.}$ ) baino txikiagoa izan beharko da, eta horretarako, moduluak balio minimo bat izan beharko du.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{onar.} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Non,

$m$ : Pinoiaren hortzen modulu minimoa [cm]

$T_1$ : Pinoiaren momentu tortsorea [kg · cm]

$i$ : Transmisio erlazioa [–]

$K_{onar.}$ : Errodadurako presio onargarri maximoa [kg/cm<sup>2</sup>]

$\psi$ : Engranajearen gidatze faktorea

$z_1$ : Pinoiaren hortz kopurua

$\alpha$ : Hortzen presio angelua

Ekuazio hori aplikatu ahal izateko,  $i \geq 1$  izan behar da. Hori dela-eta, 5. eta 6. martxen kasuan baldintza hori betetzen ez denez, moduluak kalkulatu ahal izateko  $i \rightarrow \frac{1}{i}$  aldaketa egingo da.

Bestalde, transmisioa hortz helikoidalak erabiliz diseinatuko denez, hortz zuzeneko eta helikoidaleko engranajeen hortz kopuruaren arteko baliokidetasun kontzeptua kontuan hartuz, honakoa izan beharko da hortz helikoidaleko engranaje baten moduluaren balio minimoa:



$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1) \cdot (\cos \beta)^6}{K_{onar.} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad 3.33. formula$$

$\beta$ : Hortzen helize angelua

Jarraian, martxa bakoitzeko ekuazioko aldagai ezberdinek hartzen duten balioa esperimentalki lortutako datu tauletatik edo aurretik zehaztutako datuetatik lortuko da.

Engranaje guztietan erabiliko den materiala 14NiCrMo13-4 altzairu zementatu aleatua izango da.

#### 3.4.4.4.1. $K_{onar}$ , errodadura presio onargarria

Aldagai honen balioa, gurpilen fabrikaziorako erabilitako materialaren elastikotasun koefizientearen, gogortasunaren eta engranajeak iraun beharko duen ziklo kopuruaren arabera da.

Ondorengo taulan, material ezberdinetarako errodadura presioaren formula aplikatuz lortutako emaitzak ageri dira.

VALORES DE $K_{ADM}$ [kg/cm <sup>2</sup> ] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm <sup>2</sup> )	Revoluciones/minuto del piñón o rueda									K min	
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500		2500
Fundición	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
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm <sup>2</sup>	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm <sup>2</sup>	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

#### 3.17. Irudia. $K$ onargarriaren balioak.

Engranaje guztietarako erabiliko den materiala altzairu zementatu eta tenplatu da eta pinoiaren biraketa abiadura, martxa bakoitzaren erredukzioaren arabera da.

izango da. Lehenengo martxako pinoiari dagokionez, ardatz primarioan kokaturik dago, eta beraz, izango duen biraketa abiadura 2375rpm-koa izango da. Hortaz,  $K_{onar,5000}$ -ren balioa ezagutzeko, 2500rpm eta 1500rpm balioen artean interpolatu beharko da.

$$\frac{2500 - 1500}{125 - 150} = \frac{3250 - 2500}{K_{onar,5000} - 125} \rightarrow K_{onar,5000} = 106,25 \text{ kg/cm}^2$$

Taulan, 5000h-ko iraupenerako balioak ageri dira, eta iraupen hori martxa bakoitzeko engranajeen iraupenarekin bat ez datorrenez, lorturiko balioak x.taulan ageri den  $\varphi$  koefizientearekin biderkatu beharko dira. Koefiziente horrek engranajeen iraupenaren arabera handitu edo txikitu egiten du errodadura presio onargarriaren balioa.

$$K_{onar,i} = \varphi_i \cdot K_{onar,5000}$$

Zerbitzu orduak	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
$\varphi$	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

3.6.Taula.  $\varphi$  koefizientearen balioak.

Hortaz,  $\varphi$ -ren balioa taularen bidez lortzeko martxa bakoitzak iraun beharko duen ordu kopuru hurbildua zehaztuko da.

Gaur egun, auto baten batz besteko bizitza 350.000 km ingurukoa izaten da. Beraz, iraupen hori izan dezan diseinatuko da autoaren transmisioa. Horrekin batera, auto baten batz besteko abiadura 70 km/h ingurukoa dela kontuan hartuz, honakoa izango da autoaren bizi iraupena ordutan eta martxa bakoitzean ibilitako ordu kopurua:

$$\frac{350.000 \text{ km}}{70 \text{ km/h}} = 5000 \text{ h}$$

Martxa	Erabilera ehunekotan	Erabilera ordutan
1	%7	350 h
2	%20	1000 h
3	%30	1500 h
4	%30	1500 h
5	%10	500 h
AM	%3	150 h
<b>Orduak guztira</b>		<b>5000 h</b>

3.7.Taula. Martxen erabilera denbora.

Beraz, honako hauek izango dira  $\varphi$  eta  $K_{onar}$ -en balioak 1. martxarako

$$\frac{625 - 312}{2 - 2.5} = \frac{350 - 312}{\varphi_{350h} - 2.5} \rightarrow \varphi_{350h} = 2.44$$

$$K_{onar,350h} = \varphi_{350h} \cdot K_{onar,5000} = 2,44 \cdot 106,25 \text{ kg/cm}^2 = 259,25 \text{ kg/cm}^2$$

Gainerako martxekin prozedura bera jarraituz, hurrengo taulan ageri diren balioak lortu dira:

Martxa	Piñoiaren abiadura (rpm)	$K_{onar,5000}$	Zerbitzu orduak	$\varphi$	$K_{onar,i}$
1	3250 rpm	106,25 $\text{kg/cm}^2$	350	2,44	259,25 $\text{kg/cm}^2$
2	3250 rpm	106,25 $\text{kg/cm}^2$	1000	1,74	<b>184,88 <math>\text{kg/cm}^2</math></b>
3	3250 rpm	106,25 $\text{kg/cm}^2$	1500	1,52	<b>161,50 <math>\text{kg/cm}^2</math></b>
4	3850,71 rpm	91,23 $\text{kg/cm}^2$	1500	1,52	<b>138,67 <math>\text{kg/cm}^2</math></b>
5	5086,07 rpm	80 $\text{kg/cm}^2$	500	2,20	<b>176 <math>\text{kg/cm}^2</math></b>

3.8.Taula. K onargarriaren balioak.

#### 3.4.4.4.2. $\psi$ , gidatze faktorea

Faktore hau adimentsionala da eta engranajearen aplikazioaren arabera balio gomendagarri hauek ditu:

FACTOR DE GUIADO $\psi$	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

3.18.Irudia.Gidatze faktorearen balioak.

Engranajeen aplikazioa kontuan hartuz,  $\psi = 10$  balioa izatea erabaki da.

#### 3.4.4.4.3. $T$ , biraketa pare

Engranaje bikote bakoitzeko pinoiak jasan beharko duen momentu bihurtzailea kokaturik dagoen ardatzaren arabera izango da.

1., 2. eta 3. martxen kasuan pinoia ardatz primarioan dago kokaturik, ondorioz, pare motorretik jasotzen duen berdina izango da.

$$T_1 = T_2 = T_3 = 250 \text{ Nm} = 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

4. eta 5. martxen kasuan, berriz, pinoia ardatz sekundarioan egongo da kokaturik eta horren ondorioz, jasaten duen parearen balioa motorrak eragindakoa baino txikiagoa izango da. Erredukzioa martxa bakoitzaren transmisio erlazioaren arabera izango da.

$$T_4 = 250 \text{ Nm} \cdot \frac{27}{32} = 210,94 \text{ Nm} = 2150,25 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_5 = 250 \text{ Nm} \cdot \frac{23}{36} = 159,72 \text{ Nm} = 1628,13 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Lortutako datuak laburbilduz,

Martxa	T	i	$\beta$	$K_{onar.}$	$\alpha$
1	2548,42 kg · cm	47/12	20°	259,25 kg/cm <sup>2</sup>	20°
2	2548,42 kg · cm	39/20	20°	184,88 kg/cm <sup>2</sup>	20°
3	2548,42 kg · cm	32/27	20°	161,50 kg/cm <sup>2</sup>	20°
4	2150,25 kg · cm	27/32	17,14°	138,67 kg/cm <sup>2</sup>	20°
5	1628,13 kg · cm	23/36	20°	176,00 kg/cm <sup>2</sup>	20°

3.9.Taula. Martxa bakoitzaren datuak.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1) \cdot (\cos \beta)^6}{K_{onar.} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

1. martxa

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{47}{12} + 1\right) \cdot (\cos 20^\circ)^6}{259,25 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 12^2 \cdot \frac{47}{12} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,332 \text{ cm} = 3,32 \text{ mm}$$

2. martxa

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{39}{20} + 1\right) \cdot (\cos 20^\circ)^6}{184,88 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 20^2 \cdot \frac{39}{20} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,282 \text{ cm} = 2,82 \text{ mm}$$

3. martxa

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{32}{27} + 1\right) \cdot (\cos 20^\circ)^6}{161,50 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 27^2 \cdot \frac{32}{27} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,258 \text{ cm} = 2,58 \text{ mm}$$

4. martxa

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2150,25 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{32}{27} + 1\right) \cdot (\cos 17,14^\circ)^6}{138,67 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 27^2 \cdot \frac{32}{27} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,265 \text{ cm} = 2,65 \text{ mm}$$

5. martxa

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1628,13 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{36}{23} + 1\right) \cdot (\cos 20^\circ)^6}{176 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 23^2 \cdot \frac{36}{23} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,231 \text{ cm} = 2,31 \text{ mm}$$

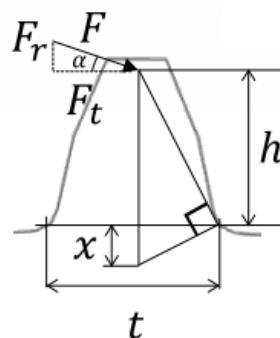
serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	

3.19.Irudia.Moduluen balio gomendatuak.

### 3.4.4.5. Engranajeen moduluaren egiaztapena

Aurreko atalean kalkulaturako moduluaren balioa egiaztatzeko, **hortzen makurduraren irizpidea** erabiliko da. Teoria hori, engranajearen hortzak oinarrian jasaten duen tentsioaren kalkuluan eta bere materialaren araberako tentsio horren onargarritasunean oinarritzen da.

Oinarriko tentsioaren balioa kalkulatzeko, mutur batean landaturako habe bat bailitzan aztertzen da hortza, bere muturrean hortzen arteko  $F$  kontaktu indarrak eragiten duelarik.



3.20.Irudia.Hortzaren gaineko indarra.

Osagai erradialak ( $F_r$ ) sortzen duen konpresio tentsioaren eragina mesprezatu egiten da bere balioa baxua delako eta erabili ohi diren materialek konpresioarekiko jasangarritasun handiagoa dutelako. Hortaz, hortzaren oinarriko tentsioaren balioa honakoa izango da:

$$\sigma = \frac{M \cdot t/2}{I} = \frac{F_t \cdot h \cdot t/2}{b \cdot t^3/12} = \frac{6 \cdot F_t \cdot h}{b \cdot t^2} \quad 3.34. \text{ formula}$$

Non, b engranajearen zabalera den. Triangeluen antzekotasun erlazioak aplikatuz,

$$\frac{t/2}{x} = \frac{h}{t/2} \rightarrow \frac{t^2}{h} = 4x$$

Adierazpen hori tentsioaren ekuazioan ordezkatzuz,

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot 2 \cdot x/3}$$

Azkenik, ekuazioa pausuarekin biderkatuz eta zatituz eta erlazio hauek kontuan hartuz,

$$y = 2x/3p$$

$$p = \pi \cdot m$$

$$Y = \pi \cdot y$$

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot p \cdot 2 \cdot x/(3 \cdot p)} = \frac{F_t}{b \cdot p \cdot y} = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y} \quad 3.35. \text{ formula}$$

Y aldagaiari Lewis-en forma faktorea esaten zaio eta bere balioa engranajearen hertz kopuruaren arabera taularatuta dago. Engranaje helikoidalen kasuan, taula hori erabili ahal izateko engranaje zuzenen hertz kopuru baliokidea ezagutu beharko da.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

3.21.Irudia.Lewis-en forma faktorearen balioak.

Bestalde, tentsioaren balioa ezagutzeko indar tangentialaren balioa kalkulatu beharko da lehenik, ondorengo formula erabiliz:

$$F_t = \frac{Pot}{w \cdot R} \quad 3.35. formula$$

Non,

$Pot =$  Pinoiak transmititutako potentzia (W)

$w =$  Pinoiaren abiadura angeluarra (rad/s)

$R =$  Pinoiaren erradioa (m)

Behin aldagai guztiak definituta, martxa bakoitzari egokitutako moduluaren neurria egokia den kalkulatu da. Horretarako, aurreko ataletan definitutako zenbait balio kontuan hartuko dira.

$$Pot = 85000 W$$

$$\psi = 10$$

$$m = 4 mm$$

1. martxaren egiaztapenerako, hortzak jasango duen tentsioa kalkulatzeko beharrezkoak diren azaldutako pausuak jarraituko dira.

$$w_1 = 3250 \text{ bira/min} = 340,34 \text{ rad/s}$$

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \cos \beta_1} = \frac{4 \cdot 12}{2 \cdot \cos 20} = 25,54 \text{ mm} = 0,02554m$$

$$F_t = \frac{85000 N \cdot m/s}{340,34 \text{ rad/s} \cdot 0,02554m} = 9778,81 N = 996,82 kg$$

Y-ren balioa lortzeko, aurretik aipatu den bezala, hertz zuzeneko engranaje baliokidearen hertz kopurua ezagutu beharko da.

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{12}{\cos^3 20} = 14,46 \rightarrow Y = 0,283$$

$$\sigma = \frac{996,82 kg}{10 \cdot 0,4 cm \cdot 0,4 cm \cdot 0,283} = 2201,46 kg/cm^2 = 22,02 kg/mm^2$$

Hortzak jasango duen tentsio makurtzailearen balioa materialaren tentsio onargarria baino baxuagoa denez, zehaztutako modulua egokia izango da.

$$\sigma < \sigma_{onar} \rightarrow \text{Ez da hortzaren hausturarik gertatuko}$$

Gainerako martxetan egiaztapen prozedura berdina jarraituz, hurrengo taulan ageri diren datuak lortu dira:

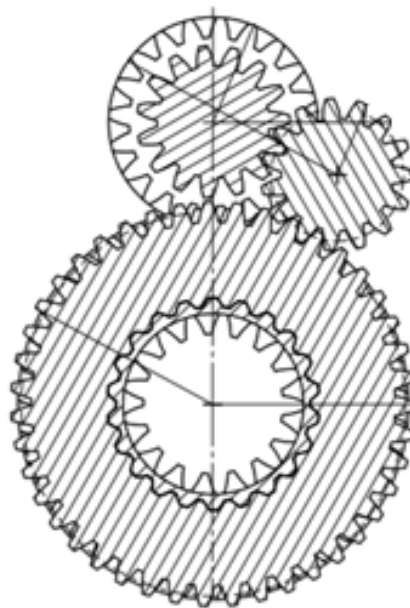
	$R(mm)$	$F_t(kg)$	$Y[-]$	$\sigma$	$\sigma_{onar}(kg/mm^2)$
1	25,54	996,82	0,277	2201,46 $kg/cm^2$	10.000 $kg/cm^2$
2	42,57	598,04	0,337	1109,13 $kg/cm^2$	10.000 $kg/cm^2$
3	57,47	442,99	0,365	758,54 $kg/cm^2$	10.000 $kg/cm^2$
4	56,51	380,24	0,360	660,14 $kg/cm^2$	10.000 $kg/cm^2$
5	48,95	332,34	0,353	588,43 $kg/cm^2$	10.000 $kg/cm^2$

3.10.Taula. Moduluaren egiaztapena.

Taulan ikus daiteke, martxa guztien kasuan tentsioaren balioa materialaren balio onargarriaren azpitik dagoela, eta beraz, 4mm-ko modulua egokia izango da.

### 3.4.4.6. Atzeranzko martxaren azterketa

Atzeranzko martxaren diseinua gainerakoen desberdina da. Izan ere, biraketa noranzkoa aldatu ahal izateko, ardatz primarioko eta sekundarioko engranajeen artean hirugarren engranaje bat sartu egiten da, xxx. irudian ikus daitekeen bezala.



3.22.Irudia.Atzeranzko martxaren kokapena.

Diseinu baldintza hori kontuan hartuz, ardatzetako engranajeak ezingo dira zuzenean kontaktuan egon, eta beraz, haien erradioen batura bi ardatzen arteko distantzia baino txikiagoa izan beharko da.

Bi ardatzen arteko distantzia hori aurreko atalean definituta geratu da honako ekuazio honen bidez:

$$a = \frac{m * (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{4 \text{ mm} * (12 + 47)}{2 \cos 20^\circ} = 125,573 \text{ mm}$$



Hortaz, ardatzetako engranajeen erradioen arteko baturak honako baldintza hau bete beharko du:

$$R_1 + R_2 = \frac{m * (Z_1 + Z_2)}{2} < 125,573 \text{ mm}$$

Hortzei dagokienez, martxa honetako engranajeak hortz zuzenekoak izango dira, hori dela-eta jasan beharko dituzten esfortzuak handiagoak izango dira.

Hasierako datuetan adierazi den bezala, atzeranzko martxaren erlazioa  $i_{AM} = 3,1:1$  da, beraz, hiru gurpilen artean erredukzio hori lortzeko konbinaziorik egokiena bilatu beharko da. Erdiko gurpilak erredukzioan eraginik ez duenez, beste bien hortz kopurua zehaztuta dagoenean diseinu baldintza bete dadin dimentsionatuko da.

Hortz zuzeneko engranajeak erabiliko direnez, interferentziarik egotea ekiditeko gurpil txikien hortz kopurua 15 izatea erabaki da. Pinoiari minimo hori esleituz gero, honakoak izango dira transmisioaren gainerako balioak:

$Z_1$	$Z_2$	Erredukzio totala
15	43	2,87

3.11.Taula. Atzeranzko martxaren gurpilen hortzak.

Balio horiek ezagututa, diseinu baldintza bete dadin hirugarren engranajeak izan beharko dituen dimentsioak kalkulatu ditzakegu.

$$R_1 + R_2 = \frac{m * (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{4 \text{ mm} * (15 + 43)}{2} = 116 \text{ mm}$$

Erdiko engranajearen erradioaren balioa lortzeko Pitagorasen teorema aplikatuz,

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

$$\left(\frac{4 * 15}{2} + R_3\right)^2 + \left(\frac{4 * 43}{2} + R_3\right)^2 = 125,573^2$$

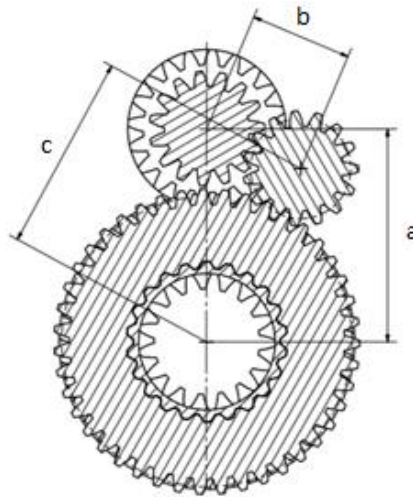
$$R_3 = 26,2632 \text{ mm}$$

Beraz, hiru engranajeek modulu berdina izan behar dutenez,

$$R_3 = 26,2632 \text{ mm} = \frac{m * Z_3}{2} = \frac{4 * Z_3}{2} \rightarrow Z_3 = 13,1316 \rightarrow Z_3 = 15$$

Azkeneko kalkuluan hortz kopuru osoa lortzeko egindako hurbilketa hori dela-eta, aurretik zehaztu den  $90^\circ$ -ko angeluaren balioa aldatu egingo da. Muntaketa arazorik ez izateko, biraketaren noranzkoa aldatzen duen erdiko engranajearen posizio konkretua jakitea beharrezko da, eta horretarako, kosinuaren teorema aplikatuko da.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \theta$$



### 3.23. Irudia. Atzeranzko martxaren distantziak.

$$a^2 = (R_1 + R_3)^2 + (R_2 + R_3)^2 - 2 \cdot (R_1 + R_3) \cdot (R_2 + R_3) \cdot \cos \theta$$

$$b = R_1 + R_3 = \frac{4 \text{ mm} \cdot (15 + 15)}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$c = R_2 + R_3 = \frac{4 \cdot (15 + 43)}{2} = 116 \text{ mm}$$

$$125.573^2 = (60)^2 + (116)^2 - 2 \cdot 60 \cdot 116 \cdot \cos \theta$$

$$\theta = 84,69^\circ$$

Azkenik, atzeranzko martxaren dimentsio guztiak definituta daudela, aurretik zehaztutako moduluaren balioa egokia den egiaztatuko da. Egiaztapen hori, gainerako martxetan egin den bezala, bi irizpideren arabera izango da. Hala ere, atzeranzko martxaren kasuan engranajearen hortzak zuzenak direnez, ekuazioen forma aldatu egingo da zenbait kasutan.

- **Iraupen eta higadura egiaztapena**

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{onar} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Aurreko atalean atzeranzko martxarako 150 orduko iraupena definitu dela eta bere biraketa abiadura 3250 bira/min-koa dela kontuan hartuz, honako hauek izango dira  $\varphi$  eta  $K_{onar}$ -en balioak:

$$\text{Zerbitzu orduak} = 150 \rightarrow \varphi_{150h} = 3,2$$

$$\text{Biraketa abiadura} = 3250 \text{ bira/min} \rightarrow K_{onar,5000} = 106,25 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{onar,150h} = \varphi_{150h} \cdot K_{onar,5000} = 3,2 \cdot 106,25 \text{ kg/cm}^2 = 340 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai horiek moduluaren ekuazioan ordezkatzuz,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \left(\frac{43}{15} \pm 1\right)}{340 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 15^2 \cdot \frac{43}{15} \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 0,310 \text{ cm} = 3,10 \text{ mm}$$

Emaitzan ikus daiteke, iraupen eta higadura baldintzak beteko dituela 4mm-ko moduluarekin.

- **Erresistentzia egiaztapena**

Erresistentziaren araberako frogapena egiteko, lehen egin den bezala hortzean aplikaturiko indar maximoa kalkulatu da.

$$w_1 = 3250 \text{ bira/min} = 340,34 \text{ rad/s}$$

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{4 \cdot 15}{2} = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

$$F_t = \frac{85000 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{340,34 \text{ rad/s} \cdot 0,03 \text{ m}} = 8325,01 \text{ N} = 848,62 \text{ kg}$$

Indar horrek hortzaren oinarrian eragingo duen tentsioa kalkulatzeko, hortz kopuruaren araberako Lewis-en forma faktorea dagokion taulatik lortu eta formula aplikatu da.

$$Z_1 = 15 \rightarrow Y = 0,277$$

$$\sigma = \frac{848,62 \text{ kg}}{10 \cdot 0,4 \text{ cm} \cdot 0,4 \text{ cm} \cdot 0,277} = 1914,77 \text{ kg/cm}^2 = 187,84 \text{ N/mm}^2$$

Hortzak jasango duen tentsio makurtzailearen balioa materialaren tentsio onargarria baino baxuagoa denez, zehaztutako modulua egokia izango da erresistentziaren ikuspuntutik.

$$187,84 \text{ N/mm}^2 < 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma < \sigma_{onar} \rightarrow \text{Ez da hortzaren hausturarik gertatuko}$$

### 3.4.4.7. Engranajeen dimentsionaketa

HORTZ HELIKOIDALEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

- **Hortzen dimentsioak**

Modulu aparentea

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \beta_a} \quad 3.36. \text{ formula}$$

Addenduma, hortzaren buruaren altuera:

$$h_k = m_r \quad 3.37. \text{ formula}$$

Dedenduma, hortzaren oinarriaren altuera:

$$h_b = m_r + j \quad 3.38. \text{ formula}$$

Lasaiera erradiala:

$$j = 0,25 \cdot m_r \quad 3.39. \text{ formula}$$

Hortzaren altuera:

$$h = h_k + h_b = 2m_r + j \quad 3.40. \text{ formula}$$

Pausu erreala:

$$p_r = \pi \cdot m_r = p_a \cdot \cos \beta_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \cos \beta_a}{z} \quad 3.41. \text{ formula}$$

Pausu aparentea

$$p_a = \pi \cdot m_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad 3.42. \text{ formula}$$

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m_r}{2} \quad 3.43. \text{ formula}$$

Hortzaren luzera erreala:

$$b_r = \psi \cdot m_r \quad 3.44. \text{ formula}$$

Hortzaren luzera aparentea (gurpilaren zabalera):

$$b_a = b_r \cdot \cos \beta_a \quad 3.45. \text{ formula}$$

#### - Angeluak

Presio angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

Presio angelu aparentea:

$$\frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} = \cos \beta_a \rightarrow \alpha_a = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) \quad 3.46. \text{ formula}$$

Hortzen inklinazio angelu aparentea:

$$\beta_a = 20^\circ$$

Hortzen inklinazio angelu erreala:

$$\frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} = \cos \alpha_a \rightarrow \beta_r = \tan^{-1}(\cos \alpha_a \cdot \tan \beta_a) \quad 3.47. formula$$

**- Gurpilaren dimentsioak**

Jatorrizko zirkunferentziaren diametroa

$$d = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a} \quad 3.48. formula$$

Kanpo zirkunferentziaren diametroa

$$d_k = d + 2 \cdot h_k = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a} + 2 \cdot m_r \quad 3.49. formula$$

Barne zirkunferentziaren diametroa

$$d_b = d - 2 \cdot h_b = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a} - 2 \cdot (m_r + j) \quad 3.50. formula$$

Oinarrizko zirkunferentziaren diametroa:

$$d_{ba} = d \cdot \cos \alpha_a \quad 3.50. formula$$

Gurpila	Mar.	Hortzen dimentsioak								
		z	$m_r$ (mm)	$m_a$ (mm)	$h_k$ (mm)	$h_b$ (mm)	$p_r$ (mm)	$p_a$ (mm)	$b_r$ (mm)	$b_a$ (mm)
1 P	1	12	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
1 K		47	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
2 P	2	20	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
2 K		39	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
3 P	3	27	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
3 K		32	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
4 P	4	32	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
4 K		27	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
5 P	5	36	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59
5 K		23	4	4,26	4	5	12,57	13,38	40	37,59

\*P: Pinoia; K: Koroa

Gurpila	Mar.	Hortzen angeluak				Gurpilen dimentsioak			
		$\alpha_r$ (°)	$\alpha_a$ (°)	$\beta_a$ (°)	$\beta_r$ (°)	$d$ (mm)	$d_k$ (mm)	$d_b$ (mm)	$d_{ba}$ (mm)
1 P	1	20	21,17	20	18,75	51,08	59,01	41,08	47,63
1 K		20	21,17	20	18,75	200,07	208,07	190,07	186,57
2 P	2	20	21,17	20	18,75	85,131	93,131	75,131	79,39
2 K		20	21,17	20	18,75	166,01	174,01	156,01	154,81
3 P	3	20	21,17	20	18,75	114,93	122,93	104,93	107,17
3 K		20	21,17	20	18,75	136,21	144,21	126,21	127,02
4 P	4	20	21,17	20	18,75	136,21	144,21	126,21	127,02

<b>4 K</b>		20	21,17	20	18,75	114,93	122,93	104,93	107,17
<b>5 P</b>	<b>5</b>	20	21,17	20	18,75	153,24	161,24	143,24	142,90
<b>5 K</b>		20	21,17	20	18,75	97,90	105,90	87,90	91,29

3.12.Taula. Hertz helikoidaleko engranajeen dimentsioak.

## HORTZ ZUZENeko ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

- **Hortzen dimentsioak**

Addenduma, hortzaren buruaren altuera:

$$h_k = m \quad 3.51. formula$$

Dedenduma, hortzaren oinarriaren altuera:

$$h_b = m + j \quad 3.52. formula$$

Lasaiera erradiala:

$$j = 0,25 \cdot m \quad 3.53. formula$$

Hortzaren altuera:

$$h = h_k + h_b = 2m + j \quad 3.54. formula$$

Pausua

$$p = \pi \cdot m = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad 3.55. formula$$

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad 3.56. formula$$

Hortzaren luzera:

$$b = \psi \cdot m \quad 3.57. formula$$

- **Angeluak**

Presio angelua:

$$\alpha = 20^\circ$$

- **Gurpilaren dimentsioak**

Jatorrizko zirkunferentziaren diametroa

$$d = m \cdot z \quad 3.58. formula$$

Kanpo zirkunferentziaren diametroa

$$d_k = d + 2 \cdot h_k = m \cdot z + 2 \cdot m \quad 3.59. \text{ formula}$$

Barne zirkunferentziaren diametroa

$$d_b = d - 2 \cdot h_b = m \cdot z - 2 \cdot (m + j) \quad 3.60. \text{ formula}$$

Oinarrizko zirkunferentziaren diametroa:

$$d_{ba} = d \cdot \cos \alpha \quad 3.61. \text{ formula}$$

Gurpila	Hortzen dimentsioak							Gurpilen dimentsioak			
	z	m(mm)	h <sub>k</sub> (mm)	h <sub>b</sub> (mm)	p(mm)	b(mm)	α(°)	d <sub>(mm)</sub>	d <sub>k</sub> (mm)	d <sub>b</sub> (mm)	d <sub>ba</sub> (mm)
AM1	15	4	4	5	12,57	40	20	60	68	50	56,38
AM2	15	4	4	5	12,57	40	20	60	68	50	56,38
AM3	43	4	4	5	12,57	40	20	172	180	162	161,63

3.13.Taula. Hortz zuzeneko engranajeen dimentsioak.

### 3.4.4.8. Engranajeen kontaktu erlazioa (m<sub>p</sub>)

Kontaktu erlazioak, edozein momentutan kontaktuan dauden engranaje kopurua ehunekotan adierazten du. Bere balioa, kontaktu luzera (Z) eta oinarrizko pausuaren (p<sub>b</sub>) arteko zatiketa eginez lortzen da.

$$\varepsilon_k = \frac{Z}{p_b} = \frac{\sqrt{(r_p + h_k)^2 - (r_p \cdot \cos \alpha)^2} + \sqrt{(r_g + h_k)^2 - (r_g \cdot \cos \alpha)^2} - a \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad 3.62. \text{ formula}$$

Kontaktu erlazioaren balioa 1 denean, hortz batek kontaktuan egoteari utzi eta beste batek hasiko du etengabe. Hau gertatzearen arrazoiak hortzen arteko espazioaren akats txikiak dira eta abiaduraren oszilazioak, bibrazioak eta zarata eragiten dituzte hortzak engranajetan hasterakoan ematen diren talken ondorioz.

Kontaktu erlazioaren balioa 1 baino handiagoa bada, berriz, karga hortz gehiagoren artean banatuko da, eta ondorioz, potentzia handiagoa transmititu ahal izango du engranaje bikoteak. Horregatik, kontaktu erlazioaren balioa ahalik eta handiena izan beharko da.

Funtzionamendu leuna lortzeko kontaktu erlazio minimo onargarria 1,2 da, fabrikazio eta muntaketa akatsak direla eta  $\varepsilon_k < 1$  izatera heltzea ekiditeko.

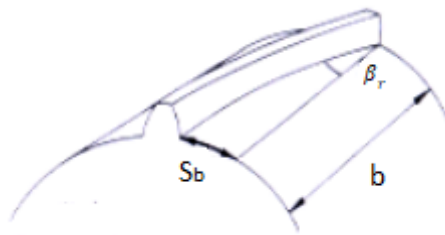
Ekuazioa engranajeen geometriaren arabera aldagaiez dago osaturik eta balio horiek aurreko atalean lortu direnez, zuzenean kontaktu erlazioaren balioa kalkulatu da.

Atzeranzko martxa	r	h <sub>k</sub>	α(°)	m	a	m <sub>p</sub>
Pinoia	30 mm	4mm	20	4	116 mm	1,91
Gurpila	86 mm	4mm	20	4		

3.14.Taula. Atzeranzko martxaren kontaktu erlazioa.

Emaitzan ikus dezakegu, atzeranzko martxako engranajeen kontaktu erlazioaren balioa onargarria baino altuagoa dela, eta beraz, ez dela abiaduraren oszilaziorik edo bibrazioarik emango hortzen kontaktuan.

Aurreranzko martxen kontaktu erlazioaren kalkulurako, beste aldagai berri bat kontuan hartu beharko da, martxa hauen engranajeak hartz helikoidalez daudelako osaturik. Engranaje hauen kasuan, hortz batek ez dio aldi berean kontaktu egiteari uzten bere luzera osoan. Hau da, hortzaren mutur batek kontaktua bukatzean, beste muturrak oraindik arku luzera bat ( $s_b$ ) biratu beharko du bukatzeko, **oinarriko saltoa** deritzona. Horren ondorioz, kontaktu arku salto horrekin bat datorren distantzian handitu egiten da eta ekuazioa aldatu egingo da.



3.24. Irudia. Hortz helikoidala.

$b_a$ : Hortzaren zabalera

$\beta_r$ : Hortzaren inklinazio angelua

$s_b$ : Oinarriko saltoa

$$s_b = b_a \cdot \tan \beta_r \quad 3.63. formula$$

Beraz, hortz helikoidaleko engranajeen kasuan kontaktu erlazioaren balioa altuagoa izango da. Honakoa izango da ekuazioa:

$$\epsilon_k = \frac{Z + b_a \cdot \tan \beta_r}{p_b} \quad 3.64. formula$$

$$\epsilon_k = \frac{\sqrt{(r_p + h_k)^2 - (r_p \cdot \cos \alpha_a)^2} + \sqrt{(r_g + h_k)^2 - (r_g \cdot \cos \alpha_a)^2} - a \sin \alpha_a + b_a \cdot \tan \beta_r}{\pi \cdot m_a \cdot \cos \alpha_a}$$

“3.3.6.1. Engranajeen dimentsionaketa” atalean lorturiko balioak ekuazioan ordezkatzuz, hurrengo taulan ageri diren emaitzak lortu dira.

$$b_a = 37,59 \text{ mm}$$

		$r$	$h_k$	$\alpha_a(^{\circ})$	$\beta_r(^{\circ})$	$a$	$m_a$	$\epsilon_k$
1. Martxa	Pinoia	25,54	4	21,17	18,75	125,58	4,26	2,48
	Koroa	100,04	4	21,17	18,75		4,26	
2. Martxa	Pinoia	42,57	4	21,17	18,75	125,58	4,26	2,52
	Koroa	83,01	4	21,17	18,75		4,26	



3. Martxa	Pinoia	57,47	4	21,17	18,75	125,58	4,26	2,52
	Koroa	68,11	4	21,17	18,75		4,26	
4. Martxa	Pinoia	68,11	4	21,17	18,75	125,58	4,26	2,52
	Koroa	57,47	4	21,17	18,75		4,26	
5. Martxa	Pinoia	76,62	4	21,17	18,75	125,57	4,26	2,51
	Koroa	48,95	4	21,17	18,75		4,26	

3.15.Taula. Aurreranzko martxen kontaktu erlazioa.

Kasu guztietan lorturiko balioa 2,5 ingurukoa da. Horrek esan nahi du beti egongo direla gutxienez 2 hortz kontaktuan, eta denboraren %50ean 3 hortz. Beraz, engranaje bikote guztien kontaktua egokia dela ondorioztatu daiteke.

### 3.4.4.9. Engranajeen kontaktu indarrak

Motorraren biraketa transmititzeko gurpil gidariaren hortzak gurpil gidatuaren hortzean eragindako  $F$  indarra, marruskadura indarra arbuiauz, hortzaren gainazalarekiko perpendikularra da eta balio bera eta kontrako noranzkoa duen indar erresistente bat sortzen du.

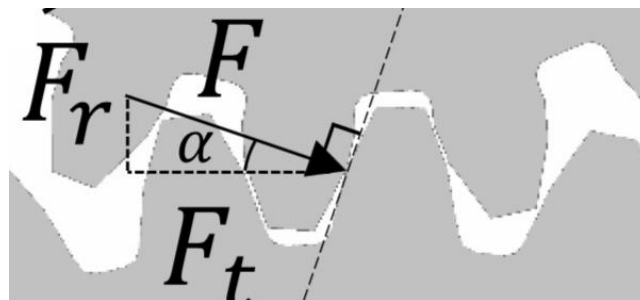
Indar horrek, kutxa aldagailuaren gainerako elementuen (ardatzak, errodamenduak, sinkronizatzaileak...) dimentsionaketa baldintzatu egiten du, eta beraz, bere balioa ezagutu behar da.

Orokorrean,  $F$  kontaktu indarrak osagai tangenzial bat ( $F_t$ ), osagai erradial bat ( $F_r$ ) eta zenbait kasutan osagai axial bat ( $F_a$ ) dauka. Osagai tangenziala da biraketa ardatzarekiko momentua eragiten duena, eta bere balioa transmititutako pareak zehazten du. Gainerako osagaiak T-ren eta gurpilaren ezaugarri geometrikoen funtzioan zehazten dira.

Hortaz, hortz zuzeneko eta helikoidaleko engranajeen ezaugarri geometrikoak ezberdinak direnez, indarren adierazpenak ere ezberdinak izango dira.

#### ENGRANAJE ZILINDRIKO ZUZENAK

Forma honetako hortzen kasuan, indarra bi osagitan banatzen da: indar tangenziala ( $F_t$ ) eta indar erradiala ( $F_r$ )



3.25.Irudia. Engranajeen arteko indarrak.

Indar tangenziala jatorrizko zirkunferentziarekiko ukitzaila da, eta lehen aipatu den bezala, potentziaren transmisioaz arduratzen da. Bere balioa kalkulatzeko, transmititzen duen biraketa parearen eta gurpilaren erradioaren arteko zatiketa egin beharko da:

$$F_t = \frac{T}{r}$$

Indar erradialak, berriz, zentroranzko norabidea dauka eta ardatzak elkarrekiko banatzeko joera du. Honen balioa, xxx. irudian ikus daitekeenez, indar tangenziala presio angeluaren tangentearekin biderkatuz lortuko da.

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

Beraz, aurreko ataletan lorturiko engranajeen geometriari buruzko datuak erabiliz hortz zuzeneko engranaje bakoitzak jasan beharko duen indarra kalkulatu da. Emaitzak ondorengo taulan ikus daitezke.

Gurpila	$T$ (kg · cm)	$r$ (mm)	$\alpha$ (°)	$F_t$ (N)	$F_r$ (N)
AM1	2548,42	30	20	8333,33	3033,08
AM2	2548,42	30	20	8333,33	3033,08
AM3	7305,47	86	20	8333,33	3033,08

3.16.Taula. Atzeranzko martxaren kontaktu indarrak.

Emaitzetan ikus daitekeenez, atzeranzko martxako hiru gurpilek indar bera jasan beharko dute. Horren arrazoia, gurpil eragileak gurpil gidatua bultzatzean, azken honek balio bereko erreakzioa sortzen duela da.

### ENGRANAJE ZILINDRIKO – HELIKOIDALAK

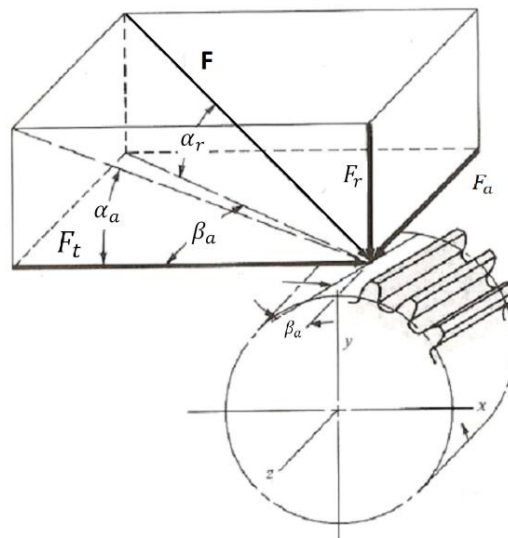
Hortz mota honetako engranajeetan, berriz, aurrekoan agertzen diren osagai tangenzialaz ( $F_t$ ) eta erradialaz ( $F_r$ ) gain, osagai axiala ( $F_a$ ) ere agertuko da.

Indar axialak ardatzaren norabidea izango du, eta honen ondorioz, ardatza eusteko erabiliko diren errodamenduek karga axialak jasan beharko dituzte.

Indar tangenzialaren balioa aurreko kasuan bezala, transmititutako biraketa parearen eta gurpilaren erradioaren arteko zatiketa egin eginez lortuko da.

$$F_t = \frac{T}{r}$$

Gainerako osagaiak, hortzaren geometria kontuan hartuz, indar tangenzialaren baliotik ondorioztatzen dira.



3.26. Irudia. Engranajeen arteko indarrak.

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_a$$

Formula horiek aplikatuz, engranaje zilindriko-helikoidalen kontaktu indarren kalkulua burutu da eta lorturiko emaitzak jarraian agertzen den taulan ikus daitezke.

Gurpila	$T (kg \cdot cm)$	$r (mm)$	$\alpha_r (^\circ)$	$\beta_a (^\circ)$	$F_t (N)$	$F_r (N)$	$F_a (N)$
1	2548,42 $kg \cdot cm$	25,54	20	20	9788,57	3791,40	3562,75
2	9981,31 $kg \cdot cm$	100,04	20	20	9788,57	3791,40	3562,75
3	2548,42 $kg \cdot cm$	42,57	20	20	5872,79	2274,70	2137,52
4	4969,42 $kg \cdot cm$	83,01	20	20	5872,79	2274,70	2137,52
5	2548,42 $kg \cdot cm$	57,47	20	20	4350,26	1684,95	1583,36
6	3020,35 $kg \cdot cm$	68,11	20	20	4350,26	1684,95	1583,36
7	2548,42 $kg \cdot cm$	68,11	20	20	3670,53	1421,70	1335,96
8	2150,25 $kg \cdot cm$	57,47	20	20	3670,53	1421,70	1335,96
9	2548,42 $kg \cdot cm$	76,62	20	20	3262,91	1263,81	1187,60
10	1628,13 $kg \cdot cm$	48,95	20	20	3262,91	1263,81	1187,60

3.17. Taula. Aurreranzko martxen kontaktu indarrak.

Aurreko kasuan bezala emaitzetan ikus daiteke, engranaje bikote bakoitzeko gurpiletan ageri diren indarren balioa berdina dela.

### 3.4.4.10. Diferentzialaren azterketa

Diferentzialaren transmisio erlazioa 3,647:1 da autoaren ekoizleak datu teknikoetan zehazten duen bezala. Hortaz, erlazio hori modu egokienean betetzen duen hortz kopurua bilatu beharko da lehenik eta behin.

$$i_d = \frac{Z_{koroa}}{Z_{pinoia}} = 3,647$$

Zenbait kasu ezberdin aztertu ondoren, honakoa izan da erlazioa hoberen betetzen duen hertz kopurua:

$$\begin{cases} Z_{koroa} = 62 \\ Z_{pinoia} = 17 \end{cases} \rightarrow i_d = \frac{62}{17} = 3,647$$

Jarraian, atzeranzko martxaren engranajeekin egin den bezala 4mm-ko modulua egokia den egiztatuko da. Diferentzialaren kasuan engranajeak hertz helikoidalekoak dira.

- **Iraupen eta higadura egiaztapena**

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_d \cdot (i_d \pm 1) \cdot (\cos \beta)^6}{K_{onar} \cdot \psi \cdot z_d^2 \cdot i_d \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Mekanismo diferentziala uneoro erabiltzen denez, bere engranajeen iraupena abiadura-kaxarenaren berdina izan beharko da, 5000 ordu. Hortaz,

$$K_{onar,5000} = 80 \text{ kg/cm}^2$$

Ekuazio horretan  $T_d$ -ren balioa kutxa aldagailuak transmititu beharko duen handiena izango da, hori baita kasurik kritikoa eta modulua baliorik altuena beharko duena. Biraketa pare maximoa 1. martxan emango da eta bere balioa  $T_d = 9981,31 \text{ kg} \cdot \text{cm}$  izango da.

$$T_d = T_{motor} \cdot i_1 = 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{47}{12} = 9981,31 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9981,31 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot (3,647 \pm 1) \cdot (\cos 20^\circ)^6}{80 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \cdot 17^2 \cdot 3,647 \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 0,62$$

Martxa	$i$	$T_d$	$m$
1	47/12	9981,31 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	0,62
2	39/20	4969,72 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	0,47
3	32/27	3020,35 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	0,34
4	27/32	2150,23 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	0,29
5	23/36	1628,16 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	1,35
AM	43/15	7305,47 $\text{kg} \cdot \text{cm}$	1,35

3.18.Taula. Diferentzialaren modulu minimoak.

**3.4.4.10.1 Diferentzialaren dimentsioak**

Jarraian, aurretik aipatu diren engranaje zilindriko helikoidalen ekuazioak aplikatuz, multzo diferentzialaren parte diren pinoia eta koroaren dimentsioak zehaztuko dira.

Gurpila	Hortzen dimentsioak								
	z	$m_r$ (mm)	$m_a$ (mm)	$h_k$ (mm)	$h_b$ (mm)	$p_r$ (mm)	$p_a$ (mm)	$b_r$ (mm)	$b_a$ (mm)
Pinoia	17	4	4,26	4	5	12,57	13,38	42,57	40
Koroa	62	4	4,26	4	5	12,57	13,38	42,57	40

Gurpila	Mar.	Hortzen angeluak				Gurpilen dimentsioak			
		$\alpha_r$ (°)	$\alpha_a$ (°)	$\beta_a$ (°)	$\beta_r$ (°)	$d$ (mm)	$d_k$ (mm)	$d_b$ (mm)	$d_{ba}$ (mm)
Pinoia	1	20	21,17	20	18,75	72,36	80,36	62,36	67,48
Koroa		20	21,17	20	18,75	263,92	271,92	253,92	246,11

3.19.Taula. Diferentzialaren gurpilen dimentsioak.

**3.4.4.10.2. Diferentzialaren indarrak**

Mekanismo diferentzialaren pinoiak eta koroak jasango dituzten indarrak momentu bakoitzean aukeratutako martxaren arabera aldatu egiten dira. Izan ere, martxa bakoitzaren bidez biraketa pare ezberdina helduko zaio diferentzialari. Hori dela-eta, kasu horietako bakoitzean F indarraren osagai ezberdinek hartzen duten balioa kalkulatu beharko da.

Aurretik aipatu den bezala, diferentzialaren gurpilak hortz helikoidalekoak dira eta hortzen inklinazio angelu aparentea  $\beta_a = 20^\circ$  eta kontaktu angelu erreala  $\alpha_r = 20^\circ$  dira.

Gainerako hortzekin egin den bezala, F indarraren osagai bakoitzari dagokion formula aplikatu eta ondorengo taulan ageri diren emaitzak lortu dira.

$$F_t = \frac{T}{r}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_a$$

Formula horiek aplikatzeko, lehenik diferentzialaren pinoiaren erradioa ezagutu beharko da.

$$r_{pinoi} = \frac{m \cdot Z_{pinoi}}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{4 \cdot 17}{2 \cdot \cos 20} = 36,18 \text{ mm}$$

Martxa	$i$	$T_d$	$F_t (N)$	$F_r (N)$	$F_a (N)$
1	47/12	9981,31 $kg \cdot cm$	27.063,75	10.482,58	9.850,40
2	39/20	4969,72 $kg \cdot cm$	13.475,11	5.219,30	4.904,54
3	32/27	3020,35 $kg \cdot cm$	8.189,51	3.172,03	2.980,74
4	27/32	2150,23 $kg \cdot cm$	5.830,23	2.258,22	2.122,03
5	23/36	1628,16 $kg \cdot cm$	4.414,66	1.709,93	1.606,81
AM	43/15	7305,47 $kg \cdot cm$	2.163,43	837,96	787,42

3.20.Taula. Diferentzialaren indarrak.

### 3.4.5. Ardatzak

Ardatzen dimentsionamendua bi pausutan egingo da. Lehenik, kalkulatu diren engranajeen indarren eta ardatza bakoitzaren aurre dimentsionamenduaren bidez, jasan beharko dituzten erreakzioak kalkulatu dira; eta horren ondoren, karga horiek jasateko ardatz bakoitzak izan beharko duen sekzio minimoa kalkulatu da. Modu horretan, ardatzen dimentsioak erabat definituta gelditu dira.

Ardatzen dimentsio nagusiak zehaztu ondoren, ardatzaren gaineko zenbait elementu eusteko beharrezkoak diren artekatuen dimentsioak kalkulatu dira.

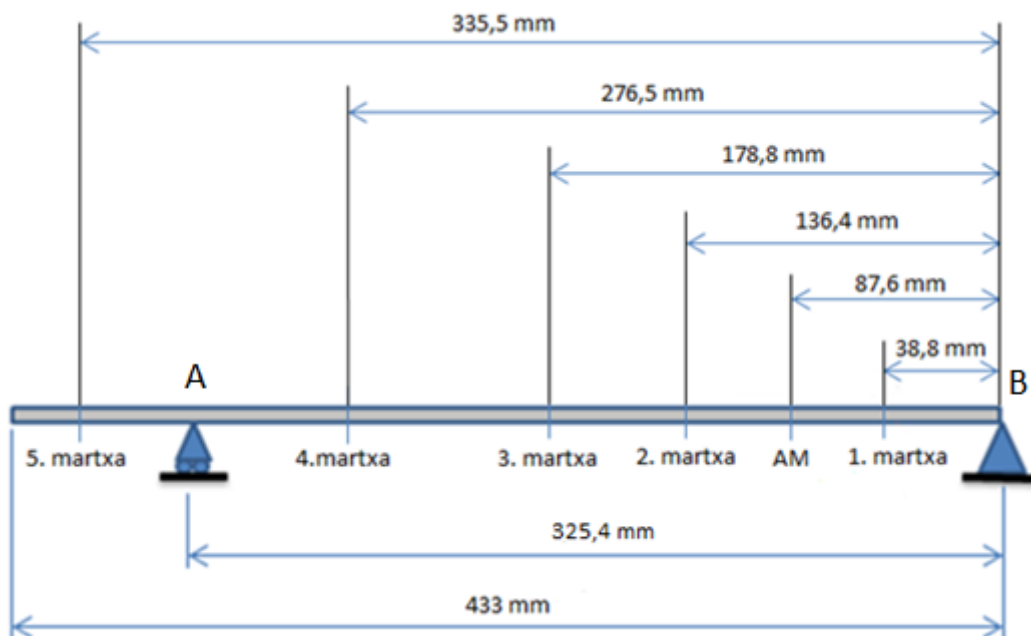
#### 3.4.5.1. Ardatzetako erreakzioak

Ardatzek jasan beharko dituzten erreakzioak, euste puntuen eta gainean muntatuta dituzten elementuen arabera izango dira. Horregatik, lehenik eta behin, ardatz bakoitzaren eskema hurbildua egin beharko da.

##### *Ardatz primarioa*

Ardatz honek motorretik heltzen den biraketa jasotzen du eta kasu bakoitzean aukeratutako martxako gurpilaren indarrak jasaten ditu. Hori dela-eta, ardatz primarioak martxa bakoitzean jasan beharko dituen esfortzuen kalkulua burutuko da.

Honakoa izango da ardatz primarioaren erreakzioen kalkulurako erabiliko den dimentsionamendu hurbildua egitura:



3.27. Irudia. Ardatz primarioaren aurre dimentsionamendua.

### 1. Martxa

Martxa honetan, 1. gurpila da biraketa ardatz sekundariora transmititzen duena. Horregatik, gurpil horrek eragiten dituenak izango dira ardatzak jasan beharko dituen indarrak.



3.28.Irudia. Ardatz primarioiko indarrak 1. martxan.

$$T_1 = 250 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 25,54 \text{ mm}$$

$$F_{t1} = 9788,57 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 3791,40 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 3562,75 \text{ N}$$

A eta B euskarrietako erreakzioak lortzeko oreka estatikoaren ekuazioak aplikatuz,

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xB} = F_{a1}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yA} + R_{yB} = F_{r1}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zA} + R_{zB} = F_{t1}$$

$$\sum M_y^A = 0 \rightarrow R_{zB} \cdot 0,3254 = F_{t1} \cdot 0,2866$$

$$\sum M_z^A = 0 \rightarrow R_{yB} \cdot 0,3254 = F_{r1} \cdot 0,2866 + F_{a1} \cdot 0,02554$$

Ezagunak diren balioak ekuazioetan ordezkatzuz,

$$R_{xB} = 3562,75 \text{ N}$$

$$R_{zB} = \frac{9788,57 \text{ N} \cdot 0,2866}{0,3254} = 8621,40 \text{ N}$$

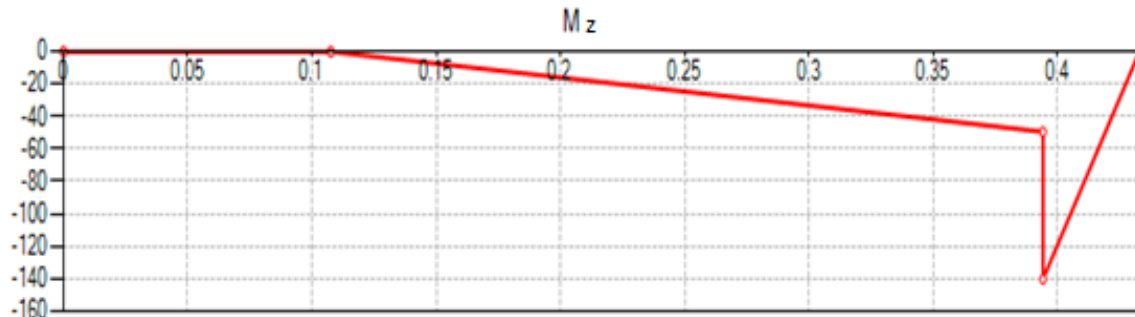
$$R_{yB} = \frac{(3791,40 \text{ N} \cdot 0,2866) + (3562,75 \text{ N} \cdot 0,02554)}{0,3254} = 3618,95 \text{ N}$$

$$R_{yA} = F_{r1} - R_{yB} = 3791,40 \text{ N} - 3618,95 \text{ N} = 172,45 \text{ N}$$

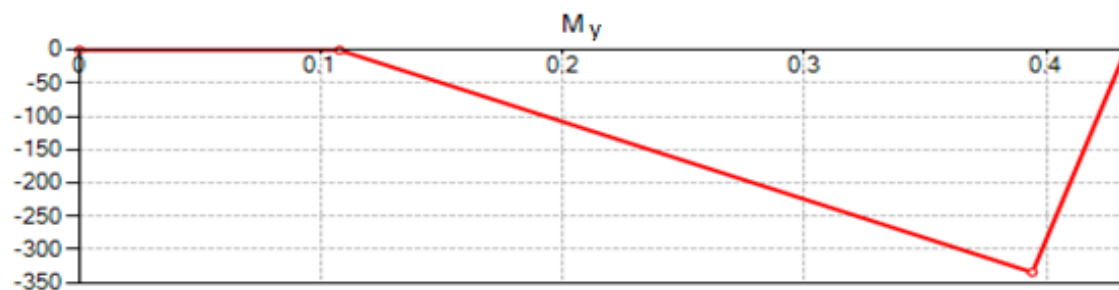


$$R_{ZA} = F_{t1} - R_{zB} = 9788,57 \text{ N} - 8621,40 \text{ N} = 1167,17 \text{ N}$$

Behin erreakzioak ezagututa, esfortzuen diagramak kalkulatu eta momentu maximoko puntua zein den kalkulatu da. Flexioa eragiten duten kargak bi norabide ezberdinetan jasaten dituzenez (z eta y), plano horietako bakoitzaren diagrama egin beharko da.



3.29. Irudia. Momentu makurtzailearen diagrama Z planoan.



3.30. Irudia. Momentu makurtzailearen diagrama Y planoan.

Diagrametan ikus daitekeenez, ardatzaren punturik kritikoena 1. martxako gorpila kokatzen den puntua da eta bertako momentuen balioak honako hauek dira:

$$T_1 = 2548,42 \text{ kg} \cdot \text{cm} = 25,48 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_y = 334,51 \text{ Nm}$$

$$M_z = 140,41 \text{ Nm}$$

Bi momentu makurtzaileen erresultantea honakoa izango da:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(334,51)^2 + (140,41)^2} = 362,78 \text{ Nm} = 36,98 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

### Martxa bakoitzeko erreakzio eta momentuak

Gainerako martxa guztietarako aurreko prozedura bera jarraituz, ardatz primarioak jasango dituen kargak kalkulatu dira. Jarraian ageri den taulan ikus daitezke kasu bakoitzean lorturiko kargen balioak.

Jarraian ageri den taulan, aurretik kalkulatu diren martxa bakoitzeko gorpilek eragindako indarrak adierazten dira.

Ardatz primarioiko kanpo indarrak				
	$F_t$ (N)	$F_r$ (N)	$F_a$ (N)	$r$ (mm)
1	9788,57	3791,40	3562,75	25,54
2	5872,79	2274,70	2137,52	42,57
3	4350,26	1684,95	1583,36	57,47
4	3670,53	1421,70	1335,96	68,11
5	3262,91	1263,81	1187,60	76,62
AM	8333,33	3033,08	-	30

3.21.Taula. Ardatz primarioiko indarrak.

Martxa bakoitzaren indarrak aplikatuz ardatz primarioaren euste puntuetan sorturiko indarrak ondorengo taulan ageri dira. Indar horien kalkulua eskuz egin da, eta horren ondoren, GIM softwarearen bidez emaitzak egiaztatu dira.

Ardatz primarioiko erreakzio indarrak						
Martxa	$T$ (Nm)	$R_{yA}$ (N)	$R_{zA}$ (N)	$R_{xB}$ (N)	$R_{yB}$ (N)	$R_{zB}$ (N)
1	250	173,98	1.167,17	3.562,75	3.617,42	8.621,40
2	250	673,86	2.461,73	2.137,52	1.600,84	3.411,06
3	250	646,2	2.390,37	1.583,36	1.038,75	1.959,89
4	250	928,42	3.118,93	1.335,96	493,28	551,60
5	250	1.173,94	2.772,57	1.187,60	89,84	490,34
AM	250	816,53	2243,39	-	2216,55	6089,94

3.22.Taula. Ardatz primarioiko erreakzioak.

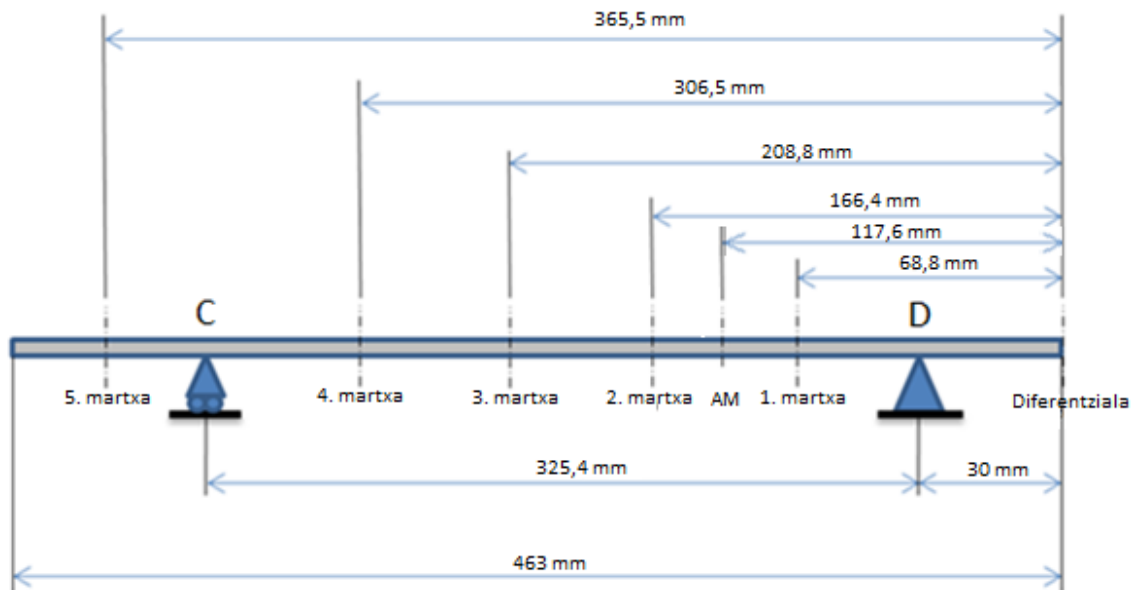
Ardatzean eragiten duten kanpo indarrek eta erreakzio indarrek bi norabideetan sorturiko momentu makurtzaileen balioa eta bere erresultantea honako hauek dira martxa bakoitzerako. Balio hauek ere, GIM softwarearen bidez egiaztatu dira.

Ardatz primarioiko momentu makurtzaileak			
Martxa	$M_y$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M$ (Nm)
1	334,51	140,41	<b>362,78</b>
2	465,27	218,35	<b>513,96</b>
3	350,42	185,75	<b>396,61</b>
4	152,52	136,39	<b>204,61</b>
5	159,57	29,11	<b>162,20</b>
AM	533,48	194,17	<b>567,72</b>

3.23.Taula. Ardatz primarioiko momentu makurtzaileak.

***Ardatz sekundarioa***

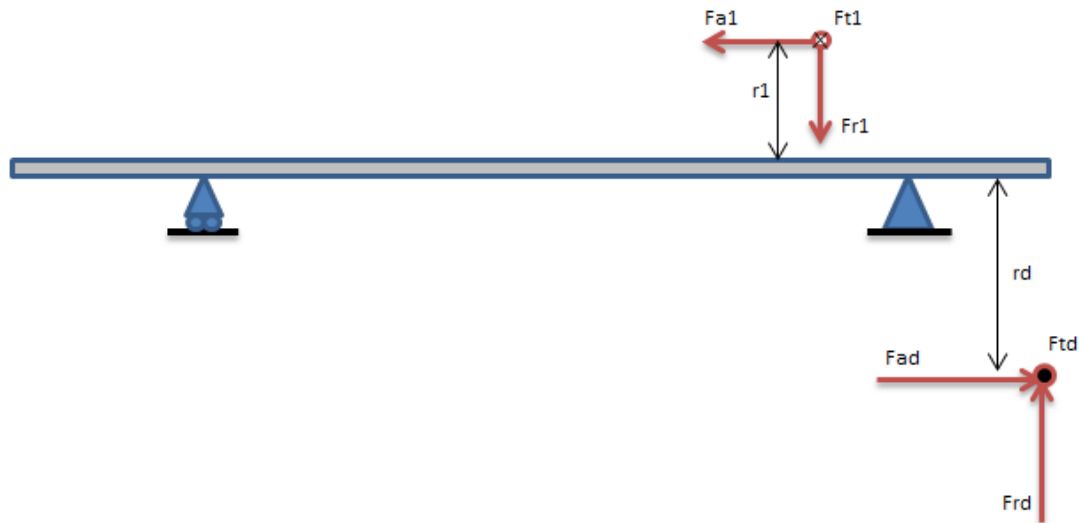
Ardatz sekundarioaren aurre dimentsionamendua hurrengo irudian ageri dena da. Ikus daitekeenez, abiadura ezberdinen martxez gain, diferentzialaren pinoiak eragindako indarra ere kontuan hartuko da. Gainera, pinoi hau etengabe (martxa guztietan) engranatuta dagoenez, bere eragina martxa guztien kalkuluan kontuan hartuko da.



3.31.Irudia. Ardatz sekundarioaren aurre dimentsionamendua.

Martxa ezberdinetan sorturiko indarrak eta momentu makurtzaileak kalkulatzeko, ardatz primarioan jarraitu den prozedura bera aplikatu da.

## 1. Martxaren kalkulua



3.32. Irudia. Ardatz sekundarioaren indarrak 1. martxan.

$$T_1 = 979,17 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 100,04 \text{ mm}$$

$$F_{t1} = 9788,57 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 3791,40 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 3562,75 \text{ N}$$

$$r_d = 36,18 \text{ mm}$$

$$F_{td} = 27063,75 \text{ N}$$

$$F_{rd} = 10482,58 \text{ N}$$

$$F_{ad} = 9850,40 \text{ N}$$

A eta B euskarrietako erreakzioak lortzeko oreka estatikoaren ekuazioak aplikatuz,

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} = F_{ad} - F_{a1}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yC} + R_{yD} = F_{r1} - F_{rd}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zC} + R_{zD} = F_{td} - F_{t1}$$

$$\sum M_y^C = 0 \rightarrow R_{zD} \cdot 0,3254 = F_{td} \cdot 0,3554 - F_{t1} \cdot 0,2866$$

$$\sum M_z^C = 0 \rightarrow R_{yD} \cdot 0,3254 = F_{r1} \cdot 0,2866 - F_{a1} \cdot 0,10004 - F_{ad} \cdot 0,03618$$

$$R_{xD} = 9850,40 \text{ N} - 3562,75 \text{ N} = 6284,65 \text{ N}$$

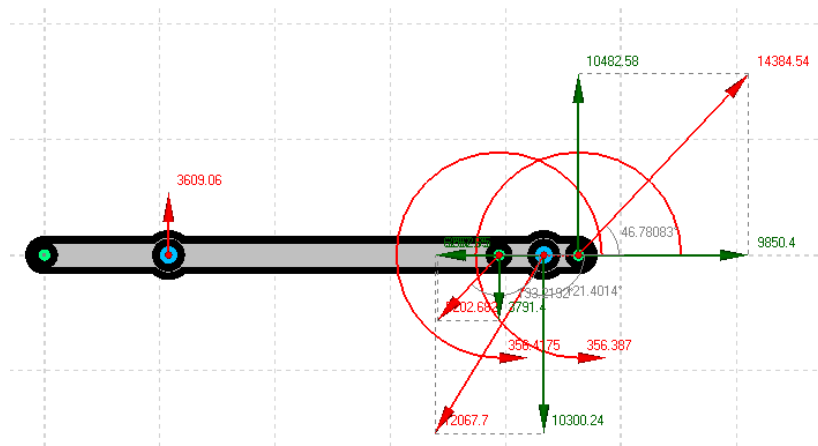
$$R_{zD} = \frac{(27063,75 \text{ N} \cdot 0,3554) - (9788,57 \text{ N} \cdot 0,2866)}{0,3254} = 20937,47 \text{ N}$$

$$R_{yD} = \frac{(3791,4 \text{ N} \cdot 0,2866) - (3562,75 \text{ N} \cdot 0,100) - (9850,4 \text{ N} \cdot 0,0362)}{0,3254} = -10300,24 \text{ N}$$

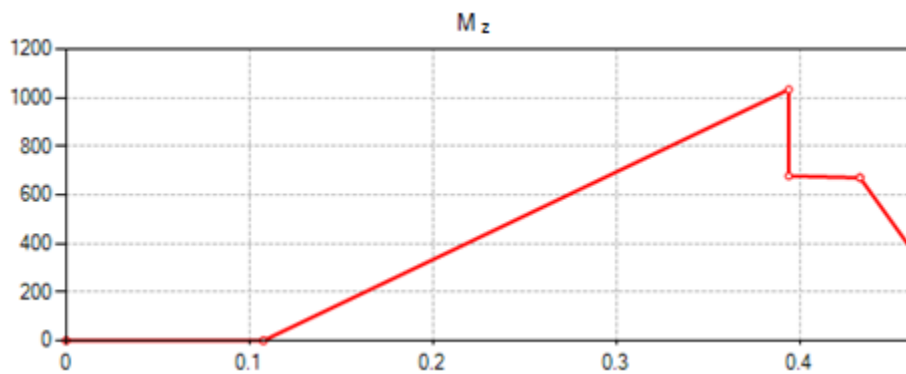
$$R_{yC} = F_{r1} - F_{rd} - R_{yD} = 3791,40 N - 10482,58 N + 10300,24 N = 3609,06 N$$

$$R_{zC} = F_{td} - F_{t1} - R_{zD} = 27063,75 N - 9788,57 N - 20937,47 N = -3662,29 N$$

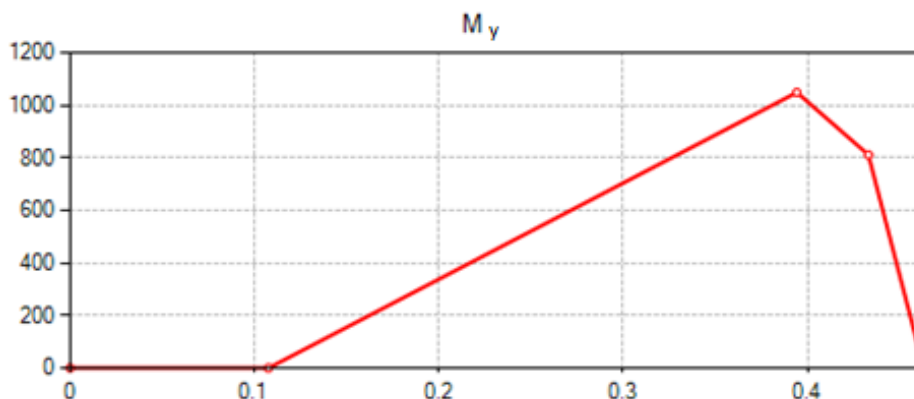
Aurreko kasuan bezala, esfortzuen diagramak irudikatu eta momentu maximoko puntua zein den kalkulatu da.



3.33.Irudia. GIM softwarearen bidezko emaitzen egiaztapena.



3.34.Irudia. Z ardatzeko momentu makurtzaileak.



3.35.Irudia. Y ardatzeko momentu makurtzaileak.

Diagrametan ikus daitekeenez, ardatzaren punturik kritikoena 1. martxako gurgila kokatzen den puntua da eta bertako momentuen balioak honako hauek dira:

$$T_1 = 979,17 \text{ Nm}$$

$$M_y = 1049,61 \text{ Nm}$$

$$M_z = 1034,36 \text{ Nm}$$

Bi momentu makurtzaileen erresultantea honakoa izango da:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(1049,61)^2 + (1034,36)^2} = 1473,63 \text{ Nm}$$

### Martxa bakoitzeko erreakzio eta momentuak

Jarraian ageri den taulan, aurretik kalkulatu diren martxa bakoitzeko gurpilek eragindako indarrak adierazten dira.

Ardatz sekundarioko kanpo indarrak								
Martxa	$F_t$ (N)	$F_r$ (N)	$F_a$ (N)	r (mm)	$F_{dt}$ (N)	$F_{dr}$ (N)	$F_{da}$ (N)	$r_d$ (mm)
1	9788,57	3791,40	3562,75	100,04	27063,75	10482,58	9850,4	36,18
2	5872,79	2274,70	2137,52	83,01	13475,11	5219,3	4904,54	36,18
3	4350,26	1684,95	1583,36	68,11	8189,51	3172,03	2980,74	36,18
4	3670,53	1421,70	1335,96	57,47	5830,23	2258,22	2122,03	36,18
5	3262,91	1263,81	1187,60	48,95	4414,66	1709,93	1606,81	36,18
AM	8333,33	3033,08	-	86	2163,43	837,97	787,42	36,18

3.24.Taula.Ardatz sekundarioko kanpo indarrak

1. martxarako erabili den prozedura bera jarraituz, ardatz sekundarioko euste puntuetako erreakzioak eta momentu makurtzaileak kalkulatu dira.

Ardatz sekundarioko erreakzio indarrak					
Martxa	$R_{yC}$ (N)	$R_{zC}$ (N)	$R_{xD}$ (N)	$R_{yD}$ (N)	$R_{zD}$ (N)
1	3609,06	-3662,29	6.287,65	-10.300,84	20937,47
2	2.259,65	-3704,06	2767,02	-5204,25	11306,38
3	1829,35	-3145,40	1397,38	-3.316,43	6984,65
4	1931,81	-3656,45	786,07	-2768,33	5816,15
5	2069,67	-4160,25	419,21	-2515,79	5312,00
AM	253,99	-2602,32	787,42	-760,69	-4159,95

3.25. Taula. Ardatz sekundarioko erreakzioak.

Ardatz sekundarioko momentu makurtzaileak		
$M_y$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M$ (Nm)
1049,61	1034,36	1473,63

700,06	427,07	820,04
461,12	268,18	533,43
174,91	144,52	226,89
159,56	152,79	220,92
618,83	60,40	621,77

3.26.Taula. Ardatz sekundarioko momentu makurtzaileak.

**Atzeranzko martxaren ardatza**

Ardatz honetan, biraketaren noranzkoa aldatzen duen gurpila dago kokaturik. Hori dela-eta, soilik atzeranzko martxa erabiltzerakoan jasango du karga. Horrez gain, martxa honetako gurpilak hortz zuzenekoak direnez, ardatzak jasango duen karga horrek osagai erradiala bakarrik izango du, ez du izango osagai axialik.

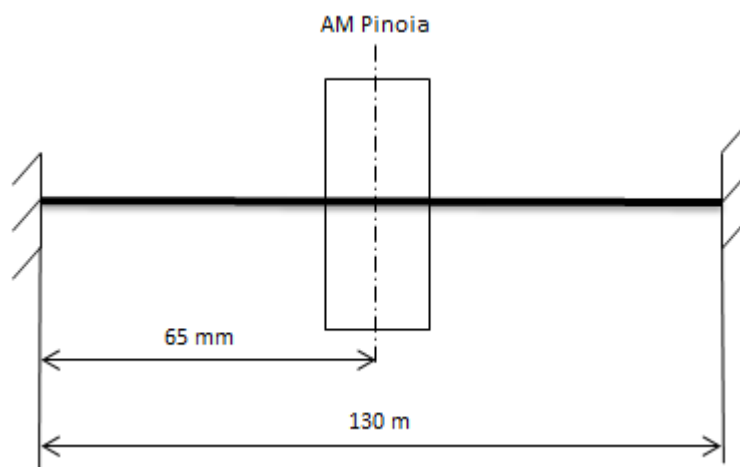
Martxa honetako engranajeen hortzen kontaktuak eragindako indarrak aurreko atalean kalkulatu dira eta honako hauek dira bere balioak.

Gurpila	$T (kg \cdot cm)$	$r (mm)$	$F_t (N)$	$F_r(N)$
AM2	2548,42	30	8333,33	3033,08

3.27.Taula. AM gurpilen indarrak.

Ardatz honetan dagoen pinoiak beste bi engranajerekin egiten duenez kontaktua, bien indarrak kontuan hartu beharko dira. Bi engranajeek eragiten dioten indar erradiala balio berekoa baina aurkako noranzkoduna denez, honen eragina deuseztatu egiten da. Indar tangentialari dagokionez, kasu honetan bi engranajeek egiten dioten indarra balio eta noranzko berekoa da. Beraz, indar tangentiala bikoiztu egingo da.

Ardatzaren dimentsioei dagokionez, honakoa izango da bere aurre dimentsionamendua:

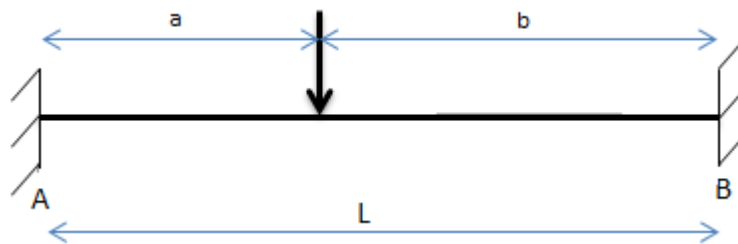


3.36.Irudia. Atzeranzko martxako ardatzaren aurre dimentsionamendua.

Irudian ikus daitekeenez, ardatza bi muturretan landatuta dagoela suposatuko da kargen kalkulurako. Izan ere, ardatz hau abiadura-kaxaren karkasara finko loturik dago bi aldetatik. Aurretik azaldu den bezala, ardatzaren gaineko karga honakoa izango da:

$$F_{AM} = 16666,66 \text{ N}$$

Oreka estatikokoaren bidez soilik hiru ekuazio linealki independente lortu daitezke, eta kasu honetan, ezezagun kopurua hiru baino handiagoa da. Hortaz, ardatza hiperstatikoa da. Bere karga eta momentuen kalkulurako, bi aldetan landaturiko ardatzari deritzon kasu orokorraren ekuazioak erabiliko dira.



3.37. Irudia. Bi muturretan landatutako ardatza.

$$R_A = \frac{P \cdot b}{L} + \frac{M_A - M_B}{L}$$

$$R_B = \frac{P \cdot a}{L} + \frac{M_A - M_B}{L}$$

$$M_A = \frac{P \cdot a \cdot b^2}{L^2}$$

$$M_B = \frac{P \cdot b \cdot a^2}{L^2}$$

Beraz, atzeranzko martxako ardatzaren balioak ekuazioetan ordezkaturik, honako hauek izango dira erreakzio eta momentuen balioak:

$$M_A = M_B = \frac{16666,66 \text{ N} \cdot 0,065 \text{ m} \cdot (0,065 \text{ m})^2}{(0,130 \text{ m})^2} = 270,83 \text{ Nm}$$

$$R_A = R_B = \frac{16666,66 \text{ N} \cdot 0,065 \text{ m}}{0,13 \text{ m}} = 8333,33 \text{ N}$$

Gurpila dagoen puntuko momentuaren balioa honakoa izango da:

$$M_B = \frac{16666,66 \text{ N} \cdot 0,13 \text{ m}}{8} = 270,83 \text{ Nm}$$

Ardatzaren momentu maximoa hiru puntu ezberdinetan emango da.



### 3.4.5.2. Ardatzen diametroa

Aurreko atalean ardatzek egoera bakoitzean jasan beharko dituzten esfortzuak kalkulatu ondoren, atal honetan, horiek jasateko ardatzek izan beharko duten sekzioa kalkulatu da. Horretarako, ASME kodeak Trescaren teorian oinarrituz zehazten duen formula erabiliko da.

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

$\tau_{max}$  : Tentsio ebakitzailen maximoa

$r$  : Ardatzaren erradio erresistente minimoa

$J$  : Ardatzaren momentu estatikoa

$C_m$  : Momentu makurtzailearen koefizientea

$M$  : Ardatzak sekzio kritikoan jasan beharreko momentu makurtzailea

$C_t$  : Momentu tortsorearen koefizientea

$T$  : Ardatzak sekzio kritikoan jasan beharreko momentu tortsorea

$\sigma_{yp}$  : Isurpen tentsioa

$CS$  : Segurtasun koefizientea

Adierazpen horretan balio ezagunak ordezkaturik, ardatzak bitzita infinitua izan dezan sekzio kritikoak izan beharko duen  $r$  erradioaren balioa lortuko da.

ASME kodeak nekearen eragina, ardatzaren tentsio kontzentrazioak, kargen aldakortasuna eta esfortzuen talka maila  $C_m$  eta  $C_t$  koefizienteen bidez kontuan hartzen ditu.

	$C_m$	$C_t$
<b>EJES FIJOS (NO GIRATORIOS):</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
<b>EJES GIRATORIOS:</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,5	1,0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

3.38.Irudia. Momentu makurtzaileen koefizienteak.

Proiektu honi dagokion kasuan, ardatza birakaria da eta kargak gradualki aplikatzen zaizkio. Beraz,

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

Bestalde, ardatzaren momentu estatikoa honako ekuazio honen bidez kalkulatu da:

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

Ardatzen materiala DIN 34CrNiMo6 (AISI 4337) da eta bere trakzioko isurpen tentsioa  $1000 \text{ N/mm}^2$ -koa.

$$\sigma_{yp} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

Diámetro (mm)	Estrés de prueba 0.2% (N / mm <sup>2</sup> )	Resistencia a la tracción (N / mm <sup>2</sup> )
hasta 16	980	1180-1380
17-40	885	1080-1280
41-100	785	980-1180
101-160	685	880-1080
161-250	590	780-930

### 3.39. Irudia. DIN 34CrNiMo6 altzairuaren tentsio onargarria.

Azkenik, segurtasun koefizientearen balioa 1,5-2 balioen artekoa izan ohi da.  $CS=1,75$  izatea erabaki da zenbait kasutan aplikatutako kargek talka txikiak eragin ditzaketelako ardatzean martxa aldatzerakoan. Horrekin batera, kontuan hartu beharra dago ASME kodearen kalkulua kontserbakorra dela.

$$CS = 1,75$$

Balio guzti horiek kontuan hartuz, karga egoera bakoitzerako ardatzak izan beharko duen erradio minimoa kalkulatu da. Ardatzek eremu bakoitzean karga ezberdinak jasaten dituztenez, eremu horietako bakoitzaren erradio minimoaren balioa ezberdina izango da. Hortaz, martxa bakoitzaren karga egoera aztertu beharko da.

### **Ardatz primarioa**

#### **1. martxarako kalkulua**

1. Martxak ardatz primarioan eragingo dituen momentu makurtzaileak ondorengoak dira, eta horiek ASMEren ekuazioan ordezkaturik, martxa horretako gurgila kokatzen den lekuan ardatz primarioak izan beharko duen erradio minimoa kalkulatu da.

$$M = 362,78 \text{ Nm}$$

$$T = 250 \text{ Nm}$$

$$\frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

$$\frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 362780 \text{ Nmm})^2 + (1 \cdot 250000 \text{ Nmm})^2} < \frac{1000 \text{ N/mm}^2}{2 \cdot 1,75}$$

$$r_1 > 11,01 \text{ mm}$$

Gainerako martxetarako kalkulu berdina burutuz, ondorengo taulako balioak lortu dira.

Martxa	Sekzio kritikoa	$M$ (Nm)	$T$ (Nm)	$r_{min}$ (mm)	$\phi_{min}$ (mm)
1	1. gurpila	362,78	250	11,01	22,02
2	3. gurpila	513,96	250	12,18	24,36
3	5. gurpila	396,61	250	11,29	22,58
4	7. gurpila	204,61	250	9,59	19,18
5	A puntua	162,20	250	9,19	18,38
AM	AM pinoia	567,72	250	12,55	25,10

3.28.Taula. Ardatz primarioko diametro minimoak.

### Ardatz sekundarioa

Ardatz sekundarioaren sekzio minimoa kalkulatzeko prozedura bera jarraitu da. Ondorengo taulan momentu makurtzaileak eta hauen bidez kalkulaturako erradio minimoaren balioak ikus daitezke.

Martxa	Sekzio kritikoa	$M$ (Nm)	$T$ (Nm)	$r_{min}$ (mm)	$\phi_{min}$ (mm)
1	Gurpila	1473,63	976,11	17,43	34,86
2	D euskarria	820,04	487,50	14,34	28,68
3	Gurpila	533,43	296,30	12,39	24,78
4	D euskarria	226,89	210,94	9,63	19,26
5	C euskarria	220,92	159,72	9,36	18,72
AM	Gurpila	621,77	767,86	13,91	27,82

3.29.Taula. Ardatz sekundarioko diametro minimoak.

### Atzeranzko martxako ardatza

Ardatz honek ez du momentu bihurtzailerik jasango abiadura-kaxaren karkasara finko loturik dagoelako.

Martxa	Sekzio kritikoa	$M$ (Nm)	$T$ (Nm)	$r_{min}$ (mm)	$\phi_{min}$ (mm)
AM	Pinoia	270,83	-	9,67	19,35

3.30.Taula. Atzeranzko martxako ardatzaren diametro minimoa.

Balio minimo horiek kontuan hartuz, ondorengo taulan zehazten diren diametro balioak finkatu dira ardatz bakoitzaren eremu ezberdinetarako. Atzeranzko martxako ardatzaren kasuan diametroa konstantea izango da ardatz osoan. Izan ere, gurpil bakarra dauka gainean muntaturik.

Ardatz primarioa	
Sekzioa	Diametroa
1.ko pinoia	32 mm
AMko pinoia	32 mm
2.eko pinoia	32 mm
3.eko gurpila	32 mm
4.eko gurpila	28 mm
5.eko gurpila	25 mm
Ardatz sekundarioa	
Sekzioa	Diametroa
1.ko gurpila	35 mm
AMko gurpila	35 mm
2.eko gurpila	30 mm
3.eko pinoia	30 mm
4.eko pinoia	25 mm
5.eko pinoia	20 mm
AM ardatza	
Sekzioa	Diametroa
Ardatz osoa	20 mm

3.31. Taula. Ardatzen diametroak.

Medidas en stock			
Redondo			
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
20	2,5	90	51,0
22	3,0	105	69,5
25	3,9	110	76,2
28	4,9	115	83,3
30	5,7	120	90,7
32	6,5	125	98,4
35	7,7	130	106,5
38	9,1	135	114,8
40	10,1	140	123,5
45	12,8	150	141,8
50	15,8	160	161,3
55	19,1	170	182,1
60	22,7	180	204,1
65	26,6	200	252,0
70	30,9	230	333,3
75	35,4	250	393,8
80	40,3	300	567,0
85	45,5	350	771,8

3.40. Irudia. DIN 34NiCrMo6 altzairuaren neurri komertzialak

### 3.4.5.3. Ardatzen artekatua

Ardatz primarioak eta sekundarioak haien gainean finko muntaturik (kubo sinkronizatzaileak eta gurpil finkoak) egon behar diren elementuak lotzeko DIN 5480 arauak definitzen dituen artekatuak dauzkate. Jarraian, arauak zehazten duen prozedura jarraituz artekatu guztien dimentsioak zehaztuko dira.

#### *Ardatz primarioa*

Ardatz primarioak hiru artekatu izango ditu, enbragearen akoplamendurako bat, 3. eta 4. martxen sinkronizatzailearentzako beste bat eta 5. martxako sinkronizatzailearentzako azkena. Sinkronizatzaileen artekatuaren neurriak “3.4.7. Sinkronizatzaileak” atalean kalkulatu dira eta enbragearenak “3.3.5. Enbragearen ildaskatua” atalean

#### *Ardatz sekundarioa*

Ardatz honek, berriz, 3., 4. eta 5. martxetako gurpilak finkatzeko bi artekatu eta 1. eta 2. martxentzako sinkronizatzailearentzako beste artekatu bat dauzka, azken hau “3.4.7. Sinkronizatzaileak” atalean kalkulatu da.

### 3. martxako gurpil finkoa

3. martxako gurpil finkoa kokatuta dagoen eremuaren diametroa 30 milimetrokoa da. Hortaz,

$$d_1 = 30 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						

3.41. Irudia. DIN 5480 arauak gomendatutako artekatuaren neurriak.

$$Z = 18$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = 30 - 2m = 27 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 29,70 \text{ mm}$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 \text{ mm}$$

Artekatuak jasan beharko duen pare maximoa enbragearen berdina izango da. Beraz,

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{250 \cdot (32/27) Nm}{0,015 m} = 19753,09 N$$

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{19753,09 N}{1,35 mm \cdot 18 \cdot 80 \frac{N}{mm^2}} = 13,72 mm$$

Hortaz, ardatz sekundarioaren eta 3. martxako gurpilaren arteko akoplamendurako DIN 5480 30x1,5x18 artekatua erabiliko da.

#### 4. martxako gurpil finkoa

Kasu honetan gurpila kokatuta dagoen eremuaren diametroa 25 milimetrokoa da. Hortaz,

$$d_1 = 25 mm$$

$$m = 1,5 mm$$

Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						

3.42.Irudia. DIN 5480 arauak gomendatutako artekatuaren neurriak.

$$Z = 15$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = d_1 - 2m = 22 mm$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 24,70 mm$$

Hortaz, altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 mm$$

Martxa honetan egindako parearen erredukzioa 27/32 baliokoa da. Beraz,

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{250 \cdot (27/32) Nm}{0,0125 m} = 16875,00 N$$

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{16875,00 N}{1,35 mm \cdot 15 \cdot 80 \frac{N}{mm^2}} = 14,06 mm$$

Hortaz, ardatz sekundarioaren eta 4. martxako gurpil finkoaren arteko akoplamendurako DIN 5480 25x1,5x15 artekatua erabiliko da.

### 5. martxako gurpil finkoa

Kasu honetan gurpila kokatuta dagoen eremuaren diametroa 20 milimetrokoa da. Hortaz,

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						

3.43.Irudia. DIN 5480 arauak gomendatutako artekatuaren neurriak.

$$Z = 12$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = d_1 - 2m = 17 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 19,70 \text{ mm}$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 \text{ mm}$$

Artekatuak jasan beharko duen pare maximoa enbragearen berdina izango da. Beraz,

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{250 \cdot (23/36) \text{ Nm}}{0,015 \text{ m}} = 15972,22 \text{ N}$$

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{15972,22 \text{ N}}{1,35 \text{ mm} \cdot 12 \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 16,64 \text{ mm}$$

Hortaz, ardatz sekundarioaren eta 5. martxako gurpil finkoaren arteko akoplamendurako DIN 5480 20x1,5x12 artekatua erabiliko da.

### 3.4.6. Errodamenduak

Kutxa aldagailua osatzen duten hainbat elementu errodamenduen bidez eutsiko dira. Horregatik, aurreko ataletan kalkulatu diren euste puntuetako erreakzio indarrak izango dira errodamenduek jasan beharko dituztenak. Errodamenduen diseinurako SKF ekoizleak zehazturiko prozedura jarraituko da.

#### 3.4.6.1. Ardatz primarioa

##### A EUSKARRIA

A puntuak karga erradiala bakarrik jasan behar duenez, arrabol zilindrikodun errodamenduak erabiliko dira.

Martxa	$R_{yA}(N)$	$R_{zA}(N)$	$F_{rA}$
<b>1</b>	173,98	1.167,17	<b>1180,07</b>
<b>2</b>	673,86	2.461,73	<b>2552,29</b>
<b>3</b>	646,2	2.390,37	<b>2476,18</b>
<b>4</b>	928,42	3.118,93	<b>3254,18</b>
<b>5</b>	1.173,94	2.772,57	<b>3010,86</b>
<b>AM</b>	89,18	2.402,86	<b>2404,51</b>

3.32.Taula. A euskarriko indarrak.

Aukeratutako martxaren arabera A puntuan agertzen diren erreakzioak ezberdinak direnez, errodamenduek karga erradial baliokide ezberdina izango jasango dute kasu horietako bakoitzean. Karga erradial baliokide bakoitzaren balioa ondorengo formularekin lortuko da.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$X, Y$ : Indarren balioaren araberako faktoreak

$V$ : Errotazio faktorea

$F_r$ : Indar erradiala

$F_a$ : Indar axiala

$V$  errotazio faktorearen balioa 1 da barne eraztunak biratzen duenean eta 1,2 kanpo eraztunak biratzen duenean; beraz, proiektu honi dagokion kasuan  $V = 1$  izango da.

Bestalde,  $X$  eta  $Y$ -ren balioak jarraian agertzen den taulatik lortu daitezke. Hala ere, A euskarriaren kasuan indar axialik ez dagoenez zuzenean  $X = 1$  eta  $Y = 0$  izango dira.

		$F_a/V \cdot F_r \leq e$		$F_a/V \cdot F_r > e$	
$F_a/C_0$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
<b>0,014*</b>	0,19	1	0	0,56	2,30
<b>0,021</b>	0,21	1	0	0,56	2,15



<b>0,028</b>	0,22	1	0	0,56	1,99
<b>0,042</b>	0,24	1	0	0,56	1,85
<b>0,056</b>	0,26	1	0	0,56	1,71
<b>0,07</b>	0,27	1	0	0,56	1,63
<b>0,084</b>	0,28	1	0	0,56	1,55
<b>0,11</b>	0,30	1	0	0,56	1,45
<b>0,17</b>	0,34	1	0	0,56	1,31
<b>0,28</b>	0,38	1	0	0,56	1,15
<b>0,42</b>	0,42	1	0	0,56	1,04
<b>0,56</b>	0,44	1	0	0,56	1

\*0,014 erabili  $F_a/C_0 < 0,014$  bada

3.33.Taula. X eta Y kalkulu faktoreak.

Lortutako balioak indar erradial baliokidearen ekuazioan ordezkatzuz,

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 1180,07 = 1180,07 \text{ N} = 1,18 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 2552,29 = 2552,29 \text{ N} = 2,55 \text{ kN}$$

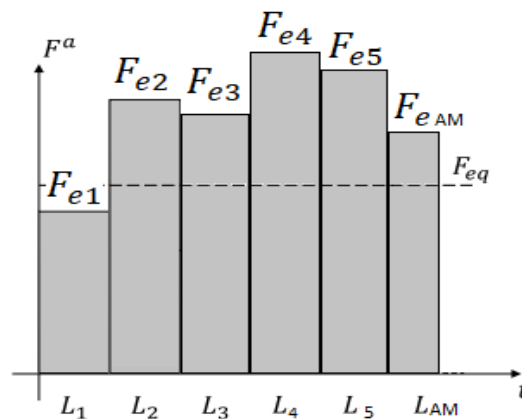
$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 2476,18 = 2476,18 \text{ N} = 2,48 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3254,18 = 3254,18 \text{ N} = 3,25 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3010,86 = 3010,86 \text{ N} = 3,01 \text{ kN}$$

$$F_{eAM} = 1 \cdot 1 \cdot 2404,51 = 2404,51 \text{ N} = 2,40 \text{ kN}$$

Beraz, A puntuko errodamenduak jasan beharko duen karga egoera hurrengo taulan ageri dena izango da.



3.44.Irudia.Karga baliokidea.

Metatutako kaltearen teoriar oinarrituz, karga aldakor horren baliokidea den karga erradialaren balioa ( $F_{eq}$ ) kalkulatu da. Teoria horren arabera, karga bakoitzak sorturiko kaltearen balioa ekuazio honen bidez kalkulatu da:

$$D_i = F_i^a \cdot L_i$$

Beraz, karga aldakor guztiek sorturiko kaltea honakoa izango da:

$$D = (F_{e1})^a \cdot L_1 + (F_{e2})^a \cdot L_2 + (F_{e3})^a \cdot L_3 + (F_{e4})^a \cdot L_4 + (F_{e5})^a \cdot L_5 + (F_{eAM})^a \cdot L_{AM}$$

Karga erradial baliokidea lortzeko,  $(L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_{AM})$  denboran aplikatuta kalte berdina eragiten duen  $F_{eq}$  karga definituz,

$$D = F_{eq}^a \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_{AM})$$

$$F_{eq} = \sqrt[a]{(F_{e1})^a \cdot \frac{L_1}{\sum L_x} + (F_{e2})^a \cdot \frac{L_2}{\sum L_x} + (F_{e3})^a \cdot \frac{L_3}{\sum L_x} + (F_{e4})^a \cdot \frac{L_4}{\sum L_x} + (F_{e5})^a \cdot \frac{L_5}{\sum L_x} + (F_{eAM})^a \cdot \frac{L_{AM}}{\sum L_x}}$$

$L_x$  : x karga egoera bakoitzaren iraupena (milioi bira)

$a$  : Errodamendu motaren arabera koefizientea

Bolazko errodamenduen kasuan a aldagaiaren balioa 3 da eta arrabolezko errodamendu zilindrikoen kasuan 10/3.

Martxa bakoitzaren iraupenari dagokionez, “3.3.6.1. Engranajeen moduluaren kalkulua higadurara” atalean definituta geratu da, ondorengo taulan ageri den bezala.

Martxa	Erabilera ehunekotan	Erabilera ordutan	n [rpm]	L [milioi bira]
1	%7	350 h	3250	68,25
2	%20	1000 h	3250	195
3	%30	1500 h	3250	292,5
4	%30	1500 h	3250	292,5
5	%10	500 h	3250	97,5
AM	%3	150 h	3250	29,25
				<b><math>L_T = 975</math></b>

3.34.Taula. Martxa bakoitzaren bira kopurua.

Hortaz, karga erradial baliokidearen balioa honakoa izango da:

$$F_{eq} = \sqrt[3,33]{(1,18)^{3,33} \cdot 0,07 + (2,55)^{3,33} \cdot 0,2 + (2,48)^{3,33} \cdot 0,3 + (3,25)^{3,33} \cdot 0,3 + (3,01)^{3,33} \cdot 0,1 + (2,40)^{3,33} \cdot 0,03}$$

$$F_{eq} = 2,79 \text{ kN}$$

Errodamenduen fidakortasuna %95ekoa izatea nahi da, beraz, honakoa izango da bititza nominalaren balioa.

$$L_{10} = \frac{975}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \frac{1}{0,95} \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 1574,98 \text{ milioi bira}$$

Azkenik, A puntuko SKF errodamendu ekoizlearen erreferentziako karga nominalaren balioa kalkulatu da, kalkulatu karga erradial hori  $L_{10}$  milioi biratan jasateko gai dena.

$$C_A = F_{eq} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \cdot (A.F.)$$

$L_{10}$ : Bizitza nominala

A.F.: Aplikazio faktorea

Ekuazioan ageri den Aplikazio Faktorea izeneko aldagaia, errodamenduak jasan beharreko kargaren balioa handitzeko erabiltzen da eta bere balioa errodamendua erabiliko den aplikazioaren araberakoa izango da. Bere ohiko balioak ondorengo taulan ageri dira.

APLIKAZIO MOTA	APLIKAZIO FAKTOREA
Zehaztasunezko engranajeak	1,0-1,1
Engranaje komertzialak	1,1-1,3
Errodamenduaren zigilatze eskaseko aplikazioak	1,2
Talkarik gabeko makineria	1-1,2
Talka txikiak dituen makineria	1,2-1,5
Neurrizko talkak dituen makineria	1,5-1,3

3.35.Taula. Aplikazio faktorearen balioak.

Taulako balioak kontuan hartuz, 1,2 balioko aplikazio faktorea zehaztu da. Izan ere, zenbait kasutan talkak eragin daitezke kutxa aldagailuan.

$$C_A = 1,2 \cdot 2,79 \cdot (1574,98)^{\frac{3}{10}} = 30,48 \text{ kN}$$

Azkenik, SKF-ren katalogoan honako errodamendu hau aukeratu da

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa <sup>1)</sup>
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN	kN	kN	r. p. m.		kg	-	
30	55	13	17,9	17,3	1,86	15 000	15 000	0,12	NU 1006	—
62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	‡ NU 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,21	‡ NJ 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,21	‡ NUP 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	‡ N 206 ECP	—	

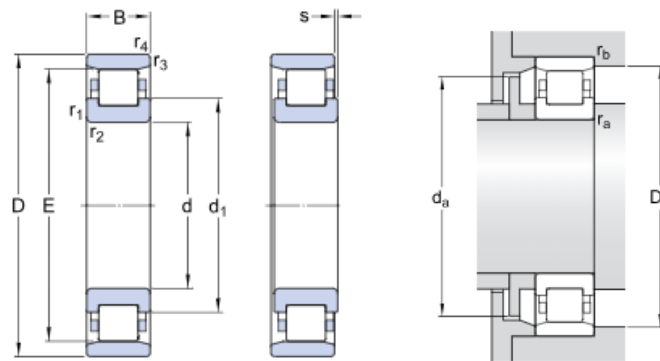
3.45.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Aukeratutako errodamenduaren ezaugarriak:

Izendapena	N 206 ECP
d	30 mm
D	62 mm
B	16 mm
C	44 kN
$C_0$	36,5 kN
Nekearengatiko karga limitea	4,50 kN
Erreferentziazko abiadura nominala	13.000 rpm

Abiadura nominal limitea	14.000 rpm
Masa	0,2 kg

3.36.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.



3.46.Irudia. Errodamenduaren neurriak.

B EUSKARRIA

Euskarri honen kasuan, indar erradialaz gain indar axiala ere jasan beharko du. Horregatik, bolazko errodamenduak erabiltzea erabaki da. Aurreko kasuan egin den bezala, lehenik eta behin, martxa bakoitzean B puntuko errodamenduak jasan beharko duen indar erradiala eta axiala kalkulatu beharko dira.

Martxa	$R_{yB}(N)$	$R_{zB}(N)$	$F_{rB}$	$F_{aB}(N)$
<b>1</b>	3.617,42	8.621,40	<b>9349,56</b>	<b>3.562,75</b>
<b>2</b>	1.600,84	3.411,06	<b>3768,03</b>	<b>2.137,52</b>
<b>3</b>	1.038,75	1.959,89	<b>2218,15</b>	<b>1.583,36</b>
<b>4</b>	493,28	551,60	<b>739,99</b>	<b>1.335,96</b>
<b>5</b>	89,84	490,34	<b>498,50</b>	<b>1.187,60</b>
<b>AM</b>	242,09	6.522,84	<b>6527,33</b>	-

3.37.Taula. B euskarriko kargak.

Karga egoera bakoitzeko indar erradial baliokidearen kalkulua ekuazio beraren bidez egingo da. Baina kasu honetan, karga axialen eraginez, X eta Y aldagaien balioa kalkulatu da ekuazioa aplikatu aurretik.

Aldagai horien kalkulurako,  $C_0$ -ren balioa ezezaguna ez denez, honako balio hauek aurresuposatuko dira:

$$e = 0,27$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,63$$

Azken horiek eta xxx. taulako balioak erabiliz, martxa bakoitzerako X eta Y-ren balioak honakoak izango dira:

Martxa	$F_a/V \cdot F_r$	$F_a/V \cdot F_r > e$	$e$	X	Y
1	0,38	✓	0,27	0,56	1,63
2	0,57	✓	0,27	0,56	1,63
3	0,71	✓	0,27	0,56	1,63
4	1,81	✓	0,27	0,56	1,63
5	2,38	✓	0,27	0,56	1,63
AM	-	-	-	1	0

3.38.Taula. Martxa bakoitzeko X et Y aldagaien balioak.

V aldagaiari dagokionez, bere balioa kasu honetan ere 1 da, barruko eraztunak biratzen duelako.

Hortaz, honako hauek izango dira martxa bakoitzerako indar erradial baliokideen balioak:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 9349,56 + 1,63 \cdot 3562,75 = 11.043,04 \text{ N} = 11,04 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3768,03 + 1,63 \cdot 2137,52 = 5594,25 \text{ N} = 5,59 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2218,15 + 1,63 \cdot 1583,36 = 3823,04 \text{ N} = 3,82 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 0,56 \cdot 1 \cdot 739,99 + 1,63 \cdot 1335,96 = 2592,01 \text{ N} = 2,59 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 0,56 \cdot 1 \cdot 498,50 + 1,63 \cdot 1187,60 = 2214,95 \text{ N} = 2,22 \text{ kN}$$

$$F_{eAM} = 1 \cdot 1 \cdot 6527,33 = 6527,33 \text{ N} = 6,53 \text{ kN}$$

Kasu onetan ere, errodamenduak karga aldakorra jasango duenez, karga konstante baliokidearen balioa kalkulatu da. Aurretik erabili den prozedura bera jarraituz,

$$F_{eq} = \sqrt[3]{(F_{e1})^a \cdot \frac{L_1}{\sum L_x} + (F_{e2})^a \cdot \frac{L_2}{\sum L_x} + (F_{e3})^a \cdot \frac{L_3}{\sum L_x} + (F_{e4})^a \cdot \frac{L_4}{\sum L_x} + (F_{e5})^a \cdot \frac{L_5}{\sum L_x} + (F_{eAM})^a \cdot \frac{L_{AM}}{\sum L_x}}$$

Martxen erabilera orduak A euskarriaren berdina izango dira. a aldagaiaren balioa, berriz, kasu honetan 3 izango da, bolazko errodamenduak erabiliko direlako. Hori ezagututa, honakoa izango da karga erradial baliokidearen balioa.

$$F_{eq} = \sqrt[3]{(11,04)^3 \cdot 0,07 + (5,59)^3 \cdot 0,2 + (3,82)^3 \cdot 0,3 + (2,59)^3 \cdot 0,3 + (2,22)^3 \cdot 0,1 + (6,53)^3 \cdot 0,03}$$

$$F_{eq} = 5,43 \text{ kN}$$

B euskarriko errodamenduen fidakortasuna ere %95-ekoa izango da. Beraz, bititza nominalaren balioa ere mantenduko da.

$$L_{10} = 1574,98 \text{ milioi bira}$$

Kalkulatutako balioak erabiliz, B puntuko erreferentziako karga nominalaren balioa kalkulatuko da. Kasu honetan ere, A.F=1,2 izango da aplikazio mota berdina delako.

$$C_B = F_{eq} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \cdot (A.F.)$$

$$C_B = 1,2 \cdot 5,43 \cdot (1574,98)^{\frac{1}{3}} = 75,81 \text{ kN}$$

Karga nominalaren balioa ikusita, B euskarrian bolazko bi errodamendu jartzea erabaki da. Modu horretan errodamenduek jasan beharreko karga balio horren erdia izatea lortuko da.

$$C = C_B/2 = 37,91 \text{ kN}$$

Azken datu horrekin, SKF-ren katalogoan honako errodamendu hau aukeratu da B euskarriako

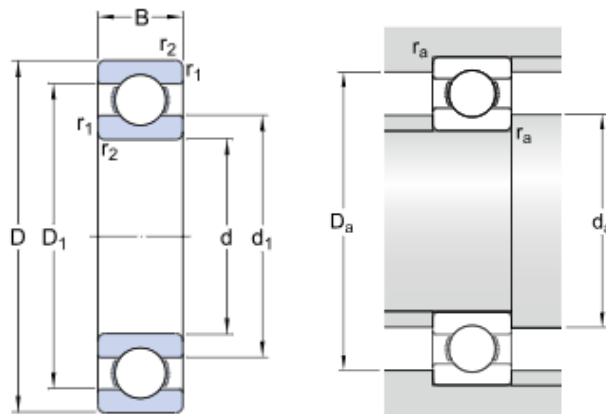
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 61006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406

3.47.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Aukeratutako errodamenduaren ezaugarriak:

Izendapena	6406 SKF
d	30 mm
D	90 mm
B	23 mm
C	43,6 kN
C <sub>0</sub>	23,6 kN
Nekearengatiko karga limitea	1 kN
Erreferentziako abiadura nominala	18.000 rpm
Abiadura nominal limitea	11.000 rpm
Masa	0,75 kg

3.39.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.



3.48.Irudia. Errodamenduaren neurriak.

Koefizienteen egiaztapena

Martxa	$F_{aB}(N)$	$F_a/C_0$	$e$	$F_{rB}$	$F_a/V \cdot F_r$	$F_a/V \cdot F_r > e$	X	Y
1	3.562,75	0,07548	<b>0,27</b>	9349,56	0,38	✓	<b>0,56</b>	<b>1,63</b>
2	2.137,52	0,04528	<b>0,24</b>	3768,03	0,57	✓	<b>0,56</b>	<b>1,85</b>
3	1.583,36	0,03355	<b>0,23</b>	2218,15	0,71	✓	<b>0,56</b>	<b>1,92</b>
4	1.335,96	0,02831	<b>0,22</b>	739,99	1,81	✓	<b>0,56</b>	<b>1,99</b>
5	1.187,60	0,02516	<b>0,22</b>	498,50	2,38	✓	<b>0,56</b>	<b>1,99</b>
AM	-	-	-	6527,33	-	-	<b>1</b>	<b>0</b>

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 9349,56 + 1,63 \cdot 3562,75 = 11.043,04 \text{ N} = 11,04 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3768,03 + 1,85 \cdot 2137,52 = 6064,50 \text{ N} = 6,06 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2218,15 + 1,92 \cdot 1583,36 = 4282,22 \text{ N} = 4,28 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 0,56 \cdot 1 \cdot 739,99 + 1,99 \cdot 1335,96 = 3072,95 \text{ N} = 3,07 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 0,56 \cdot 1 \cdot 498,50 + 1,99 \cdot 1187,60 = 2642,48 \text{ N} = 2,64 \text{ kN}$$

$$F_{eAM} = 1 \cdot 1 \cdot 6527,33 = 6527,33 \text{ N} = 6,53 \text{ kN}$$

$$F_{eq} = \sqrt[3]{(11,04)^3 \cdot 0,07 + (6,06)^3 \cdot 0,2 + (4,28)^3 \cdot 0,3 + (3,07)^3 \cdot 0,3 + (2,64)^3 \cdot 0,1 + (6,53)^3 \cdot 0,03}$$

$$F_{eq} = 5,65 \text{ kN}$$

$$C_B = 1,2 \cdot 5,65 \cdot (1574,98)^{\frac{1}{3}} = 78,88 \text{ kN} < 87,2 \text{ kN}$$

B euskarrian sortuko diren indarrak, bertan kokaturiko errodamenduek jasan ditzaketen kargak baino baxuagoak direnez, **SKF-ren 6406 motako errodamenduen erabilera onargarritzat hartu da.**

## 3.4.6.2. Ardatz sekundarioa

## C EUSKARRIA

C puntuak karga erradiala eta axiala jasan behar dituzenez, bolazko errodamenduak erabiliko dira.

Martxa	$R_{yC} (N)$	$R_{zC} (N)$	$F_{rC} (N)$	$F_{aC} (N)$
<b>1</b>	3609,06	-3662,29	<b>5141,76</b>	<b>6.287,65</b>
<b>2</b>	2.259,65	-3704,06	<b>4338,88</b>	<b>2767,02</b>
<b>3</b>	1829,35	-3145,40	<b>3638,68</b>	<b>1397,38</b>
<b>4</b>	64,30	-3656,45	<b>3657,01</b>	<b>786,07</b>
<b>5</b>	2069,67	-4160,25	<b>4646,63</b>	<b>419,21</b>
<b>AM</b>	253,99	-2602,32	<b>2614,68</b>	<b>787,42</b>

3.40.Taula. C euskarriko kargak.

Aldagai horien kalkulurako,  $C_0$ -ren balioa ezezaguna denez, honako balio hauek aurrezuposatuko dira:

$$e = 0,27$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,63$$

Martxa	$e$	$F_{aC}(N)$	$F_{rC}(N)$	$F_a/V \cdot F_r$	$F_a/V \cdot F_r > e$	$X$	$Y$
1	<b>0,27</b>	<b>6.287,65</b>	5141,76	1,22	✓	<b>0,56</b>	<b>1,63</b>
2	<b>0,24</b>	<b>2767,02</b>	4338,88	0,64	✓	<b>0,56</b>	<b>1,63</b>
3	<b>0,23</b>	<b>1397,38</b>	3638,68	0,38	✓	<b>0,56</b>	<b>1,63</b>
4	<b>0,22</b>	<b>786,07</b>	3657,01	0,21	✗	<b>1</b>	<b>0</b>
5	<b>0,22</b>	<b>419,21</b>	4646,63	0,09	✗	<b>1</b>	<b>0</b>
AM	-	<b>787,42</b>	2614,68	0,30	✓	<b>0,56</b>	<b>1,63</b>

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 5141,76 + 1,63 \cdot 6.287,65 = 13128,25 \text{ N} = 13,12 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 0,56 \cdot 1 \cdot 4338,88 + 1,63 \cdot 2767,02 = 6940,01 \text{ N} = 6,94 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3638,68 + 1,63 \cdot 1397,38 = 4315,39 \text{ N} = 4,31 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3657,01 = 3657,01 \text{ N} = 3,65 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 4646,63 = 4646,63 \text{ N} = 4,64 \text{ kN}$$

$$F_{eAM} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2614,68 + 1,63 \cdot 787,42 = 2747,71 \text{ N} = 2,47 \text{ kN}$$

$$F_{eq}$$

$$= \sqrt[3]{(13,12)^3 \cdot 0,07 + (6,94)^3 \cdot 0,2 + (4,31)^3 \cdot 0,3 + (3,65)^3 \cdot 0,3 + (4,64)^3 \cdot 0,1 + (2,47)^3 \cdot 0,03}$$



$$F_{eq} = 6,48 \text{ kN}$$

Martxa	Erabilera ehunekotan	Erabilera ordutan	n [rpm]	L [milioi bira]
1	%7	350 h	829,79	17,43
2	%20	1000 h	1666,67	100
3	%30	1500 h	2742,18	246,79
4	%30	1500 h	3850,71	346,56
5	%10	500 h	5086,07	152,58
AM	%3	150 h	1058,14	9,52
				<b><math>L_T = 872,88</math></b>

Errodamenduen fidakortasuna %95ekoa izatea nahi da, beraz, honakoa izango da bititza nominalaren balioa.

$$L_{10} = \frac{872,88}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \frac{1}{0,95} \right]^{1,483}} = 1410,02 \text{ milioi bira}$$

$$C_C = 1,2 \cdot 6,48 \cdot (1410,02)^{\frac{1}{3}} = 87,19 \text{ kN}$$

C euskarriko karga nominalaren balio altuegia dela-eta, puntu horretan bolazko bi errodamendu erabiltzea erabaki da.

$$C_C = \frac{87,19}{2} = 43,59$$

Azkenik, SKF-ren katalogoan honako errodamendu hau aukeratu da

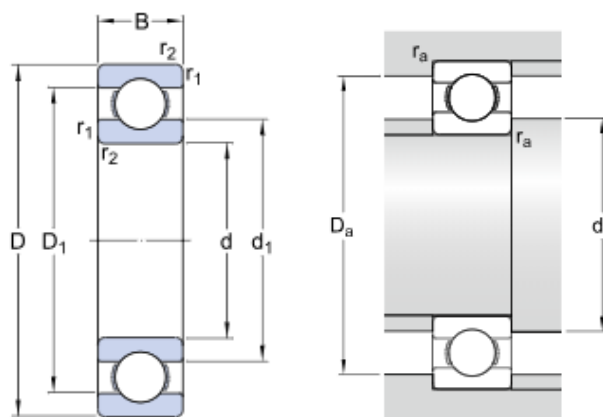
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
<b>30</b>	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,089	* 6006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,75	6406

3.49.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Aukeratutako errodamenduaren ezaugarriak:

Izendapena	6406 SKF
d	30 mm
D	90 mm
B	23 mm
C	43,6 kN
C <sub>0</sub>	23,6 kN
Nekearengatiko karga limitea	1 kN
Erreferentziako abiadura nominala	18.000 rpm
Abiadura nominal limitea	11.000 rpm
Masa	0,75 kg

3.41.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.



3.50.Irudia. Errodamenduaren neurriak.

D EUSKARRIA

Euskarri honek, A euskarriak bezala, indar erradiala bakarrik jasan beharko du. Ondoko taulan ikus daitezke D euskarriko errodamenduak jasan beharko dituen indarrak.

Martxa	$R_{yD} (N)$	$R_{zD} (N)$	$F_{rD} (N)$
<b>1</b>	-10.300,84	20937,47	<b>23334,20</b>
<b>2</b>	-5204,25	11306,38	<b>12446,62</b>
<b>3</b>	-3.316,43	6984,65	<b>7732,01</b>
<b>4</b>	-900,82	5816,15	<b>5885,49</b>
<b>5</b>	-2515,79	5312,00	<b>5877,63</b>
<b>AM</b>	-760,69	-4159,95	<b>4228,93</b>

3.42.Taula. D euskarriko kargak.

V aldagaiari dagokionez, bere balioa kasu honetan ere 1 da, barruko eratzunak biratzen duelako.

Hortaz, honako hauek izango dira martxa bakoitzerako indar erradial baliokideen balioak:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 23334,20 = 23334,20 \text{ N} = 23,33 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 12446,62 = 12446,62 \text{ N} = 12,44 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 7732,01 = 7732,01 \text{ N} = 7,73 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 5885,49 = 5885,49 \text{ N} = 5,88 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 5877,63 = 5877,63 \text{ N} = 5,87 \text{ kN}$$

$$F_{eAM} = 1 \cdot 1 \cdot 4228,93 = 4228,93 \text{ N} = 4,23 \text{ kN}$$

Kasu onetan ere, errodamenduak karga aldakorra jasango duenez, karga konstante baliokidearen balioa kalkulatu da. Aurretik erabili den prozedura bera jarraituz,

$$F_{eq} = \sqrt[a]{(F_{e1})^a \cdot \frac{L_1}{\sum L_x} + (F_{e2})^a \cdot \frac{L_2}{\sum L_x} + (F_{e3})^a \cdot \frac{L_3}{\sum L_x} + (F_{e4})^a \cdot \frac{L_4}{\sum L_x} + (F_{e5})^a \cdot \frac{L_5}{\sum L_x} + (F_{eAM})^a \cdot \frac{L_{AM}}{\sum L_x}}$$

Martxen erabilera orduak A euskarriaren berdinak izango dira. a aldagaiaren balioa, berriz, kasu honetan 3 izango da, bolazko errodamenduak erabiliko direlako. Hori ezagututa, honakoa izango da karga erradial baliokidearen balioa.

$$F_{eq} = \sqrt[3]{(23,33)^3 \cdot 0,07 + (12,44)^3 \cdot 0,2 + (7,73)^3 \cdot 0,3 + (5,88)^3 \cdot 0,3 + (5,87)^3 \cdot 0,1 + (4,23)^3 \cdot 0,03}$$

$$F_{eq} = 11,43 \text{ kN}$$

B euskarriko errodamenduen fidakortasuna ere %95-ekoa izango da. Beraz, bizitza nominalaren balioa ere mantenduko da.

$$L_{10} = 1410,02 \text{ milioi bira}$$

Kalkulatutako balioak erabiliz, B puntuko erreferentziako karga nominalaren balioa kalkulatu da. Kasu honetan ere, A.F=1,2 izango da aplikazio mota berdina delako.

$$C_B = F_{eq} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \cdot (A.F.)$$

$$C_D = 1,2 \cdot 11,43 \cdot (1410,02)^{\frac{1}{3}} = 153,8 \text{ kN}$$

Karga nominalaren balioa ikusita, D euskarrian arrabolezko bi errodamendu jartzea erabaki da. Modu horretan errodamenduek jasan beharreko karga balio horren erdia izatea lortuko da.

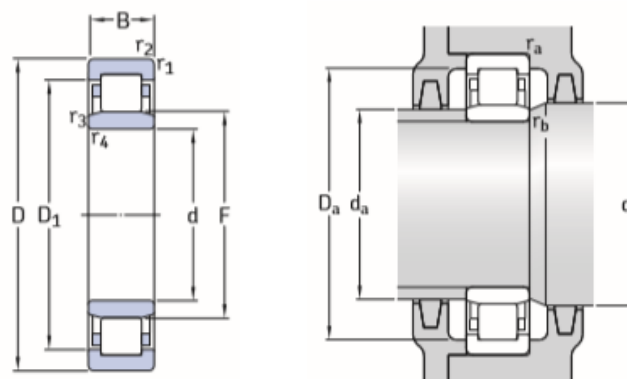
$$C = C_B/2 = 76,90 \text{ kN}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales	Velocidad de referencia	Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa <sup>1)</sup>
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>					
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
35	80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,72	★ NU 2307 ECP	PH
	80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,73	★ NJ 2307 ECP	PH
	80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,76	★ NUP 2307 ECP	PH

3.51.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	NU 2307 ECP
d	35 mm
D	80 mm
B	31 mm
C	106 kN
C <sub>0</sub>	98 kN
Nekearengatiko karga limitea	12,7 kN
Erreferentziako abiadura nominala	9.5000 rpm
Abiadura nominal limitea	11.000 rpm
Masa	0,72 kg

3.43.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.



3.52.Irudia. Errodamenduaren neurriak.

### 3.4.6.3. Gurpil askeen errodamenduak

Martxa bakoitzari dagokion gurpil bikote bakoitzean, horietako bat ardatzera finkatuta dago etengabe, eta bestea, gurpil askea deritzona, sinkronizatzailearen bidez lotzen zaio ardatzari. Hori dela eta, gurpil hauek aske biratu dezaten, haien karga erradial eta tangenzialak jasango dituen errodamendu bat beharko dute. Era beran, atzeranzko martxa noranzkoa aldatzen duen pinoia ere errodamenduen gainean muntaturik dago.

1. eta 2. martxetako sinkronizatzailea ardatz sekundarioan kokatuko da eta 3., 4. eta 5. martxetako ardatz primarioan. Beraz, honako hauek izango dira gurpil askeen errodamenduek bete beharko dituzten baldintzak.

Martxa	$F_t (N)$	$F_r (N)$	$F_R (N)$	$\varnothing_{barne}$
1	9788,57	3791,40	<b>10.497,18</b>	35 mm
2	5872,79	2274,70	<b>6297,93</b>	35 mm
3	4350,26	1684,95	<b>4665,17</b>	30 mm
4	3670,53	1421,70	<b>3936,24</b>	30 mm
5	3262,91	1263,81	<b>3499,11</b>	28 mm
AM	16.666,66	-	<b>16.666,66</b>	20 mm

3.44.Taula. Gurpil askeetako kargak.

Indar erradial bakarrik jasan beharko dutenez,

$$X = 1 \text{ eta } Y = 0$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{R1} = 1 \cdot 1 \cdot 10497,18 = 10497,18 \text{ N} = 10,49 \text{ kN}$$

$$F_{R2} = 1 \cdot 1 \cdot 6297,93 = 6297,93 \text{ N} = 6,29 \text{ kN}$$

$$F_{R3} = 1 \cdot 1 \cdot 4665,17 = 4665,17 \text{ N} = 4,66 \text{ kN}$$

$$F_{R4} = 1 \cdot 1 \cdot 3936,24 = 3936,24 \text{ N} = 3,93 \text{ kN}$$

$$F_{R5} = 1 \cdot 1 \cdot 3499,11 = 3499,11 \text{ N} = 3,50 \text{ kN}$$

$$F_{RAM} = 1 \cdot 1 \cdot 16666,66 = 16666,66 \text{ N} = 16,66 \text{ kN}$$

Kasu honetan errodamenduak ez du karga aldakorrik jasan beharko, beraz, martxa bakoitzerako karga dinamikoaren balioa kalkulatu da.

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \cdot (A.F.)$$

Karga dinamikoaren balioa lortzeko, lehenik, errodamendu bakoitzak izan beharko duen bizitza kalkulatu beharko da. Horretarako, jadanik ezagunak diren martxa bakoitzaren iraupena eta ardatzen biraketa abiadura ezagutu beharko dira.

Martxa	Erabilera ehunekotan	Erabilera ordutan	n [rpm]	L [milioi bira]
1	%7	350 h	829,79	17,43
2	%20	1000 h	1666,67	100
3	%30	1500 h	3250	292,50
4	%30	1500 h	3250	292,50
5	%10	500 h	3250	97,50
AM	%3	150 h	3250	29,25

Datu hori ezagututa, errodamenduek %95eko fidakortasuna erabaki da eta SKF ekoizleak zehazturiko ekuazioaren bidez, fidakortasun horri dagokion bitzta nominala kalkulatu da gurpil bakoitzerako. Errodamenduak arrabol zilindrikodunak izango direnez,

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

Martxa	<i>L</i> [milioi bira]	<i>L</i> <sub>10</sub> [milioi bira]
1	17,43	28,16
2	100	161,53
3	292,50	472,49
4	292,50	472,49
5	97,50	157,49
AM	29,25	47,25

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \cdot (A.F.)$$

a=10/3

Martxa	<i>F</i> <sub>eq</sub>	<i>L</i> <sub>10</sub>	A.F.	<i>C</i>
1	10,49 kN	28,16	1,2	34,26 kN
2	6,29 kN	161,53	1,2	34,69 kN
3	4,66 kN	472,49	1,2	35,47 kN
4	3,93 kN	472,49	1,2	29,92 kN
5	3,50 kN	157,49	1,2	19,16 kN
AM	16,66 kN	47,25	1,2	63,56 kN

Karga dinamikoaren balioak ikusita, SKF-ren katalogoan orrazdun errodamendu hauek aukeratu dira. Gurpilen zabalera dela eta, bi errodamendu jarriko dira gurpil bakoitzean, eta beraz, jasan beharko duten karga kalkulatuakoaren erdia izango da.

1. martxako gurpil askearen errodamendua:

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga <i>P</i> <sub>e</sub>	Velocidades nominales		Masa	Designación	Sello adecuado <sup>1)</sup> Designación
	dinámica <i>C</i>	estática <i>C</i> <sub>0</sub>		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
<i>F</i> <sub>w</sub> <i>E</i> <sub>w</sub> <i>U</i>	kN	kN	r. p. m.	g	-	-		
35	42 20	29,2 50	6	11 000 13 000	37	K 35x42x20	G/50 35x42x4	
	42 30	37,4 68	8,5	11 000 13 000	67	K 35x42x30	G/50 35x42x4	
	45 20	35,2 50	6,2	11 000 12 000	56	K 35x45x20	G/50 35x45x4	
	45 30	50,1 80	10	11 000 12 000	80	K 35x45x30	G/50 35x45x4	

3.53.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	K 35x42x30
d	35 mm
D	42 mm
B	30 mm
C	37,4 kN
C <sub>0</sub>	68 kN
Nekearengatiko karga limitea	8,5 kN
Erreferentziazko abiadura nominala	11.000 rpm
Abiadura nominal limitea	13.000 rpm
Masa	67 g

3.45.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.

2. martxako gurpil askearen errodamendua:

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades nominales		Masa	Designación	Sello adecuado <sup>3)</sup> Designación		
	dinámica C	estática C <sub>0</sub>		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
F <sub>w</sub> E <sub>w</sub> U	kN		kN	r. p. m.		g	-	-		
mm	kN		kN	r. p. m.		g	-	-		
30	34	13	11,9	22	2,55	14 000	15 000	14	K 30x34x13	=
	35	13	15,1	25,5	3	13 000	15 000	14	K 30x35x13	=
	35	17	18,7	34	4,05	13 000	15 000	19	K 30x35x17	=
	35	27	29,2	60	7,35	13 000	15 000	30	K 30x35x27	=
	37	16	22	33,5	4	13 000	15 000	27	K 30x37x16	G/SD 30x37x4
	37	18	25,1	39	4,65	13 000	15 000	30	K 30x37x18	G/SD 30x37x4
	40	18	30,3	40	4,9	12 000	14 000	48	K 30x40x18	G/SD 30x40x4
	40	30	46,8	69,5	8,65	12 000	14 000	73	K 30x40x30	G/SD 30x40x4

3.54.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	K 30x40x30
d	30 mm
D	40 mm
B	30 mm
C	46,8 kN
C <sub>0</sub>	69,5 kN
Nekearengatiko karga limitea	8,65 kN
Erreferentziazko abiadura nominala	12.000 rpm
Abiadura nominal limitea	14.000 rpm
Masa	73 g

3.46.Taula. Errodamenduaren ezaugarriak.

## 3. martxako gurpil askearen errodamendua:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades nominales		Masa	Designación	Sello adecuado <sup>1)</sup> Designación
F <sub>w</sub>	E <sub>w</sub>	U	dinámica C	estática C <sub>0</sub>		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-	-
32	37	13	14,7	25,5	3	13 000	14 000	18	K 32x37x13	≡
	37	17	19	35,5	4,25	13 000	14 000	19	K 32x37x17	≡
	37	27	28,6	60	7,35	13 000	14 000	30	K 32x37x27	≡
	38	20	25,1	45	5,6	12 000	14 000	30	K 32x38x20	≡
	39	16	22,9	35,5	4,25	12 000	14 000	37	K 32x39x16	≡
	39	18	25,5	41,5	5	12 000	14 000	31	K 32x39x18	≡
	40	25	35,8	58,5	7,2	12 000	14 000	49	K 32x40x25	≡
	40	42	48,4	83	10,2	12 000	14 000	77	K 32x40x42 ZWTN	≡
	46	32	62,7	83	10,4	11 000	13 000	119	K 32x46x32	≡

## 3.53.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	K 32x40x25
d	32 mm
D	40 mm
B	25 mm
C	35,8kN
C <sub>0</sub>	58,5 kN
Nekearengatiko karga limitea	7,2 kN
Erreferentziako abiadura nominala	12.000 rpm
Abiadura nominal limitea	14.000 rpm
Masa	49 g

## 3.47.Taula.Errodamenduaren ezaugarriak.

## 4. eta 5. martxetako gurpil askeen errodamendua:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades nominales		Masa	Designación	Sello adecuado <sup>1)</sup> Designación
F <sub>w</sub>	E <sub>w</sub>	U	dinámica C	estática C <sub>0</sub>		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-	-
28	33	13	14,7	24,5	2,85	14 000	16 000	13	K 28x33x13	≡
	33	17	19	33,5	4,05	14 000	16 000	17	K 28x33x17	≡
	34	17	20,9	33,5	4,15	14 000	16 000	24	K 28x34x17	≡
	35	16	20,5	30	3,55	14 000	16 000	24	K 28x35x16	G/SD 28x35x4
	35	18	22,9	34,5	4,15	14 000	16 000	27	K 28x35x18	G/SD 28x35x4
	40	25	42,9	55	6,95	13 000	15 000	70	K 28x40x25	≡

## 3.54.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	K 28x40x25
d	28 mm
D	40 mm
B	25 mm
C	42,9 kN
C <sub>0</sub>	55 kN
Nekearengatiko karga limitea	6,95 kN
Erreferentziako abiadura nominala	13.000 rpm



Abiadura nominal limitea	15.000 rpm
Masa	70 g

3.48.Taula.Errodamenduaren ezaugarriak.

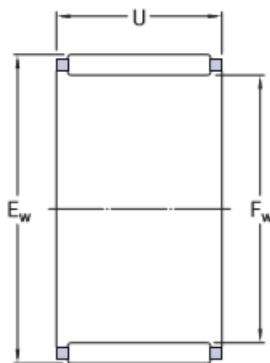
Atzeranzko martxako pinoiaren errodamendua:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación	Sello adecuado <sup>3)</sup> Designación
$F_w$	$E_w$	U	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-	-
<b>20</b>	26	17	18,3	26	3,2	19 000	22 000	16	K 20x26x17	G/SD 20x26x4
	26	20	20,1	29	3,6	19 000	22 000	19	K 20x26x20	G/SD 20x26x4
	28	16	19	22,4	2,7	18 000	20 000	20	K 20x28x16	G/SD 20x28x4
	28	20	22,9	28,5	3,45	18 000	20 000	27	K 20x28x20	G/SD 20x28x4
	28	25	29,2	39	4,9	18 000	20 000	32	K 20x28x25	G/SD 20x28x4
	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>34,1</b>	<b>41,5</b>	<b>5,2</b>	<b>17 000</b>	<b>20 000</b>	<b>49</b>	<b>K 20x30x30</b>	<b>#</b>

3.55.Irudia. SKF ekoizlearen katalogoa.

Izendapena	K 20x30x20
d	20 mm
D	30 mm
B	20 mm
C	34,1 kN
$C_0$	41,5 kN
Nekearengatiko karga limitea	5,2 kN
Erreferentziazko abiadura nominala	17.000 rpm
Abiadura nominal limitea	20.000 rpm
Masa	49 g

3.49.Taula.Errodamenduaren ezaugarriak.



3.56.Irudia. Orrazdun errodamendua.

### 3.4.7. Sinkronizataileak

#### 3.4.7.1. Artekatuaren luzera

##### 1. eta 2. martxetako sinkronizatailea

Kasu honetan sinkronizatailea ardatz sekundarioan kokaturik dago. Beraz honako hauek izango dira, bere hasierako neurriak:

$$d_1 = 35 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
34	66	55	44	41	32	26	21	18						
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7		
36	70	58	46	44	34	27	22	19						

$$Z = 22$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = 35 - 2m = 32 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 34,70 \text{ mm}$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 \text{ mm}$$

Artekatuak 1. eta 2. martxetan jasan beharko duen pare maximoa 979,17 Nm-koa izango da. Beraz, indar tangentialaren balioa honakoa izango da.

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{979,17 \text{ Nm}}{0,0175 \text{ m}} = 55952,50 \text{ N}$$

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{55952,50 \text{ N}}{1,35 \text{ mm} \cdot 22 \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 31,79 \text{ mm}$$

Hortaz, ardatz primarioa eta sinkronizatailearen arteko akoplamendurako 30x1,5 DIN5480 artekatua erabiliko da.

##### 3. eta 4. martxetako sinkronizatailea

Sinkronizataile honen eta ardatz primarioaren arteko akoplamendua DIN 5840 motako artekatuaren bidez egingo da eta aurreko kasuan erabili den prozedura bera jarraituko da bere neurriak kalkulatzeko.

Lehenik eta behin erreferentziarako diametroa eta hortzen modulua finkatuko dira. Diametroa ardatzari dagokiona da eta modulua 1,75ekoa aukeratu da.

$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

$$m = 1,50 \text{ mm}$$

Datu horiekin, DIN 5480 arauaren taulan artekatuaren hortz kopurua lortuko da:

**Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm**

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		
33	64	54	42	40	32	25	20	17						

$$Z = 20$$

Gainerako neurriak arauak zehaztutako ekuazioen bidez lortu dira:

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = d_1 - 2m = 29 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 31,70 \text{ mm}$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 \text{ mm}$$

Artekatuak jasan beharko duen pare maximoa enbragearen berdina izango da. Beraz,

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{16666,67 \text{ N}}{1,35 \text{ mm} \cdot 20 \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 10,42 \text{ mm}$$

Hortaz, ardatz primarioa eta sinkroniztzailearen arteko akoplamendurako 30x1,75 DIN5480 artekatua erabiliko da.

### 5. martxako sinkroniztzailea

Kasu honetan sinkroniztzailea ardatz primarioan kokaturik dago. Beraz honako hauek izango dira, bere hasierako neurriak:

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

Table 1 : Preferred series, reference diameters  $d_B$  from 6 mm to 58 mm

$d_B$ mm	Number of teeth $z$ for module $m$													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						

$$Z = 15$$

Barne eta kanpo diametroak:

$$d_2 = 35 - 2m = 32 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - 0,2m = 34,70 \text{ mm}$$

Hortzaren altuera:

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 1,35 \text{ mm}$$

Artekatuak jasan beharko duen pare maximoa enbragearen berdina izango da. Beraz,

$$L_{min} = 1,35 \cdot \frac{16666,67 \text{ N}}{1,35 \text{ mm} \cdot 15 \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 13,90 \text{ mm}$$

Hortaz, ardatz primarioa eta sinkronizatailearen arteko akoplamendurako 25x1,5 DIN 5480 artekatua erabiliko da.

### 3.4.7.1. Sinkronizataileen gaitasuna

Atal honetan sinkronizataileak dituen dimentsioak kontuan hartuta, beharrezkoa den momentua transmititzeko gai den egiaztatuko da.

Sinkronizataileen funtzionamendua enbrage konikoenaren antzekoa da. Izan ere, marruskadura indarraren bidez ardatzaren biraketa eta gurpilari transmititzen dio. Horregatik, egiaztapena enbrage konikoen ekuazioen bidez egingo da.

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot r_{barne} \cdot (r_{kanpo} - r_{barne})$$

$$T_{roz} = \frac{\mu \cdot F_a \cdot (r_{kanpo} + r_{barne})}{2 \cdot \sin \alpha}$$

Non,

$F_a$ : Indar axiala

$P$ : Gainazalean sorturiko presioa

$r_{barne}$ : Barne erradioa [mm]

$r_{kanpo}$ : Kanpo erradioa [mm]

$T_{roz}$ : Marruskadura momentua

$\mu$ : Marruskadura koefizientea [-]

$\alpha$ : Konikotasun angelua [°]

Ekuazio horretan, presioaren balioa  $85 \text{ N/mm}^2$ -koa da eta konikotasun angeluak  $\alpha = 15^\circ$ -ko batez besteko balioa izaten du. Marruskadura koefizienteari dagokionez, kontaktuko materiala kontuan hartuz, 0,3-koa izatea erabaki da.

Ekuazio horiekin batera, kanpo erradioa barnekoa baino 1,2 aldiz handiagoa dela suposatuko da.

$$r_{kanpo} = 1,2 \cdot r_{barne}$$

### 1. eta 2. martxetako sinkronizatailea

Ardatzaren diametroa 35 mm-koa dela kontuan hartuz, kanpo erradioa 50mm-koa izatea erabaki da.

$$r_{kanpo} = 40 \text{ mm}$$

$$r_{barne} = 35 \text{ mm}$$

Hortaz,

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 35 \text{ mm} \cdot (40 \text{ mm} - 35 \text{ mm}) = 93462,38 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,3 \cdot 93462,38 \text{ N} \cdot (40 \text{ mm} + 35 \text{ mm})}{2 \cdot \sin 15^\circ} = 4062497,70 \text{ Nmm} = 4062,50 \text{ Nm}$$

$$4062,50 \text{ Nm} > 979,7 \text{ Nm}$$

Sinkronizataileak transmititu dezakeen marruskadura momentu maximoa 1. martxak transmititu behar duena baino handiagoa da, beraz, sinkronizatailearen dimentsioak egokiak dira.

### 3. eta 4. martxetako sinkronizatailea

Ardatzaren diametroa 30 mm-koa dela kontuan hartuz, kanpo erradioa 40mm-koa izatea erabaki da.

$$r_{kanpo} = 30 \text{ mm}$$

$$r_{barne} = 25 \text{ mm}$$

Hortaz,

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 25 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm} - 25 \text{ mm}) = 66758,84 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,3 \cdot 66758,84 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + 25 \text{ mm})}{2 \cdot \sin 15^\circ} = 2127975,02 \text{ Nmm} = 2127,98 \text{ Nm}$$

$$2127,98 \text{ Nm} > 250 \text{ Nm}$$

Sinkronizataileak transmititu dezakeen marruskadura momentu maximoa 3. eta 4. martxek transmititu behar dutena baino handiagoa da, beraz, sinkronizatailearen dimentsioak egokiak dira.

### **5. martxako sinkronizatailea**

Sinkronizatailea ardatz primarioan kokatuta dagoela kontuan hartuz, kanpo erradioa 40mm-koa izatea erabaki da.

$$r_{kanpo} = 30 \text{ mm}$$

$$r_{barne} = 25 \text{ mm}$$

Hortaz,

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 25 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm} - 25 \text{ mm}) = 66758,84 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,3 \cdot 66758,84 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + 25 \text{ mm})}{2 \cdot \sin 15^\circ} = 2127975,02 \text{ Nmm} = 2127,98 \text{ Nm}$$

$$2127,98 \text{ Nm} > 250 \text{ Nm}$$

Sinkronizataileak transmititu dezakeen marruskadura momentu maximoa 3. eta 4. martxek transmititu behar dutena baino handiagoa da, beraz, sinkronizatailearen dimentsioak egokiak dira.