



**BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO
UNIBERTSITATE ESKOLA**



GRADUA MEKANIKA:

GRADU AMAIERAKO LANA

2014 / 2015

*IBILGAILU INDUSTRIAL BATEN TRANSMISIOAREN
DISEINUAREN PROIEKTUA*

3. DOKUMENTUA: KALKULUEN ERANSKINA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JOSU

ABIZENAK: LÓPEZ DE ABECHUCO CORTÁZAR

SIN.:

DATA: 2015/09/10

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: JUAN ANTONIO

ABIZENAK: SANTOS PERA

SAILA: ADIERAZPEN GRAFIKOA ETA INGENIARITZAKO
PROIEKTUAK

SIN.:

DATA:

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1 HASIERAKO DATUAK	7
3.2 IBILGAILUAREN ANALISI DINAMIKOA.....	9
3.2.1 ERREPIDEKO ERRESISTENTZIAK	9
3.2.1.1 ERRODADURAREN ERRESISTENTZIA.....	9
3.2.1.2 AIREAREN ERRESISTENTZIA.....	11
3.2.1.3 ERREPIDEKO ERRESISTENTZIA TOTALA.....	12
3.2.2 ERREPIDEAZ KANPOKO ERRESISTENTZIAK	13
3.2.2.1 ERRODADURAREN ERRESISTENTZIA.....	13
3.2.2.2 ALDAPAREN ERRESISTENTZIA.....	14
3.2.2.3 ERREPIDEAZ KANPOKO ERRESISTENTZIA TOTALA.....	14
3.2.3 IBILGAILUAREN GAITASUNA.....	15
3.2.3.1 IBILGAILUAREN POTENTZIA	16
3.2.3.2 IBILGAILUAREN TRANSMISIO ERLAZIOAK	18
3.3 ENBRAGEA	21
3.3.1 ENBRAGE DISKOA	21
3.3.2 AKZIONAMENDU INDARRA	23
3.4 ABIADURA KAXA	25
3.4.1 ENGRANAJEAK.....	25
3.4.1.1 ENGRANAJEEN HORTZ KOPURUA.....	25
3.4.1.2 ENGRANAJEEN MODULUA	30
3.4.1.3 ATZERA MARTXAREN ANALISIA	39
3.4.1.4 ENGRANAJEEN DIMENTSIOAK.....	44
3.4.1.5 ENGRANAJEEN EGIAZTAPENA	49
3.4.1.6 ENGRANAJEEN INDARRAK.....	51
3.4.2 ARDATZAK	53
3.4.2.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTZUAK.....	54
3.4.2.2 ARDATZEN DIAMETROA	63
3.4.2.3 ARDATZEN ILDASKATUAK	66
3.4.2.4 ARDATZEN TXABETAK.....	71
3.4.3 ERRODAMENDUAK.....	74
3.4.3.1 ARDATZEN ERRODAMENDUAK.....	76

3.4.3.2 GURPIL ASKEEN ERRODAMENDUAK	86
3.4.4 SINKRONIZATZAILEAK	88
3.4.4.1 AKOPLAMENDU KONIKOA	88
3.4.4.2 ARRASTEKO HORTZAK.....	91
3.5 ERREDUKTOREA	93
3.5.1 ENGRANAJEA	93
3.5.1.1 ENGRANAJEAREN HORTZ KOPURUA	93
3.5.1.2 ENGRANAJEAREN MODULUA	95
3.5.1.3 ENGRANAJEAREN DIMENTSIOAK	97
3.5.1.4 ENGRANAJEAREN EGIAZTAPENA	98
3.5.1.5 ENGRANAJEAREN INDARRAK.....	98
3.5.2 ARDATZAK	99
3.5.2.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTZUAK.....	99
3.5.2.2 ARDATZEN DIAMETROA	99
3.5.3 ERRODAMENDUAK ETA ZORROA	100
3.5.4 BLOKEO SISTEMA.....	101
3.5.4.1 KUBO SINKRONIZATZAILEAREN ILDASKATUA	101
3.5.4.2 ARRASTEKO HORTZAK.....	102
3.5.4.3 BLOKEO GURPILAREN TXABETA	102
3.6 TRANSFERENTZIA KAXA	103
3.6.1 TRANSFERENTZIA KAXAREN AUKERAKETA.....	103
3.7 TRANSMISIO ARDATZAK.....	105
3.7.1 ARDATZAK	105
3.7.1.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTZUAK.....	105
3.7.1.2 ARDATZEN DIAMETROA	106
3.7.1.3 ARDATZAREN ILDASKATUA.....	107
3.7.2 KARDAN GILTZADURA.....	107
3.8 DIFERENTZIALAK.....	111
3.8.1 ENGRANAJEAK	111
3.8.1.1 ENGRANAJEEN HORTZ KOPURUA.....	111
3.8.1.2 ENGRANAJEEN MODULUA	111
3.8.1.3 ENGRANAJEEN DIMENTSIOAK.....	119
3.8.1.4 ENGRANAJEEN EGIAZTAPENA	126
3.8.1.5 ENGRANAJEEN INDARRAK.....	127

3.8.2 ARDATZAK	128
3.8.2.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTZUAK.....	129
3.8.2.2 ARDATZEN DIAMETROA	133
3.8.2.3 ARDATZEN ILDASKATUAK	135
3.8.3 ERRODAMENDUAK.....	136
3.8.3.1 ERASO ARDATZAREN ERRODAMENDUAK	136
3.8.3.2 KARKASAREN ERRODAMENDUAK.....	141
3.8.4 BLOKEO SISTEMA.....	142
3.8.4.1 ENGRANEKO HORTZAK.....	142
3.8.4.2 BARAILAREN ILDASKATUA	144

3.1 HASIERAKO DATUAK

Proiektu honetan Mercedes Arocs 1824 AK 4x4 ibilgailu industrial edo kamioiaren transmisio sistemaren diseinu mekanikoa gauzatuko da. Bere atal desberdinen kalkulu eta diseinurako abiapuntutzat hartu diren datu teknikoak ondorengoak dira.



3.1 irudia: Mercedes Arocs 1824 AK 4x4

a) Motorra:

Mota: OM 936 (6 zilindroko motor diesela)

Zilindrada: 7,70 l

Errotazio maximoa: 2400 rpm

Potentzia nominala: 238 CV 2200 rpm-tara

Momentu maximoa: 1000 N·m 1200 rpm-tara

Biraketa noranzko: Erlojuaren orratzen noranzkoan aurretik ikusita

b) Transmisio sistema:

Mota: Mekanikoa eta manuala

Trakzioa: Atzekoa iraunkorra eta aurrekoa akoplagarria (4WD partziala)

Enbragea: Frikziozko disko bakarrekoa

Diferentzialaren blokeoa: Estandarra

Aurreranzko martxa kopurua: 12

Atzeranzko martxa kopurua: 2

Transmisio erlazioak:

Martxak 1-6	10,05	7,80	6,00	4,69	3,75	2,93
Martxak 7-12	2,68	2,08	1,60	1,25	1,00	0,78
Atzerako martxak	9,08			2,42		
Diferentziala	4,50					

3.1 taula: Ibilgailuaren transmisio erlazioak

c) Higidura eta pisuak:

Abiadura maximoa (kargatuta): 110 km/h

Igotze ahalmen maximoa (kargatuta): %24

Pisua hutsean (TARA): 7.865 kg

Baimendutako masa maximoa (MMA): 18.000 kg (18 t)

- Aurreko ardatzean: 6.750 kg (%37,5)

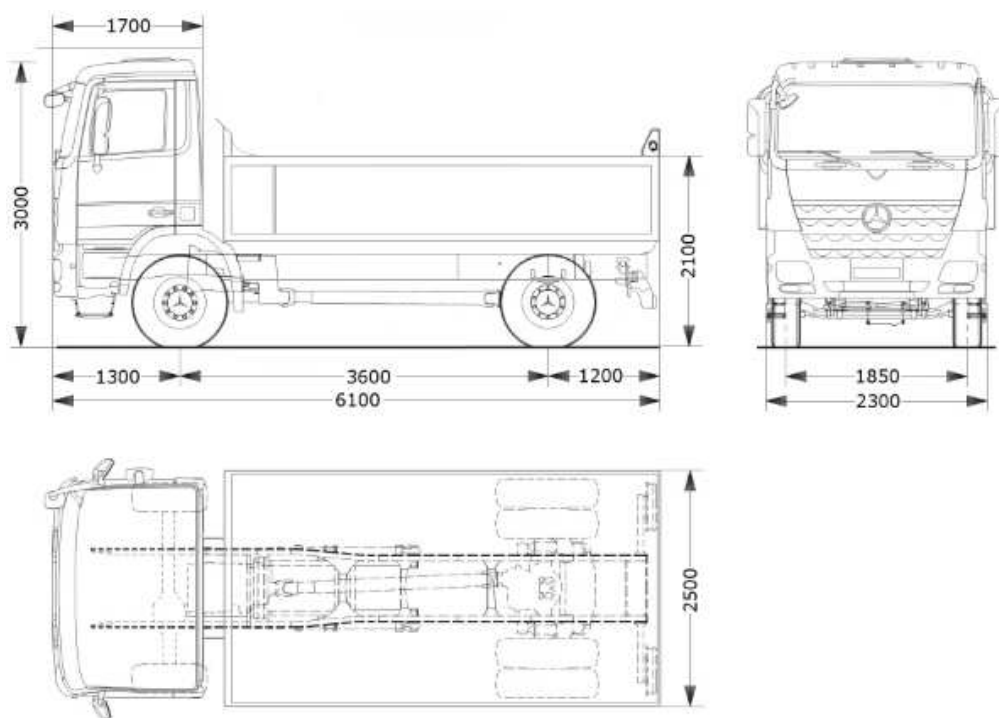
- Atzeko ardatzean: 11.250 kg (%62,5)

d) Gurpilak:

Aurreko pneumatikoak: 315/80 R22,5

Atzeko pneumatikoak: 315/80 R22,5

e) Dimentsio nagusiak:

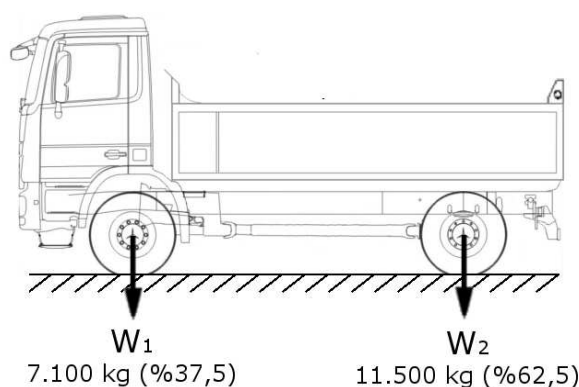


3.2 irudia: Ibilgailuaren dimentsio nagusiak

3.2 IBILGAILUAREN ANALISI DINAMIKOA

Ibilgailu guztiek pausagunetik abiatzeko zein abiadura batez mugitzeko, beren desplazamenduaren kontra agertzen diren indar erresistente edo eragozleak gainditu behar dituzte. Horretarako, motorraren potentzia baliatuz, transmisio sistemak kasuan kasuko erresistentzia horien kontrako momentu eragilea garatu behar du.

Erresistentziak aztertzeko, bi dimentsioko modelo sinplifikatua erabiltzen da eta higiduraren norabideko indar nagusiak kontuan hartzen dira, zeharkako osagaiak mesprezatzen direla. Aldez aurretik, ibilgailuaren datu teknikoei jarrai, ibilgailuaren pisuaren distribuzioa zehaztu behar da.



3.3 irudia: Ibilgailuaren pisuaren banaketa

Kamioi hau errepidean zein eremu ezegonkor eta malkartsuetan aritu daitekeenez, bien kasu kritikoenak konprobatzen dira, errepidean atzeko trakzioa soilik eta errepideaz kanpo trakzio totala jartzen dela kontsideratuz.

3.2.1 Errepideko erresistentziak

Ibilgailua asfaltozko edo hormigoizko errepidetik higitzerakoan, bere abiadura maximora heltzeko gai izan behar da aldaparik ez dagoenean (0° -ko gradientean), beraz, bere desplazamenduaren kontrako errodadura eta airearen erresistentziak gainditu behar ditu.

3.2.1.1 Errodadura erresistentzia

Gurpilek jasaten duten pisua dela eta, hauek lurrian presioa eragin eta higiduraren kontrako errodadura indarra (F_{rd}) sortzen da. Erresistentzia hau pisuaren, lurzoruaren eta pneumatikoaren menpe dago eta gurpilaren zentroan oreka planteatuz lortzen da.

$$\sum M_o = 0 \rightarrow N \cdot a = F_{rd} \cdot R \rightarrow F_{rd} = \frac{a}{R_g} \cdot N \rightarrow F_{rd} = \mu_{rd} \cdot W$$

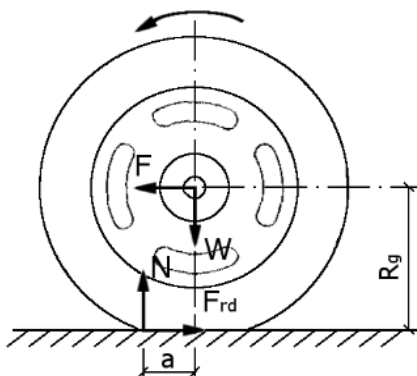
3.1 Formula

Non:

F_{rd} : errodadura indarra [kg]

$\mu_{rd} = \frac{a}{R_g}$: errodadura koefizientea [-]

W : ibilgailuaren pisua ardatzean [kg]



3.4 irudia: Gurpileko errodadura indarra

Errodadura koefizientea ibilgailuaren eta lurraren arabera aldatzen da eta 3.2 taulatik, kamioiak asfaltozko errepidetik ibiltzean 0,065-eko koefizientea duela ondorioztatu da.

Errepide mota	Errodadura erresistentzia koefizientea, μ
Automobilen pneumatikoak	
Hormigoia, asfaltoa	0,013
Legar errodaturia	0,02
Alkatema	0,025
Zolatu gabeko bidea	0,05
Lurra	0,1-0,35
Kamioien pneumatikoak	
Hormigoia, asfaltoa	0,006-0,01
Lurra	0,05-0,11

3.2 taula: Errodadura erresistentzia koefizientea

Hori jakinda, balioak 3.1 formulatan ordezkatu eta aurreko eta atzeko ardatzek jasaten duten errodadura indarra kalkulatu da.

-Aurreko ardatzean:

$$F_{rd_{e1}} = 0,0065 \cdot 6750 = 43,875 \text{ kg}$$

-Atzeko ardatzean:

$$F_{rd_{e1}} = 0,0065 \cdot 11250 = 73,125 \text{ kg}$$

3.2.1.2 Airearen erresistentzia

Mugimenduan dagoen ibilgailu edo gauza orok airearen oztopo edo talka jasaten du (abiadura handian bereziki) eta mugimenduari kontra egiten dion airearen indarra (F_{ra}) agertzen da. Indar hau ibilgailuaren abiaduraren, aurrealdearen azaleraren eta aerodinamikaren menpekoa da.

$$F_{ra} = \rho_s A C_D$$

3.2 Formula

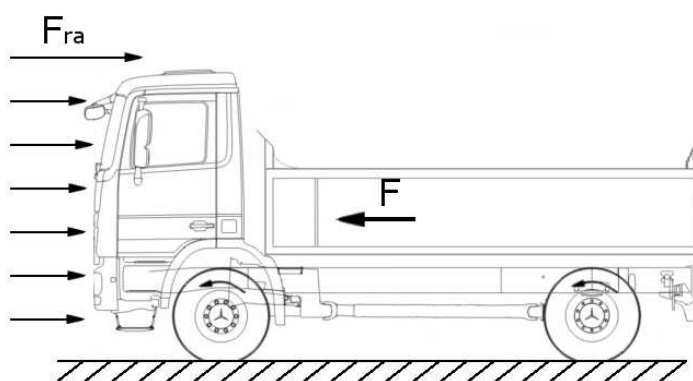
Non:

F_{ra} : airearen indarra [kg]

ρ_s : gainazaleko presioa [kg/m^3]

A : ibilgailuaren aurrealdearen azalera [kg]

C_D : koefiziente aerodinamikoa [-]



3.5 irudia: Indar aerodinamikoa

Gainazaleko presioaren kalkuluan airearen abiadura ez da aintzat hartu, izan ere, bere balioa oso aldakorra da eta baldintza normaletan arbuigarria da. Hala ere, bere abiadurak eta noranzkoak ibilgailuaren abiaduran eragina du, aurkakoa denean motelduz (-) eta aldekoa denean areagotuz (+).

$$\rho_s = \frac{\rho_{aire} (v \pm v_{aire})^2}{2g} = \frac{\rho_{aire} v^2}{2g}$$

3.3 Formula

Non:

$\rho_{aire} = 1,225 \text{ kg}/\text{m}^3$: airearen dentsitatea (15°C-tan)

v : ibilgailuaren abiadura [m/s]

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

Kasu kritikoena ibilgailuaren abiadura maximoan, 110km/h-tan, ematen da eta 3.3 formularekin horri dagokion gainazaleko presioa zehazten da.

$$v_{max} = 110 \text{ km}/\text{h} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 30,556 \text{ m}/\text{s}$$

$$\rho_s = \frac{1,225 \cdot 30,556^2}{2 \cdot 9,81} = 58,293 \text{ kg/m}^2$$

Kamioiaren aurrealdearen azalera ez da uniformea eta hori kalkulatzeko zaila denez, bere balio hurbildua kabinaren altueraren eta zabaleraren neurriekin (3000x2300 mm) lortzen da. Dena den, azalera horren errorea murrizteko 0,9-ko koefizientea aplikatzen da.

$$A = 0,9 \cdot 3 \cdot 2,3 = 6,210 \text{ m}^2$$

Koefiziente aerodinamikoa ibilgailuak airearen kontra duen kontaktuaren arabera da eta bere balioa haize-tuneletan esperimentalki eskuratzen da. Ibilgailuen karrozeriaren diseinua hein handi batean koefiziente hau minimizatzen bideratuta dago eta 3.3 taulatik kamioientzat bere balioa 0,8-koa dela determinatzen da.

Ibilgailu mota	Erresistentzia aerodinamikoko koefizientea, C_D
Automobilak	0,3-0,52
Furgonetak	0,4-0,58
Autobusak	0,5-0,8
Kamioi traktorea - semitrailer	0,64-1,1
Kamioia - trailer	0,74-1,0

3.3 taula: Erresistentzia aerodinamikoko koefizientea

Airearen indarra bi ardatzetan berdina banatzen da eta 3.2 formularen oinarrituz, ardatz bakoitzera ailegatzeko den erresistentzia aerodinamikoaren indarra definitzen da.

$$F_{ra_1} = F_{ra_2} = \frac{58,294 \cdot 6,210 \cdot 0,8}{2} = 144,800 \text{ kg}$$

3.2.1.3 Errepideko erresistentzia totala

Ibilgailua errepidetik higitzerakoan ardatz bakoitzean gaintu beharreko momentu eragozle maximoa errodaduraren eta airearen erresistentzien indarren batura da.

-Aurreko ardatzean:

$$F_{re_1} = F_{rd_{e1}} + F_{ra_1} = 43,875 + 144,800 = 188,675 \text{ kg}$$

-Atzeko ardatzean:

$$F_{re_2} = F_{rd_{e2}} + F_{ra_2} = 73,125 + 144,800 = 217,925 \text{ kg}$$

3.2.2 Errepideaz kanpoko erresistentziak

Ibilgailua errepide ez asfaltatuetatik eta gune oso malkartsuetatik higitzeko gai izan behar da (abiadura motelean), hortaz, higiduraren kontra agertzen diren errodaduraren eta aldaparen erresistentziak gainditu behar ditu.

3.2.2.1 Errodaduraren erresistentzia

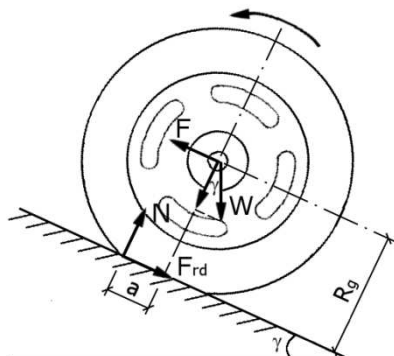
Aldapa batean higitzean, pisuaren osagai batek soilik eragiten du luraren kontrako presioa eta bidearekiko perpendikularra den osagai horrek errodadura indarra (F_{rd}) sortzen du. Errepideko kasuan bezala, erresistentzia hau gurpilaren zentroan oreka planteatuz lortzen da, oraingoa lurrazal inklinatuarekiko aztertzen dela.

$$\sum M_o = 0 \rightarrow N \cdot a = F_{rd} \cdot r \rightarrow F_{rd} = \frac{a}{R_g} \cdot N \rightarrow F_{rd} = \mu_{rd} \cdot W \cdot \cos \gamma$$

3.4 Formula

Non:

γ : aldaparen inklinazioa [°]



3.6 irudia: Gurpileko errodadura indarra aldapan

3.2 taulatik kamioiak errepideaz kanpoko gunetan 0,09-ko koefizientea duela deduzitzen da. Egoera larriena aztertzeko, ibilgailua bere igotze ahalmena maximoan, %24-ko aldapan, dagoela suposatzen da.

$$\gamma_{max} = \% 24 = \tan \gamma \cdot 100 \rightarrow \gamma = \tan^{-1} 0,24 = 13,496^\circ$$

Hori ezagututa, balioak 3.4 formulari sartu eta aurreko eta atzeko ardatzek pairatzen duten errodadura indarra kalkulatu da.

-Aurreko ardatzean:

$$F_{rd_{k1}} = 0,09 \cdot 6750 \cdot \cos 13,496^\circ = 590,725 \text{ kg}$$

-Atzeko ardatzean:

$$F_{rd_{k2}} = 0,09 \cdot 11250 \cdot \cos 13,496^\circ = 984,542 \text{ kg}$$

3.2.2.2 Aldaparen erresistentzia

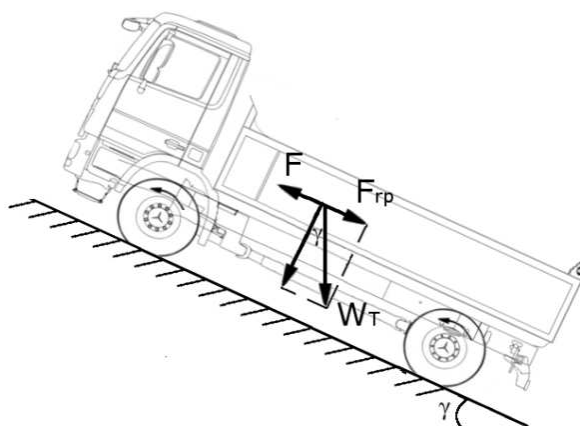
Aldapa igotzerakoan, bere pisuaren zati batek beheranzko noranzkoan eragin eta desplazamenduaren aurkako aldapa indarra (F_{rp}) agertzen da. Indar hau pisuaren osagaiaren eta aldaparen inklinazioaren arabera da.

$$F_{rp} = W_T \sin \gamma$$

3.5 Formula

Non:

F_{rp} : aldapa indarra [kg]



3.7 irudia: Aldapa indarra

Ibilgailua bere igotze ahalmena maximoan egonda, 3.5 formularen balioak ordeztuz aurreko eta atzeko ardatzetara ailegatzen den aldapa indarra kalkulatu da.

-Aurreko ardatzean:

$$F_{rp_1} = 6750 \cdot \sin 13,496^\circ = 1575,267 \text{ kg}$$

-Atzeko ardatzean:

$$F_{rp_2} = 11250 \cdot \sin 13,496^\circ = 2625,446 \text{ kg}$$

3.2.2.3 Errepideaz kanpoko erresistentzia totala

Ibilgailua errepideaz kanpoko bide aldapatsu eta ezegonkorretatik higitzerakoan ardatz bakoitzean aurre egin behar duen momentu eragozle maximoa errodaduraren eta aldaparen erresistentzien indarren batura da.

-Aurreko ardatzean:

$$F_{rk_1} = F_{rd_{k_1}} + F_{rp_1} = 590,725 + 1575,267 = 2165,993 \text{ kg}$$

-Atzeko ardatzean:

$$F_{rk_2} = F_{rd_{k_2}} + F_{rp_2} = 984,542 + 2625,446 = 3609,988 \text{ kg}$$

3.2.3 Ibilgailuaren gaitasuna

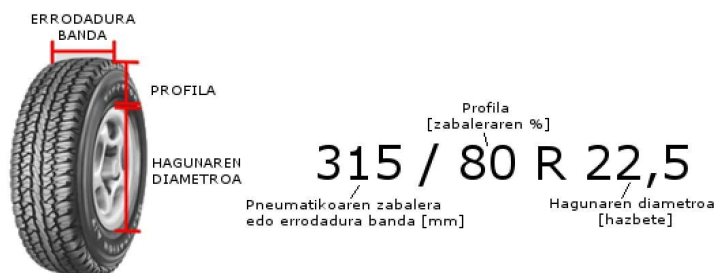
Errepidean erresistentzia txikiak eta abiadura altua denez gero, atzeko trakzioa bakarrik erabiltzen da eta atzeko zubiak aurreko eta atzeko ardatzetan agertzen diren indar erresistenteen batura garatu behar du.

$$F_{re} = F_{re_1} + F_{re_2} = 188,675 + 217,925 = 406,600 \text{ kg}$$

Errepidetik kanpoko eremuetan bidearen egoera eta egonkortasuna kaskarrak dira eta trakzio hobea behar denez, aurreko zubia akoplatu eta trakzio totala baliatzen da. Trakzio totaleko egoeran transferentzia kaxak biraketa momentua uniformeki banatzen du aurreko eta atzeko ardatzetan, transmisio erlazioa 50:50 da, ondorioz, atzeko zubira beharrezko momentua eta indarra heltzeko (bi ardatzetatik handiena), horren bikoitza garatu behar da. Hori horrela, aurreko zubiak behar dena baino pare handiagoa jasotzen du eta gehiago bultzatzen du, atzeko zubiak gutxiago sufritzen duela.

$$F_{rk} = 2 \cdot 3609,988 = 7219,976 \text{ kg}$$

Indar hauek ardatzetan sortzen dituzten momentu eragozleak determinatzeko, indarrak gurpilaren (pneumatikoa) erradioaz biderkatu behar dira. Fabrikatzailearen arabera, pneumatikoak bi ardatzetan berdinak eta 315/80 R22,5 tamainakoak dira. Hala ere, gurpilak ibilgailuaren pisuaren kargapean daude eta beren neurria 0,95 balioaz biderkatzen da gurpilen zanpatze edo deformazioa adierazteko.



3.8 irudia: Gurpilaren dimentsioak

$$R_g = 0,95 \cdot \frac{(315 \cdot 0,8) \cdot 2 + 22,5 \cdot 25,4}{2} = 510,863 \text{ mm} = 0,511 \text{ m}$$

Esan bezala, indar erresistenteek ardatzetan eragiten dituzten momentu eragozleak indarrak gurpilaren erradioaz biderkatuz eskuratzen dira.

-Errepidean:

$$T_{re} = F_{re} \cdot R_g = 406,600 \cdot 0,511 = 207,717 \text{ kg} \cdot \text{m} = 2037,702 \text{ N} \cdot \text{m}$$

-Errepidetik kanpo:

$$T_{rk} = F_{rk} \cdot R_g = 7219,976 \cdot 0,511 = 3688,415 \text{ kg} \cdot \text{m} = 36183,350 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Gauzak horrela, motorrak erregimen desberdinetan aritu eta transmisio sistemaren bidez egoera desberdinei aurre egiteko eta ibilgailua higiarazteko gai izan behar da. Hain zuzen, motorraren kurba karakteristikoarekin, 3.1 grafikoarekin, motorrak beharrezkoa den potentzia eta biraketa garatzen dituen konprobatu daiteke.



3.1 grafikoa: Motorraren kurba karakteristikoa

3.2.3.1 Ibilgailuaren potentzia

Ibilgailuak egoera desberdinetan desplazatzeko garatu behar duen potentzia momentu erresistentearen eta abiaduraren bitartez zehazten da. Dena den, transmisio sistemaren pieza eta multzo mekanikoen arteko marruskadurak eta higadurak galerak sortzen ditu eta motorraren potentzia guztia ez da gurpiletara iristen. Hain zuzen, ibilgailu astunetan eta trakzio totala dutenetan errendimendu mekanikoa txikiagoa da eta martxa laburretan 0,80-0,84 eta luzeetan 0,85-0,90 bitarteko balioa du. Normalean, martxa luzeak gehiago erabiltzen direnez, 0,86-koa dela suposatu da.

$$P = \frac{T_r n_g}{\eta_m}$$

3.6 Formula

Non:

P : ibilgailuaren potentzia [W]

T_r : momentu eragozle edo erresistentea [N·m]

$n_g = \frac{v}{R_g}$: gurpilen biraketa abiadura [rad/s]

$\eta_m = 0,86$: transmisio sistemaren errendimendu mekanikoa [-]

Egoera oneko eta maldarik gabeko errepidean kamioia bere abiadura maximora iristen dela kontuan hartuta, dagozkion momentu erresistentea eta gurpilen biraketa abiadura 3.6 formulatan baliatu eta errepidean behar den potentzia definitzen da.

$$n_{g_{nmax}} = \frac{30,556}{0,511} = 59,812 \text{ rad/s}$$

$$P_{re} = \frac{2037,702 \cdot 59,812}{0,86} = 141719,124 \text{ W} = 141,719 \text{ kW}$$

Hori ezagututa, motorraren 3.1 grafikoaren abiadura maximoko (2400 rpm) potentzia indar erresistenteek xurgatutakoa baino handiagoa dela egiaztatzen da.

$$P_{m_{nmax}} = 168 \text{ kW} > 141,719 \text{ kW} = P_{re}$$

Eremu ezegonkor eta malkartsuen erresistentzien aurrean kamioiak pare maximoa garatzen duela eta horren abiadura 4,35 km/h ingurukoa (3.2.3.2 ataletik) dela aurreikusiz, horren momentu eragozlea eta gurpilen abiadura angeluarra 3.6 formulatan sartu eta eremu txarrenetan behar den potentzia zehazten da.

$$v_{Tmax} = 4,35 \text{ km/h} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 1,208 \text{ m/s}$$

$$n_{g_{Tmax}} = \frac{1,208}{0,511} = 2,365 \text{ rad/s}$$

$$P_{rk} = \frac{36183,350 \cdot 2,365}{0,86} = 99516,032 \text{ W} = 99,516 \text{ kW}$$

Hori jakinda, motorraren 3.1 grafikoaren pare maximoko (1200 rpm) potentzia indar erresistenteek behar dutena baino handiagoa dela baieztatzen da.

$$P_{m_{Tmax}} = 127 \text{ kW} > 99,516 \text{ kW} = P_{rk}$$

Horrenbestez, motorraren potentzia kamioiaren kasu kritikoenak gainditzeko nahikoa da, baina transmisioaren erlazioek potentzia hori funtzionamendu beharrei moldatu eta gurpiletara momentu eragile eta abiadura egokia helarazi behar dute.

3.2.3.2 Ibilgailuaren transmisio erlazioak

Ibilgailuak guztira aurreranzko 12 martxa eta atzeranzko 2 martxa ditu, horretarako abiadura kaxak 6 martxa eta atzera martxa bakarra ditu eta bere osteko erreduktoreak bi abiadura sorta (martxa laburrak eta luzeak) eskaintzen ditu martxa kopurua bikoiztuz. Martxa bakoitzak transmisio erlazio jakin bat du eta horrek motorraren biraketaren pareta eta abiadura aldatzeko eta egoera desberdinei egokitzeko aukera ematen du.

Transmisio erlazioa edo erredukzioa engranatuta dauden bi horzdun gurpilen (gidariaren eta gidatuaren) hartz kopuruaren arteko erlazioa da, biraketa momentuaren aldakuntzaren zuzenki proportzionala eta abiaduraren aldakuntzaren alderantzizkoa dena.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

3.7 Formula

Non:

i : transmisio erlazio edo erredukzioa [-]

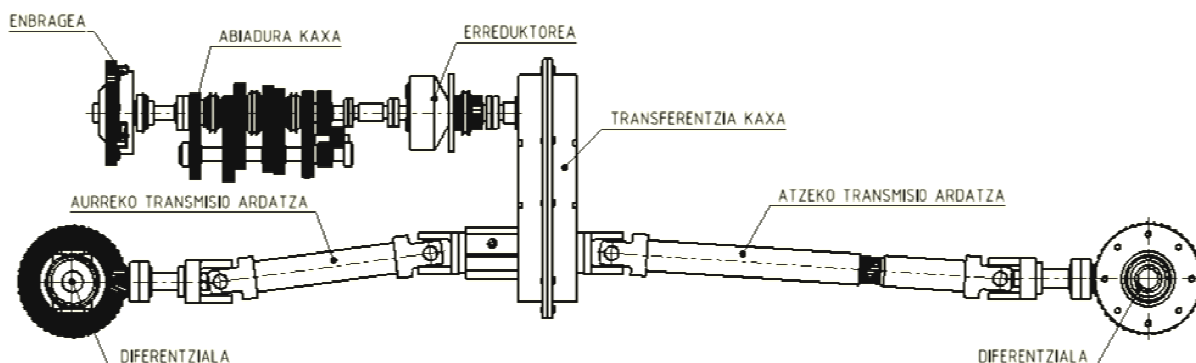
$z_{1,2}$: engranajeko gurpilen hartz kopurua [-]

$T_{1,2}$: momentu eragilea [N·m edo kg·m]

$n_{1,2}$: engranajeko gurpilen biraketa abiadura [rad/s edo rpm]

Gurpil batera heldutako biraketa aurreko transmisio erlazioen biderkaduraren, erlazio totalaren, menpe dago. Hori transmisio sistemaren kate zinematikoaren araberakoa da, zeinetan transmisio erlazio finkoa ala aldakorra duten osagaiak dauden.

$$i_T = i_k \cdot i_{dif} = i_{ak} \cdot i_{err} \cdot i_{dif}$$



3.9 irudia: Transmisio sistema osoaren eskema

3.1 taulako erlazioak kontsideratuz, aurreko eta atzeko diferentzialen erredukzioa konstantea da eta abiadura kaxarenak eta erreduktorearenak, aldiz, aldakorak dira. Modu horretan, erlazio horiek guztiak ezagututa, kamioiak kasu kritikoenetan beharrezkoak diren pareta eta abiadura garatu ditzakeen aztertzen da.

Errepidetik aritzerakoan ibilgailuak abiadura maximora heltzeko, motorraren errotazio maximoko puntua hartu eta transmisio sistemak erredukzio egokia izan behar du. Horretarako, abiaduraren eta parearen ikuspuntutik, 3.7 formula baliatu eta higitzeko beharrezkoa den erredukzioa lortu daitekeen konprobatzen da, betiere errendimendu mekanikoa aintzat hartzen dela.

-Abiadura:

$$n_{m_{max}} = 2400 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 251,327 \text{ rad/s}$$

$$i_T = \frac{n_{m_{max}} \eta_m}{n_{g_{max}}} = \frac{251,327 \cdot 0,86}{59,812} = 3,614$$

$$i_{ak} = \frac{i_T}{i_{dif}} = \frac{3,614}{4,50} = 0,803$$

-Parea:

$$i_T = \frac{T_{re}}{T_{m_{max}} \eta_m} = \frac{2037,702}{730 \cdot 0,86} = 3,246$$

$$i_{ak} = \frac{i_T}{i_{dif}} = \frac{3,246}{4,50} = 0,721$$

Ibilgailuak 6. martxa luzean, 12. martxan (luzeena), abiaduraren eta momentu erresistentearen exijentziei aurre egin diezaieke, izan ere, bere erredukzioa (0,78) abiadura maximora iristeko behar dena baino txikiagoa eta momentu erresistentea gainditzeko behar dena baino handiagoa da. Hain zuzen, martxa horretan bakarrik betetzen dira bi baldintzak aldi berean eta 110 km/h-ko abiadura lortuko du.

Eremu malkartsu eta txarrenei aurre egiteko, motorraren pare maximoko puntua hartu eta gutxieneko erredukzio bat egon behar da. Kasu honetan bidearen erresistentziak gainditzeak bakarrik du garrantzia eta 3.7 formula erabiliz, beharrezko pareta garatzeko erredukzio nahikorik duen aztertzen da.

$$i_T = \frac{T_{rk}}{T_{m_{max}} \eta_m} = \frac{36183,350}{1000 \cdot 0,86} = 42,074$$

$$i_{ak} = \frac{i_T}{i_{dif}} = \frac{42,074}{4,50} = 9,350$$

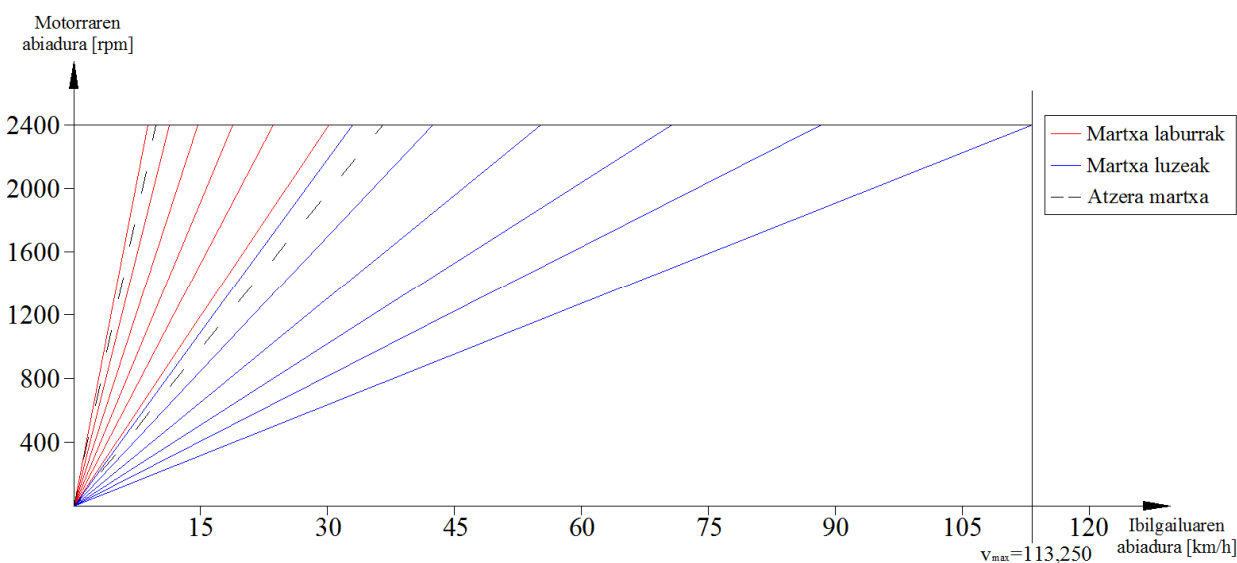
Ibilgailuak 1. martxa laburrean, 1. martxan (laburrena), momentu erresistentea gainditu dezake, zeren eta bere erredukzioa (10,05) behar dena baino handiagoa da. Hain zuzen, martxa horretan bakarrik izango du %24-ko igotze ahalmena eremu ezegonkorretan eta bere erredukzioa handiagoa izanda, ibilgailua egoera nahiz baldintza kritikoagoetan ere (malda handiagoan edota lurzoru txarragoan) ibili daiteke.

Hori guztia dela eta, ibilgailuak errepideko eta errepideaz kanpoko baldintza larrienen higitzeko gaitasuna du. Edonola ere, abiadura aldatetek (inertzia erresistentziak) eta bestelako faktoreek erresistentzia gehigarriak eragiten dituzte eta horien eragina hein batean kubritzeko, koefizienteetan eta kalkuluetan irizpide kontserbakorra jarraitu izan da.

Azkenik, ibilgailuaren transmisio erlazioetan eta motorraren biraketa abiaduran oinarrituz, 3.7 formula aplikatu (errendimendu kontua hartuta) eta ibilgailuaren abiaduren 3.4 taula eta 3.2 grafikoa atera daitezke.

MARTXA LABURRAK (LAB)				MARTXA LUZEAK (LUZ)			
Martxa	Erredukzioa i_k	Abiadura [km/h]		Martxa	Erredukzioa i_k	Abiadura [km/h]	
		V_{Tmax}	V_{max}			V_{Tmax}	V_{max}
AU1	10,05	4,395	8,790	AU1	2,68	16,480	32,961
AU2	7,80	5,662	11,325	AU2	2,08	21,234	42,469
AU3	6,00	7,361	14,722	AU3	1,60	27,605	55,209
AU4	4,69	9,422	18,845	AU4	1,25	35,334	70,668
AU5	3,75	11,778	23,556	AU5	1,00	44,167	88,335
AU6	2,93	15,100	30,200	AU6	0,78	56,625	113,250
AT1	9,08	4,867	9,734	AT1	2,42	18,251	36,502

3.4 taula: Ibilgailuaren martxen abiadurak



3.2 grafikoa: Ibilgailuaren martxen abiadurak

3.3 ENBRAGEA

Enbragea motorra eta abiadura kaxa elkarrekin akoplatu eta motorra transmisioko beste atalekin konektatzen duen mekanismoa da. Honek gidatze beharren arabera biraketa transmititzea edo etetea ahalbidetzen du, martxan jartzerako eta martxa aldaketetarako ezinbestekoa dena.

Enbragearen diskoak motorraren inertzia bolantearekin eta presio platerarekin duen marruskaduraren bitartez gertatzen da biraketaren transmisioa eta horretarako, diafragma bidez akzionatzen den presio platerak diskoak zanpatu eta akoplatuta (enbragatuta) mantendu behar ditu. Horrela, biraketa enbrage diskora heldu eta ildaskatu bidez kutxa aldagailuaren ardatz primarioa pasatzen da. Hori horrela izanik, enbrage diskoa eta akzionamendu indarra enbragearen diseinuko funtsezko aspektuak dira eta beren kalkulua burutzen da.

3.3.1 Enbrage diskoa

Motorraren parearen enbrage diskoaren gainazalean garatutako marruskadura momentuaren bitartez transmititzen da, presio plateraren presioak kontaktu hori bermatzen duela. Zehazki, transmisioa diskoan errematxatuta dauden frikzio forruen bidez gauzatzen da eta hauek motorraren pare maximoa transmititu dezaketen aztertzen da.

“BUDYNAS, R. eta NISBETT, J. Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. Editorial McGraw Hill. Madrid, 2008.” liburua jarraituz, enbragearen marruskadura momentua kalkulatzeko, higadura uniformeko hipotesia hobesten da irizpide kontserbakorragoa izan eta erabilitako enbrageei dagokielako. Honen arabera diskoaren forruen ukipen azalera osoko higadura uniforme izanda, edozein punturen presioaren eta abiaduraren nahiz erradioaren arteko biderkadura konstantea izango da.

$$\delta = f \cdot p_d \cdot v_d = f \cdot p_d \cdot n_d \cdot r_d = kte$$

$$p_d \cdot r_d = p_{dmax} \cdot r_{db} = \frac{p_{dmax} \cdot d_{db}}{2} = kte$$

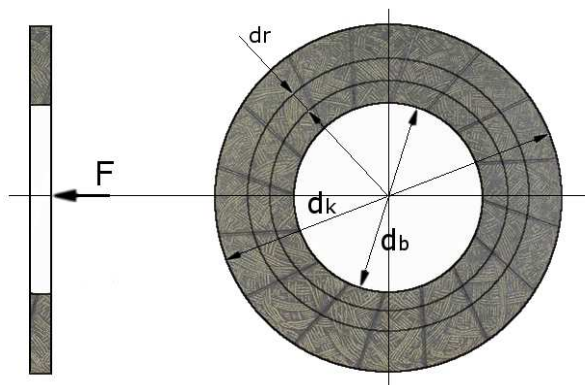
3.8 Formula

Diskoek garatzen duten momentu tortsorea marruskadura indarraren eta erradioaren arteko biderkadura intergratuz definitzen da, non erradioak diskoaren barne (r_{dk}) eta kanpo erradioaren (r_{db}) bitartea hartzen duen.

$$T_{roz} = \int_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} \mu 2\pi p r^2 dr = \pi \mu p_{dmax} d_{db} \int_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} r dr = \pi \mu p_{dmax} d_{db} \left[\frac{r^2}{2} \right]_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} =$$

$$= \frac{\pi \mu p_{dmax} d_{db} (d_{dk}^2 - d_{db}^2)}{8}$$

3.9 Formula



3.10 irudia: Frikzio forrua

Enbrage diskoak inertzia bolantearen eta presio plateraren biraketa jasotzen duenez gero, diskoak bi marruskadura gainazal ditu eta garatutako momentua bikoitza da. Dena dela, pare maximoarekiko %30-50 inguruko segurtasun tarte gomendatzen da, izan ere, denborarekin forruen marruskadura koefizientea eta diafragmak egindako presio espezifikoak murriztu dira. Kasu honetan 2,5-eko segurtasun koefizientea aplikatu da eta beharrezko unitate aldaketak egin dira.

$$T_{roz} = \frac{10^6 \pi \mu p_{dmax} d_{db} (d_{dk}^2 - d_{db}^2)}{4 CS}$$

3.10 Formula

Non:

T_{roz} : enbrageak garatutako marruskadura momentua [N·m]

μ : frikzio forruen marruskadura koefizientea [-]

p_{dmax} : forruen presio espezifikoak [N/mm²]

d_{db} : frikzio forruen barne diametroa [m]

d_{dk} : frikzio forruen kanpo diametroa [m]

$CS = 1,5$: segurtasun koefizientea [-]

Diskoaren forruentzat Thermotec 150 deritzon material karbozeramikoa baliatu da, elastikotasun handiko grafito sintetikoaren (karbono) pare gaitasun altua eta brontze sinterizatuaren (zeramika) iraunkortasun handia konbinatzen dituelako. Memoriaren dokumentuko 2.2 taulako fitxa teknikoak eta 3.5 eta 3.6 taulak kontuan hartuz, material honen marruskadura koefizientea 0,45-ekoa eta presio maximoa 185 psi-koa (1,034 N/mm²) dela zehazten da.

Materiala	Marruskadura koefizientea (lehorrean)
Altzairua	0,15-0,20
Amiantoa (asbestoa)	0,30-0,60
Feltroa	0,22
Grafitua	0,25
Metal sinterizatua (letoa hauts zeramikoarekin)	0,40-0,50
Kevlar	0,40-0,60
Material karbozaramikoa	0,30-0,45

3.5 taula: Materialen marruskadura koefizientea

Materiala	Presio maximoa (psi)
Material organikoa	180
Metal sinterizatua	185
Kevlar	180
Material karbozaramikoa	150

3.6 taula: Materialen presio maximo onargarria

Praktikan, enbragearen diskoek 450 mm baino diametro txikiagoa dute enbragearen tamaina eta inertzia momentua handiegia ez izateko, transmisioa errazagoa eta leunagoa delarik. Diskoaren frikzio forruen barne eta kanpo diametroen arteko erlazioa 0,6 eta 0,7 bitartekoa izan ohi denez, diametro horiek 150 eta 250 mm-koak izatea erabaki da.

Hori guztia ezagututa, 3.10 formularekin enbrageak garatu dezakeen marruskadura momentua kalkulatu eta motorraren pare maximoa transmititzeko gai den konprobatzen da.

$$T_{roz} = \frac{10^6 \pi 0,45 \cdot 1,034 \cdot 0,15 (0,25^2 - 0,15^2)}{4 \cdot 1,5} = 1462,085 \text{ N} \cdot \text{m} > 1000 \text{ N} \cdot \text{m} = T_{m_{max}}$$

Ikusi daitekeenez, enbrageak garatu dezakeen pare motorraren pare maximoa baino handiagoa da eta hori transmititu dezake, frikzio forruen dimentsio eta materialak egokiak direla.

3.3.2 Akzionamendu indarra

Enbragearen disko nahiz platerak akoplatzeko eta pare osoa transmititzeko, bere gain indar normal jakin bat aplikatu behar da. Indar hau ere higadura uniformeko hipotesiarekin aztertzen da, baina diskoaren indar normala ohiko indar normala integratuz determinatzen da.

$$T_{roz} = \int_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} 2\pi p r dr = \pi p_{dmax} d_{db} \int_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} dr = \pi p_{dmax} d_{db} \left[r \right]_{\frac{d_{db}}{2}}^{\frac{d_{dk}}{2}} =$$

$$= \frac{\pi p_{dmax} d_{db} (d_{dk} - d_{db})}{2}$$

3.11 Formula

Indar hau presio eta pare maximoko egoerari dagokio eta ukipen gainazal kopuruaren independentea da. Marruskadura momentuan bezala, 1,5-eko segurtasun koefizientea ezarri da eta beharrezko unitate aldaketak burutu dira.

$$F_n = \frac{10^6 \pi p_{dmax} d_{db} (d_{dk} - d_{db})}{2 CS}$$

3.12 Formula

Hori jakinda, marruskadura momentuko irizpideak mantendu eta 3.12 formularekin enbrageak bere pare maximoa garatzeko, presio plateraren gain egin behar den indar normala kalkulatu da.

$$F_n = \frac{10^6 \pi \cdot 1,034 \cdot 0,15 (0,25 - 0,15)}{2 \cdot 1,5} = 16245,389 N = 1656,003 kg$$

Berez indar normal hau enbragearen presio eta pare ahalmen maximoko egoeran presio plateraren gain beharrezko indarra da, baina egoera horren marruskadura momentua motorreko pare maximoa baino handiagoa da eta errealitatean indar txikiagoa aplikatu beharko da.

3.4 ABIADURA KAXA

Abiadura kaxa edo kutxa aldagailua motorretik heltzen zaion biraketaren abiadura eta pareta transformatzen edota biraketa noranzkoa alderantzikatzen duen elementua da. Honek motorraren biraketa erregulatu eta funtzionamendu tarte optimoan (erregimen egonkorrean) aritzea lortzen du, egoera bakoitzean gurpilei potentzia egokia transmititzen zaiela.

Martxen erredukzioa hiru ardatz nagusietan eta atzera martxaren ardatzean kokatutako engranajeen bidez gauzatzen da eta hauek aurreranzko 6 martxa eta atzeranzko martxa bakarra osatzen badute ere, beren ostean kokatutako erreduktorearen erredukzio gehigarriak martxa kopuru totala bikoizten du. Hori kontuan hartuta, engranajeak kalkulatzear gain, abiadura kaxako oinarritzko beste elementu eta osagai komertzialen dimentsionamendu eta aukeraketa jorratzen da.

3.4.1 Engranajeak

Abiadura kaxa honetan biraketaren desmultiplikazioa sinkronizatuta eta uneoro engranatuta dauden engranaje zilindriko helikoidalen bikoteen bitartez burutzen da. Engranaje helikoidaletan hortzak zeharrik dira eta gurpilen arteko engranea luzeagoa eta progresiboagoa da, beraz, horzdun gurpilek presio txikiagoa jasan eta transmisioak erresistentzia handiagoa du. Atzera martxa, ordea, gutxiagotan erabiltzen da eta hortz zuzeneko gurpilak behar ditu bere tarteko gurpila desplazatzean besteekin engranatu ahal izateko.

Kutxaren martxek abiadura sorta luzeari dagozkion transmisio erlazioak dituzte, 3.1 taulako 7-12 martxei dagozkienak, beraz, engranajeen kalkulu eta diseinurako, martxa horien erredukzio eta funtzionamendu baldintzak oinarritzat baliatu dira

3.4.1.1 Engranajeen hortz kopurua

Abiadura kaxako gurpilen hortzen kopurua determinatzeko, martxen erredukzioez gain, kutxako diseinu eta eraikitze baldintzak bete behar dira. Horzdun gurpilak ardatz paralelotan egonda, beren arteko distantzia konstante mantendu eta engranajeak normalak edo 'A-cero' motakoak direla suposatu da. Engranaje hauetan ardatzen arteko distantzia jatorrizko erradioen batura da eta engranaje helikoidaletan balio hori moduluaren, hortzen inklinazio angeluaren eta hortz kopuruaren menpe dago.

$$D = r + r' = \frac{m_r}{2 \cos \beta_a} (z + z') = kte$$

3.13 Formula

Bi gurpilek beren artean ondo akoplatzeko eta engranatzeko, nahitaez modulu (pausu edo hortz neurriarekin erlazionatua) eta hortzen angelu berdinak izan behar dituzte.

Hortzen inklinazio edo helize angeluak (β) hortzen forma ezaugarritzen du eta handitu ahala, aldi berean engranatzeko duten hortz kopurua handiagoa eta transmisioa leunagoa bada ere, indar axial altuagoak sortu eta errendimendua txarragoa da. Orokorrean bere balioa $10-30^\circ$ bitartekoa izaten da eta zuzenketarik behar ez den bitartean, arautua den 20° -ko inklinazio angelua hartu da.

Ardatzen arteko distantzian eraginik ez duen arren, gurpil zuzenen nahiz helikoidalaren engrane egokirako beren hortzen arteko kontaktuko presio edo engrane angeluak (α) ere berdinak izan behar dira. Angelu honek gurpilen arteko esfortzuen norabidea zehazten du eta bere ohiko balio normalizatuak 20° eta 25° izanda, 20° -ko presio angelua erabili da.

Gauzak horrela, engrane arazorik ez egoteko eta egin beharreko zuzenketak murrizteko, abiadura kaxako gurpil guztiek modulu eta angelu berdinak dituztela kontsideratu da, beraz, engranaje bakoitzeko hortz kopuruen batura konstantea izan beharko da.

$$D = \frac{m_r}{2 \cos \beta_a} (z + z') = \frac{m_r}{2 \cos \beta_a} (z_n + z_n') = kte$$

$$z + z' = z_n + z_n' = kte$$

3.14 Formula

Gurpilen hortz kopurua tarte jakinean egon behar da; batetik, hortz gehiegi izateak tamaina eta pisua handituko lituzke eta bestetik, hortz gutxiegi izateak erresistentzia murriztuko eta zizelkatzean interferentziak egingo lituzke. Zehazki, 'A-cero' motako eta 20° -ko presio angeluko gurpil zuzenen gutxieneko hortz kopuru teorikoa 17 da, zenbait kasu praktikotan eta funtzionamendu nahiz diseinu baldintzek exijitzen dutenean, 14 izan daitekeela.

Gurpil zuzenen gutxieneko hortz kopuru teorikoa, aldiz, 14 da eta hortz birtualen edo zuzen baliokideen 3.15 formularekin ateratzen dena. Honek gurpil helikoidal bati dagokion gurpil zuzenaren hortz kopuru baliokidea definitzen du.

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_a}$$

3.15 Formula

Ahal den neurrian engranaje beraren gurpilen hortz kopuruak elkarren lehenak izan behar dira hortz berdinak denbora gutxiagoz elkarrekin kontaktuan egoteko eta higadura irregularra ekiditeko.

Engranajeek bete beharreko baldintza dimentsionalak eta geometrikoak aztertu eta gero, gurpilen hortz kopurua haztamuz edo tanteoz determinatzen da. Nolanahi ere, aipaturiko baldintza hauek ezinbestean betetzeak transmisio erlazio zehatzak lortzea eragotzi dezake eta errore hori ahalik eta gehien minimizatu behar da. Horretarako, hasierako urrats gisa, hasierako erredukzioa finkatu eta ondoren, martxen hortz kopuruak zehaztu dira.

-Hasierako erredukzioa

Abiadura kaxaren ardatz primarioaren eta bitartekoaren artean hasierako erredukzio konstante bat dago, bere balioa txikia dela eta kaxako erredukzioa bi etapetan burutzea ahalbidetzen duela.

Antzeko abiadura kaxen ezaugarriak, Eaton Fuller motakoak kasu, aintzat izanda, 1. gurpilak 28 hortz dituela suposatu da. Hori horrela, engranajearen transmisio erlazioa nahiko txikia dela eta aurretik aipaturiko irizpideak kontuan hartuz, 3.7 taulan konbinazio posible guztiak aztertu dira 2. gurpilaren hortz kopuru egokiena hautatzeko.

z₁	z₂	Batura	Erredukzioa
28	30	58	1,071
28	31	59	1,107
28	32	60	1,143
28	33	61	1,179
28	34	62	1,214
28	35	63	1,25
28	36	64	1,286

3.7 taula: Hasierako erredukzioaren gurpilak

Behin hasierako erredukzioa definituta, bere erredukzioak eta ardatzen arteko distantziak (hortz kopurua konstante) gainerako martxen aukeraketa baldintzatzen du.

-1. martxa

Martxa honen kutxako transmisio erlazio totala 2,68-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela oinarritzat hartuz, 3.8 taularekin konbinazio posibleak aztertu dira hortz kopuru egokia hautatzeko eta errorea minimizatzeko.

$$i_{1m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 2,68 \rightarrow \frac{z_4}{z_3} = 2,144$$

$$z_3 + z_4 = 63$$

z₃	z₄	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
19	44	63	2,316	171,789·10 ⁻³
20	43	63	2,150	6·10 ⁻³
21	42	63	2,000	144·10 ⁻³

3.8 taula: 1. martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du eta emaitza transmisio erlazio eran adierazten da.

$$i_{1m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} = \frac{43}{16} = 2,688$$

Transmisio erlazio hau errepideaz kanpo behar den erlazioa baino handiagoa izanda (3.2.3.2 atala), martxa honetan ibilgailuak errepideaz kanpoko egoera kritikoenei aurre egiteko gai izango da.

-2. martxa

Martxa honek kutxan duen erredukzio totala 2,08-koa dela eta hortzen batura berdin (63) mantentzen dela irizpidetzat hartu eta 3.9 taularen bidez aurreko martxaren ebazpen bera burutu da.

$$i_{2m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 2,08 \rightarrow \frac{z_6}{z_5} = 1,664$$

$$z_5 + z_6 = 63$$

z₅	z₆	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
23	40	63	1,739	75,130·10 ⁻³
24	39	63	1,625	39·10 ⁻³
25	38	63	1,520	144·10 ⁻³

3.9 taula: 2. martxaren gurpilak

Bigarren kasua hoberena da, beharrezko baldintzak bete eta errore minimoa duena, alegia eta soluzioa transmisio erlazio bezala jartzen da.

$$i_{2m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{35}{28} \cdot \frac{39}{24} = \frac{65}{32} = 2,030$$

-3. martxa

Martxa honen kutxako erredukzio totala 1,60-koa dela eta hortzen batura konstantea (63) dela kontuan izan eta 3.10 taula erabilia beste martxaren tankerako prozedura jarraitu da.

$$i_{3m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_8}{z_7} = 1,60 \rightarrow \frac{z_8}{z_7} = 1,280$$

$$z_7 + z_8 = 63$$

z₇	z₈	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
27	36	63	1,333	53,333·10 ⁻³
28	35	63	1,25	30·10 ⁻³
29	34	63	1,172	107,586·10 ⁻³

3.10 taula: 3. martxaren gurpilak

Bigarren aukera proposena da, baldintzak bete eta gutxieneko errorea duelako eta emaitza transmisio erlazio moduan adierazten da.

$$i_{3m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{35}{28} \cdot \frac{35}{28} = \frac{25}{16} = 1,563$$

- 4. martxa

Martxa honek kutxan duen erredukzio totala 1,25-ekoa dela eta hortzen batura berdina (63) dela aintzat hartu eta 3.11 taularen bitartez beste martxatako ebazpena burutu da.

$$i_{4m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = 1,25 \rightarrow \frac{z_{10}}{z_9} = 1$$

$$z_9 + z_{10} = 63$$

z₉	z₁₀	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
31	32	63	1,032	32,258·10 ⁻³
32	31	63	0,969	31,250·10 ⁻³
33	30	63	0,909	90,909·10 ⁻³

3.11 taula: 4. martxaren gurpilak

Bigarren kasua onena da, zeren baldintzak bete eta errorea minimoa du eta soluzioa transmisio erlazio eran jartzen da.

$$i_{4m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{35}{28} \cdot \frac{31}{32} = \frac{155}{128} = 1,211$$

- 5. martxa

Martxa honek kutxan duen erredukzio totala 1-ekoa (transmisio zuzena) da eta ez du engranajeen beharrik, ardatz primarioa sekundarioarekin zuzenean elkartuz lortzen dela.

- 6. martxa

Martxa honen kutxako erredukzio totala 0,78-ekoa dela eta hortzen batura konstantea (63) dela kontuan hartu eta 3.12 taula baliatuta beste martxatako prozedura jarraitu da.

$$i_{6m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = 0,78 \rightarrow \frac{z_{12}}{z_{11}} = 0,624$$

$$z_{11} + z_{12} = 63$$

z₁₁	z₁₂	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
38	25	63	0,658	33,895·10 ⁻³
39	24	63	0,615	8,615·10 ⁻³
40	23	63	0,575	49·10 ⁻³

3.12 taula: 6. martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, baldintzak bete eta errore txikiena du eta emaitza transmisio erlazio bezala adierazten da.

$$i_{6m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{24}{39} = \frac{10}{13} = 0,769$$

Transmisio erlazioa hau errepidean behar diren erlazioen bitartekoa izanda (3.2.3.2 atala), martxa honetan ibilgailua errepidean abiadura maximoan higitzeko gai izango da.

3.4.1.2 Engranajeen modulua

Moduluaren kalkulua beti gurpil txikiarentzat burutzen da bira eta lan gehien egiten duena baita. Gurpil txikiak (pinoiak) handiak (koroak) baino neke eta higadura handiagoa jasan eta modulu handiagoa eskatzen du, beraz, modulu hori gurpil handienarentzat ere baliagarria da.

“FRATSCHNER, O. Elementos de máquinas. Editorial Gustavo Gili. Barcelona, 1969.” liburuaren arabera, engranaje baten moduluaren kalkulurako ezinbestekoa da hortzen saihets edo flankoen gehiegizko higadura eta hortzen esfortzu makurtzaileengatiko (flektoreengatiko) haustura aztertzea. Horretarako, lehenik, iraupen eta higadurarako kalkulu zehatza burutu behar da eta ondoren, erresistentziarako frogapen edo kalkulu hurbildua egiten da.

-Moduluaren kalkulua iraupen eta higadurara

Iraupen eta higadurarako kalkulua Hertz-en teorian oinarritzen da, gainazal kurbatuzko bi gorputz elastikoren arteko kontaktua aztertzen duena. Horretarako kontaktuan dauden bi zilindro beren sortzaileetatik elkar zanpatzen dira indar banatu bidez eta horren presio maximoa definitzen da.

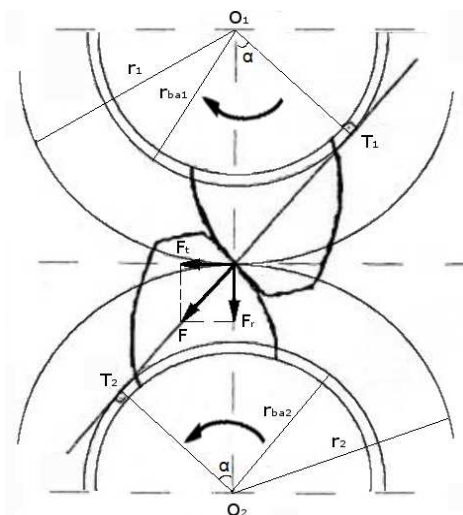
$$P_{max}^2 = 0,35 \cdot \frac{F}{b} \cdot \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \cdot \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)$$

3.16 Formula

Engranaje zuzen batean gurpilen bi hortz kontaktuan egonda, beren arteko presio maximoa antzera kalkulaten da.

$$P_{max}^2 = 0,35 \cdot \frac{F}{b} \cdot \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{1}{r_1 \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)$$

3.17 Formula



3.11 irudia: Hortzen arteko kontaktua

3.17 formulak zeinua positiboa du hortzen kontaktua ganbila (kanpokoa) denean eta negatiboa kontaktua ahurra (barnekoa) denean.

Praktikan, Stribeck-ek definitutako errodaturako presio karakteristikoaren (k) formula baliatzen da eta hau garatuz, momentu bihurtzaile edo tortsoarearen (parearen) eta moduluaren menpe adierazten da.

$$k = \frac{F}{2b} \cdot \frac{1}{r_1 \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right) = \frac{F_t (i \pm 1)}{b d_1 \sin \alpha \cos \alpha i} = \frac{2T_1 (i \pm 1)}{b d_1^2 \sin \alpha \cos \alpha i} = \frac{2T_1 (i \pm 1)}{m^3 z^2 \psi \sin \alpha \cos \alpha i}$$

3.18 Formula

Errodaturako presio karakteristiko hori materialaren, iraupenaren eta funtzionamendu baldintzen arabera balio onargarri baten (k_{onarg}) azpitik egon behar da hutsegiterik ez gertatzeko. Horregatik, 3.18 formulatik modulua askatu eta

beharrezko unitate aldaketak eginez, higaduragatiko hutsegitea ekiditeko modulu minimoa eskuratzen da.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{200 T_1 (i \pm 1)}{k_{onarg} z_1^2 \psi \sin \alpha \cos \alpha i}}$$

3.19 Formula

Non:

m : modulu minimoa [cm]

T_1 : gurpil txikienaren momentu tortsorea edo pareia [kg·m]

k_{onarg} : errodadura presio karakteristiko onargarria [kg/cm²]

z_1 : gurpil txikienaren hertz kopurua [-]

ψ : engranajearen gidatze faktorea [-]

$\alpha = 20^\circ$: hortzen presio angelua [°]

Engranaje helikoidaletan ere 3.19 formula aplikagarria da, baina hertz helikoidaletara egokitzeko, 3.15 formulako hertz birtualen kontzeptua ezartzen da. Hala ere, engranaje helikoidaletan engranea hobea denez, errodadura presio eraginkorra teorikoaren %75-85 bitartekoa da eta kasu honetan 0,8-koa den higadurako hobekuntza koefiziente edo faktorea (C_d) aplikatu da.

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 C_d T_1 (i \pm 1) \cos^6 \beta_a}{k_{onarg} z_1^2 \psi \sin \alpha_r \cos \alpha_r i}}$$

3.20 Formula

Non:

m_r : modulu erreal edo normal minimoa [cm]

$C_d = 0,8$: higadurako hobekuntza koefizientea [-]

$\beta_a = 20^\circ$: hortzen inklinazio angelu aparentea [°]

$\alpha_r = 20^\circ$: hortzen presio angelu erreala [°]

Industriarako ibilgailu astunak bereziki exijenteak diren baldintzetan aritzeko gai izan behar dira eta fabrikatzailearen eta antzeko ibilgailuen ezaugarriak jarraituz, transmisioaren gutxieneko bizitza tekniko (erabilgarria) 400.000 km edo 6500 ordu (61,5 km/h-ko batez bestean) ingurukoa dela estimatu da. Modu horretan, uneoro engranatuta eta kargapean dauden engranajeek, hasierako erredukzioa kasu, 6500 orduko iraupena dute eta aldizka lan egiten dutenek, 1050 orduko iraupena dute. Atzera martxa, aldiz, gutxiagotan erabiltzen da eta bere iraupena 200 ordukoa da.

Gurpilen fabrikaziorako 18CrNi8 altzairu aleazio zementatu eta tenplatua aukeratu da bere gainazaleko gogortasun eta higaduraren aurkako erresistentzia handiagatik. Nolanahi ere, ardatzetan eta ardatz primarioan mekanizaturik dagoen hasierako erredukzioko gurpilean, 1.gurpilean, 14NiCrMo13-4 altzairu aleazio zementatua erabili da ardatzeko esfortzuak hobeto jasateko gogortasuna eta

elastikotasuna duelako. 3.13 taulan transmisioko material desberdinen propietate mekanikoak jasotzen dira.

Materiala	DIN Izendapena	Trata- mendua	Trakzio erresist. σ_B	Isurpen limite minimoa σ_S	Brinell gogortasuna DB	Neke erresist. flexio alternatiboan $\sigma_{b,w}$ \approx	Esfortzu onarg. abiadura medio eta altuetan $\sigma_{b, onarg.}$ \approx
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Burdinurtu grisa	GG-18		≥ 18		150-170	$\pm 8,5$	350-450
	GG-22		≥ 22		180-220	± 11	450-550
	GG-26		≥ 26		200-220	± 12	550-650
Altzairu moldatua	GS-45	suber.	≥ 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	suber.	≥ 52	25	145-190	± 22	750-900
Makinentzak o altzairu aleatu gabea	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Altzairu zementatua aleatu gabea	Ck 15	tenp.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Altzairu hobetua aleatu gabea	Ck 45	hob.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	hob.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Altzairu manganeso hobetua	30Mn5	hob.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	hob.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	hob.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Altzairu zementatua aleatua	16MnCr5	tenp.	80-110	60	600 ²⁾	± 43	1900-3000
	20MnCr5	tenp.	100-130	70		± 47	2200-3400
	15CrNi6	tenp.	90-120 ¹⁾	65		± 45	2000-3000
	18CrNi8	tenp.	120-145	80		± 50	3000-4000
	14NiCrMo13-4	tenp.	105-130	100		± 50	3000-4000
Altzairu hobetua aleatua	34Cr4	tenp.	130-155 ³⁾	100	380-450	± 50	3000-4000
	41Cr4	tenp.	155-180 ³⁾	130	450-500		
	50CrV4	tenp.	150-175 ⁴⁾	130	430-495		
	50CrMo4	tenp.	150-174 ⁴⁾	130	430-495		
	51CrMoV4	tenp.	140-170	120	430-495		

¹⁾ Nukleoaren erresistentzia

²⁾ Balio hauek gainazal geruza tenplatuentzat balia ganiak dira.

³⁾ Zianuro bainuan tenplatua.

⁴⁾ Olioan tenplatua.

Kalitate altuko material sintetikoak, ehun gogortuak eta egur xafla prentsatuak kasu, GG-18 bezala har daitezke.

3.13 taula: Materialen propietate mekanikoak

Errodadura presio karakteristiko onargarria determinatzeko, 3.14 taulan gupil txikiaren materiala eta abiadura baliatzen dira eta zerbitzu iraupena 5000 ordukoa ez bada, bere taula gehigarriaren koefizientea aplikatzen da.

Pinoi edo koroaren materiala	Brinell gogortasuna DB [kg/mm ²]	Pinoi edo koroaren bira-kopurua minutuko										k_{min}^*
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
GG-18	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	---	---	---	3,5
GG-26	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	---	7
GS edo St 42	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
St 50	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Altzairu Mn hob. 80-95 kg/mm ²	230	---	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Altzairu Mn hob. 90-105 kg/mm ²	260	---	---	89	70	52	41	36	33	28	24	30
Altzairu aleatu hob. (tenplatua)	450	---	---	265	210	155	120	105	95	83	70	60
Altzairu zementatua aleatua	600	---	---	485	370	270	215	190	170	150	125	80

*Balio haur $\approx 0,75 \sigma_B$ -n (σ_B =isurpen limitea) dagokio eta esperientziaren arabera, ezta abiadura altuetan ere ez da mumiztu behar kalkuluan biraketa momentu erreala jartzen bada.

3.14 taula: k_{onarg} -ren balioak [kg/cm²] 5000 orduko iraupenerako

Oharrak:

Aurreko taulan adierazitako balioak baliagarriak dira kasuan kasuko materialak altzairuarekin edo altzairu burdinurturekin batera lan egiten duenean. Burdinurturekin erabiltzen bada, taulako balioak 1,5-ez biderkatu behar dira. Kontuan izan pinoia ez dela bera baino material gogorragoekin erabiltzen lehenago higitzen baita.

5000 orduren ezberdina den h-ren balioentzat, $k_{onarg} = \varphi \cdot k_{5000}$ egin behar da (φ -ren balioak ondoko taula osagarritik hartzen dira).

Zerbitzu orduak h	150	312	625	1200	2500	5000	10 000	40 000	80 000	150 000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

3.14 taula (jarraipena): φ -ren balioak

Engranajeen arteko gidatze edo engranearen kalitatea ertaina dela kontuan hartuz, 3.15 taularen bidez gidatze faktorea 9 dela kontsideratu da.

Engranajeen gidatze faktoreak (ψ)	
Gidatze kaskarra	$\psi = 5-8$ artean
Gidatze ona	$\psi = 10-12$ artean
Gidatze bikaina	$\psi = 15-25$ artean

3.15 taula: Engranajeen gidatze faktoreak

Iraupen eta higadurara gurpil guztien gutxienerako moduluak zehaztu ondoren, handienaren balioa hartu eta 3.16 taulako modulu normalizatu handiago hurbilena gurpil guztiei ezartzen zaie.

MODULU NORMALIZATUEN SERIEAK (mm-tan)			
SERIEA	I	II	III
	1	1,125	
I	1,25	1,375	
Serie gomendatua	1,5	1,75	
Lehentasunez erabili behar da	2	2,25	
	2,5	2,75	
II	3	3,5	3,25
Serie osagarria			3,75
	4	4,5	
III	5	5,5	
Serie berezia	6	7	6,5
Erabateko beharra duten salbuespeneko kasuetan soilik erabili behar da	8	9	
	10	11	
	12	14	
	16	18	
	20	22	
	25	28	
	32	36	
	40	45	
	50		

3.16 taula: UNE 18005:1984 arauaren modulu normalizatuak

Hau guztia ezagututa, moduluaren kalkulurako, pare maximoko egoera hartzen da eta abiadura kaxako engranaje guztietan kalkulu berdina jarraitu behar da. Hortaz, adibide gisa 1. martxaren modulu minimoa kalkulatu da.

-Adibidea: 1. martxa

Martxa honen gurpil txikia (3. gurpila) bitarteko ardatzean kokatzen denez, hasierako erredukzioetik igarotako momentua eta biraketa abiadura iristen zaio.

$$T_{3max} = T_{mmax} i_{he} = 1000 \cdot \frac{35}{28} = 1250 \text{ N} \cdot \text{m} = 127,421 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{3Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{he}} = \frac{1200}{\frac{35}{28}} = 960 \text{ rpm}$$

Gurpila altzairu aleazio zementatu eta tenplatukoa dela eta biraketaren eta iraupenaren (1050 ordu) balioak kontuan izanda, 3.14 taulan oinarrituz, bere errodadura presio karakteristiko onargarria interpolazio linealaren bitartez eskuratzen da.

$$k_{onarg_{5000}} = 190 + \frac{(960 - 750) \cdot (170 - 190)}{1000 - 750} = 173,200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varphi = 2 + \frac{(1050 - 625) \cdot (1,6 - 2)}{1000 - 625} = 1,704$$

$$k_{onarg} = \varphi k_{onarg_{5000}} = 1,704 \cdot 173,200 = 295,193 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, balio guztiak 3.20 formulari sartu eta higaduragatiko hutsegitea ekiditeko modulu minimoa ateratzen da.

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 0,8 \cdot 127,421 \left(\frac{43}{20} + 1\right) \cos^6 20}{295,193 \cdot 20^2 \cdot 9 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot \frac{43}{20}}} = 0,3920 \text{ cm}$$

Iraupen eta higaduran beharrezkoa den gutxieneko modulu zehaztu eta gero, balio horren modulu normalizatu handiago hurbilena 4 mm dela ondorioztatu da 3.16 taulatik.

Beste martxen gurpil txikientzat ere prozedura berdina errepikatu behar da eta 3.17 taulan martxa guztiei dagozkien emaitzak jasotzen dira.

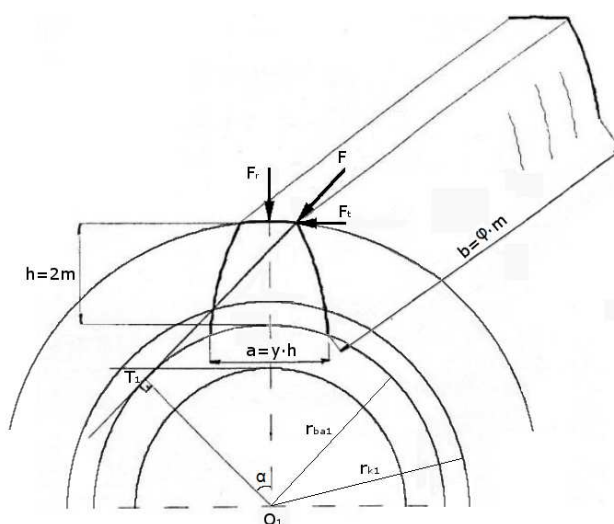
Martxa	Gurpil txikia	z	T_{max} [kg·m]	n_{Tmax} [rpm]	k_{onarg} [kg/cm ²]	m_r [cm]	m_r norm. [cm]
HE	1	28	101,937	1200	152,28	0,3883	0,4
AU1	3	20	127,421	960	295,193	0,3920	0,4
AU2	5	24	127,421	960	295,193	0,3586	0,4
AU3	7	28	127,421	960	295,193	0,3354	0,35
AU4	10	31	123,439	990,968	290,971	0,3211	0,35
AU6	12	24	78,413	1560	253,096	0,3210	0,35

3.17 taula: Gurpil txikien iraupen eta higadurarako moduluaren kalkulua

Beharrezkoa den modulu normalizatu handiena 4 mm-koa da eta hori engranaje guztiei ezartzen zaie. Hori jakinda, erresistentziarako kalkulu edo frogapena egiten da, baina iraupen eta higadurarako kalkulu hau murriztaileagoa da eta modulua onargarria izango dela aurreikusi daiteke.

-Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziara

Erresistentziarako kalkulu hurbildua materialen erresistentziaren teorian oinarritzen da, hortza bere oinarrian landatuta dagoen habe bat bezala kontsideratzen dela. Bere kalkulua errazteko bi sinplifikazio egiten dira; batetik, kasu kritikoenean aztertuz, indarra hortzaren muturrean aplikatzen da eta bestetik, konpresio indarra (indar erradiala) mesprezatzen da, makurtzailea (indar tangentziala) bakarrik kontuan hartzen dela.



3.12 irudia: Hortzen gaineko indarrak

Horretarako, momentu makurtzaile batek gorputz batean sortzen duen tentsio makurtzailearen ekuazioa (Navier-en ekuazioa) aplikatu eta laukizuzen baten inertzia

momentua erabiltzen da, formula indar tangenzialaren, moduluaren eta hortzaren forma faktorearen menpe adierazten dela.

$$\sigma_b = \frac{M_f \frac{a}{2}}{I} = \frac{F_t m a}{\frac{1}{12} b a^3} = \frac{F_t}{\psi m^2} \cdot \frac{3}{y^2} = \frac{F_t}{\psi m^2} q$$

3.21 Formula

Tentsio makurtzaile hori materialaren araberako tentsio makurtzaile onargarri (σ_{bonarg}) baten azpitik egon behar da eta hala bada, esfortzu flektoreagatik hortzaren haustura gertatzen ez dela eta modulua egokia dela konprobatzen da.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{\psi m^2} q \leq \sigma_{bonarg}$$

3.22 Formula

Non:

σ_b : hortzaren tentsio makurtzailea [kg/cm^2]

F_t : gurpilaren indar tangenziala edo periferikoa [kg]

q : gurpilaren forma faktorea [-]

σ_{bonarg} : hortzaren tentsio makurtzaile onargarria [kg/cm^2]

Engranaje helikoidaletan ere 3.22 formula erabili daiteke, baina hauetan aldi berean hortz gehiago kontaktuan daudenez, esfortzu makurtzaileak eta erroadura presio eraginkorra teorikoaren %50-67 ingurukoa da eta oraingoan 0,6-koa den erresistentziako hobekuntza koefizientea (C_r) ezarri da.

$$\sigma_b = \frac{C_r F_t}{\psi m_r^2} q \leq \sigma_{bonarg}$$

3.23 Formula

Non:

$C_r = 0,6$: erresistentziako hobekuntza koefizientea [-]

Engranaje beraren bi gurpiletan indar tangenziala berdina da eta bere balioa momentu tortsorearen eta erradioaren arteko erlazioa da, kalkulua errazteko unitate aldaketak egiten direla.

$$F_{t1} = \frac{100 T_1}{r_1} = \frac{200 T_1}{d_1}$$

3.24 Formula

Engranaje zuzenen kasuan gurpilaren jatorrizko diametroa (primitiboa) moduluaren eta hortz kopuruaren araberakoa den bitartean, helikoidaletan hortzen inklinazio angelua ere aintzat hartu behar da.

$$d_1 = m z_1$$

3.25 Formula

$$d_1 = \frac{m_r z_1}{\cos \beta_a}$$

3.26 Formula

Wissmann-ek definitutako gurpilen forma faktorea gurpilaren hortz zuzenen arabera 3.18 taulatik hautatzen da eta gurpil helikoidaletan 3.15 formulako hortz birtualen terminoa aplikatzen da hortz zuzen baliokideak erabili ahal izateko.

Engrane angelua $\alpha=15^\circ$	Kanpoko hortzak	z	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
		q	5,4	5,2	5,1	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,1
		z	26	28	30	33	36	40	48	60	76	100	140	200	∞
	Barneko hortzak	q	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8
		z	∞	700	350	180	105	75	60	50	42	35	29		
		q	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8		
Engrane angelua $\alpha=20^\circ$	Kanpoko hortzak	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0
		z	40	50	65	80	100	∞							
	Barneko hortzak	q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5							
		z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20				
		q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7				

3.18 taula: Wissmann-en q forma faktorea

Gurpilen materialaren tentsio makurtzaile onargarria 3.13 taulan agertzen da eta erabilitako materialak 18CrNi8 eta 14NiCrMo13-4 altzairu aleazio zementatua direnez gero, beren tentsio makurtzaile onargarria 4000 kg/cm² da.

Hau jakinda, aurretik kalkulatu diren moduluak erresistentziara frogatzeko, martxa guztietan ebazpide berdina burutu behar da. Beraz, adibide bezala 1. martxaren azterketa egin da.

-Adibidea: 1.martxa

Martxa honen gurpil txikiaren (3. gurpilaren) pareta eta diametroa ezagututa, 3.24 formularen bidez gurpilak jasaten duen indar tangenziala determinatzen da.

$$d_3 = \frac{0,4 \cdot 20}{\cos 20} = 8,513 \text{ cm}$$

$$F_{t3Tmax} = \frac{200 \cdot 127,421}{8,513} = 2993,414 \text{ kg}$$

3.15 formularekin gurpilaren hortz zuzenen baliokideen kopurua zehaztu eta 3.18 taulako Wissmann-en forma faktorea interpolazio linealaren bitartez lortzen da.

$$z_v = \frac{20}{\cos^3 20} = 24,103$$

$$q = 3,2 + \frac{(24,103 - 24) \cdot (3,1 - 3,2)}{28 - 24} = 3,197$$

Bukatzeko, balio guztiak 3.23 formulan ordezkatu eta tentsioa tentsio makurtzaile onargarriaren azpitik dagoen baieztatzen da.

$$\sigma_b = \frac{0,6 \cdot 2993,414}{9 \cdot 0,4^2} \cdot 3,197 = 3988,005 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{b_{onarg}}$$

Ikusi daitekeenez, gurpilak jasaten duen tentsio makurtzailea materialaren tentsio onargarria baino txikiagoa da eta aukeratutako 4 mm-ko modulua baliagarria da.

Beste martxen moduluak erresistentziara konprobatzeko, prozedura berdina mantendu behar da eta 3.19 taulan martxa guztien moduluen egiaztapenak bitzen dira.

Martxa	Gurpil txikia	z	T _{max} [kg·m]	d [cm]	F _t [kg]	q	σ _b [kg/cm ²]	Onargarria?
HE	1	28	101,937	11,919	1710,522	3,004	2141,190	Bai
AU1	3	20	127,421	8,513	2993,414	3,197	3988,005	Bai
AU2	5	24	127,421	10,216	2494,512	3,085	3206,077	Bai
AU3	7	28	127,421	11,919	2138,153	3,004	2676,488	Bai
AU4	10	31	123,439	13,196	1870,884	2,944	2294,954	Bai
AU6	12	24	78,413	10,216	1535,084	3,085	1972,970	Bai

3.19 taula: Gurpil txikien moduluaren erresistentziarako egiaztapena

Gurpil guztiek pairatzen dituzten tentsio makurtzaileak tentsio onargarrien azpitik daude, beraz, engranaje hauei esleitutako 4 mm-ko modulu normalizatua egokia dela konprobatzen da eta ez da gehiegizko higaduragatiko nahiz esfortzu makurtzaileengatiko hutsegiterik gertatuko.

3.4.1.3 Atzera martxaren analisia

Atzeranzko martxa beste martxen desberdina da hortz zuzeneko engranajeak izateaz aparte, bitarteko ardatzaren eta sekundarioaren artean biraketaren noranzkoa alderantzikatzen duen gurpil gehigarri bat duelako.

Martxa honek kutxan duen transmisio erlazio totala 2,42-koa da eta horretan tarteko gurpilak eraginik ez duenez, erredukzioa bitarteko ardatzaren eta sekundarioaren gurpilek burutzen dute.

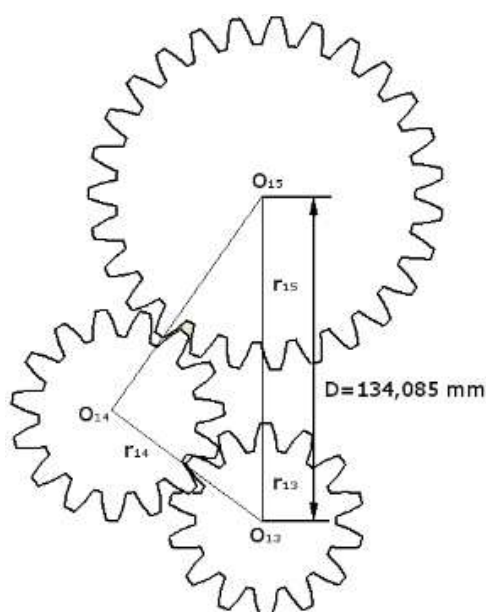
$$i_{am} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} = 2,42 \rightarrow \frac{z_{15}}{z_{13}} = 1,936$$

Aurreko diseinu baldintzei jarraiki, bitarteko ardatzaren eta sekundarioaren arteko distantzia konstantea da eta hori beste martxen engranaje helikoidalek mugatzen dute 3.13 formularekin.

$$D = \frac{4 \cdot 63}{2 \cos 20} = 134,086 \text{ mm}$$

Martxa honek gurpil gehigarria tartekatzeko lekua izan behar du eta bitarteko ardatzako eta sekundarioko gurpilak ezin dira ukipenean egon. Hori dela eta, beren erradioen batura ardatzen arteko distantzia baino txikiagoa izan behar da.

$$r_{13} + r_{15} = \frac{m}{2}(z_{13} + z_{15}) < 134,086 \text{ mm} = D$$



3.13 irudia: Atzera martxako gurpilen konfigurazioa

Gurpil hauek atzera martxa akzionatzean elkarri akoplatzen dira eta orduan soilik biraketa transmititzen dutela kontuan hartuta, erabilera koefizientea (C_e) aplikatu eta eskakizunak jatorrizkoen %55-85 inguru direla kontsideratu daiteke. Martxa hau kasu gutxitan erabiltzen denez eta baldintza kritikoak aztergai direnez, 0,6-ko koefizientea ezarri da.

Hala eta guztiz ere, gurpilak zuzenak eta esfortzuak handiak izateagatik, beharrezko modulua handiagoa izango dela aurreikusi daiteke. Hortaz, 3.20, 3.21 eta 3.22 tauletan diseinu eta funtzionamendu baldintzak betetzen dituzten konbinazio posible guztiak azertu dira modulu desberdinentzat, horietatik egokiena aukeratzeko delako.

- Modulua 4,5 mm-koa dela suposatuz:

z_{13}	z_{14}	z_{15}	Erredukzioa	Errore absolutua	$r_{13}+r_{15}$ [mm]	Distantzia librea [mm]
17	≥ 17	32	1,882	$53,647 \cdot 10^{-3}$	110,250	23,836
17	≥ 17	33	1,941	$5,176 \cdot 10^{-3}$	112,500	21,586
18	≥ 16	34	1,889	$47,111 \cdot 10^{-3}$	117,000	17,086
18	≥ 16	35	1,944	$8,444 \cdot 10^{-3}$	119,250	14,836
19	≥ 15	36	1,895	$41,263 \cdot 10^{-3}$	123,750	10,336
19	≥ 15	37	1,947	$11,368 \cdot 10^{-3}$	126,000	8,086

3.20 taula: 4,5 mm-ko modulurako konbinazio posibleak atzera martxan

- Modulua 5 mm-koa dela suposatuz:

z_{13}	z_{14}	z_{15}	Erredukzioa	Errore absolutua	$r_{13}+r_{15}$ [mm]	Distantzia librea [mm]
14	≥ 14	27	1,929	$7,429 \cdot 10^{-3}$	102,500	31,586
14	≥ 14	28	2	$64 \cdot 10^{-3}$	105,000	29,086
15	≥ 13	29	1,933	$2,667 \cdot 10^{-3}$	110,000	24,086
15	≥ 13	30	2	$64 \cdot 10^{-3}$	112,500	21,586
16	≥ 12	30	1,875	$61 \cdot 10^{-3}$	115,000	19,086
16	≥ 12	31	1,938	$1,5 \cdot 10^{-3}$	117,500	16,586
17	≥ 11	32	1,882	$53,647 \cdot 10^{-3}$	122,500	11,586
17	≥ 11	33	1,941	$5,176 \cdot 10^{-3}$	125,000	9,086

3.21 taula: 5 mm-ko modulurako konbinazio posibleak atzera martxan

- Modulua 5,5 mm-koa dela suposatuz:

z_{13}	z_{14}	z_{15}	Erredukzioa	Errore absolutua	$r_{13}+r_{15}$ [mm]	Distantzia librea [mm]
12	≥ 12	23	1,917	$19,333 \cdot 10^{-3}$	96,250	37,836
12	≥ 12	24	2	$64 \cdot 10^{-3}$	99,000	35,086
13	≥ 11	25	1,923	$12,923 \cdot 10^{-3}$	104,500	29,586
13	≥ 11	26	2	$64 \cdot 10^{-3}$	107,250	26,836
14	≥ 10	27	1,929	$7,429 \cdot 10^{-3}$	112,750	21,336
14	≥ 10	28	2	$64 \cdot 10^{-3}$	115,500	18,586
15	≥ 10	29	1,933	$2,667 \cdot 10^{-3}$	121,000	13,086
15	≥ 10	30	2	$64 \cdot 10^{-3}$	123,750	10,336

3.22 taula: 5,5 mm-ko modulurako konbinazio posibleak atzera martxan

Konbinazio posibleak aztertuz, modulua 5 mm-koa deneko eta gurpilek 14, 15 eta 27 hertz dituzteneko aukera hautatu da, izan ere, erredukzioak errore

txikienetarikoa du eta distantziak egokiak dira. Hori jakinda, atzera martxaren transmisio erlazioa determinatzen da.

$$i_{am} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{27}{14} = \frac{135}{56} = 2,411$$

Planteatutako konbinazioek eta hartutako moduluak funtzionamendu baldintzak betetzen dituzten arren, moduluaren kalkulu eta egiaztatena burutu da.

-Moduluaren kalkulua iraupen eta higadurara

Martxa honen gurgil txikia (13. gurgila) bitarteko ardatzean dagoenez, hasierako erreduziotik pasatutako momentua eta biraketa abiadura heltzen zaio.

$$T_{13max} = T_{mmax} i_{he} = 1000 \cdot \frac{35}{28} = 1250 \text{ N} \cdot \text{m} = 127,421 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{13Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{he}} = \frac{1200}{\frac{35}{28}} = 960 \text{ rpm}$$

Gurgila altzairu aleazio zementatu eta tenplaturakoa dela eta biraketaren eta iraupenaren (200 ordu) balioak aintzat hartuta, 3.14 taula erabiliz, bere errodadura presio karakteristiko onargarria interpolazio linealaren bidez eskuratzen da.

$$k_{onarg_{5000}} = 190 + \frac{(960 - 750) \cdot (170 - 190)}{1000 - 750} = 173,200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varphi = 3,2 + \frac{(200 - 150) \cdot (2,5 - 3,2)}{312 - 150} = 2,984$$

$$k_{onarg} = \varphi k_{onarg_{5000}} = 2,984 \cdot 173,200 = 516,820 \text{ kg/cm}^2$$

Bukatzeko, balio guztiak 3.19 formulari jarri eta higaduragatiko hutsegitea saihesteko modulu minimoa askatzen da.

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 0,6 \cdot 127,421 \left(\frac{15}{14} + 1\right)}{516,820 \cdot 14^2 \cdot 9 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot \frac{15}{14}}} = 0,4655 \text{ cm}$$

Ikusi daitekeen bezala, iraupen eta higaduraren arabera behar den 3.16 taulako modulu normalizatua 5 mm-koa da, konbinazio horrentzat 3.21 taulan suposatutako moduluarekin bat datorrena.

-Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziara

Martxa honen gurpil txikiaren (13. gurpilaren) pareta eta diametroa ezagututa, 3.24 formularen bidez gurpilak jasaten duen indar tangenziala determinatzen da.

$$d_{13} = 0,5 \cdot 14 = 7 \text{ cm}$$

$$F_{t13Tmax} = \frac{200 \cdot 127,421}{7} = 3640,600 \text{ kg}$$

Gurpilaren hortzak zuzenak izanda, 3.18 taulatik Wissmann-en forma faktorea 4,1 dela zuzenean ezagutzen da.

Bukatzeko, balio guztiak 3.22 formularen ordeztu eta tentsioa tentsio makurtzaile onargarriaren baino txikiagoa den frogatzen da.

$$\sigma_b = \frac{0,6 \cdot 3640,600}{9 \cdot 0,5^2} \cdot 4,1 = 3980,389 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{bonarg}$$

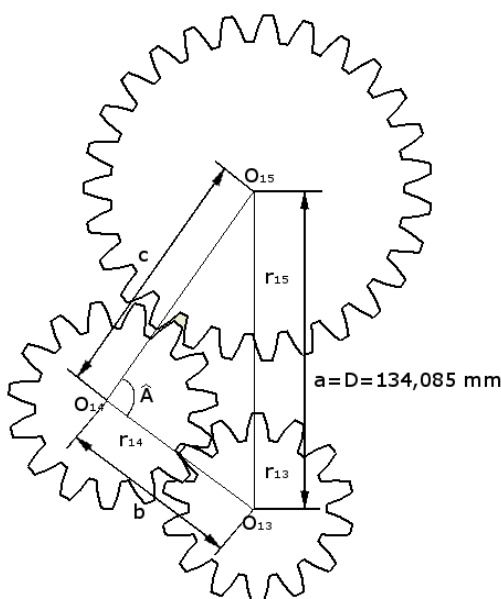
Ikusten denez, gurpilaren tentsio makurtzailea onargarria da eta konbinazio honentzat aurreikusitako 5 mm-ko modulu normalizatua egokia dela egiaztatzen da.

-Atzera martxako ardatzaren kokapena

Atzera martxako ardatzak, gurpil gehigarria duenak, posizio edo angelu konkretua izan behar du besteekin aldi berean engranatzeko eta hori kosinuaren teoremaren bidez zehazten da.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \hat{A}$$

3.27 Formula



3.14 irudia: Atzera martxako gurpilaren angelu eta dimentsioak

Bitarteko ardatzaren eta sekundarioaren arteko distantzia ezaguna dela eta atzera martxakoak besteekiko duen distantzia erradioen batura eginez lortzen dela kontuan izanik, 3.27 formularekin angeluaren balioa definitzen da.

$$a = D = 134,086 \text{ mm}$$

$$b = r_{13} + r_{14} = \frac{m}{2}(z_{13} + z_{14}) = \frac{5}{2}(14 + 15) = 72,5 \text{ mm}$$

$$c = r_{14} + r_{15} = \frac{m}{2}(z_{14} + z_{15}) = \frac{5}{2}(15 + 27) = 105 \text{ mm}$$

$$134,086^2 = 72,5^2 + 105^2 - 2 \cdot 72,5 \cdot 105 \cos \hat{A} \rightarrow \hat{A} = 96,403^\circ$$

Horrenbestez, gurpilen arteko engranea egokia izateko eta interferentziarik ez agertzeko (gurpilen zuzenketak ekiditeko), atzera martxaren ardatzak besteekiko $96,403^\circ$ -ko angelua osatu behar du.

3.4.1.4 Engranajeen dimentsioak

Engranajeen modulu eta hertz kopuruak ezagututa, beren behin betiko dimentsioak zehaztu daitezke eta hertz zuzenekoan eta helikoidalekoan adierazpenak ezberdinak direla kontuan izan behar da.

-Hertz zuzeneko engranaie zilindrikoak

a) Hartzaren dimentsioak

Addenduma edo hartzaren buruaren altuera:

$$h_k = m$$

3.28 Formula

Dedenduma edo hartzaren erroaren altuera:

$$h_b = m + j$$

3.29 Formula

Lasaiera erradiala:

$$j = 0,25 m$$

3.30 Formula

Hartzaren altuera:

$$h = h_k + h_b = 2 m + j$$

3.31 Formula

Pausu zirkularra:

$$p = \pi m = \frac{2 \pi r}{z} = \frac{\pi d}{z}$$

3.32 Formula

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea (lasaiera zirkunferentzialik gabe):

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$$

3.33 Formula

Hortzaren luzera (gurpilaren zabalera):

$$b = \psi m$$

3.34 Formula

b) Angeluak

Hortzen presio edo engrane angelua:

$$\alpha = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

c) Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo primitiboa (3.25 formula):

$$d = m z$$

Kanpo zirkunferentzia diametroa:

$$d_k = d + 2 h_k = m z + 2 m$$

3.35 Formula

Barne zirkunferentziaren diametroa:

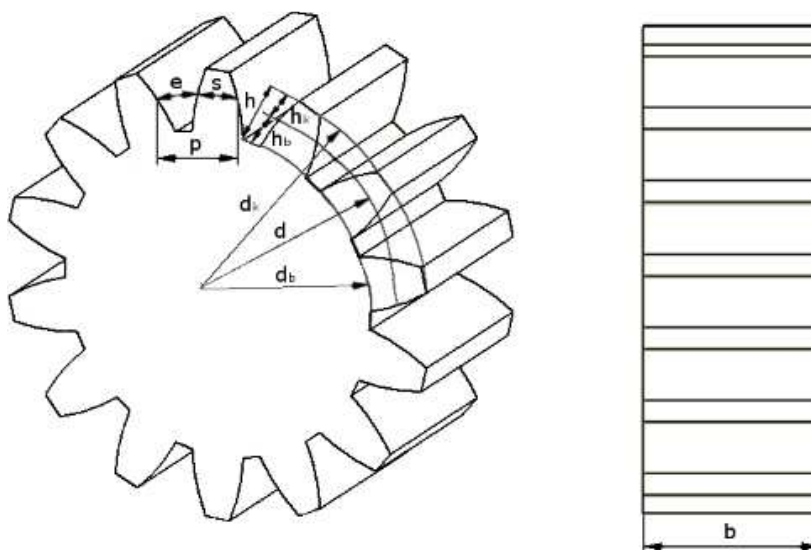
$$d_b = d - 2 h_b = m z - 2 (m + j)$$

3.36 Formula

Diametro basikoa edo oinarrizkoa:

$$d_{ba} = d \cos \alpha$$

3.37 Formula



3.15 irudia: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen dimentsio nagusiak

Hau guztia erabiliz, 3.23 taulan abiadura kaxako hortz zuzeneko gurpilen dimentsio nagusiak agertzen dira.

Gurpila	Martxa	z	m [mm]	α [°]	h_k [mm]	h_b [mm]	p [mm]	b [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_{ba} [mm]
13	AM	14	5	20	5	6,25	15,708	45	70	80	57,5	65,778
14	AM	15	5	20	5	6,25	15,708	45	75	85	62,5	70,477
15	AM	27	5	20	5	6,25	15,708	45	135	145	122,5	126,859

3.23 taula: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen dimentsioak

-Hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoak

a) Hortzaren dimentsioak

Modulu aparentea:

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \beta_a}$$

3.38 Formula

Addenduma edo hortzaren buruaren altuera (3.28 formula):

$$h_k = m_r$$

Dedenduma edo hortzaren erroaren altuera (3.29 formula):

$$h_b = m_r + j$$

Lasaiera erradiala (3.30 formula):

$$j = 0,25 m_r$$

Hortzaren altuera (3.31 formula):

$$h = h_k + h_b = 2 m_r + j$$

Pausu zirkular erreala (3.32 formula):

$$p_r = \pi m_r = p_a \cos \beta_a = \frac{2 \pi r \cos \beta_a}{z} = \frac{\pi d \cos \beta_a}{z}$$

Pausu zirkular aparentea:

$$p_a = \pi m_a = \frac{2 \pi r}{z} = \frac{\pi d}{z}$$

3.39 Formula

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea (3.33 formula):

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m_r}{2}$$

Hortzaren luzera erreala (3.34 formula):

$$b_r = \psi m_r$$

Hortzaren luzera aparentea (gurpilaren zabalera):

$$b_a = b_r \cos \beta_a$$

3.40 Formula

b) Angeluak

Hortzen presio edo engrane angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

Hortzen inklinazio edo helize angelu aparentea:

$$\beta_a = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

Hortzen presio edo engrane angelu aparentea:

$$\frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} = \cos \beta_a \rightarrow \alpha_a = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right)$$

3.41 Formula

Hortzen inklinazio edo helize angelu erreala:

$$\frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} = \cos \alpha_a \rightarrow \beta_r = \tan^{-1}(\cos \alpha_a \tan \beta_a)$$

3.42 Formula

c) Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo primitiboa (3.26 formula):

$$d = \frac{m_r z}{\cos \beta_a}$$

Kanpo zirkunferentzia diametroa (3.35 formula):

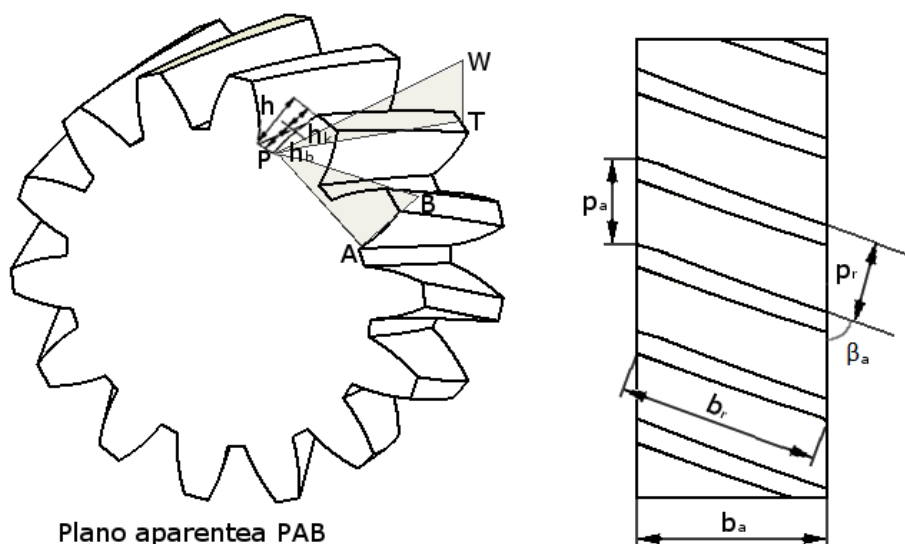
$$d_k = d + 2 h_k = \frac{m_r z}{\cos \beta_a} + 2 m_r$$

Barne zirkunferentziaren diametroa (3.36 formula):

$$d_b = d - 2 h_b = \frac{m_r z}{\cos \beta_a} - 2 (m_r + j)$$

Diametro basikoa edo oinarrizkoa (3.37 formula):

$$d_{ba} = d \cos \alpha_a$$



3.16 irudia: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsio nagusiak

Hau guztia baliatuz, 3.24 taulan abiadura kaxako hortz helikoidaleko gurpilen, dimentsio nagusiak jasotzen dira.

Gurpila	Martxa	z	m_r [mm]	m_a [mm]	α_r [°]	β_a [°]	α_a [°]	β_r [°]	h_k [mm]	h_b [mm]
1	HE	28	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
2	HE	35	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
3	AU1	20	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
4	AU1	43	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
5	AU2	24	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
6	AU2	39	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
7	AU3	28	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
8	AU3	35	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
9	AU4	32	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
10	AU4	31	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
11	AU6	39	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
12	AU6	24	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5

3.24 taula: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

Gurpila	p_a [mm]	p_r [mm]	b_r [mm]	b_a [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_{ba} [mm]
1	13,373	12,566	36	33,829	119,188	127,188	109,188	111,142
2	13,373	12,566	36	33,829	148,985	156,985	138,985	138,928
3	13,373	12,566	36	33,829	85,134	93,134	75,134	79,387
4	13,373	12,566	36	33,829	183,039	191,039	173,039	170,683
5	13,373	12,566	36	33,829	102,161	110,161	92,161	95,265
6	13,373	12,566	36	33,829	166,012	174,012	156,012	154,805
7	13,373	12,566	36	33,829	119,188	127,188	109,188	111,142
8	13,373	12,566	36	33,829	148,985	156,985	138,985	138,928
9	13,373	12,566	36	33,829	136,215	144,215	126,215	127,020
10	13,373	12,566	36	33,829	131,958	139,958	121,958	123,050
11	13,373	12,566	36	33,829	166,012	174,012	156,012	154,805
12	13,373	12,566	36	33,829	102,161	110,161	92,161	95,625

3.24 taula (jarraipena): Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

Atzeman daitekeen bezala, gurpilek hertz kopuru desberdinak izateagatik diametro desberdinak dituzten arren, hortzen forma eta tamaina berdina da engranatzea egokia izateko.

3.4.1.5 Engranajeen egiaztapena

Horzdun gurpilen arteko potentziaren transmisioa jarraia izateko, uneoro gutxienez bi hertz kontaktuan daudela eta engrane koefizientea (kontaktu erlazio edo estaldura gradua ere deitua) 1 baino handiagoa dela egiaztatu behar da.

“LAFONT, P., DÍAZ, A. eta ECHAVARRI, J. Diseño y cálculo de transmisiones por engranajes. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, 2009.” liburua erabiliz, transmisioaren egokitasunerako, bi hertz konjokaturen arteko engranea bukatu aurretik beste bikote bat engranatzeko hasi den konprobatu behar da, hertz zuzeneko eta helikoidalaren kasuan kalkulua ezberdina dela.

-Hertz zuzeneko engranaje zilindrikoak

Hertz zuzenek bat-bateko engranatzea dute (ez da graduala) eta beren arteko kontaktu edo engrane koefizientea kondukzio arkuaren (g_α) eta pausu basikoaren arteko erlazioaren bidez zehazten da.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{ba2}^2} + \sqrt{d_{k1}^2 - d_{ba1}^2} - (d_1 + d_2) \sin \alpha}{2 m \pi \cos \alpha}$$

3.43 Formula

Gurpilen dimentsio guztiak ezagunak izanik, balioak 3.43 formularen ordezkatu eta gurpil zuzenen arteko engrane koefizienteak adierazten dira 3.25 taulan.

Gurpilak	Martxa	α [°]	m [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ϵ
13 - 14	AM	20	5	70	80	65,778	75	85	70,477	1,472
14 - 15	AM	20	5	75	85	70,477	135	145	122,5	1,556

3.25 taula: Hertz zuzeneko gurpil zilindrikoen engrane koefizientea

Ikusi daitekeenez, engranaje guztietan engrane koefizientea 1 baino handiagoa da eta potentziaren transmisio egokia bermatzen da. Hain zuzen, koefizientea 1 eta 2-ren artean dago eta horrek uneoro 1 edo 2 hertz bikote kontaktuan daudela esan nahi du.

-Hertz helikoidaleko engranaje zilindrikoak

Hertz helikoidalak zeharrek dira eta engranajea progresiboa eta luzeagoa da, kondukzio arkuaren kontaktua egoteaz gain, hertz bakoitzaren profilaurrekoaren posizioa heltzeko biratu behar duen arku edo jauzi (salto) basikoa (s_{ba}) ere kontuan hartu behar da.

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha} + s_{ba}}{p_{br}} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{ba2}^2} + \sqrt{d_{k1}^2 - d_{ba1}^2} - (d_1 + d_2) \sin \alpha_a + 2 b \tan \beta_r}{2 m_a \pi \cos \alpha_a}$$

3.44 Formula

Gurpilen dimentsio guztiak jakinda, balioak 3.44 formularen sartu eta engranaje helikoidalaren engrane koefizienteak erakusten dira 3.26 taulan.

Gurpilak	Martxa	α_a [°]	β_r [°]	m_a [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ϵ
1 - 2	HE	21,173	18,747	4,257	119,188	127,188	111,142	148,985	156,985	138,928	2,448
3 - 4	AU1	21,173	18,747	4,257	85,134	93,134	79,387	183,039	191,039	170,683	2,430
5 - 6	AU2	21,173	18,747	4,257	102,161	110,161	95,265	166,012	174,012	154,805	2,442
7 - 8	AU3	21,173	18,747	4,257	119,188	127,188	111,142	148,985	156,985	138,928	2,448
9 - 10	AU4	21,173	18,747	4,257	136,215	144,215	127,020	131,958	139,958	123,050	2,449
11 - 12	AU6	21,173	18,747	4,257	166,012	174,012	154,805	102,161	110,161	95,625	2,442

3.26 taula: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen engrane koefizientea

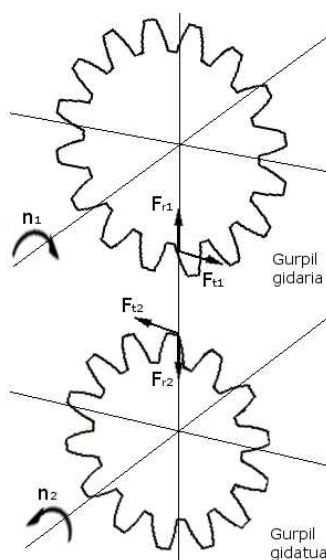
Ikusi daitekeen bezala, engranaje guztietan engrane koefizientea 1 baino handiagoa eta hertz zuzenei dagokiena baino handiagoa da, kontaktua luzeagoa eta hobe dela baieztatzen dela. Zehazki, koefizientea 2 eta 3-ren bitartean egoteak beti 2 edo 3 hertz bikote kontaktuan daudela adierazten du.

3.4.1.6 Engranajeen indarrak

Gurpilak momentu tortsore jakin baten eraginpean daude eta gurpil batek berarekin kontaktuan dagoena bultzatzerakoan, bi gurpiletan kontrako noranzkoa duten indar berdinak sortzen dira. Indar hauek momentu tortsorearen eta gurpilaren ezaugarrien arabera dira, hortz zuzeneko engranajeetan eta hortz helikoidalekoetan indarren osagaiak desberdinak direlarik.

-Hortz zuzeneko engranaje zilindrikoak

Motorretik ailegatutako momentu tortsoreak hortz zuzeneko gurpil zilindriko bat eragiten duenean, osagai tangenzialean (F_t) eta erradialean (F_r) deskonposatzen diren indarrak agertzen dira.



3.17 irudia: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen indarrak

Indar tangenziala, moduluen erresistentziarako kalkuluan ere aztertu dena, jatorrizko zirkunferentziaren ukitzailea da eta gurpilen artean potentzia eta pare transmititzen duen indarra da. Indar hau, 3.24 formula jarraiki, gurpilera heldutako parearen eta jatorrizko erradioaren erlazioaren bidez lortzen da.

$$F_t = \frac{T}{r_1} = \frac{2 T}{d_1}$$

Indar tangenziala, aldiz, zentrorantz zuzenduta dago eta bi gurpilak batzeko joera duen indarra da. Indar hau indar tangenzialaren eta presio angeluaren tangentearen arteko biderketan datza.

$$F_r = F_t \tan \alpha$$

3.45 Formula

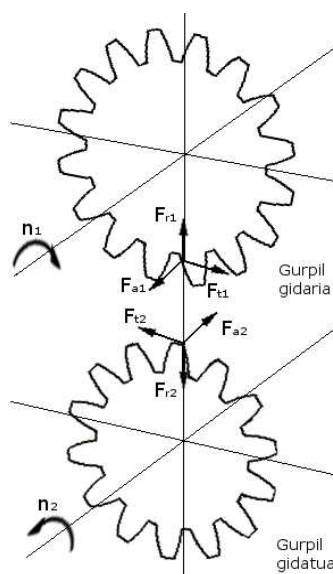
Honekin guztiarekin, 3.27 taulan kaxako engranaje zuzenetan sortzen diren indarrak agertzen dira.

Gurpila	Martxa	z	α [°]	d [mm]	T_{max} [kg·m]	F_t [kg]	F_r [kg]
13	AM	14	20	70	127,421	3640,600	1325,070
14	AM	15	20	75	136,522	3640,600	1325,070
15	AM	27	20	135	245,740	3640,600	1325,070

3.27 taula: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen indarrak

-Hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoak

Momentu tortsoreak hortz helikoidaleko gurpil zilindriko baten gain eragitean, engranaje zuzenetako osagai tangenzial eta erradialaz aparte, norabide axiala duen indarra (F_a) agertzen dira.



3.18 irudia: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen indarrak

Engranaje helikoidaletan aipatzekoa da indar erradiala desberdina dela eta engranaje zuzenetako indar erradialaren eta inklinazio angeluaren kosinuaren arteko erlazioa ginez ateratzen da.

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

3.46 Formula

Indar axiala ardatzen norabide bera duen indarra da. Indar hau indar tangenziala inklinazio angeluaren tangenteaz biderkatuz eskuratzen da.

$$F_a = F_t \tan \beta_a$$

3.47 Formula

Gauzak horrela, 3.28 taulan kaxako engranaje helikoidaletan sortzen diren indarrak adierazten dira.

Gurpila	Martxa	z	α_r [°]	β_a [°]	d [mm]	T [kg·m]	F_t [kg]	F_r [kg]	F_a [kg]
1	HE	28	20	20	119,188	101,937	1710,522	662,535	622,579
2	HE	35	20	20	148,985	127,421	1710,522	662,535	622,579
3	AU1	20	20	20	85,134	127,421	2993,414	1159,436	1089,514
4	AU1	43	20	20	183,039	273,955	2993,414	1159,436	1089,514
5	AU2	24	20	20	102,161	127,421	2494,512	966,197	907,928
6	AU2	39	20	20	166,012	207,059	2494,512	966,197	907,928
7	AU3	28	20	20	119,188	127,421	2138,153	828,169	778,224
8	AU3	35	20	20	148,985	159,276	2138,153	828,169	778,224
9	AU4	32	20	20	136,215	127,421	1870,884	724,648	680,946
10	AU4	31	20	20	131,958	123,439	1870,884	724,648	680,946
11	AU6	39	20	20	166,012	127,421	1535,084	594,583	558,725
12	AU6	24	20	20	102,161	78,413	1535,084	594,583	558,725

3.28 taula: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen indarrak

Atzeman daitekeenez, engranaje bereko gurpiletan indar berdinak (kontrako noranzkoan) sortzen dira akzio-erreakzio printzipioa dela eta, elkarrekintza hau engranajeari dagokion martxa akzionatzean soilik jazotzen dela. Indar hauek kaxako ardatzen eta bestelako osagaien dimentsionamendua baldintzatzen dute.

3.4.2 Ardatzak

Abiadura kaxa osatzen duten hiru ardatz nagusiek (primarioak, bitartekoak eta sekundarioak) eta atzera martxakoak engranaje bikoteak eta bestelako elementuak eutsi eta biraketa ardatz bezala lan egiten dute, atzera martxakoa finkoa dela.

Automobil eta beste ibilgailu askotan sekzio zirkular hutseko ardatzak erabiltzen badira ere, kaxa honetakoak beteak dira diametro txikian erresistentzia eta karga gaitasuna handiagoa izan dadin. Ardatzak dimentsionatzerakoan, bakoitzak pairatzen duen egoera kritikoenari aurre egiteko diametro erresistente minimoa eta ildaskatuak kalkulatuak dira eta ahal den neurrian diametro desberdinak egotea saihesten da diseinua sinplifikatzeko, fabrikazioa merkatzeko eta pitzaduren posibilitatea murrizteko. Hori kontuan izanik, abiadura kaxaren ardatzen diseinurako bertan sostengatutako osagai desberdinen ezaugarriak eta esfortzuak abiapuntutzat hartu dira.

3.4.2.1 Ardatzetako erreakzio eta esfortzuak

Lehenengo ardatzetako elementuen kokapena zehaztu behar da eta horztun gurpilen esfortzuak ezagunak izanda, euskarrietako erreakzioak eta ardatzen indar eta momentuen diagramak kalkulatu dira. Esfortzuak puntualak, konstanteak eta elementuen zentroan aplikatuak direla suposatuta eta engranajeen eta euskarrien indarrak bakarrik aztertu dira, pisua eta marruskadura mesprezagarriak direla.

Era berean, ardatzen luzera eta gurpilen kokapena definitzeko, gurpil helikoidalaren zabalera 34 mm-koa eta zuzenena 45 mm-koa dela aurretik kalkulatu da eta sinkronizatailearen zabalera 65 mm-koa dela suposatuta da. Hori jakinda, ardatzak ahalik eta laburren izatea eta euskarriak kargetatik hurbilen jartzeko behar da momentu makurtzaileak murrizteko eta ardatzak txikitzeko.

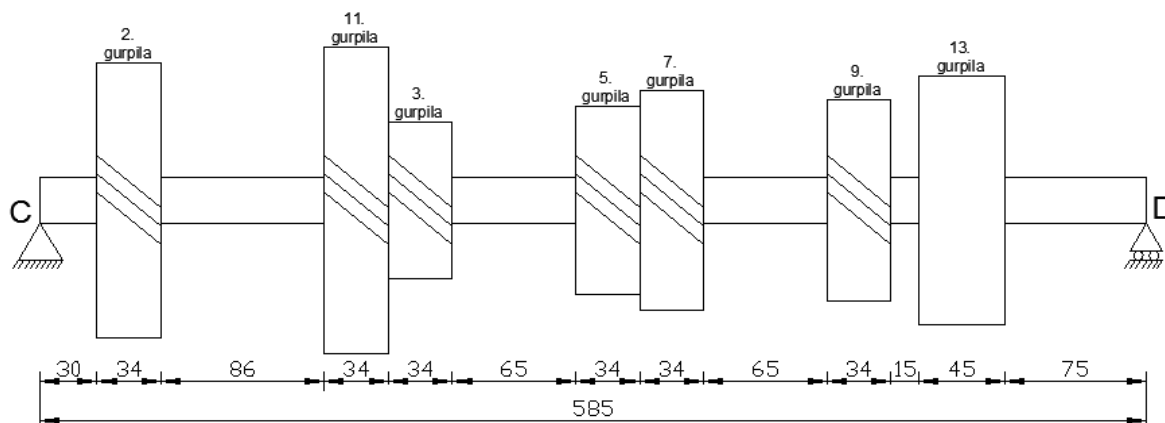
Behin ardatzen luzerak eta osagaien kokapenak ezagututa, pare maximoko egoeran, egoera kritikoenean, ardatzek martxa bakoitzean jasaten dituzten esfortzuak eta dagozkien diagramak lantzen dira. Horretarako, indar periferiko eta normalek momentu tortsoreak eta makurtzaileak eragiten dituztela aintzat izan behar da eta kalkulua errazteko, esfortzu guztiak dagokien planoetan deskonposatu dira. Zehazki, indar axialen ondoriozko gilbordura arbuia eta momentu tortsoreak eta makurtzaileak aztertu dira, azken honek bi norabidetan osagaiak dituzenez, bere erresultantea kalkulatu behar delarik.

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

3.48 Formula

-Bitarteko ardatza

Bitarteko ardatzean ardatzarekin batera biratzen duten gurpil finak muntatuta daude eta hauek ardatz primarioetik sekundarioara potentzia transmititzen dute. Hori dela eta, posizionamendu eta distantzien ikuspuntutik, bi ardatz horiekin engranatu egon behar da eta bere dimentsionamendu hurbildua burutu da.



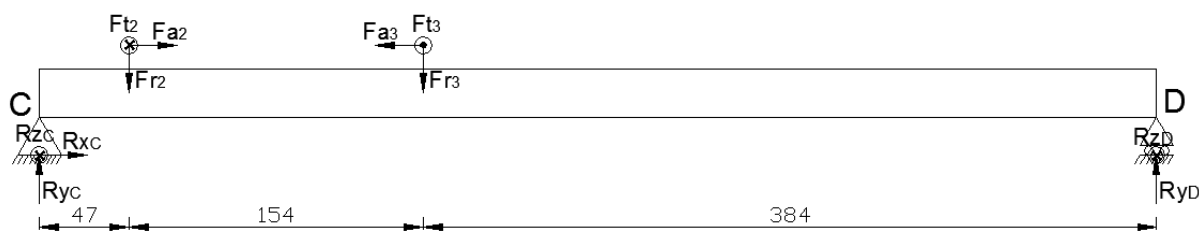
3.19 irudia: Bitarteko ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honek hasierako erreduziotik igarotako biraketa jasotzen duenez, martxa guztietan ardatzak pare maximo berdina jasaten du eta hasierako erreduzioari eta aukeratutako martxari dagozkien gurpilen esfortzuak agertzen dira.

Hau guztia jakinda, erreakzioen eta momentuen kalkulurako, pare maximoko egoera hartu eta martxa guztietan prozedura berdina jarraitu behar da. Hortaz, adibide moduan 1. martxa aztertu da.

-Adibidea: 1. martxa

Martxa honetan bitarteko ardatzaren 3. gurpiletik ardatz sekundariora potentzia pasatzen da, beraz, ardatza 2. eta 3. gurpilen eragipean dago.



$$T_{2max} = 127,421 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_2 = 74,492 \text{ mm} \quad T_{3max} = 127,421 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_3 = 42,567 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = 1710,522 \text{ kg} \quad F_{t3} = 2993,414 \text{ kg}$$

$$F_{r2} = 662,535 \text{ kg} \quad F_{r3} = 1159,436 \text{ kg}$$

$$F_{a2} = 622,579 \text{ kg} \quad F_{a3} = 1089,514 \text{ kg}$$

Euskarrietako erreakzioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu eta momentuak D puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xC} = F_{a3} - F_{a2}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yC} + R_{yD} = F_{r2} + F_{r3}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zC} + R_{zD} = F_{t3} - F_{t2}$$

$$\sum M_y^D = 0 \rightarrow R_{zC} \cdot 0,585 = F_{t3} \cdot 0,384 - F_{t2} \cdot 0,538$$

$$\sum M_z^D = 0 \rightarrow R_{yC} \cdot 0,585 = F_{r2} \cdot 0,538 + F_{r3} \cdot 0,384 - F_{a2} \cdot 0,074492 + F_{a3} \cdot 0,042567$$

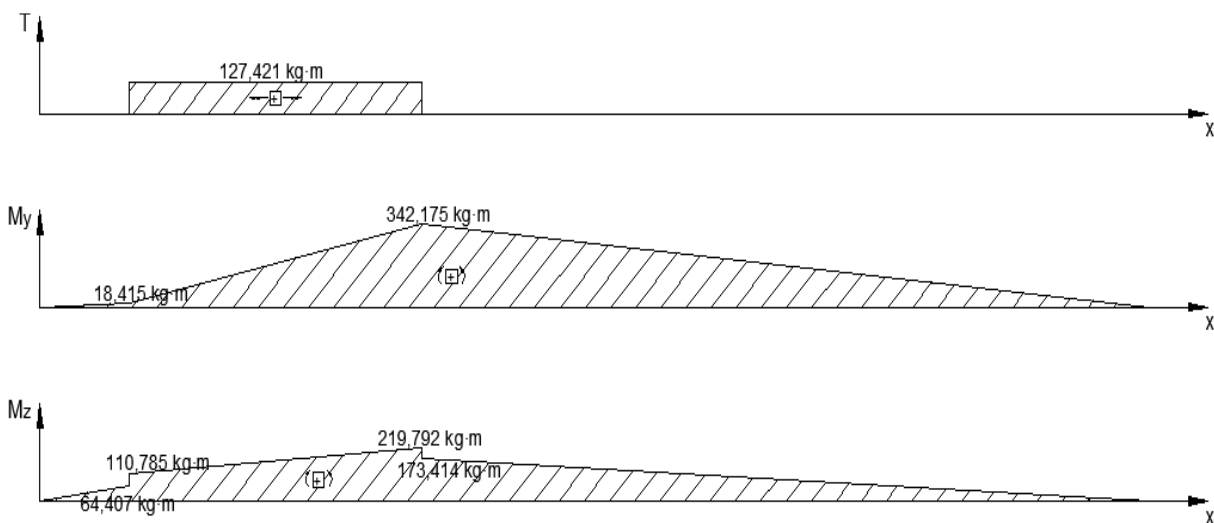
$$R_{xC} = 1089,514 - 622,579 = 466,934 \text{ kg}$$

$$R_{yC} = \frac{662,535 \cdot 0,538 + 1159,436 \cdot 0,384 - 622,579 \cdot 0,074492 + 1089,514 \cdot 0,042567}{0,585} = 1370,372 \text{ kg}$$

$$R_{zC} = \frac{2993,414 \cdot 0,384 - 1710,522 \cdot 0,538}{0,585} = 391,812 \text{ kg}$$

$$R_{yD} = 662,535 + 1159,436 - 1370,372 = 451,600 \text{ kg}$$

$$R_{zD} = 2993,414 - 1710,522 - 391,812 = 891,080 \text{ kg}$$



Ardatzaren ebakidura edo sekzio kritikoena, momentu tortsore eta makurtzaile maximoko egoera, 3. gurpila dagoeneko puntua da.

$$T_3 = 127,421 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = \sqrt{342,175^2 + 219,792^2} = 406,684 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Gainerako martxetan kalkulu berdina errepikatu behar da eta sekzio kritikoenak martxari dagokion gurpileko puntua izanik, 3.29 taulan bitarteko ardatzak martxa guztietan jasaten dituen esfortzuak adierazten dira.

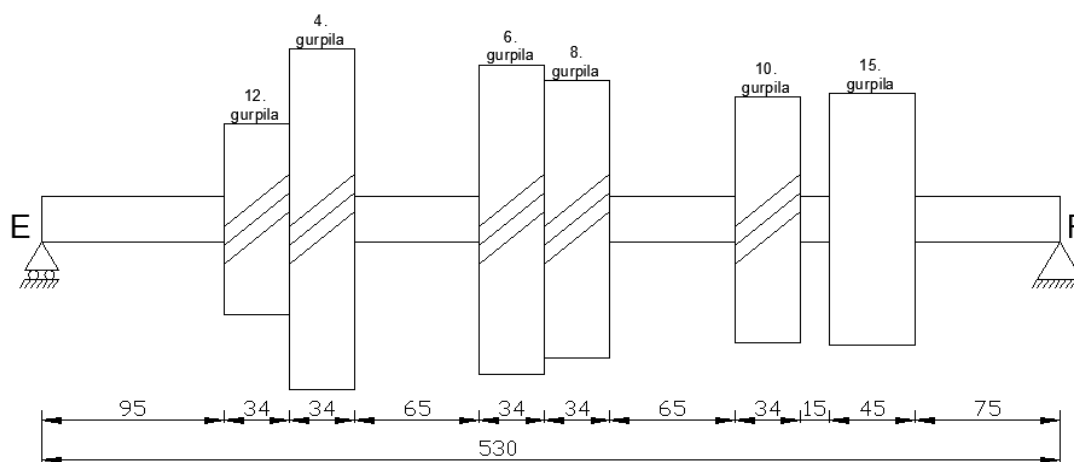
Martxa	R_{xc} [kg]	R_{yc} [kg]	R_{zc} [kg]	R_{yD} [kg]	R_{zD} [kg]	T [kg·m]	M_y [kg·m]	M_z [kg·m]	M [kg·m]
AU1	466,934	1370,372	391,812	451,600	891,080	127,421	342,175	219,792	406,684
AU2	285,349	1080,017	-357,821	548,715	1141,810	127,421	325,416	202,761	383,416
AU3	155,645	964,640	-655,700	526,064	1083,331	127,421	271,916	178,420	325,226
AU4	58,367	797,590	-1086,986	589,592	1247,347	127,421	189,597	135,996	233,327
AU6	63,854	1034,153	-476,232	222,965	330,794	127,421	125,732	139,577	187,857
AM	-622,579	750,873	-966,329	1236,732	2896,407	127,421	282,400	120,581	307,066

3.29 taula: Bitarteko ardatzeko esfortzuak

-Ardatz sekundarioa

Ardatz sekundarioan ardatzarekiko libre biratu eta sinkronizatzailleen bidez ardatzekin batera birarazi daitezkeen gurpil askeak daude eta bitarteko ardatzetik jasotako potentzia erreduktorerara transmititzen da ildaskatuaren bidez. Horregatik,

bitarteko ardatzarekin engranatuta eta primarioarekin lerrokatuta egon behar da eta bere gutxi gorabeherako dimentsionamendua egin da.



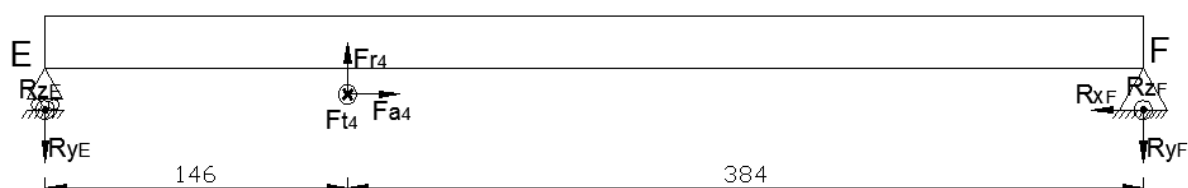
3.20 irudia: Ardatz sekundarioaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz hau denbora guztian sekundarioarekin engranatuta dago eta akzionatutako martxaren gurpileko biraketa heltzen zaionez gero, unean uneko martxari dagokion gurpilaren indar eta momentuak sortzen dira. Ardatzaren muturreko ildaskatuak, berriz, momentu tortsoarea bakarrik transmititzen du eta ez da bestelako esfortzurik agertzen.

Hau guztia ezagututa, pareta maximoko egoera hartu eta martxa guztien erreakzioen eta momentuen kalkuluan prozedura berdina errepikatu behar da. Beraz, adibide moduan 1. martxa aztertu da.

-Adibidea: 1. martxa

Martxa honetan 4. gurpilak ardatz sekundarioarekin batera biratu eta bitarteko ardatzako potentzia jasotzen du, beraz, ardatza 4. gurpilaren eragipean dago.



$$T_{4max} = 273,955 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_4 = 91,519 \text{ mm}$$

$$F_{t4} = 2993,414 \text{ kg}$$

$$F_{r4} = 1159,436 \text{ kg}$$

$$F_{a4} = 1089,514 \text{ kg}$$

Euskarrietako erreakzioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu eta momentuak F puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xF} = F_{a4}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yE} + R_{yF} = F_{r4}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zE} + R_{zF} = F_{t4}$$

$$\sum M_y^F = 0 \rightarrow R_{zE} \cdot 0,530 = F_{t4} \cdot 0,384$$

$$\sum M_z^F = 0 \rightarrow R_{yE} \cdot 0,530 = F_{r4} \cdot 0,384 - F_{a4} \cdot 0,091519$$

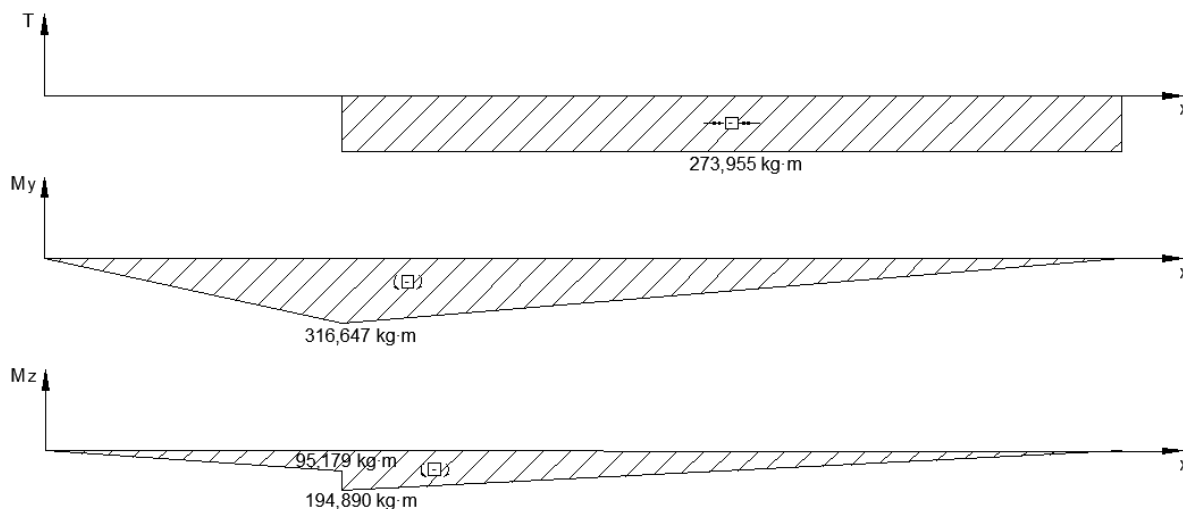
$$R_{xF} = 1089,514 \text{ kg}$$

$$R_{yE} = \frac{1159,436 \cdot 0,384 - 1089,514 \cdot 0,091519}{0,530} = 651,909 \text{ kg}$$

$$R_{zE} = \frac{2993,414 \cdot 0,384}{0,530} = 2168,813 \text{ kg}$$

$$R_{yF} = 1159,436 - 651,909 = 507,527 \text{ kg}$$

$$R_{zF} = 2993,414 - 2168,813 = 824,601 \text{ kg}$$



Ardatzaren sekzio kritikoena 4. gurpila dagoeneko puntua da.

$$T_4 = 273,955 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = \sqrt{M_{y4}^2 + M_{z4}^2} = \sqrt{316,647^2 + 194,890^2} = 371,816 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

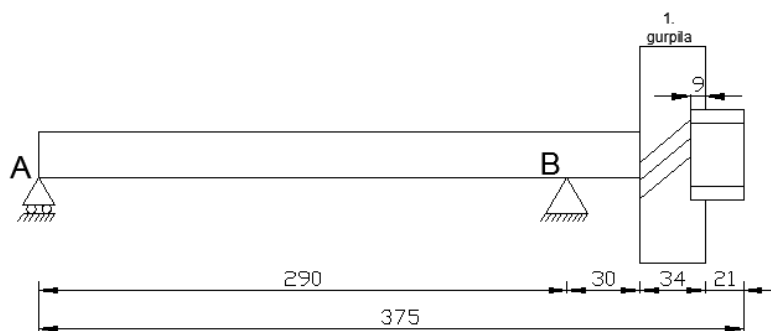
Beste martxetan kalkulu berdina egin behar da eta sekzio kritikoena akzionatutako martxari dagokion gurpileko puntua izanik, 3.30 taulan ardatz sekundarioak martxa bakoitzean pairatzen dituen esfortzuak batzen dira.

Martxa	R_{xF} [kg]	R_{yE} [kg]	R_{zE} [kg]	R_{yF} [kg]	R_{zF} [kg]	T [kg·m]	M_y [kg·m]	M_z [kg·m]	M [kg·m]
AU1	1089,514	651,909	2168,813	507,527	824,601	273,955	316,647	194,890	371,816
AU2	907,928	377,364	1341,388	588,833	1153,123	207,059	328,640	167,817	369,008
AU3	778,224	282,827	1012,597	545,341	1125,556	159,276	282,515	136,881	313,928
AU4	680,946	123,053	536,555	601,594	1334,329	123,439	202,818	91,442	222,479
AU6	558,725	415,086	1210,689	179,497	324,395	78,413	135,597	75,030	154,971
AM	-	243,763	-669,733	1081,307	-2970,867	245,740	289,660	105,427	308,249

3.30 taula: Ardatz sekundarioko esfortzuak

-Ardatz primarioa

Ardatz primarioan enbragea eta bitarteko ardatzarekin engranatzten duen gurgil finkoa daude eta honek motorrak garatutako potentzia transmititzen du, 5. martxan zuzenean sekundarioa igarotzen dela. Hori dela medio, ardatz honek beste biek in bat egin behar du eta bere dimentsionamendu hurbildua gauzatu da.



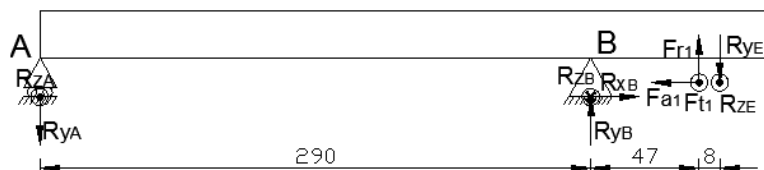
3.21 irudia: Ardatz primarioaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honek martxa guztietan motorraren pare maximo berdina jasan arren, ardatz sekundarioak eragiten dizkion erreakzioak aldakorrak dira eta ardatza gurgil finkoaren, 1. gurgilaren, eta sekundarioko E euskarriaren erreakzioen menpe dago. Esfortzu horiek ardatzaren puntu berdinean agertzen dira eta kasu kritikoena 1. martxari dagokiona da, baina euskarrietako karga aldakorrak ere definitu behar dira errodamenduak aukeratu ahal izateko.

Honekin guztiarekin, para maximo egoera hartu eta martxa guztien erreakzioen eta momentuen kalkuluan prozedura berdina jarraitu behar da. Horrenbestez, adibide moduan 1. martxa aztertu da.

-Adibidea: 1. martxa

Martxa honetan ardatza 1. gurgilaren esfortzuen eta martxari dagozkion ardatz sekundarioko E euskarriaren eraginpean dago.



$$T_{1_{max}} = 101,937 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_1 = 59,594 \text{ mm} \quad R_{yE} = 651,909 \text{ kg}$$

$$F_{t1} = 1710,522 \text{ kg} \quad R_{zE} = 2168,813 \text{ kg}$$

$$F_{r1} = 662,535 \text{ kg}$$

$$F_{a1} = 622,579 \text{ kg}$$

Euskarrietako erreakzioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu eta momentuak B puntuarekiko aztertzen dira.

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

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

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

$$\sum M_y^B = 0 \rightarrow R_{zA} \cdot 0,290 = F_{t1} \cdot 0,047 + R_{zE} \cdot 0,055$$

$$\sum M_z^B = 0 \rightarrow R_{yA} \cdot 0,290 = R_{yE} \cdot 0,055 - F_{r1} \cdot 0,047 - F_{a1} \cdot 0,059594$$

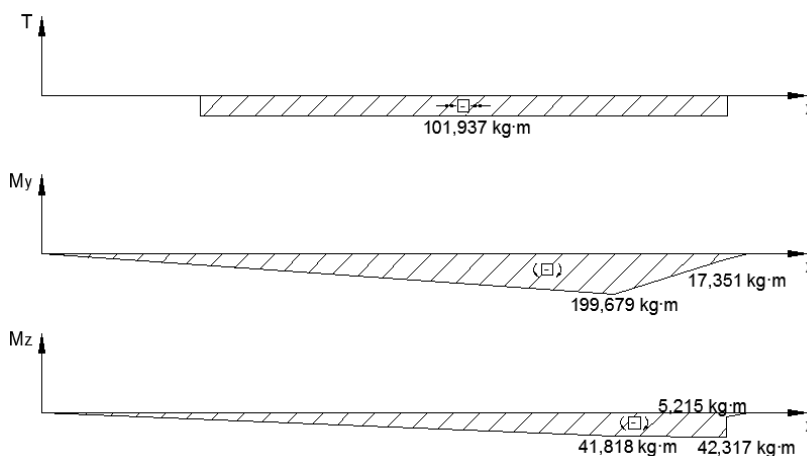
$$R_{xB} = 622,579 \text{ kg}$$

$$R_{yA} = \frac{651,909 \cdot 0,055 - 662,535 \cdot 0,047 - 622,579 \cdot 0,059594}{0,290} = 144,199 \text{ kg}$$

$$R_{zA} = \frac{1710,522 \cdot 0,047 + 2168,813 \cdot 0,055}{0,290} = 688,549 \text{ kg}$$

$$R_{yB} = 651,909 - 662,535 + 144,199 = 133,574 \text{ kg}$$

$$R_{zB} = 1710,522 + 2168,813 + 688,549 = 4567,885 \text{ kg}$$



Ardatzaren sekzio kritikoena 1. gurpila dagoeneko puntua da.

$$T_1 = 101,937 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{z1}^2} = \sqrt{199,679^2 + 41,818^2} = 204,011 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

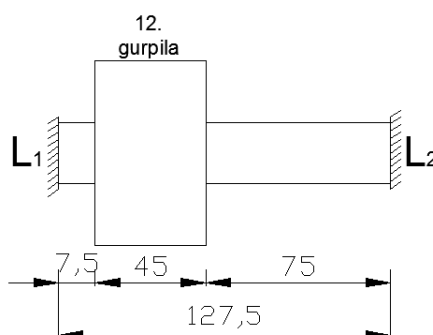
Bestelako martxetan kalkulu berdina jarraitu behar da eta sekzio kritikoena 1. gurpileko puntua izanik, 3.31 taulan ardatz primarioak martxa desberdinetan jasaten dituen esfortzuak biltzen dira.

Martxa	R _{xB} [kg]	R _{yA} [kg]	R _{zA} [kg]	R _{yB} [kg]	R _{zB} [kg]	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]
AU1	622,579	144,199	688,549	133,574	4567,885	101,937	199,679	41,818	204,011
AU2	622,579	92,130	531,624	193,041	3583,535	101,937	154,171	26,718	156,469
AU3	622,579	74,201	469,267	305,506	3192,386	101,937	136,087	21,518	137,778
AU4	622,579	43,899	378,983	495,582	2626,061	101,937	109,905	12,731	110,640
AU6	622,579	99,285	506,836	148,164	3428,048	101,937	146,982	28,793	149,776
AM	622,579	66,792	150,204	351,980	1190,994	101,937	43,559	19,370	47,672

3.31 taula: Ardatza primarioiko esfortzuak

-Atzera martxako ardatza

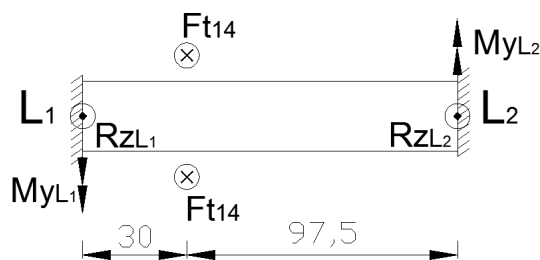
Atzera martxako ardatzak tarteko gurpila, 14. gurpila, jasaten du eta finkoa (ez birakorra) da, bere muturrak karkasan landatuta daudela. Hori horrela izanik, bitarteko eta sekundarioko ardatzekiko diseinu baldintzak mantenduz, bere dimentsionamendu hurbildua egin da martxa akzionatuta dagoenerako (gurpila desplazatuta).



3.22 irudia: Atzera martxako ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honen gurpilak bitartekoarekin eta sekundariokoarekin engranatzean esfortzuak sortzen dira eta gurpila hertz zuzeneko puntua izanik, indarrak tangentialak eta erradialak dira. Tarteko gurpil hori beste biekin kontaktuan egoteak indar erradialak elkarrekin ezeztatzea eta tangentialak bikoitza izatea eragiten du.

Hau jakinda, ardatza soilik 14. gurpilaren eraginpean dago eta pare maximoan jasaten dituen erreakzioak eta momentuak kalkulatzeko dira.



$$T_{14max} = 136,522 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_{14} = 37,5 \text{ mm}$$

$$F_{t14} = 3640,600 \text{ kg}$$

$$F_{r14} = 1325,070 \text{ kg}$$

Ardatz hau hiperestatikoa da eta landapen perfektuko karga baldintza bera duen egoera hartuz, 3.32 taularekin euskarrietako esfortzuak determinatzen dira.

Karga eta lotura motak	M_A	M_B	R_A	R_B
	$M_A = \frac{Pab^2}{L^2}$	$M_B = -\frac{Pba^2}{L^2}$	$R_A = \frac{Pb + M_A - M_B}{L}$	$R_B = \frac{Pa - M_A + M_B}{L}$

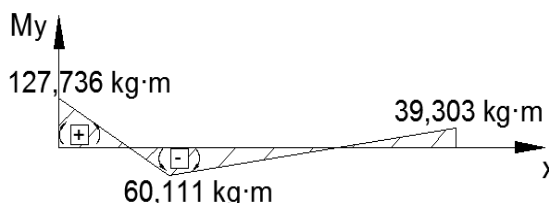
3.32 taula: Ardatz hiperestatikoko esfortzuak

$$M_{yL1} = \frac{2 \cdot 3640,600 \cdot 0,03 \cdot 0,0975^2}{0,1275^2} = 127,736 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{yL2} = \frac{2 \cdot 3640,600 \cdot 0,0975 \cdot 0,03^2}{0,1275^2} = 39,303 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$R_{zL1} = \frac{2 \cdot 3640,600 \cdot 0,0975 + 127,736 - 39,303}{0,1275} = 6261,565 \text{ kg}$$

$$R_{zL2} = \frac{2 \cdot 3640,600 \cdot 0,03 - 127,736 + 39,303}{0,1275} = 1019,635 \text{ kg}$$



Ardatzaren sekzio kritikoena L_1 landapena dagoeneko puntua da.

$$M_{L1} = \sqrt{M_{yL1}^2 + M_{zL1}^2} = \sqrt{127,736^2 + 0^2} = 127,736 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

3.4.2.2 Ardatzen diametroa

Ardatzak eskalonatuta dauden diametro desberdineko tarteez osatuta daude eta hauek karga aldakor eta momentu makurtzaile eta tortsoreen konbinazio larrienei aurre egiteko diseinatu behar dira, sekzio kritikoenen gutxieneko diametro erresistentea definitzen dela.

“SPOTTS, M. F. Proyecto de elementos de máquinas. Editorial Reverté. Barcelona, 2003.” liburuaren arabera ardatzen esfortzuen aldakuntzen eta nekearen efektuak kubritzeko, kalkulu estatikoa eta nekerako kalkulua formula bakarrean uztartzen dituen ASME kodea erabili behar da. Kode hau esfortzu ebakitzailerik maximoaren edo Trescaren hutsegite teorian oinarritzen eta momentu makurtzaile eta tortsorea maioratuz, era kontserbakorrean ardatzaren tentsio ebakitzailerik maximoa materialaren isurpen limiteko tentsio ebakitzailerik azpitik egon behar dela adierazten du.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{C_m \sigma}{2}\right)^2 + (C_t \tau)^2} = \frac{d}{2J} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \leq \tau_{yp} / CS$$

3.49 Formula

Ardatzek sekzio zirkular betea izanda, dagokien momentu estatikoa (J) 3.49 formulatan ordezkatu eta diametroa askatuz, beharrezko unitate aldaketak egin eta ardatzek izan beharreko diametro erresistente minimoa lortzen da.

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 CS}{\pi \tau_{yp}} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \right]^{1/3}$$

3.50 Formula

Non:

d : diametro erresistente minimooa [mm]

$J = \frac{\pi d^4}{32}$: momentu estatikoa [mm⁴]

CS : segurtasun koefizientea [-]

C_m : momentu makurtzailearen koefizientea [-]

M : ardatzaren momentu makurtzailea [kg·m]

C_t : momentu tortsorearen koefizientea [-]

T : ardatzaren momentu tortsorea [kg·m]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzailerik [kg/mm²]

Kasu honetan 1,2-ko segurtasun koefizientea aplikatu da, metodo honek berez irizpide kontserbakorra izanda, ardatzak gehiegi gaindimentsionatu nahi ez direlako eta kalkuluan mesprezatu edo aintzat izan ez diren faktoreak bere gain hartzeko nahikoa delako.

Ardatzen fabrikaziorako 14NiCrM13-4 altzairu aleazio zementatua hautatu da, izan ere, isurpen limite altua eta ardatzetako esfortzuak jasateko gaitasun handia du. 3.13 taula jarraituz, bere isurpen limitetako tentsio normala 100 kg/mm²-koa da eta isurpen tentsio ebakitzaila, horren erdia, 50 kg/mm² da.

Talken eta nekearen koefizienteak ardatzaren funtzionamendu eta erabilera baldintzen arabera zehazten dira. Abiadura kaxaren martxa aldaketek bat-bateko karga aldakuntzak eta talkak eragiten dituzte eta segurtasunaren alde eginez, 3.33 taulako balio gomendatuetatik 2,0 eta 1,5-eko koefiziente makurtzaila eta tortsorea hautatu dira hurrenez hurren.

Karga mota	C_m	C_t
<u>Ardatz finkoak:</u>		
Gradualki aplikatutako karga	1,0	1,0
Bat-batean aplikatutako karga	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
<u>Ardatz birakorak:</u>		
Konstantea edo gradualki aplikatutako karga	1,5	1,0
Bat-batean aplikatutako karga, talka txikiak	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5
Bat-batean aplikatutako karga, talka handiak	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0

3.33 taula: Momentu makurtzailaren eta tortsorearen koefizienteak

Hau guztia jakinda, ardatzek martxa bakoitzean izan beharreko gutxieneko diametroa kalkulatu daiteke eta kasu guztien kalkulurako pausu berdinak jarraitu behar dira. Hori dela eta, adibidetzat bitarteko ardatzari 1. martxan dagokion diametro minimoa kalkulatu da.

-Adibidea: Bitarteko ardatza 1.martxan

1. martxan bitarteko ardatzaren sekzio kritikoena 3. gurpilaren puntua da eta horri dagozkion momentu tortsore eta makurtzaille erresultantea 3.50 formularen ordezkatuz, sekzioak izan beharreko diametro erresistente minimoa eskuratzen da.

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{\pi \cdot 50} \sqrt{(2 \cdot 406,684)^2 + (1,5 \cdot 127,421)^2} \right]^{1/3} = 46,743 \text{ mm}$$

Modu honetan ardatzak beste martxa eta sekziotan izan behar dituen diametroak kalkulatu eta ardatz osoaren gutxieneko sekzioak zehazten dira, horiei dagozkien diametro normalizatu egokienak aukeratzen direla.

-Bitarteko ardatza

Bitarteko ardatzaren sekzio kritikoenak akzionatutako martxari dagokion gurpilak dira eta 3.34 taulan ardatzaren martxa eta sekzio desberdinetarako diametro erresistente minimoak jasotzen dira.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	3. gurpila	127,421	342,175	219,792	406,684	46,746
AU2	5. gurpila	127,421	325,416	202,761	383,416	45,883
AU3	7. gurpila	127,421	271,916	178,420	325,226	43,597
AU4	9. gurpila	127,421	189,597	135,996	233,327	39,502
AU6	11. gurpila	127,421	125,732	139,577	187,857	37,221
AM	13. gurpila	127,421	282,400	120,581	307,066	42,839

3.34 taula: Bitarteko ardatzaren esfortzuak eta diametro minimoak

Ardatzaren puntu kritikoak 1.martxako eta atzera martxako gurpilak, 3. eta 13. gurpilak, dira, azken hau ardatzaren ertzetik hurbil egonda ardatzaren mailaketa baldintzatzen duelako. Horrenbestez, 45 mm-ko diametroa oinarritzat hartuta, diseinu beharren arabera gainontzeko tarreak eskalonatzen doaz.

-Ardatz sekundarioa

Ardatz sekundarioaren sekzio larrienak ere aukeratutako martxari dagokion gurpilak dira eta 3.35 taulan martxa eta sekzio desberdinetarako diametro erresistente minimoak biltzen dira.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	4. gurpila	273,955	316,647	194,890	371,816	47,004
AU2	6. gurpila	207,059	328,640	167,817	369,008	46,084
AU3	8. gurpila	159,276	282,515	136,881	313,928	43,465
AU4	10. gurpila	123,439	202,818	91,442	222,479	38,910
AU6	12. gurpila	78,413	135,597	75,030	154,971	34,347
AM	15. gurpila	245,740	289,660	105,427	308,249	44,445

3.35 taula: Ardatz sekundarioaren esfortzuak eta diametro minimoak

Bitarteko ardatzean bezala, ardatzaren puntu kritikoenak 1. martxako eta atzera martxako gurpilak, 4. eta 15. gurpilak, dira, azken hau ardatzaren irteerako muturretik hurbil egonda ardatzaren eskalonamendua mugatzen duelako. Horregatik, 45 mm-ko diametroa abiapuntutzat hartuta, diseinu beharren arabera beste tarreak mailakutzen dira.

-Ardatz primarioa

Ardatz primarioaren puntu kritikoena 1. gurpila da eta esfortzu handienak 1. martxan agertzen direnez gero, 3.36 taulan horri dagokion diametro erresistente minimoa adierazten da.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	1. gurpila	101,937	199,679	41,818	204,011	37,624

3.36 taula: Ardatz primarioaren esfortzuak eta diametro minimoa

Ardatzaren puntu kritikoena 1. gurpila da eta sekzio horretan gutxienez 40 mm-ko diametroa izan behar du, gainontzeko guneak horren eta diseinu exijentzien arabera definitzen direla.

-Atzera martxako ardatza

Atzera martxako ardatzean esfortzu kritikoena L₁ landapenean agertzen dira eta 3.37 taulan ardatzak behar duen gutxienezko diametro erresistentea kalkulatu da.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AM	L ₁ landapena	-	127,736	-	127,736	31,490

3.37 taula: Atzera martxaren esfortzuak eta diametro minimoa

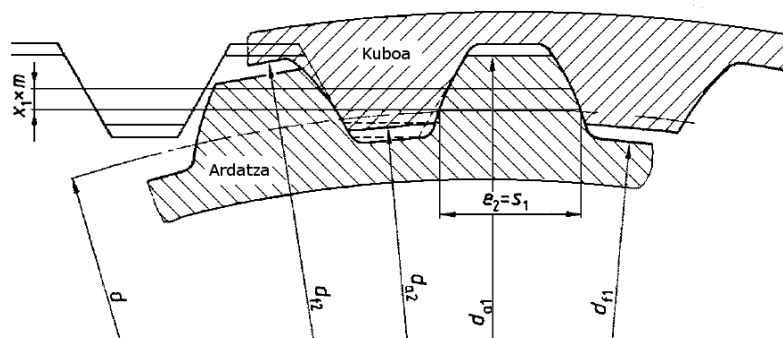
Ardatz honek sekzio konstantea du eta bere gurpila, 14. gurpila, orrazdun errodamentuan apoiatzen dela kontuan izanda, gutxienez 32 mm-koa den eta errodamentuak exijitzen duen diametroa jarri da.

Orokorrean kamioien abiadura kaxen irteerako ardatzak 2" (50,8 mm) eta 1 ½" (38,1 mm) tartekoak izaten dira eta kasu honetan ardatz sekundarioak muturrean duen beharrezarekin irteerako diametroa 40 mm-koa da eta lortutako emaitzak egokiak direla kontsideratu daiteke.

3.4.2.3 Ardatzen ildaskatuak

Ildaskatuak ardatzaren eta bertan muntatuta doazen elementuen artean biraketa momentu handiak transmititzen dituzte, konexio hauek ardatzaren sekzio erresistentea gutxi ahuldu eta beste motak (txabetak, pernoak...) baino erresistentzia handiagokoak direla.

Automobilgintzan eta bestelako aplikazio gehienetan bezala, kutxa honetan DIN 5480 arauaren arabeko hartz bilkariko eta 30°-ko presio angelu estandarreko ildaskak erabiltzen dira, karga gaitasun handiagoa, transmisio leunagoa eta ardatz/kubo lerrokatze hobea lortzen delako.



3.23 irudia: DIN 5480 ildaskatuaren dimentsioak

“FAIRES, V.M. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Montaner y Simón. Barcelona, 1998.” liburua jarraituz, ildaskatuek momentu tortsore purua jasaten dute eta beren hutsegitea ebakidura nahiz kontaktu presioagatik gertatu daiteke. Errealitatean karga ez da hortz guztien artean berdin banatzen eta doitasun ezagatik hortzen %25-a bakarrik kontaktuan dagoela eta azalera erresistentea laurdena dela suposatzen da.

Esfortzu ebakitzailak luzetarako sekzioan edo jatorrizko diametroan eragiten duenez, azalera erresistentea perimetro erdiaren eta ildasken luzeraren araberakoa da.

$$A_{ebak} = \frac{p}{2} l = \frac{\pi d l}{2}$$

3.51 Formula

Zapalketa indarrak, aldiz, ildasken saihets edo flankoan eragiten duenez, azalera erresistentea ildaska kopuruaren, altueraren eta luzeraren menpe dago.

$$A_{zap} = N h l$$

3.52 Formula

Berez ildaskatuetako ebakidura eta zapaltze tentsioak indar tangenzialaren eta 3.51 eta 3.52 formulatako azalera erresistenteen erlazioaren bitartez determinatzen dira, momentu tortsorearen menpe adierazten dela.

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{2 T}{d A_{ebak}} = \frac{16 T}{\pi d^2 l}$$

3.53 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{F}{A_{zap}} = \frac{2 T}{d A_{zap}} = \frac{8 T}{d N h l}$$

3.54 Formula

Ebakiduragatiko eta zapalketagatiko hutsegiterik ez gertatzeko, 3.53 eta 3.54 formulatako tentsio ebakitzaila eta normala materialaren isurpen tentsioen azpitik egon behar dira eta beharrezko unitate aldaketak egiten dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 T CS}{\pi d^2 l} \leq \tau_{yp} \quad 3.55 \text{ Formula}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 T CS}{d N h l} \leq \sigma_{yp} \quad 3.56 \text{ Formula}$$

Non:

τ_{ebak} : ildaskatuaren tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{zap} : ildaskatuaren tentsio normala [kg/mm²]

T : ildaskatuaren momentu tortsorea [kg·m]

d : ildaskatuaren jatorrizko diametroa [mm]

l : ildaskatuaren luzera [mm]

N : ildaska kopurua [-]

$h = 0,8 \cdot m$: hortzen kontaktuko altuera minimoa [mm]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{yp} : isurpen tentsio normala [kg/mm²]

Oraingoan 1,5-eko segurtasun koefizientea hartu da, zeren eta ildasken %25-a soilik kontaktuan dagoela suposatu izana nahiko kontserbakorra da eta ardatzak bezala, ildaskatuak ez dira neurritz kanpo dimentsionatu nahi.

Ardatzen ildaskatuak beren gain mihizatuta doazen elementuen aplikazio eta exijentzien arabera determinatzen dira. Hain zuzen, baldintza txarrenak jasaten dituztenentzat 4 mm-ko modulua ezarri da eta besteentzat, ordea, 2,5 mm-koa da. Ildaskatuen konprobaziorako kuboan materiala hartzen da orokorrean ardatzena hobea baita.

-Gurpil finkoen ildaskatua

Aurreranzko martxen gurpil finkoek ildaskatu bidez bitarteko ardatzarekin biratzen dute eta martxa akzionatzean soilik kargapean daudenez, ildaskatuak 2,5 mm-ko modulua duela kontsideratu da. Gurpil guztien ildaskatuak dimentsio berdinekoak dira eta beren luzera gurpilen zabalerekin bat dator, 34 mm alegia. Era berean, ardatzak izan beharreko diametroetan oinarrituta, ildaskatuak 52 mm-ko diametroa izango du eta 3.38 taulan bere dimentsioak biltzen dira.

Erreferentziazko diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
52	19	47,5	41,136	47	52,75	51,5	45,75

3.38 taula: 52 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Gurpilen materiala 18CrNi8 altzairua da eta 3.13 taulatik 80 kg/mm²-ko eta 40 kg/mm²-ko isurpen tentsio normala eta ebakitzaila duela jakiten da.

Azkenik, ildaskatu guztiek momentu tortsore maximo berdina dutela jakinda, balioak 3.55 eta 3.56 formuletan ordezkatu eta hutsegiterik gertatzen den egiaztatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 127,421 \cdot 1,5}{\pi 47,5^2 \cdot 34} = 12,689 \text{ kg/mm}^2 < 40 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 127,421 \cdot 1,5}{47,5 \cdot 19 (0,8 \cdot 2,5) 34} = 24,915 \text{ kg/mm}^2 < 80 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoen azpitik daude eta ildaskatua onargarria da.

-Kubo sinkronizatzaileen ildaskatua

Sinkronizatzailearen kuboek ildaskatuari esker ardatz sekundarioarekin biratzen dute eta dagokien martxa akoplatzean bakarrik funtzionatzen dutenez, modulua 2,5-koa dela suposatu da. Kubo sinkronizatzaile guztiek 32 mm-ko luzera dutela kontsideratu da, baina beren diametroak ezberdinak dira. Zehazki, ardatzen diametroak jarraituz, 1/2 martxen sinkronizatzaileak 58 mm-ko eta besteek 52 mm-ko diametroa izango dute eta 3.39 taulan beren dimentsioak jasotzen dira.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
52	19	47,5	41,136	47	52,75	51,5	45,75
58	22	55	47,631	53	58,75	57,5	51,75

3.39 taula: 52 mm eta 58 mm-ko diametroko ildaskatuen dimentsioak

Kuboen materiala 16MnCr5 altzairua da eta 3.13 taulatik 60 kg/mm²-ko eta 30 kg/mm²-ko isurpen tentsio normala eta ebakitzaila duela ondorioztatzen da.

Amaitzeko, sinkronizatzaile tamaina bakoitzak dagokion martxa kritikoenean, 1. eta 3. martxetan, jasaten duen pareta erabili eta balioak 3.55 eta 3.56 formuletan ordeztzen dira hutsegiterik dagoen frogatzeko.

1/2 martxen sinkronizatzailea:

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{\pi 55^2 \cdot 32} = 21,620 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{55 \cdot 22 (0,8 \cdot 2,5) 32} = 42,452 \text{ kg/mm}^2 < 60 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

3/4 eta 5/6 martxen sinkronizatzailea:

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 159,276 \cdot 1,5}{\pi 47,5^2 \cdot 32} = 16,853 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{47,5 \cdot 19 (0,8 \cdot 2,5) 32} = 33,091 \text{ kg/mm}^2 < 60 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeenez, bi ildaskatueta tentsio ebakitzailerik eta normala isurpeneko tentsioak baino txikiagoak dira eta ildaskatuak egokiak dira.

-Akoplamendu zurrunaren ildaskatua

Akoplamendu honek ildaskatuaren bidez ardatz sekundarioaren irteera eta erreduktorearen sarrera mihiztatu eta etengabe potentzia transmititzen du, beraz, 4 mm-ko modulua esleitu zaio. Konexioko bi ardatzen muturreko ildaskak berdinak izan behar dira eta bakoitzaren luzera 42 mm-koa izatea aurreikusi da. Gainera, ildaskatua ardatz sekundarioaren amaieran egonda, diametroa 40 mm-koa izango da eta 3.40 taulan bere dimentsioak agertzen dira.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{r2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{r1} [mm]
40	8	32	27,713	32	41,2	39,2	30

3.40 taula: 40 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Akoplamendu honek baldintza oso exigenteak pairatzen ditu eta ardatzak bezala, 14NiCrMo13-4 altzairuzkoa da, 3.13 taulatik 100 kg/mm²-ko eta 50 kg/mm²-ko isurpen tentsio normala eta ebakitzailerik duela lortzen da.

Bukatzeko, abiadura kaxaren irteerako momentu tortsore handieneko egoera, 1. martxa, aztertu eta balioak 3.55 eta 3.56 formulatan sartzen dira hutsegiterik ematen den baieztatzeko.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{\pi 32^2 \cdot 42} = 48,662 \text{ kg/mm}^2 < 50 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{32 \cdot 8 (0,8 \cdot 4) 42} = 95,548 \text{ kg/mm}^2 < 100 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeenez, ildaskan tentsio ebakitzailerik eta normala isurpen tentsioen azpitik daude eta ildaskatua baliagarria da. Horrekin batera, jokabide kontserbakorra hartuz, 8 mm-ko lodiera duen horma gehitu zaio akoplamendu zurrunaren ildaskatuari.

-Enbragearen ildaskatua

Enbragea enbragatuta (disakoak akoplatuta) dagoenean motorretik heltzen den potentzia ildaskatuaren bidez ardatz primarioa pasatzen da eta ildaskatu honi 4 mm-ko modulua eman zaio. Enbrageak ildaskatuaren luzera mugatzen du eta aurreko dimentsionamendua jarraituz, luzera 35 mm-koa dela suposatuta da. Bestalde, ardatzak dituen diametroetan oinarrituta, ildaskatuak 40 mm-ko diametroa izango du eta 3.40 taulan bere dimentsioak jasotzen dira.

Sinkronizatzaileetan bezala, enbrage diskorako 16MnCr5 altzairua erabili da eta isurpen tentsio berdinak mantentzen dira.

Azkenean, motorrak pare maximoa garatzen dueneko unea aztertuz (ez dago erredukziorik), balioak 3.55 eta 3.56 formuletan ordezkatu eta hutsegiterik gertatzen den konprobatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 101,937 \cdot 1,5}{\pi 32^2 \cdot 35} = 21,728 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

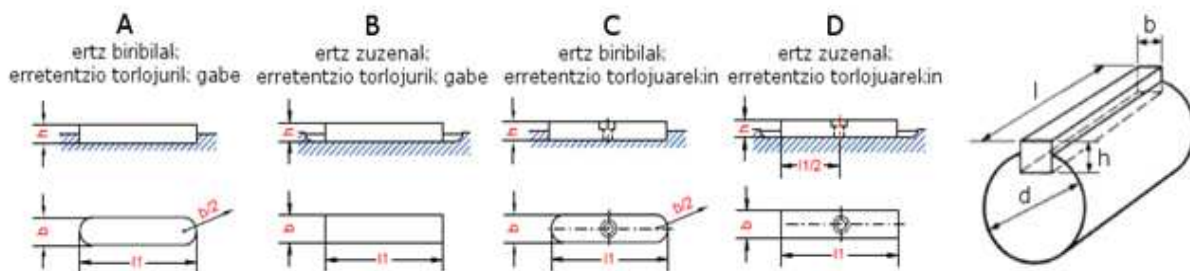
$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 101,937 \cdot 1,5}{32 \cdot 8 (0,8 \cdot 4) 35} = 42,663 \text{ kg/mm}^2 < 60 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpen tentsioak baino txikiagoak dira eta ildaskatua egokia da.

3.4.2.4 Ardatzen txabetak

Txabetek, ildaskatuek bezala, ardatzaren eta bere gain akoplatutako elementuaren artean biraketa momentua transmititzen dute eta beste lotura desmontagarriak baino sinpleagoak eta merkeagoak dira. Hala ere, karga gaitasun txikiagoa dute eta erabilera murriztagoa duten atzera martxako gurpilak bitarteko eta sekundarioko ardatzetara mihiztatzeko erabili dira.

Kasu honetan DIN 6885 A arauaren sekzio laukizuzeneko txabeta paraleloak erabili dira eta bi gurpilen txabetak berdinak dira, izan ere, txabeten luzerak gurpilen zabalera osoa hartzen du, 45 mm, eta biak 45 mm-ko diametroko tartean kokatzen dira. Horri dagozkion txabetaren eta mataderaren neurri normalizatuak 3.41 taulatik eskuratzen dira.



Txabetaren sekzioa	Zabalera (b)	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20											
	Altuera (h)	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	7	10	8	12								
Ardatzaren diametroa (d)	Min.	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65											
	Max.	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75											
Ardatzaren matadera	Zabalera	Kokapen finkoa P9	Max.	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978									
			Min.	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926									
		Kokapen arina N9	Max.	2	3	4	5,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000									
			Min.	1,975	2,975	3,970	4,970	5,970	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948									
	Sakonera	Lasaiera/estutzea		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4
		Dif. onarg.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Kuboaren matadera	Zabalera	Kokapen finkoa P9	Max.	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,957	19,978									
			Min.	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926									
		Kokapen arina N9	Max.	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026									
			Min.	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974									
	Sakonera	Lasaiera		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6
		Dif. onarg.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
Sakonera	Estutzea		0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	1,5	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	
	Dif. onarg.		-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2
Mataderaren hondoaren biribiltzea	Erradioa		0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	
	Dif. onarg.		-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2

3.41 taula: DIN 6885 txabeten eta mataderen neurri normalizatuak

Txabetek, ildaskatuen moduan, momentu tortsore purua jasaten dute eta beren hutsegitea ebakiduraren nahiz zapalketaren ondoriozkoa izan daitezke, azalera erresistenteak ezberdinak direla.

Indar ebakitzailak luzetarako sekzioan eragiten du eta bere azalera erresistentea txabetaren formaren, zabalaren eta luzeraren arabera da.

$$A_{ebak} = b(l - b) + \frac{\pi b^2}{4}$$

3.57 Formula

Zapalketa indarrak, ordea, txabetaren saihsaren azalera erdiari eragiten dio (erdibana ardatzean eta kuboan) eta bere azalera erresistentea txabetaren altueraren eta luzeraren arabera da.

$$A_{zap} = \frac{h}{2} l$$

3.58 Formula

Ildaskatuetan bezala, ebakidura eta zapaltze tentsioak indar tangentialaren eta azalera erresistenteak erlazionatuz lortzen dira, 3.57 eta 3.58 formuletakoz azalera baliatzen direla.

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{2 T}{d A_{ebak}} = \frac{2 T}{d \left(b (l - b) + \frac{\pi b^2}{4} \right)}$$

3.59 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{F}{A_{zap}} = \frac{2 T}{d A_{zap}} = \frac{4 T}{d h l}$$

3.60 Formula

Hutsegiterik ez gertatzeko, 3.59 eta 3.60 formuletakoz tentsio ebakitzailak eta normalak ezin dituzte materialaren isurpen tentsioak gainditu eta beharrezko unitate aldaketak egiten dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{2 \cdot 10^3 T CS}{d \left(b (l - b) + \frac{\pi b^2}{4} \right)} \leq \tau_{yp}$$

3.61 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{4 \cdot 10^3 T CS}{d h l} \leq \sigma_{yp}$$

3.62 Formula

Non:

τ_{ebak} : txabetaren tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{zap} : txabetaren tentsio normala [kg/mm²]

T : txabetaren momentu torsorea [kg·m]

d : ardatzaren jatorrizko diametroa [mm]

b : txabetaren zabalera [mm]

l : txabetaren luzera [mm]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{yp} : isurpen tentsio normala [kg/mm²]

Txabetetan ez dira segurtasun koefiziente altuak aplikatzen, izan ere, ginkarga egoeran txabeten haustura hobesten da beren ordezkapen erraza eta merkea da eta 1,5-eko segurtasun koefizientea hartu da.

Txabeten materialak ardatzenak eta gurpilenak baino propietate baxuagoak edo antzekoak izan behar ditu eta txabetetan erabili ohi diren materialen artean, 3.42 taulatik 42CrMo4 altzairu tenplatu hartu da, isurpen limitean 82 kg/mm²-ko tentsio normala eta 41 kg/mm²-ko tentsio ebakitzaila dituenak.

Materiala	Material zenbakia	DIN Izendapena	Trakzio erresist. σ_B	Isurpen limite minimoa σ_s	Brimell gogortasuna DB
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²
Altzairu zementatua	1.0301	Ck10	45-60	25	130-160
	1.0401	Ck15	50-65	30	140-180
	1.7131	16MnCr5	80-110	60	150-210
	1.7147	20MnCr5	100-130	70	150-210
Altzairu tenplatua	1.0503	Ck45	65-80	40	175-230
	1.0601	Ck60	75-90	49	200-250
	1.7225	42CrMo4	100-120	82	230-260
Altzairu herdoilgaitz ferritiko eta martensitikoa	1.4005	X12CrS13	65-85	45	190-220
	1.4016	X8Cr17	40-65	25	175-200
	1.4021	X20Cr13	65-95	50	200-230
	1.4028	X30Cr13	85-100	65	210-245
	1.4034	X40Cr13	85-100	65	210-245
	1.4057	X22CrNi17	80-95	60	255-295
	1.4104	X12CrMoS18	65-85	50	190-220
	1.4112	X90CrMoV18	70-90	55	230-265
1.4122	X35CrMo17	75-95	55	240-280	
Altzairu austenitikoa azidoari eta oxidoari erresistentea	1.4301	X5CrNi18 9	50-75	25	190-215
	1.4305	X12CrNiS18 8	50-70	20	200-230
	1.4306	X2CrNi18 9	45-70	20	185-215
	1.4310	X12CrNi17 7	50-75	25	200-230
	1.4401	X12CrNi17 7	50-75	25	190-215
	1.4404	X5CrNiMo18 10	50-70	20	185-215
	1.4435	X2CrNiMo18 10	50-70	25	190-215
	1.4436	X2CrNiMo18 12	50-70	20	185-215
	1.4460	X8CrNiMo27 5	65-90	45	210-260
	1.4462	X12CrNiMoN22 5	65-95	50	220-265
	1.4539	X2NiCrMoCu25 20 5	55-75	25	200-230
	1.4541	X10CrNiTi18 9	50-70	20	190-215
	1.4571	X10CrNiMoTi18 10	50-70	20	190-215

3.42 taula: Txabeten materialen propietate mekanikoak

Hau jakinda, balio guztiak 3.61 eta 3.62 formulatan sartzen dira eta bi txabetak berdinak badira ere, ardatz sekundariokoak momentu tortsore handiagoa jasaten du eta hutsegiteen egiaztapena horren arabera burutzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 245,740 \cdot 1,5}{45 \left(14 (45 - 14) + \frac{\pi 14^2}{4} \right)} = 27,865 \text{ kg/mm}^2 < 41 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 245,740 \cdot 1,5}{45 \cdot 9 \cdot 45} = 80,902 \text{ kg/mm}^2 < 82 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusten denez, txabetaren tentsio ebakitzaille eta normala isurpen puntutik nahiko hurbil daude eta segurtasun koefizientea ezarri dela kontuan izanik, onargarrizat hartzen da.

3.4.3 Errodamenduak

Abiadura kaxako ardatzak eta gurpil askeak errodamendu bidez sostengatzen dira eta sortzen diren kargak xurgatzen dituzte. Errodamenduak osagai normalizatuak dira eta aztertutako funtzionamendu eta diseinu baldintzak oinarri

izanik, errodamendu eta ixte-eraztunak fabrikatzen dituen SKF enpresaren katalogoak baliatu dira errodamenduak aukeratzeko.

Errodamenduak aztertzeko, erreferentziako karga nominala (C) kalkulatu behar da, zeinen balioa karga gaitasunaren, iraupenaren eta fidakortasunaren menpe dagoen. Kasu honetan %85-eko fidakortasun hartu da eta karga gaitasun dinamikoa erabili da, izan ere, ardatzek kargapean biratu eta esfortzuak dinamikoak dira.

Fabrikantearen katalogoen erreferentziako karga gaitasun dinamikoak (nominalak) ISO 281:1990 araudia jarraitzen du eta bere balioa 10^6 (1 milioi) birako iraupenari eta %90-ko fidakortasunari dagokio. Hortaz, errodamenduen aukeraketa erreferentziako karga nominalaren bitartez egiten da.

$$C = P (L_{10})^{1/a}$$

3.63 Formula

Non:

C: karga gaitasun dinamikoa edo nominala [kN]

P: karga dinamiko baliokidea [kN]

L_{10} : bizitza nominala (%90-ko fidakortasunarekin) [milioi biratan]

a: bizitzaren ekuazioaren berretzailea [-]

a = 3: bola bidezko errodamenduetan

a = 10/3: arrabol bidezko errodamenduetan (zilindrikoetan eta konikoetan)

Errodamenduaren fidakortasunak nekearen lehen sintomak agertu arte bira kopuru jakin hori ematen duten errodamenduen ehunekoa adierazten du eta bere balioa %90 ez denean, fidakortasun hori duen bira kopuru baliokidea definitu behar da.

-Bola bidezko eta arrabol zilindriko bidezko errodamenduetan:

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

3.64 Formula

-Arrabol koniko bidezko errodamenduetan:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 [\ln (1/R)]^{1/1,5}}$$

3.65 Formula

Non:

L: bizitza nominala [milioi biratan]

R: fidakortasuna [%]

Errodamenduek denboran zehar aldakorrek diren kargen eraginpean daude eta iraupen totaleko karga dinamiko baliokidea zehazten da.

$$F_{eq}^a \sum_{i=1}^n L_n = \sum_{i=1}^n F_i^a L_i \rightarrow F_{eq} = \left[\frac{\sum_{i=1}^n F_i^a \cdot L_i}{\sum_{i=1}^n L_i} \right]^{1/a}$$

3.66 Formula

Non:

F_{eq} : karga dinamiko baliokidea [kN]

F_i : martxa bakoitzeko karga [kN]

Hori guztia ezagututa, kargaren eta tamainaren arabera kasu bakoitzerako aiprosenak diren errodamenduak aukeratu dira.

3.4.3.1 Ardatzen errodamenduak

Abiadura kaxako ardatzak biapoiatuak dira eta karga altuak agertzen direnez gero, arraboldun errodamenduen erabilera hobesten da. Hori irizpide izanik, kasuan kasuko indar eta espazio eskakizunen arabera ardatz bakoitzerako errodamendu egokienak aukeratu dira.

-Ardatz primarioa

Ardatz primarioan bereziki B euskarriak karga altuak pairatzen ditu eta horregatik, B euskarrirako gaitasun erradial eta axial handia duen errotularako arraboldun errodamendu baliatu da eta A euskarrirako, aldiz, gaitasun erradiala soilik duen arrabol zilindrikodun errodamendua jarri da.

-A euskarria

Ilara bakarreko arrabol zilindrikodun errodamendua karga erradialen eraginpean soilik aritzen denez, bere karga dinamiko baliokidea karga erradial baliokidearen berdina da.

Errodamenduen karga erradialak bi osagai ditu eta euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erradial erresultantea lortzen da, emaitzak 3.43 taulan biltzen direla.

Martxa	R_{yA} [kg]	R_{zA} [kg]	R_{rA} [kg]	R_{rA} [kN]
AU1	144,199	688,549	703,487	6,901
AU2	92,130	531,624	539,548	5,293
AU3	74,201	469,267	475,097	4,661
AU4	43,899	378,983	381,517	3,743
AU6	99,285	506,836	516,469	5,067
AM	66,792	150,204	164,385	1,613

3.43 taula: A euskarriko erreakzioak

Era berean, martxa bakoitzaren lan orduak eta pare maximoko biraketa abiadura biderkatuz, martxa eta indar bakoitzaren iraupena definitu eta 3.44 taulan adierazten da.

Martxa	n [rpm]	L _h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	1200	1050	75,6
AU2	1200	1050	75,6
AU3	1200	1050	75,6
AU4	1200	1050	75,6
AU6	1200	1050	75,6
AM	1200	200	14,4
Guztira		5450	392,4

3.44 taula: Ardatz primarioaren abiadurak eta iraupenak

Behin martxen erresultanteak eta bira kopuruak jakinda, 3.66 formularekin karga erradial baliokidea determinatzen da, karga dinamiko baliokidearekin bat datorrena.

$$P = F_{eq_{rA}} = \left[\frac{6,901^{10/3} \cdot 75,6 + 5,293^{10/3} \cdot 75,6 + 4,661^{10/3} \cdot 75,6 + 3,743^{10/3} \cdot 75,6 + 5,067^{10/3} \cdot 75,6 + 1,613^{10/3} \cdot 14,4}{392,4} \right]^{3/10} = 5,314 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat hartu den %85-eko fidakortasuna katalogora egokitzeko 3.64 formula baliatzen da.

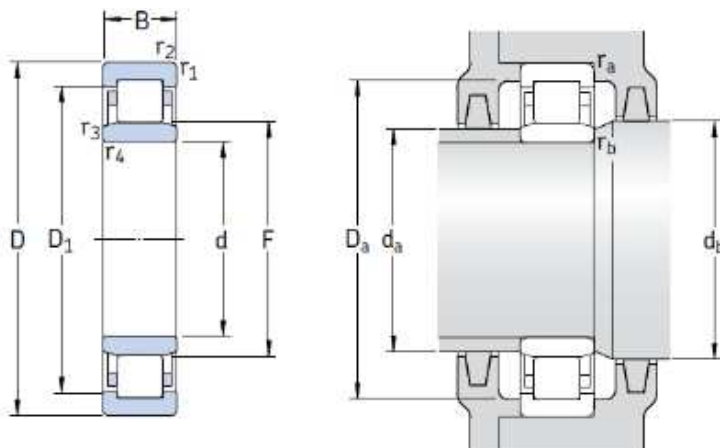
$$L_{10} = \frac{392,4}{0,02 + 4,439 [\ln(1/0,85)]^{1/1,483}} = 296,433 \text{ milioi bira}$$

Azkenik, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatu da eta errodamendua 25 mm-ko diametroa duen tartean kokatzen dela ezagututa, errodamendua hautatzen da.

$$C_A = 5,314 \cdot (296,433)^{3/10} = 29,308 \text{ kN}$$

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]
NU 305 ECP	25	62	17	46,5	36,5

3.45 taula: NU 305 ECP errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.24 irudia: Arrabol zilindrikodun errodamenduen dimentsio nagusiak eta ahokalekua

Horrenbestez, A euskarriko NU 305 ECP errodamendua aukeratu da karga gaitasun eta barne diametro egokiak dituelako.

-B euskarria

Errotularako arraboldun errodamenduak karga erradialak eta axialak jasaten dituzenez, karga dinamiko baliokidea bi karga mota horien eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera da.

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad F_a/F_r \leq e \text{ denean}$$

$$P = 0,67F_r + Y_2 F_a \quad F_a/F_r > e \text{ denean}$$

3.67 Formula

Errodamenduaren karga axiala martxa guztietan konstantea da eta karga erradialerako, aldiz, euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erresultantea definitu behar da, balioak 3.46 taulan jasotzen direla.

Martxa	R_{xB} [kg]	R_{yB} [kN]	R_{yB} [kg]	R_{zB} [kg]	R_{rB} [kg]	R_{rB} [kN]
AU1	622,579	6,108	133,574	4567,885	4569,838	44,830
AU2	622,579	6,108	193,041	3583,535	3588,731	35,205
AU3	622,579	6,108	305,506	3192,386	3206,971	31,460
AU4	622,579	6,108	495,582	2626,061	2672,414	26,216
AU6	622,579	6,108	148,164	3428,048	3431,248	33,661
AM	622,579	6,108	351,980	1190,994	1241,916	12,183

3.46 taula: B euskarriko erreakzioak

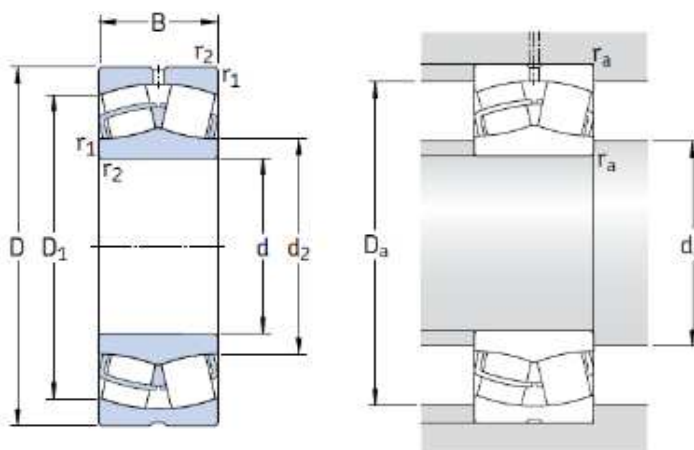
Euskarri hau A euskarriaren ardatz berean egonda, beren iraupenak berdinak dira eta 3.44 taulako balioak erabiltzen dira karga erradial baliokidea 3.66 formularekin determinatzerakoan.

$$P = F_{eq_{rB}} = \left[\frac{44,830^{10/3} \cdot 75,6 + 35,205^{10/3} \cdot 75,6 + 31,460^{10/3} \cdot 75,6 + 26,216^{10/3} \cdot 75,6 + 33,661^{10/3} \cdot 75,6 + 12,183^{10/3} \cdot 14,4}{392,4} \right]^{3/10} = 35,156 \text{ kN}$$

Errodamenduaren aukeraketa egiteko, bere kalkulu faktoreak behar dira, ondorioz, katalogotik errodamenduak eta beren karga gaitasuna konprobatzen da egokiena den errodamendua aurkitu arte. Kasu honetan errodamendua karga gaitasun handikoa izan behar denez, diametroa errodamenduak berak finkatuko du. Probak egin ostean, errodamendu aproposena 22311 E dela ondorioztatu da eta bere kalkulu faktoreekin konprobazioa egin da.

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀
22311 E	55	110	43	270	280	0,35	1,9	2,9	1,8

3.47 taula: 22311 E errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.25 irudia: Errotularako arraboldun errodamenduen dimentsio nagusiak eta ahokalekua

Hori jakinda, karga axialaren eta erradialaren arteko zatidura e faktorearekin (0,35) alderatu eta horren arabera 3.67 formularekin karga dinamiko baliokidea kalkulatu da.

$$\frac{F_{eq_{aB}}}{F_{eq_{rB}}} = \frac{6,108}{35,156} = 0,174$$

$F_a/F_r \leq e$ denez:

$$P_B = 35,156 + 1,9 \cdot 6,108 = 46,760 \text{ kN}$$

Bukatzeko, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da eta hartu den errodamenduaren gaitasun dinamikoa horren gainetik dagoela baieztatzen da.

$$C_B = 46,760 \cdot (296,433)^{3/10} = 257,903 \text{ kN} < 270 \text{ kN}$$

Hortaz, 22311 E errodamenduak karga gaitasun nahikoa du eta B euskarriko baliagarria da.

-Bitarteko ardatza

Bitarteko ardatzean bi euskarriak antzeko kargen eragipean daude eta C eta D euskarrietan berdinak diren ilara bakarreko arrabol konikodun errodamendu bana baliatu da, bakoitzak gaitasun erradiala eta noranzko batean gaitasun axiala duela.

-C eta D euskarria

Ilara bakarreko arrabol konikodun errodamenduak bizkarrak elkarren kontra dituztela jartzen dira beren karga gaitasuna handitzeko, eta bakoitzak karga erradialak eta axialak jasaten dituzenez, karga dinamiko baliokidea bi karga horien, errodamenduen kokapenaren eta beren kalkulu faktoreen menpe dago.

$$P = F_r \quad F_a/F_r \leq e \text{ denean}$$

$$P = 0,4F_r + YF_a \quad F_a/F_r > e \text{ denean}$$

3.68 Formula

Euskarriei dagozkien erreakzioekin martxa bakoitzeko erresultanteak ateratzen dira eta emaitzak 3.48 taulan batzen dira.

Martxa	R _{xC} [kg]	R _{xC} [kN]	R _{yC} [kg]	R _{zC} [kg]	R _{rC} [kg]	R _{rC} [kN]	R _{yD} [kg]	R _{zD} [kg]	R _{rD} [kg]	R _{rD} [kN]
AU1	466,934	4,581	1370,372	391,812	1425,284	13,982	451,600	891,080	998,982	9,800
AU2	285,349	2,799	1080,017	357,821	1137,749	11,161	548,715	1141,810	1266,814	12,427
AU3	155,645	1,527	964,640	655,700	1166,393	11,442	526,064	1083,331	1204,304	11,814
AU4	58,367	0,573	797,590	1086,986	1348,217	13,226	589,592	1247,347	1379,672	13,535
AU6	63,854	0,626	1034,153	476,232	1138,538	11,169	222,965	330,794	374,420	3,673
AM	622,579	6,108	750,873	966,329	1223,766	12,005	1236,732	2896,407	3149,393	30,896

3.48 taula: C eta D euskarrietako erreakzioak

Bi errodamenduak ardatz berean egonda, beren iraupenak berdinak dira eta martxa bakoitzaren lan orduak eta pare maximoko abiadura biderkatuz definitzen dira, beren balioa 3.49 taulan jasotzen dela.

Martxa	n [rpm]	L _h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	960	1050	60,48
AU2	960	1050	60,48
AU3	960	1050	60,48
AU4	960	1050	60,48
AU6	960	1050	60,48
AM	960	200	11,52
Guztira		5450	313,92

3.49 taula: Bitarteko ardatzaren abiadurak eta iraupenak

Hori baliatuz, 3.66 formularekin errodamendu bakoitzaren karga erradialen eta axialen erresultanteen baliokideak ateratzen dira.

$$F_{eq_{ac}} = \left[\frac{4,581^{10/3} \cdot 60,48 + 2,799^{10/3} \cdot 60,48 + 1,527^{10/3} \cdot 60,48 + 0,573^{10/3} \cdot 60,48 + 0,626^{10/3} \cdot 60,48 + 6,108^{10/3} \cdot 11,52}{313,92} \right]^{3/10} = 3,288 \text{ kN}$$

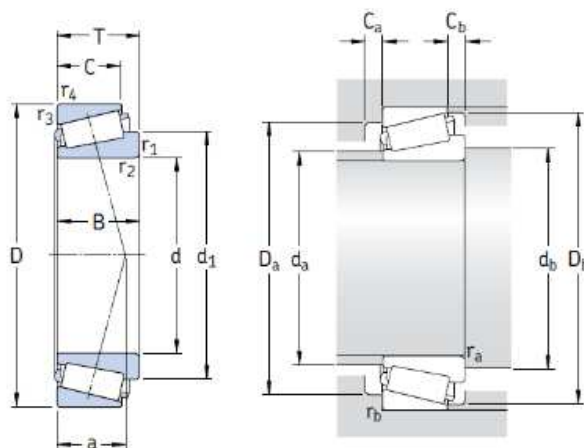
$$F_{eq_{rc}} = \left[\frac{13,982^{10/3} \cdot 60,48 + 11,161^{10/3} \cdot 60,48 + 11,442^{10/3} \cdot 60,48 + 13,226^{10/3} \cdot 60,48 + 11,169^{10/3} \cdot 60,48 + 12,005^{10/3} \cdot 11,52}{313,92} \right]^{3/10} = 12,319 \text{ kN}$$

$$F_{eq_{rD}} = \left[\frac{9,800^{10/3} \cdot 60,48 + 12,427^{10/3} \cdot 60,48 + 11,814^{10/3} \cdot 60,48 + 13,535^{10/3} \cdot 60,48 + 3,673^{10/3} \cdot 60,48 + 30,896^{10/3} \cdot 11,52}{313,92} \right]^{3/10} = 13,939 \text{ kN}$$

Errodamenduak hautatzeko garaian, beren kalkulu faktoreak behar dira eta katalogoko errodamenduak frogatzen dira egokiena topatu arte. Ardatzaren diametroa 40 mm-koa da eta bi errodamenduak berdinak izatea erabaki da kalkulu errazteko. Saiakerak egin eta gero, errodamendu onena 33208/QCL7C dela deduzitu da eta bere kalkulu faktoreekin baieztapena egin da.

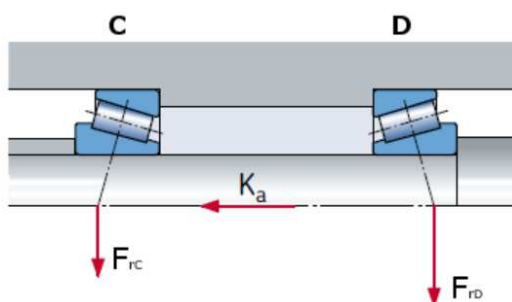
Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y	Y ₀
33208/QCL7C	40	80	32	105	132	0,35	1,7	0,9

3.50 taula: 33208/QCL7C errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.26 irudia: Arrabol konikodun errodamenduen dimentsio nagusiak eta ahokalekua

Errodamenduen muntaketa (bizkarrekoa), kargen balioak eta karga axialaren noranzkoa aintzat izanda, errodamenduen konikotasunagatik sortzen diren karga axialak zehazteko formulak aplikatzen dira.



3.27 irudia: Bizkarrak elkarren kontra dituzten errodamenduen muntaketa eta kargak

$$\frac{F_{eqrD}}{Y_D} > \frac{F_{eqrC}}{Y_C} \rightarrow \frac{13,939}{1,7} > \frac{12,319}{1,7}$$

$$k_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{eqrD}}{Y_D} - \frac{F_{eqrC}}{Y_C} \right) = 0,5 \left(\frac{13,939}{1,7} - \frac{12,319}{1,7} \right) \rightarrow 3,288 > 0,476$$

$$\frac{F_{eqrD}}{Y_D} > \frac{F_{eqrC}}{Y_C} \text{ eta } k_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{eqrD}}{Y_D} - \frac{F_{eqrC}}{Y_C} \right) \text{ denez:}$$

$$F_{ac} = \frac{0,5 F_{eqrC}}{Y_C} = \frac{0,5 \cdot 12,319}{1,7} = 3,623 \text{ kN}$$

$$F_{aD} = F_{ac} + K_a = 3,623 + 3,288 = 6,911 \text{ kN}$$

Hori jakinda, karga axialen eta erradialen arteko erlazioa e faktorearekin (0,35) konparatu eta horren arabera 3.68 formularekin karga dinamiko baliokideak kalkulatu dira.

$$\frac{F_{aC}}{F_{eq_{rC}}} = \frac{3,623}{12,319} = 0,294$$

$F_a/F_r \leq e$ denez:

$$P_C = 12,319 \text{ kN}$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{eq_{rD}}} = \frac{6,911}{13,919} = 0,496$$

$F_a/F_r > e$ denez:

$$P_D = 0,4 \cdot 13,919 + 1,7 \cdot 6,911 = 17,324 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat ezarri den %85-eko fidakortasuna katalogora moldatzeko 3.65 formula erabiltzen da.

$$L_{10} = \frac{313,92}{4,48 [\ln(1/0,85)]^{1/1,5}} = 235,291 \text{ milioi bira}$$

Amaitzeko, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoak kalkulatu dira eta hartu den errodamenduaren gaitasun dinamikoa horiek baino handiagoa dela egiaztatzen da.

$$C_C = 12,319 \cdot (235,291)^{3/10} = 63,394 \text{ kN} < 105 \text{ kN}$$

$$C_D = 17,324 \cdot (235,291)^{3/10} = 89,151 \text{ kN} < 105 \text{ kN}$$

Beraz, 33208/QCL7C errodamenduak beharrezko karga gaitasuna du eta C eta D euskarrietarako onargarria da.

-Ardatz sekundarioa

Ardatz sekundarioan bi euskarriak antzeko egoeran dauden arren, E euskarria ardatz primarioan ahokutzen denez, sekzio erradial txikia eta gaitasun erradiala soilik duen orrazdun errodamendua erabili da eta F euskarriko, berriz, gaitasun erradiala eta axiala handia duen errotularako arraboldun errodamendua ipini da.

-E euskarria

Orrazdun errodamendua karga erradialen eraginpean bakarrik dagoenez, bere karga dinamikoa baliokidea karga erradial baliokidearen berdina da.

Euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erradial erresultanteak eskuratzen dira eta emaitzak 3.51 taulan batzen dira.

Martxa	R _{yE} [kg]	R _{zE} [kg]	R _{rE} [kg]	R _{rE} [kN]
AU1	651,909	2168,813	2264,672	22,216
AU2	377,364	1341,388	1393,458	13,670
AU3	282,827	1012,597	1051,353	10,314
AU4	123,053	536,555	550,485	5,400
AU6	415,086	1210,689	1279,869	12,556
AM	243,763	669,733	712,715	6,992

3.51 taula: E euskarriko erreakzioak

Aldi berean, martxa bakoitzaren lan orduak eta pare maximoko biraketa abiadura biderkatuz, martxa eta indar bakoitzaren iraupena definitu eta 3.52 taulan adierazten da.

Martxa	n [rpm]	L _h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	446,512	1050	28,130
AU2	590,769	1050	37,218
AU3	768	1050	48,384
AU4	990,968	1050	62,431
AU6	1560	1050	98,280
AM	497,778	200	5,973
Guztira		5450	280,417

3.52 taula: Ardatz sekundarioaren abiadurak eta iraupenak

Hori erabiliz, 3.66 formularekin karga erradial baliokidea determinatzen da, karga dinamiko baliokidearekin bat datorrena.

$$P = F_{eq_{rE}} = \left[\frac{22,216^{10/3} \cdot 28,130 + 13,670^{10/3} \cdot 37,218 + 10,314^{10/3} \cdot 48,384 + 5,400^{10/3} \cdot 62,431 + 12,556^{10/3} \cdot 98,280 + 6,992^{10/3} \cdot 5,973}{280,417} \right]^{3/10} = 13,599 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat suposatu den %85-eko fidakortasuna katalogora egokitzeko 3.64 formula baliatzen da.

$$L_{10} = \frac{280,417}{0,02 + 4,439 [\ln(1/0,85)]^{1/1,483}} = 211,837 \text{ milioi bira}$$

Azkenean, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatu da eta errodamendua 45 mm-ko diametroan muntatzen dela kontuan izanda, errodamendua aukeratu da.

$$C_E = 13,599 \cdot (211,837)^{3/10} = 67,812 \text{ kN}$$

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]
K 45x59x32	45	59	32	69,3	102

3.53 taula: K45x59x32 errodamenduaren ezaugarri nagusiak

Horrenbestez, E euskarrirako K45x59x32 errodamendua hautatu da beharrezko karga gaitasuna eta barne diametroa duelako.

-F euskarria

Errotularako arraboldun errodamenduak karga erradialak eta axialak jasaten ditu eta 3.67 formula jarraiki, karga dinamikoko balioak bi karga mota horien eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera aldatzen da.

Errodamenduaren karga erradialen eta axialen erresultanteak atera behar dira eta beren balioak 3.54 taulan biltzen dira.

Martxa	R _{xF} [kg]	R _{yF} [kN]	R _{yF} [kg]	R _{zF} [kg]	R _{rF} [kg]	R _{rF} [kN]
AU1	1089,514	10,688	507,527	824,601	968,272	9,499
AU2	907,928	8,907	588,833	1153,123	1294,766	12,702
AU3	778,224	7,634	545,341	1125,556	1250,709	12,269
AU4	680,946	6,680	601,594	1334,329	1463,676	14,359
AU6	558,725	5,481	179,497	324,395	370,744	3,637
AM	-	-	1081,307	2970,867	1241,916	31,015

3.54 taula: F euskarriko erreakzioak

Euskarri hau E euskarriaren ardatz berekoa izanda, beren iraupenak berdinak dira eta 3.52 taulako balioak erabiltzen dira karga erradial eta axial balioak 3.66 formularekin definitzeko orduan.

$$P = F_{eq_{aF}} = \left[\frac{10,688^{10/3} \cdot 28,130 + 8,907^{10/3} \cdot 37,218 + 7,634^{10/3} \cdot 48,384 + 6,680^{10/3} \cdot 62,431 + 5,481^{10/3} \cdot 98,280}{280,417} \right]^{3/10} = 7,544 \text{ kN}$$

$$P = F_{eq_{rF}} = \left[\frac{9,499^{10/3} \cdot 28,130 + 12,702^{10/3} \cdot 37,218 + 12,269^{10/3} \cdot 48,384 + 14,359^{10/3} \cdot 62,431 + 3,637^{10/3} \cdot 98,280 + 31,015^{10/3} \cdot 5,973}{280,417} \right]^{3/10} = 13,008 \text{ kN}$$

Errodamendua aukeratzeko, bere kalkulu faktoreak behar dira eta katalogoko errodamenduak aztertzen dira egokienera iritsi arte. Ardatzaren diametroa 40 mm-koa izanik, probak egin eta aproposena 22308 E dela erabaki da, jarraian bere konprobazioa burutzen dela.

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀
22308 E	40	90	33	150	140	0,37	1,8	2,7	1,8

3.55 taula: 22308 E errodamenduaren ezaugarri nagusiak

Hori ezagututa, karga axialaren eta erradialaren arteko zatidura e faktorearekin (0,37) alderatu eta horren arabera 3.67 formularekin karga dinamiko baliokidea kalkulatzen da.

$$\frac{F_{eq_{aF}}}{F_{eq_{rF}}} = \frac{7,544}{13,008} = 0,580$$

$F_a/F_r > e$ enez:

$$P_F = 0,67 \cdot 13,008 + 2,7 \cdot 7,544 = 29,084 \text{ kN}$$

Bukatzeko, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da eta hartu den errodamenduaren gaitasun dinamikoak hori gainditzen duela baieztatzen da.

$$C_F = 29,084 \cdot (211,837)^{3/10} = 145,029 \text{ kN} < 150 \text{ kN}$$

Hortaz, 22308 E errodamenduak karga gaitasun nahikoa du eta F euskarrirako egokia da.

3.4.3.2 Gurpil askeen errodamenduak

Ardatz sekundarioko eta atzera martxako gurpilek libreki eta higadura edo marruskadurarik gabe biratu ahal izateko, sekzio erradial txikian karga erradial altuak jasan ditzaketen orrazdun errodamenduen gain muntatzen dira.

Errodamendu hauek gurpilen indar tangenziala eta erradiala jasaten dute eta gurpil bakoitzeko indarrekin karga erradial erresultanteak zehazten dira, karga dinamiko baliokidearekin bat datozenak eta emaitzak 3.56 taulan jasotzen dira.

Martxa	Gurpila	F_t [kg]	F_r [kg]	F [kg]	F [kN]
AU1	4	2993,414	1159,436	3210,112	31,491
AU2	6	2494,512	966,197	2675,094	26,243
AU3	8	2138,153	828,169	2292,937	22,494
AU4	10	1870,884	724,648	2006,320	19,682
AU6	12	1535,084	594,583	1646,211	16,149
AM	14	7281,200	-	7281,200	71,429

3.56 taula: Gurpil askeen indarrak

Gurpiletako indarrek beren martxen iraupen bera dute eta biraketa abiadurarekin indar eta errodamendu bakoitzaren iraupena edo bizitza definitzen da. 3.57 taulan hori jaso eta iraupena katalogoko fidakortasunaren menpe jartzen da.

Martxa	Gurpila	n [rpm]	L_h [ordu]	L [milioi bira]	L_{10} [milioi bira]
AU1	4	446,512	1050	28,130	21,251
AU2	6	590,769	1050	37,218	28,116
AU3	8	768	1050	48,384	36,551
AU4	10	990,968	1050	62,431	47,163
AU6	12	1560	1050	98,280	74,244
AM	14	896	200	10,752	8,122

3.57 taula: Gurpil askeen abiadurak eta iraupenak

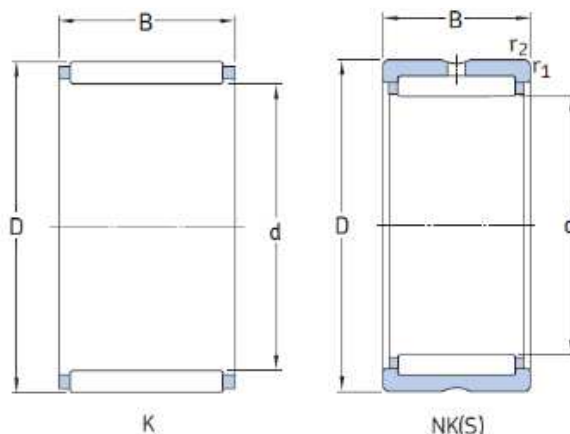
Azkenik, 3.63 formularekin errodamendu bakoitzak izan behar duen karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da. Gauzak horrela, 8. gurpilaren errodamenduak 45 mm-ko eta gainontzekoek 52 mm-ko diametroa dutela eta beren zabalera gurpilen antzekoa, 34 mm, izan behar dela kontuan hartuta, errodamendu egokienak hautatu dira. Atzera martxakoak, ordea, 32 mm-ko diametroa eta 45 mm-ko zabalera izateaz batera, kanpo eraztuna izan behar du gurpilean estu ahokatzeko eta horrela gurpilearekin batera desplazatu ahal izateko.

Martxa	Gurpila	F [kN]	L_{10} [milioi bira]	C [kN]	Errodamendua
AU1	4	31,491	21,251	78,777	K 52x64x38
AU2	6	26,243	28,116	71,399	K 52x64x38
AU3	8	22,494	36,551	66,211	K 52x64x38
AU4	10	19,682	47,163	62,539	K 45x59x38
AU6	12	16,149	74,244	58,797	K 52x64x38
AM	14	71,429	8,122	133,899	NKS 32

3.58 taula: Karga gaitasun dinamikoak eta aukeratutako errodamenduak

lzendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]
K 45x59x38	45	59	38	79,3	108
K 52x64x38	52	64	38	82,4	121
NKS 32	32	47	22	74,1	96,5

3.59 taula: K45x59x38, K52x64x38 eta NKS 32 errodamenduen ezaugarri nagusiak



3.28 irudia: Orrazdun errodamenduen dimentsio nagusiak

Beraz, 8. gurpilarako K45x59x38 eta besteetarako K52x64x38 errodamenduak aukeratu dira beharrezko karga gaitasuna eta barne diametroa baitute. Atzera martxarako behar den luzera eta karga gaitasuna handiegia denez gero, NKS 32 bi errodamendu elkarren jarraian jartzea eta karga dinamikoa bien artean banatzea (C=66,950 kN) erabaki da.

3.4.4 Sinkronizatzaileak

Ardatz sekundarioko gurpil askeak sinkronizatzaileen bitartez ardatzera akoplatu daitezke eta biak batera biraraziz, ardatzera biraketa momentua transmititzen dute.

Martxa hautatzen denean, eraztun sinkronizatzaileak gurpil askea geldiarazi eta horrek abiadura berdintzea eta sinkronizatzailearen eta gurpilaren arrasteko hortzen arteko engranea leunagoa izatea ahalbidetzen du. Hain zuzen, 3/4 eta 5/6 martxen sinkronizatzaileak berdinak eta 1/2 martxena ezberdinak dira eta sinkronizatzaileak akoplamendua egiteko eta biraketa transmititzeko gai izan behar dira.

3.4.4.1 Akoplamendu konikoa

Gurpilaren eta eraztun sinkronizatzailearen arteko konikotasunak, kono motako enbragea bailitzan, marruskadura bidez gurpil askea zertxobait balaztatzen du akoplatzea errazteko.

Gurpil askea behar adina balaztatzeko beharrezkoa den marruskadura momentua inertzia momentuaren eta dezelerazioaren menpe dago.

$$T_{roz\,ga} = I_{ga} \cdot \alpha_{n\,ga}$$

3.69 Formula

Non:

$T_{roz\,ga}$: gurpil askea balaztatzeko behar den marruskadura momentua [N·m]

$I_{ga} = \frac{1}{2}mr^2$: gurpil askearen inertzia momentua [kN]

$\alpha_{n\,ga} = \frac{n_{ga} - n_{0\,ga}}{t}$: gurpil askearen dezelerazio angeluarra [rad/s²]

Gurpilen inertzia momentua diskoak bezala aztertzen da, baina gurpilarekin engranatuta dauden beste elementuen eragina kontsideratzeko, berau 3 balioaz biderkatu da. Segurtasunaren alde eginez, gurpil askea handiena, 4. gurpila, aztertu da eta Autodesk Inventor programaren bidez 6,494 kg-ko masa duela jakinda, bere inertzia momentua atera da.

$$I_{ga} = 3 \left(\frac{1}{2} 6,494 \cdot 91,519^2 \right) = 81588,475 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 0,08159 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Gurpilen balaztatzea faktore askoren menpe dago eta ibilgailuaren funtzionamendu tartek kontuan hartuz, hurbilpen gisa 0,5 segundotan 500 rpm gutxitzen dela suposatu eta horri dagokion dezelerazioa definitu da.

$$n_{ga} = 500 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ birra}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 52,360 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{n\,ga} = \frac{52,360 - 0}{0,75} = 69,813 \text{ rad/s}^2$$

Horrekin guztiarekin, 3.69 formularekin gurpil askea geldiarazteko behar den marruskadura momentua kalkulatzen da.

$$T_{roz} = 0,08159 \cdot 69,813 = 5,696 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Akoplamendu konikoak garatutako marruskadura momenturako, enbragean bezala, higadura uniformeko hipotesia erabiltzen da, baina oraingoan konikotasuna ere kontuan hartu behar da.

$$T_{roz} = \frac{10^6 \pi \mu p_{dmax} d_{db} (d_{dk}^2 - d_{db}^2)}{8 CS \sin \vartheta}$$

3.70 Formula

Non:

T_{roz} : akoplamenduak garatutako marruskadura momentua [N·m]

μ : sinkronizatzaileen eta gurpilen marruskadura koefizienteak [-]

p_{dmax} : sinkronizatzaileen eta gurpilen presio espezifikoak [N/mm²]

d_{ab} : akoplamenduaren barne diametroa [m]
 d_{dk} : akoplamenduaren kanpo diametroa [m]
 $CS = 1,5$: segurtasun koefizientea [-]
 ϑ : akoplamenduaren angelua [°]

Eratzun sinkronizatzaileetarako 51CrMoV4 altzairu aleazio bonifikatua erabili da eta kontaktu gainazalak altzairuzkoak izanik, 3.60 taulatik marruskadura koefizientea 0,2-koa eta presio maximoa 0,70 MPa-koa (0,7 N/mm²) dela jakiten da.

Materiala / Konbinazioa	Marruskadura koefizientea		Temperatura maximoa (°C)	Presio maximoa (MPa)
	Hezean	Lehorrean		
Burdinurtua / Burdinurtua	0,05	0,15-0,20	300	0,80
Burdinurtua / Altzairua	0,06	0,15-0,20	300	0,80-1,3
Altzairu gogorra / Altzairu gogorra	0,05	0,15-0,20	300	0,70
Egurra / Burdinurtua-Altzairua	0,16	0,20-0,35	150	0,60
Larua / Burdinurtua-Altzairua	0,12-0,15	0,30-0,50	100	0,25
Kortxoia / Burdinurtua-Altzairua	0,15-0,25	0,30-0,50	100	0,10
Feltroa / Burdinurtua-Altzairua	0,18	0,22	140	0,06
Amianto ehundua / Burdinurtua-Altzairua	0,10-0,20	0,30-0,60	250	0,70
Amianto moldatua / Burdinurtua-Altzairua	0,08-1,12	0,20-0,50	250	1,00
Amianto inpregnatua / Burdinurtua-Altzairua	0,12	0,32	350	1,00
Karboi-grafitua / Burdinurtua-Altzairua	0,05-0,10	0,25	500	2,10
Kevlar / Burdinurtua-Altzairua	0,05-0,10	0,35	325	3,00

3.60 taula: Materialen konbinazioen marruskadura koefizientea eta presio maximo onargarria

Akoplamenduaren eraginkortasun handitzeko eta autoerretentzioa ekiditeko, konoak 10-15° bitarteko angelua izatea gomendatzen da eta 12°-ko inklinazio angelua hartu da.

Hori guztia jakinda, konoak diseinu beharren arabera definitu eta balioak 3.70 formularen ordezkatzuz, garatutako marruskadura momentua balaztatzea gauzatzeko nahikoa den konprobatzen da.

1/2 martxan sinkronizatzailea:

$$T_{roz} = \frac{10^6 \pi 0,2 \cdot 0,7 \cdot 0,0864 (0,090^2 - 0,0864^2)}{8 \cdot 1,5 \sin 12^\circ} = 9,706 \text{ N} \cdot \text{m} > 5,696 \text{ N} \cdot \text{m} = T_{rozga}$$

3/4 eta 5/6 martxan sinkronizatzailea:

$$T_{roz} = \frac{10^6 \pi 0,2 \cdot 0,7 \cdot 0,0664 (0,070^2 - 0,0664^2)}{8 \cdot 1,5 \sin 12^\circ} = 5,768 \text{ N} \cdot \text{m} > 5,696 \text{ N} \cdot \text{m} = T_{rozga}$$

Ikusi daitekeenez, bi sinkronizatzaileen akoplamendu konikoetan sortzen den marruskadura momentua balaztatzerako behar dena baino handiagoa da eta gupil askea nahikoa geldiarazten da.

3.4.4.2 Arrasteko hortzak

Gurpil askeek albo batean dituzten arrasteko hortz edo ildaskatuaren bidez biraketa sinkronizatzaileetara transmititzen da eta aurreko ildaskatuak bezala aztertzen dira, kasu honetan 4 mm-ko esleitzen zaiela. Beste elementuen dimentsioak kontsideratuz, 1/2 martxen arrasteko hortzek 110 mm-ko eta beste martxenek 90 mm-ko diametroa izango dute, beren dimentsioak 3.61 taulan agertzen direla.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
90	21	84	72,746	82	91,2	89,2	80
110	26	104	90,067	102	111,2	109,2	100

3.61 taula: 90 mm eta 100 mm-ko diametroko ildaskatuen dimentsioak

Arrasteko hortzak gurpil askeen parte izanda, beren material bera dute, 18CrNi8 altzairua, eta isurpen tentsio berak dituzte.

Hori horrela izanik, arrasteko hortzak dimentsionatzeko, 3.55 eta 3.56 formuletatik ildaskatuaren luzera askatzen da eta hortzek izan behar duten gutxieneko zabalera determinatzen da.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 T CS}{\tau_{ebak} \pi d^2}$$

3.71 Formula

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 T CS}{\sigma_{zap} d N h}$$

3.72 Formula

Amaitzeko, sinkronizatzaile tamaina bakoitzak dagokion martxa kritikoenean, 1. eta 3. martxetan jasaten duen pareta erabili eta hortzek izan behar duten zabalera minimoa kalkulatu da.

1/2 martxen sinkronizatzailea:

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{40 \pi 104^2} = 4,837 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{80 \cdot 104 \cdot 26 (0,8 \cdot 4)} = 4,749 \text{ mm}$$

3/4 eta 5/6 martxen sinkronizatzailea:

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 159,276 \cdot 1,5}{40 \pi 84^2} = 4,311 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 159,276 \cdot 1,5}{80 \cdot 84 \cdot 21 (0,8 \cdot 4)} = 4,232 \text{ mm}$$

Horrenbestez, ebakiduragatiko edo zapalketagatiko hutsegiterik ez gertatzeko, hortzek 5 mm-ko zabalera izatea erabaki da.

3.5 ERREDUKTOREA

Erreduktorea abiadura kaxaren martxa kopurua bikoiztu eta bi abiadura sorta (laburra eta luzea) izateko aukera ematen duen osagaia da. Honek motorraren biraketa aldatzeko eta gidatze beharrei egokitzeko gaitasun handitzen du, ibilgailua errepidean zein eremu malkartsuetan aise aritu daitekeela.

Martxen biderketa engranaje epizikloidal edo planetario batek burutzen du eta honek aukerazko erredukzio gehigarri bat eskaintzen du. Modu horretan, biraketa erreduzitu (sorta laburra) edo berdin mantendu (sorta luzea) daiteke transferentzia kaxara heldu aurretik. Hori kontuan izanda, engranaje planetarioaren eta erreduktoreko beste osagai esanguratsuen diseinu eta aukeraketa lantzen da.

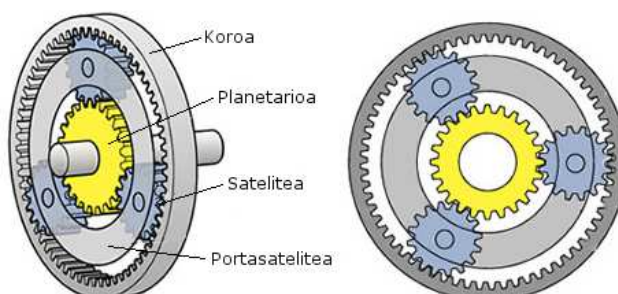
3.5.1 Engranajea

Erreduktore honetan biraketaren erredukzioa engranaje planetario helikoidalen etapa baten bitartez gertatzen da. Engranaje planetarioak beste engranaje konbinazioak baino sendoagoa eta konpaktuagoa da eta espazio txikian momentu tortsore handiak aldatzeko eta transmititzeko ahalmena du.

Engranaje honek martxa zuzena eta erredukzioa izan behar ditu eta azken hau 3.1 taulako martxa laburren eta luzeen arteko erlaziotik atera daiteke, bere balioa 3,75-ekoa dela. Hortaz, erreduktorea transmisio erlazio horren eta funtzionamendu beharren arabera dimentsionatzen da.

3.5.1.1 Engranajearen hortz kopurua

Engranajearen hortz kopurua definitzerakoan, transmisioaren erredukzio eta lan baldintzak bete behar dira, betiere tamaina murrizten saiatuz. Engranaje planetarioek lau parte nagusi dituzte; erdiko pinoi edo gurrupila den planetarioa, barneko horzdun koroa, aurreko biak aldi berean engranatzan dituzten sateliteak eta azkenik, sateliteak elkartzen dituen xafla itxurako portasatelitea.



3.29 irudia: Engranaje planetarioaren atal nagusiak

Engranajearen planetarioa (16. gurpila), sateliteak (17. gurpilak) eta koroa (18. gurpila) libreki mugitu daitezke eta hauetako bat blokeatzean, transmisio erlazio desberdinak lortzen dira. Bi elementu blokeatuz, multzo osoa blokeatu eta ez da inolako erredukziorik ematen (erlazio zuzena). Hain zuzen, Willis-en formula engranaje planetario baten osagaien biraketak erlazionatzeko erabiltzen da.

$$n_{17} = \frac{z_{18} n_{18} + z_{16} n_{16}}{z_{18} + z_{16}}$$

3.73 Formula

Non:

n_{16} : planetarioaren biraketa abiadura [rad/s edo rpm]

n_{17} : sateliteen eta portasatelitearen biraketa abiadura [rad/s edo rpm]

n_{18} : koroaren biraketa abiadura [rad/s edo rpm]

z_{16} : planetarioaren hortz kopurua [-]

z_{17} : sateliteen hortz kopurua [-]

z_{18} : koroaren hortz kopurua [-]

Abiadura kaxako biraketa planetariotik (sarrera ardatza) heldu eta sateliteetatik (irteera ardatza) ateratzen dela kontuan izanda, beharrezko erredukzioak lortzeko, koroa blokeatu edo koroa eta irteera ardatza batera blokeatu behar dira.

Batetik, koroa blokeatzean ($n_{18}=0$), sateliteak koro finkoaren gain desplazatzen dira eta planetarioaren biraketa noranzkoa dute. Horrela sarrerako biraketa erreduzitzen da eta honi dagokion erredukzioa 3.73 formularekin definitzen da.

$$n_{17} = \frac{z_{16} n_{16}}{z_{18} + z_{16}} \rightarrow i = \frac{n_{16}}{n_{17}} = \frac{z_{16} + z_{18}}{z_{16}} = 1 + \frac{z_{18}}{z_{16}}$$

Bestetik, koroa eta sateliteak elkarrekin blokeatzean ($n_{18}=n_{17}$), sistema osoa blokeatu eta sarrerako eta irteerako ardatzek batera biratzen dute ardatz bakarra bailiran. Horrela erlazio zuzena lortzen eta hori 3.73 formularekin frogatzen da.

$$n_{17} = \frac{z_{18} n_{17} + z_{16} n_{16}}{z_{18} + z_{16}} \rightarrow n_{16} = n_{17} = n_{18} \rightarrow i = 1$$

Dimentsionaketari dagokionez, planetarioak eta sateliteak (3 satelite elkarrengandik 120°-tara) koroaren barnean muntatzen dira eta planetarioaren eta bi sateliteen diametroen batura koroaren diametroaren berdina izan behar da, horrela hortzen arteko erlazioa ere zehazten dela.

$$d_{18} = d_{16} + 2 d_{17} \rightarrow \frac{m_r z_{18}}{\cos \beta_a} = \frac{m_r z_{16}}{\cos \beta_a} + 2 \frac{m_r z_{17}}{\cos \beta_a} \rightarrow z_{18} = z_{16} + 2 z_{17}$$

Engranaje planetarioaren parte desberdinen hortz kopurua determinatzeko, erreduktorearen erredukzioa 3,75-ekoa dela eta aipaturiko diseinu baldintzak bete behar direla aintzat izan behar da. Hortaz, 3.61 taulan diseinu eta funtzionamendu

baldintza hauek betetzen dituzten aukera posibleak adierazten dira egokiena hartzeko.

Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Erredukzioa	Errore absolutua
12	10	32	3,667	83,333·10 ⁻³
12	11	34	3,883	83,333·10 ⁻³
13	11	35	3,692	57,692·10 ⁻³
13	12	37	3,846	96,154·10 ⁻³
14	12	38	3,714	35,714·10 ⁻³
14	13	40	3,857	107,143·10 ⁻³
15	13	41	3,733	16,667·10 ⁻³
15	14	43	3,867	116,667·10 ⁻³
16	14	44	3,75	0
17	14	45	3,647	102,941·10 ⁻³
17	15	47	3,765	14,706·10 ⁻³
18	15	48	3,667	83,333·10 ⁻³
18	16	50	3,778	27,778·10 ⁻³

3.61 taula: Engranaje planetariorako konbinazio posibleak

Konbinazio posibleak aztertuz, gurpil planetarioak 16, sateliteek 14 eta koroak 44 hertz dituzteneko aukera hartu da, erredukzio errorerik ez duelako eta exijentziei aurre egiteko hertz kopuru nahikoa izan daitekeelako.

3.5.1.2 Engranajearen modulua

Engranaje planetarioaren atal guztiek modulu bera izan behar dute beren artean engranatzeko eta biraketaren transmisioa egokia izateko. Erreduktorean planetarioa da lan gehien egin eta baldintza exijenteenak pairatzen dituena, beraz, bere modulua definitu eta bere balio normalizatu handiagoa esleitzen zaie gainontzeko atalei.

Dena dela, uneoro egoera larrienean egotearen irizpide kontserbakorra dela eta engranaje planetarioetan funtzionamendua hobea dela kontuan hartuta, erabilera koefizientea aplikatu eta exijentziak jatorrizkoen %55-85 bitartean suposatu daitezke. Engranajea planetarioa dela eta aztergai diren baldintzak kritikoenak direla kontsideratuz, kasu honetan 0,6-ko koefizientea baliatu da.

Planetarioaren modulua zehazteko, higadura eta erresistentzia fenomenoen araberako kalkulua gauzatu behar da eta engranaje zilindriko helikoidala izanik, abiadura kaxako engranajeetako irizpide eta prozedura berdina errepikatu behar da.

-Moduluaren kalkulua iraupen eta higadurara

Planetarioa erreduktorearen sarrera ardatzean mekanizatuta egonda, transmisiorako estimatu den 6500 orduko bizitza osoan funtzionatzen egon behar da eta bere materiala 14NiCrMo13-4 altzairu aleazio zementatua da. Gainera, engranaje planetarioak jasan beharreko exijentzia altuak direla eta, gidatze bikaina behar da eta 3.15 taularekin bere balioa 15 izatea ondorioztatu da.

Planetarioak kutxa aldagailuaren irteerako biraketa jasotzen du eta kasu kritikoena aztertzearen, erredukzio eta pare handiena (1. martxa) jasaten duela suposatzen da.

$$T_{16max} = T_{mmax} i_{1m} = 1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} = 2687,5 \text{ N} \cdot \text{m} = 273,955 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{16Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{1m}} = \frac{1200}{\frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20}} = 446,512 \text{ rpm}$$

Gurpila altzairu aleazio zementatu eta tenplaturakoa dela eta biraketaren eta iraupenaren (6500 ordu) balioak kontuan izanda, 3.14 taula erabiliz, bere errodadura presio karakteristiko onargarria interpolazio linealarekin lortzen da.

$$k_{onarg_{5000}} = 270 + \frac{(446,512 - 250) \cdot (215 - 270)}{500 - 250} = 226,767 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varphi = 1 + \frac{(6500 - 5000) \cdot (0,8 - 1)}{10000 - 5000} = 0,94$$

$$k_{onarg} = \varphi k_{onarg_{5000}} = 0,94 \cdot 226,767 = 213,161 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, balio guztiak 3.20 formulari jarri eta higaduragatiko hutsegitea ekiditeko modulua minimoa eskuratzen da.

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 273,955 (3,75 + 1) \cos^6 20}{213,161 \cdot 16^2 \cdot 15 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot 3,75}} = 0,4434 \text{ cm}$$

Iraupen eta higaduragatiko hutsegiterik ez gertatzeko gutxieneko modulua determinatu ostean, balio horren modulu normalizatu handiago hurbilena den 4,5 mm-ko modulua hartu da 3.16 taulatik.

-Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziara

Planetarioaren pareta eta diametroa ezagututa, 3.24 formularen bidez gurpilek jasaten duen indar tangenziala determinatzen da.

$$d_{16} = \frac{0,45 \cdot 16}{\cos 20} = 7,662 \text{ cm}$$

$$F_{t16Tmax} = \frac{200 \cdot 273,955}{7,662} = 7150,934 \text{ kg}$$

3.15 formularekin gurpilaren hortz zuzenen baliokideen kopurua definitu eta 3.18 taulako Wissmann-en forma faktorea interpolazio linealaren bitartez lortzen da.

$$z_v = \frac{16}{\cos^3 20} = 19,282$$

$$q = 3,5 + \frac{(19,282 - 18) \cdot (3,3 - 3,5)}{21 - 18} = 3,415$$

Bukatzeko, balio guztiak 3.23 formulatan ordezkatu eta tentsio makurtzailea onargarria den baieztatzen da.

$$\sigma_b = \frac{0,6 \cdot 0,6 \cdot 7150,934}{15 \cdot 0,45^2} \cdot 3,415 = 2893,853 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{bonarg}$$

Ikusi daitekeenez, planetarioko tentsio makurtzailea balio onargarria baino txikiagoa da eta hartutako 4,5 mm-ko modulua egokia da.

3.5.1.3 Engranajearen dimentsioak

Erreduktoreko atal desberdinen modulu eta hortz kopuruak jakinda, abiadura kaxako hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoen formulekin beren dimentsio nagusiak zehaztu daitezke eta 3.62 taulan adierazten dira.

Gurpila	z	m _r [mm]	m _a [mm]	α _r [°]	β _a [°]	α _a [°]	β _r [°]	h _k [mm]	h _b [mm]
16	16	4,5	4,789	20	20	21,173	18,747	4,5	5,625
17	14	4,5	4,789	20	20	21,173	18,747	4,5	5,625
18	44	4,5	4,789	20	20	21,173	18,747	4,5	5,625

3.62 taula: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

Gurpila	p _a [mm]	p _r [mm]	b _r [mm]	b _a [mm]	d [mm]	d _k [mm]	d _b [mm]	d _{ba} [mm]
16	15,044	14,137	67,5	63,429	76,621	85,621	65,371	71,449
17	15,044	14,137	67,5	63,429	67,043	76,043	55,793	62,517
18	15,044	14,137	67,5	63,429	210,707	201,707	221,957	196,483

3.62 taula (jarraipena): Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

Aipatzekoa da koroaren hortzak barnekoak izanda, bere barne eta kanpo diametroak elkarrekin aldatzen direla.

3.5.1.4 Engranajearen egiaztapena

Erreduktoreko gurpilen engranea egokia eta potentziaren transmisioa jarraia izateko, engrane koefizientea 1 baino handiagoa dela konprobatu behar da. Horretarako, abiadura kaxako hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoetan aplikatutako 3.44 formula erabiltzen da eta 3.63 taulan planetarioko atal desberdinen arteko engrane koefizienteak jasotzen dira.

Gurpilak	α_a [°]	β_r [°]	m_a [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ε
16 - 17	21,173	18,747	4,789	76,621	85,621	71,449	67,043	76,043	62,518	2,910
17 - 18	21,173	18,747	4,789	67,043	76,043	55,793	210,707	221,957	196,483	3,182

3.63 taula: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen engrane koefizientea

Ikusi daitekeen bezala, engranajeko gurpil guztietan engrane koefizientea 1 baino handiagoa da eta funtzionamendua eta biraketaren transmisioa egokia dela egiaztatzen da.

3.5.1.5 Engranajearen indarrak

Erreduktoreko parteen dimentsioak eta hauetara iristen den momentu tortsorearekin gurpil bakoitzeko esfortzuak definitu daitezke. Horretarako, abiadura kaxako hortz helikoidaleko engranaje helikoidalen formulak erabiltzen dira eta 3.64 taulan erredukzioa gertatzen denean sortzen diren indarrak biltzen dira.

Gurpila	z	α_r [°]	β_a [°]	d [mm]	T [kg·m]	F_t [kg]	F_r [kg]	F_a [kg]
16	16	20	20	76,621	273,955	7150,934	2769,764	2602,727
17	14	20	20	67,043	1027,332	2383,645	923,255	867,576
18	44	20	20	210,707	-	-	-	-

3.64 taula: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen indarrak

Atzeman daitekeenez, satellite bakoitzak planetarioko indarren herena jasaten du indarra hiru satelliteen artean banatzen delako. Era berean, erredukzio gauzatzerakoan koroa blokeatuta dagoenez, bertan momentu tortsorarik eta indarririk ez dagoela kontsideratzen da.

3.5.2 Ardatzak

Erreduktorea sarrera eta irteera ardatzaz osatuta dago, abiadura kaxako biraketa jaso eta engranaje planetariotik ateratako biraketa transferentzia kaxara transmititzen dutenak hurrenez hurren. Zehazki, sarrera ardatzaren gupil planetarioa irteerako ardatzean doan sateliteekin engranatzan du, ardatz honen gain planetarioa blokeatzeko sistema muntatzen delarik.

Kutxa aldagailuan bezala, ardatzak beteak dira beren erresistentzia eta karga gaitasuna handiagoa izateko eta egoera kritikoenei aurre egiteko behar den diametro erresistente minimoa kalkulatzeko da.

3.5.2.1 Ardatzetako erreakzio eta esfortzuak

Ardatzen kalkuluan erreduktoreko osagaien posizioak eta kargak kontuan hartu behar dira eta ardatzetako esfortzuak engranaje planetarioan eta berau blokeatzeko sisteman agertzen dira.

Engranaje planetarioan sateliteek gupil planetarioaren inguruan biratzen dute eta satelite bakoitzarekiko kontaktuan indarrek norabide ezberdinak hartzen dituzte eta ildaskatuetan bezala, indar tangentialak eta erradialak deuseztatzen dira. Hauetaz gain, engranajearen hortz helikoidalek indar axialak sortu arren, beren balioa momentu tortsorearen aldean txikia da eta pisuarekin eta marruskadurarekin batera arbuizatzen da.

Bestetik, blokeo sistema funtsean sinkronizatzaile batean datza eta transmisioa ildaskatu bidez gertatzen denez, momentu tortsorea bakarrik hartzen da kontuan.

Hortaz, ardatzak dimentsionatzeko ez da esfortzuen analisirik behar eta soilik momentu tortsore maximoko egoera aztertzen da. Hain zuzen, sarrera ardatzak abiadura kaxako biraketa (1.martxa) jasotzen duen bitartean, irteera ardatzak engranaje planetarioak erreduzitutako biraketa (sorta laburra) jasaten du.

$$T_{err1max} = T_{mmax} i_{1m} = 1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} = 2687,5 N \cdot m = 273,955 kg \cdot m$$

$$T_{err2max} = T_{mmax} i_{1m} i_{err} = 1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75 = 10078,125 N \cdot m = 1027,332 kg \cdot m$$

3.5.2.2 Ardatzen diametroa

Ardatzen gutxieneko diametro erresistentea kalkulatzeko, ASME kodea jarraituz, abiadura kaxako ardatzen irizpide eta material berdinek erabili dira.

Dimentsionaketarako pare maximoak hartu eta biraketa abiadurak nahiko txikiak direnez eta martxen bat-bateko aldaketak hain nabariak ez direnez, 3.33 taulako balioetatik 1,5 eta 1,0-ko koefiziente makurtzailea eta tortsorea baliatu dira.

Hau guztia jakinda, balio guztiak 3.50 formulari sartu eta erreduktorearen sarrera eta irteera ardatzek behar duten diametro erresistente minimoa lortzen da.

Sarrera ardatza:

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{\pi \cdot 50} \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 273,955)^2} \right]^{1/3} = 32,232 \text{ mm}$$

Irteera ardatza:

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{\pi \cdot 50} \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1,5 \cdot 1027,332)^2} \right]^{1/3} = 50,076 \text{ mm}$$

Sarrerako ardatzak ertzean abiadura kaxarekin akoplatzeko 40 mm-ko diametroko ildaskatua du eta hori diametro minimoa baino handiagoa izanda, diametro horretatik abiatuta eskalonatzen da. Irteerako ardatzak, ordea, 50 mm baino zertxobait handiagoa den diametroa behar badu ere, 50 mm-koa hartu da irizpide kontserbakorra eta segurtasun koefizientea erabili baitira.

3.5.3 Errodamenduak eta zorroa

Erreduktoreko sarrera eta irteera ardatzak errodamendu bitartez eusten dira eta bakoitzak muturrean errodamendu bana du, izan ere, engranaje planetarioak bi ardatzak konektatu eta bakarrik bailiran aritzen dira. Errodamenduak SKF-ren katalogotik hartu dira, baina ardatzean gain momentu tortsoreak bakarrik daudela kontsideratu denez gero, aukeraketa diametroan eta ustezko kargan oinarritzen da.

Bi ardatzetan gaitasun erradiala eta axiala duten errodtularako arraboldun errodamenduak jartzea erabaki da eta ardatzen diametroak 40 mm eta 50 mm izanik, diametro horiei dagozkien errodamendu erresistenteenak hartu dira segurtasunaren alde eginez. Horregatik, sarrera ardatzaren G euskarrirako 22308 E eta irteera ardatzaren H euskarrirako 22310 E errodamendua hautatu dira.

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀
22308 E	40	90	33	150	140	0,37	1,8	2,7	1,8
22310 E	50	105	40	220	224	0,37	1,8	2,7	1,8

3.65 taula: 22308 E eta 22310 E errodamenduen ezaugarri nagusiak

Era berean, karkasan finkatuta doan blokeo plaka koroan apoiatzen da brontzeko zorro baten bitartez. Zorro honetarako SAE 640 motako brontze fosforosoa hautatu da higadurarekiko eta korrosioarekiko erresistentzia altua eta karga gaitasun handia baitu. Zorro hau koroaren estutzearen kanpoaldean kokatzen denez gero, 75 mm-ko barne diametroa eta 37 mm-ko luzera du eta segurtasunez jokatzu, 4 mm-ko lodierako horma eman zaio.

3.5.4 Blokeo sistema

Abiadura sorta laburrari nahiz luzeari dagozkien erredukzioak lortzeko, blokeo sistemak engranaje planetarioaren atal konkretuak blokeatzen ditu. Aipatu bezala, sorta luzean koroa blokeatu ($n_{18}=0$) eta sorta laburrean koroa eta irteera ardatza elkarrekin blokeatu ($n_{17}=n_{18}$) behar dira.

Blokeoa koroaren estutzeko ildaskatuan muntatzen den sinkronizatzailea batean datza, sorta laburrean karkasaren blokeo plakara finkatzen dela eta sorta luzean irteera ardatzeko gurpila akoplatzen dela. Hori horrela izanik, blokeo sistema dimentsionatzeko, abiadura kaxako sinkronizatzaileen prozedura eta formula berdinak errepikatzen dira.

3.5.4.1 Kubo sinkronizatzailearen ildaskatua

Blokeoa gauzatzeko behar den momentu tortsorea ezin da zehaztasunez jakin, baina abiadura kaxako momentu tortsore maximoa (1. martxa) jasaten duela eta beste sinkronizatzaileek bezala, 2,5 mm-ko modulua eta 32 mm-ko luzera duela ezarri da. Era berean, koroaren estutzeak izan beharreko diametroan oinarrituta, ildaskatuak 75 mm-ko diametroa izango du eta 3.66 taulan bere dimentsioak adierazten dira.

Erreferentziazko diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
75	28	70	60,622	70	75,75	74,5	67,75

3.66 taula: 75 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Abiadura kaxako sinkronizatzaileetan bezala, honetan ere 16MnCr5 altzairua baliatu dela jakinda, balio guztiak 3.55 eta 3.56 formuletan ordezkatu eta hutsegiterik gertatzen den konprobatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{\pi 70^2 \cdot 32} = 13,347 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{70 \cdot 28 (0,8 \cdot 2,5) 32} = 26,207 \text{ kg/mm}^2 < 60 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeen bezala, ildaskek jasaten dituzten tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoak baino txikiagoak dira eta ildaskatua onargarria da.

3.5.4.2 Arrasteko hortzak

Blokeoa kalkulatzekoan 1. martxari dagokion pareta erabilienez eta arrasteko hortzek 1/2 sinkronizatzailekoen diametro berdina dutenez, sinkronizatzaile horren kalkuluak oinarritzat hartu dira. Hortaz, arrasteko gurpilen gutxieneko zabalera 5 mm-koa izan behar da eta segurtasunaren alde eginez, blokeo plakaren hortzei 15 mm-ko zabalera eta blokeo gurpilekoei 35 mm-ko zabalera eman zaie.

Aipatzeko da abiadura sorten aldaketa eta sinkronizatzailearen akoplamendua ibilgailua geldituz edo oso motel higitzen dagoenean burutu behar dela, ondorioz, oraingoan ez dago akoplamendu konikoen eta eraztun sinkronizatzaileen beharrik.

3.5.4.3 Blokeo gurpilaren txabeta

Txabeta bidezko loturarekin blokeo gurpila irteera ardatzarekiko solidarioa eta desmuntagarria izatea lortzen da, erreduktorearen muntaketa eta koroaren eta irteera ardatzaren arteko blokeoa ahalbidetzen duena.

Txabeta atzera martxan erabilitakoen berdina da eta gurpilaren zabalera osoa okupatzen du, 35 mm alegia. Irteerako ardatzak 55 mm-ko diametroa duen tartean kokatzen da eta horri dagozkion txabetaren eta mataderaren neurri normalizatuak 3.41 taulatik ateratzen dira.

Txabetaren materiala aurrekoen berdina, 42CrMo4 altzairua, dela eta pare maximoaren (1. martxa) eragipean dagoela jakinda, balioak 3.61 eta 3.62 formuletan sartu eta hutsegiterik jazotzen den aztertzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{55 \left(16 (35 - 16) + \frac{\pi 16^2}{4} \right)} = 29,586 \text{ kg/mm}^2 < 41 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 273,955 \cdot 1,5}{55 \cdot 10 \cdot 35} = 85,389 \text{ kg/mm}^2 < 82 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikustenenez, txabetaren tentsio ebakitzaila isurpenekoaren azpitik dago eta tentsio normala zertxobait handiagoa izanda ere, onargarritzat hartzen da berez txabetak soilik blokeoa egin eta hainbesteko momentu tortsorarik jasaten ez duelako.

3.6 TRANSFERENTZIA KAXA

Transferentzia kaxak erreduktoretik ailegatutako biraketa atzeko eta aurreko ardatzetara banatzen duen elementua da. Honek biraketa beti atzeko ardatzera bidaltzen du atzeko trakzio iraunkorra lortuz, eta gidatze beharren arabera aurreko ardatza akoplatu eta trakzio totala izateko aukera eskaintzen du.

Kaxa hauen mota eta alternatiba asko daude, kasuan kasuko ibilgailuaren funtzionamendu beharrei egokitu daitezkeela. Hori medio, transferentzia kaxa komertzial bat jartzea erabaki da, betiere diseinu eta funtzionamendu baldintzak betez.

3.6.1 Transferentzia kaxaren aukeraketa

Transferentzia kaxak biraketa etengabe atzeko ardatzera transmititu eta aurrekoa ere akoplatzeko aukera izan behar du, azken hau enbrage moduko baten bidez gauzatzen delarik. Kaxa erreduktorearen ostean kokatu eta ardatzetara biraketa banatu behar du inolako erreduktziorik gabe, beraz, martxa bakarrekoa eta transmisio zuzenekoak izan behar da.

Horrez gain, transmisio sisteman arazorik txertatzeko eta erreduktoretik jasotako biraketa baldintza kritikoenak, pare eta biraketa abiadura maximoak, jasateko gai izan behar da.

$$T_{err2max} = T_{mmax} i_{1m} i_{err} = 1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75 = 10078,125 \text{ N} \cdot \text{m} = 1027,332 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{err2max} = \frac{n_{mmax}}{i_{6m}} = \frac{2400}{\frac{35}{28} \cdot \frac{24}{39}} = 3120 \text{ rpm}$$

Hori guztia kontuan hartuz, ibilgailu komertzialentzako eta industrialentzako transmisio osagaiak fabrikatzen dituen Meritor enpresaren T-2111 motako transferentzia kaxa hautatu da.

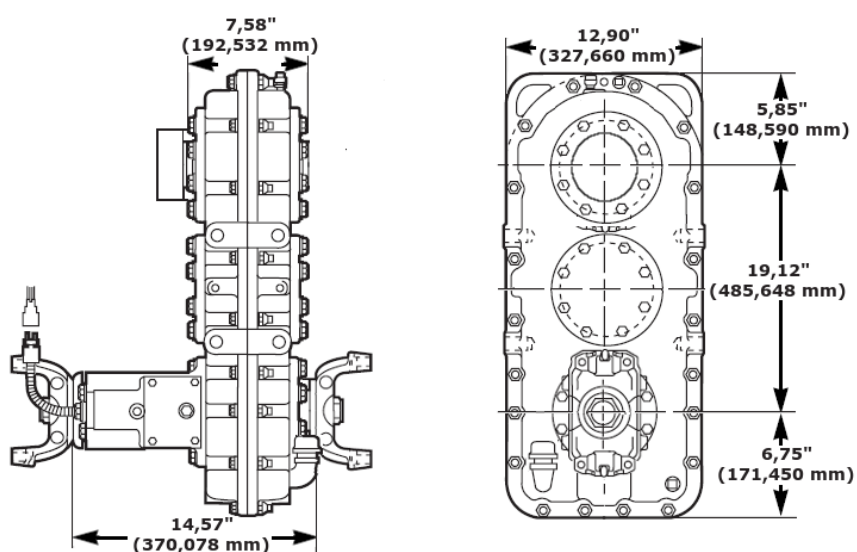
Hau hiru ardazdun abiadura bakarrekoko kaxa da eta airez akzionatutako aukerazko aurreko ardatzerako enbragea du. Kaxa honek beharrezko funtzionamendu eskakizunak eta dimentsionamendu baldintzak (ez dago interferentziarik) betetzen ditu, 3.67 taulan eta 3.30 irudian kaxaren ezaugarri nagusiak adierazten direla.

Specifications: T-2111 Series*

TRANSFER CASE MODEL	TORQUE RATING N·m (lb-ft)	SPEED RATING rpm	FRONT AXLE DECLUTCH	WEIGHT kg (lb)	AVAILABLE RATIOS	INPUT TO OUTPUT DROP mm (inches)
T-2111 3-Shaft	14920 (11000)	3500	Air operated; Optional indicator switch	138,5 (305)	1,00:1	485,648 (19,12)

*All vehicle applications must be approved by Meritor Engineering. Approved ratings may be higher or lower than indicated above, dependent upon engineering review.

3.67 taula: T-2111 transferentzia kaxaren ezaugarri nagusiak



3.30 irudia: T-2111 transferentzia kaxaren dimentsio nagusiak

3.7 TRANSMISIO ARDATZAK

Transmisio ardatzek transferentzia kaxako biraketa ibilgailuaren ardatzen diferentzialetara transmititzen duten atalak dira. Hain zuzen ere, ardatz hauek diferentzialetaraino dagoen distantzia luzea eta altuera diferentzia gaindituz biraketa transmititzeko gai dira.

Ardatzak eta beren loturak ezin dira erabat zurrinak izan, baizik eta mugimendu eta bibrazioak jasateko ahalmena izan behar dute. Horretarako, transmisio ardatzek parte desplazagarri bat eta kardan deritzon junta edo giltzadura unibertsala izan behar dute. Gauzak horrela, transmisio ardatzen eta beren loturen dimentsionaketa eta aukeraketa jorratzen da.

3.7.1 Ardatzak

Ardatz hauek transferentzia kaxatik aurreko eta atzeko diferentzialetara dauden distantzien eta funtzionamendu eskakizunen arabera dimentsionatzen dira. Hain zuzen, transmisioko beste elementuak kontsideratuz, gutxi gorabehera aurreko eta atzeko ardatzek 700 mm eta 1300 mm-ko luzera eta 7,45° eta 3,65°-eko inklinazioa izango dute hurrenez hurren.

Transmisio ardatzetan sekzio zirkular hutsa erabiltzen da, izan ere, ardatzak diametro handiagoak izan ditzakete (ez dago espazio murrizpenik) eta azalera erabilgarri berdinerako sekzio betekoek baino erresistentzia handiagoa dute, pisua murrizten delarik.

3.7.1.1 Ardatzetako erreakzio eta esfortzuak

Ardatzek biraketa transmititzeko funtzioa dute eta bakarrik ildaskatua dutenez, beren esfortzu nagusia momentu tortsorea da eta bestelako faktoreen eragina mesprezatzen da. Hori dela eta, erreduktorean bezala, ardatzak momentu tortsore maximoan oinarrituz dimentsionatzen dira.

Ibilgailua pare maximoan egoterakoan, martxa laburrenean eta trakzio totalean dago, ondorioz, transferentzia kaxak pare bi ardatzen artean berdin banatzen du eta bakoitzera erdia heltzen da.

$$T_{ard_{max}} = \frac{T_{err2_{max}}}{2} = \frac{10078,125}{2} = 5039,063 \text{ N} \cdot \text{m} = 513,666 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

3.7.1.2 Ardatzen diametroa

Ardatzen diametroa zehazteko, ASME kodea aplikatzen da eta beste ardatzetako irizpide eta material berdinak baliatzen dira. Nolanahi ere, ardatz hauek sekzio zirkular hutsa izanda, horri dagokion momentu estatikoa (J) 3.49 formulatan ordeztu eta diametroa ateraz, beharrezko unitatea aldatzeko egin eta ardatzen diametro minimoa eskuratzen da. Kontuan izan behar da ardatzen barne eta kanpo diametroen erlazioa 0,6-0,9 bitartekoa izan ohi dela eta abiapuntutzat 0,9-koa dela suposatzen da.

$$d_k \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 CS}{\pi \tau_{yp} (1 - 0,9^4)} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \right]^{1/3}$$

3.74 Formula

Non:

d_k : kanpo diametro erresistente minimoa [mm]

d_b : barne diametro erresistente minimoa [mm]

$J = \frac{\pi(d_k^4 - d_b^4)}{32} = \frac{\pi d_k^4 (1 - 0,9^4)}{32}$: momentu estatikoa [mm⁴]

CS: segurtasun koefizientea [-]

C_m : momentu makurtzailearen koefizientea [-]

M: ardatzaren momentu makurtzailea [kg·m]

C_t : momentu tortsoarearen koefizientea [-]

T: ardatzaren momentu tortsoa [kg·m]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

Kasu honetan 3-ko segurtasun koefizientea aplikatu da, metodo hau berez kontserbakorra izan arren, transmisio ardatzek beren luzeragatik eta funtzioagatik beste osagaiek baino gehiago sufritzen dutelako.

Hau guztia jakinda eta aurreko eta atzeko ardatzak baldintza berdinen eraginpean daudela jakinda, balioak 3.74 formulatan jarri eta transmisio ardatzen diametro erresistente minimoa determinatzen da.

$$d_k \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 3}{\pi 50 (1 - 0,9^4)} \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 513,666)^2} \right]^{1/3} = 76,994 \text{ mm}$$

Atzeko transmisio ardatzaren desplazagarria ardatzaren barnean sartzen denez, 80 mm-ko eta 60 mm-ko kanpo eta barne diametroa hartu da hurrenez hurren. Bestalde, atzeko ardatzaren barne diametroa desplazagarriaren kanpoarekin bat dator eta 100 mm-ko kanpo diametroa du eta aurreko transmisio ardatzak ere barne eta kanpo diametro berdinak izango ditu.

3.7.1.3 Ardatzaren ildaskatua

Atzeko transmisio ardatzaren eta bere desplazagarriaren arteko mihizadura ildaskatu bitartez burutzen da, zeren eta honek biraketa momentu handiak transmititzeko eta axialki desplazatzeko aukera ematen du. Ildaskatu honentzat 4 mm-ko modulua eta 250 mm-ko luzera suposatu da lotura hobetzeko eta desplazatzeko ibiltarte handia izateko. Ildaskatua transmisio ardatzaren eta desplazagarriaren artekoa denez, bere diametroa 85 mm-koa da eta 3.68 taulan bere dimentsioak jasotzen dira.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
85	20	80	69,282	77	86,2	84,2	75

3.68 taula: 85 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Beste ardatzak bezala, hauek 14NiCrMo13-4 altzairuzkoak direla ezagututa, balio guztiak 3.55 eta 3.56 formuletan ordezkatu eta hutsegiterik gertatzen den egiaztatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 513,666 \cdot 1,5}{\pi 80^2 \cdot 250} = 2,453 \text{ kg/mm}^2 < 50 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 513,666 \cdot 1,5}{80 \cdot 20 (0,8 \cdot 4) 250} = 4,816 \text{ kg/mm}^2 < 100 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Aurreikusi zitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoen oso azpitik daude eta ildaskatua onargarria da.

3.7.2 Kardan giltzadura

Kardan giltzadurak beren artean angeluan dauden bi ardatzen artean biraketa mugimendua eta esfortzua transmititzen du eta transmisio ardatzen bi muturretan kokatzen dira. Kardan giltzadurak osagai normalizatuak dira eta bere lan ezaugarriak jarraituz, ibilgailuen transmisio sistemaren osagaiak fabrikatzen dituen Spicer katalogoak erabili dira aukeraketa burutzeko.

Bi transmisio ardatzetan kardan berdinak erabili direnez, kritikoenarentzako aukeraketa egin da. Giltzaduraren neurria pare nominalaren, funtzionamendu arrunteko pare maximoaren, arabera determinatzen da, baina funtzionamendu koefizienteak aplikatzen zaizkio pare baliokidea kalkulatzeko.

$$T_e = k_p k_a k_l T_n$$

3.75 Formula

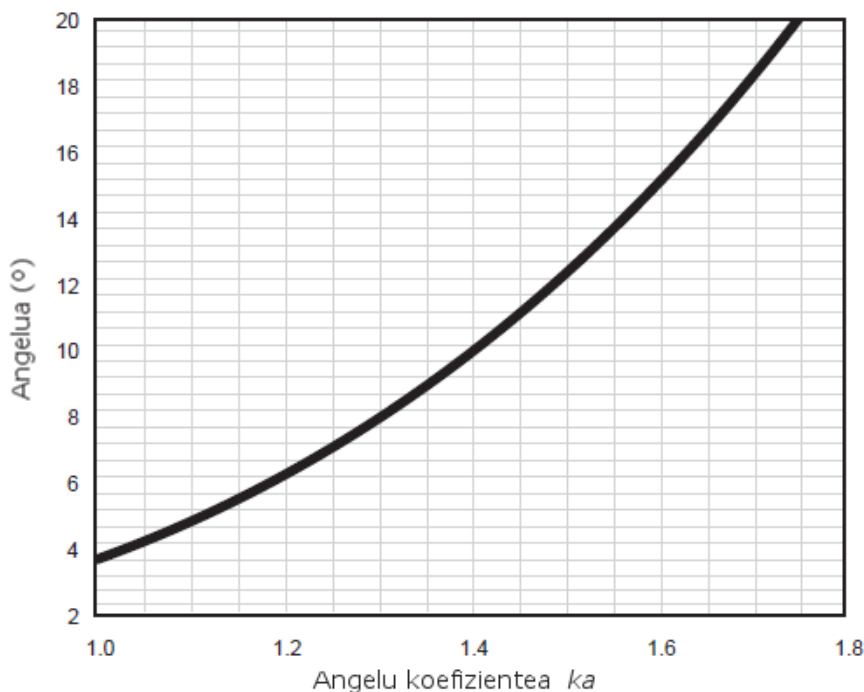
Non:

- T_e : pare baliokidea [N·m]
- k_p : potentzia koefizientea [-]
- k_a : angelutasun koefizientea [-]
- k_l : bizitza koefizientea [-]
- T_n : pare nominala [N·m]

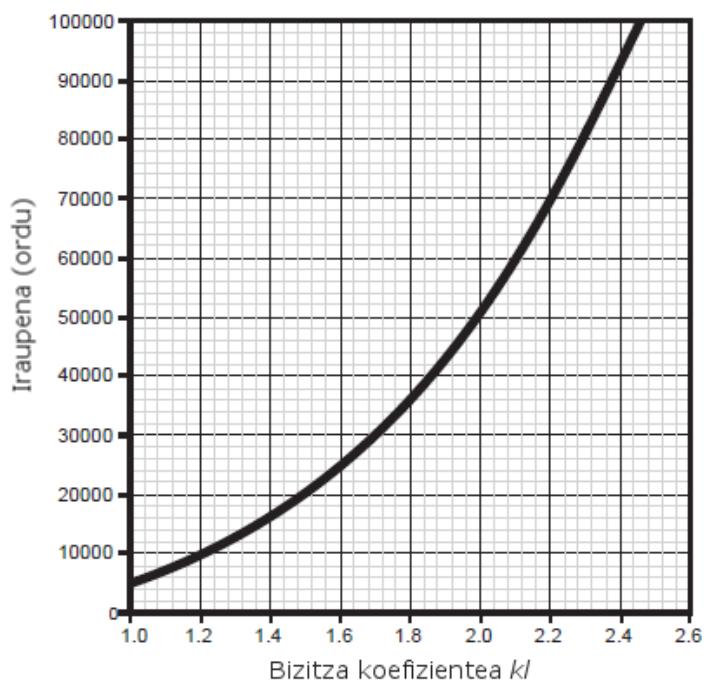
Ibilgailuak motor diesela duela, transmisio ardatz inklinatuenak (aurrekoak) 7,45° dituela eta transmisio sistema osoarentzat 6500 orduko iraupena estimatu dela kontuan izanda, 3.69 taulatik eta 3.70 eta 3.71 grafikoetatik potentzia koefizientea 1,25, angelu koefizientea 1,22 eta bizitza koefizientea 1 dela ondorioztatu da hurrenez hurren.

Potentzia koefizientea k_p	
Motor elektrikoa	1,00
Gasolinazko motorra	1,20
Motor diesela	1,25

3.69 taula: Potentzia koefizientea



3.3 grafikoa: Angelu koefizientea



3.4 grafikoa: Bizitza koefizientea

Hori guztia ezagututa, balioak 3.75 formularen sartuz pare baliokidea kalkulatu eta 3.70 taulatik horri dagokion kardan junta hartzen da.

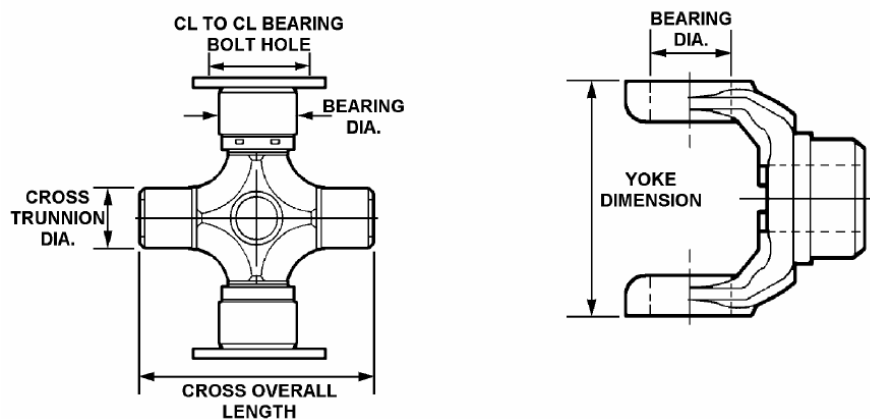
$$T_e = 1,25 \cdot 1,22 \cdot 1 \cdot 5039,063 = 7684,570 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Driveshaft Series	Industrial Rating T_{ind}		Maximum Net Driveshaft Power P_n		Maximum Speed n_{max}	Component Mass Moment of Inertia I_m	
	N·m	lb·Ft	kW	HP	rpm	kg·cm ²	lb·Ft ²
1310	1490	1100	46	62	5000	26	.061
1350	2400	1790	70	94	5000	51	.120
1410	2900	2160	85	110	4000	79	.186
1480	3900	2890	100	130	4000	145	.344
1550	5050	3720	125	170	4000	256	.606
1610	7780	5740	180	240	4000	585	1.385
1710	10300	7610	245	330	4000	862	2.042
1710HD	11500	8475	245	330	4000	862	2.042
1760	13750	10150	270	360	4000	793	1.880
1760HD	13870	10230	270	360	4000	778	1.848
1810	15000	11060	320	430	4000	1542	3.652
1810HD	15000	11060	320	430	4000	1542	3.652
1880	21980	16210	375	500	4000	2401	5.686

3.70 taula: Kardan giltzaduren serieen ezaugarri nagusiak

Horrenbestez, transmisio ardatzentzat 1610 serieko kardan junta hautatu da bere pare ahalmen maximoa pare baliokidea baino handiagoa delako eta 3.71 taula bere dimensio nagusiak adierazten dira.

U-JOINT KITS - BEARING PLATE



Series	Cross Length	Cross Trunnion Diameter	CL to CL Bearing Bolt Hole	Bearing Diameter	Yoke Dimension
1610	4.877"	1.269"	2.312"	1.875"	5.31"

3.71 taula: 1610 serieko kardan giltzaduraren dimentsio nagusiak

3.8 DIFERENTZIALAK

Diferentzialak transmisio ardatzen biraketa erreduzitu eta ibilgailuaren gurpil eragileetara transmititzen duten mekanismoak dira. Hauek ardatz bereko gurpilen artean abiadura diferentziak onartzen dituzte, baina blokeoak hau deuseztatzeko aukera ematen du.

Biraketaren transmisioa multzo konikoaren (eraso ardatza eta koroa) eta sistema diferentzialaren (planetarioak eta sateliteak) bitartez gertatzen da eta aurreko eta atzeko diferentzialak berdinak direla kontsideratzen da. Hori aintzat hartuta, engranaje koniko hauen eta diferentzialen funtsezko beste osagaien dimentsionamendu eta aukeraketa lantzen da.

3.8.1 Engranajeak

Diferentzialaren eraso pinoia eta koroa engranaje koniko helikoidala den bitartean, planetario eta sateliteen multzoa engranaje koniko zuzenen bidez osatzen da. Engranaje helikoidalek engrane hobea badute ere, planetarioak eta sateliteak hortz zuzenekoak izan behar dira bi gurpilen artean abiadura diferentziak ahalbidetzeko.

Berez planetarioek eta sateliteek batera biratzen dute erredukziorik gabe eta diferentzialaren erredukzioa eraso pinoiaren eta koroaren arteko erlazioak gauzatzen du, 3.1 taulak erredukzio hori 4,5-ekoa dela zehazten duela. Hortaz, engranajeak erlazio horren eta funtzionamendu exijentzien arabera dimentsionatzen dira.

3.8.1.1 Engranajeen hortz kopurua

Diferentzialaren gurpilen hortz kopurua zehazterakoan, erredukzioaren balioa oinarritzat hartu da, ahal den neurriaren engranajearen tamaina eta hortz kopurua txikitzen saiatuz. Batetik, pinoi eta koroaren erlazioa 4,5-ekoa izanda, pinoiak (19. gurpila) 10 hortz eta koroak (20. gurpila) 45 hortz izango ditu. Bestetik, planetario eta sateliteen arteko erlazioa 1,2-1,8 bitartekoa izan ohi da eta gurpil txikiak eta hortz kopuru lehenak izateko, sateliteek (21. gurpilek) 13 hortz eta planetarioek (22. gurpilak) 15 hortz izango dituzte.

3.8.1.2 Engranajeen modulua

Engranaje bereko gurpilek modulu berdina izan behar dute engranatu ahal izateko, baina multzo konikoak eta sistema diferentzialak beren aldetik modulu

ezberdinak dituzte. Eraso pinoia eta sateliteak dira baldintza kritikoan pairatzen dituztenak eta berauek ezartzen dute dagokien engranajearen moduluak.

Engranaje hauetan aurrekoen presio eta helize angelu berdinak erabiltzen dira, baina gurpilak konikoak dira eta formula eta irizpide desberdinak aplikatzen dira. Hain zuzen, engranajea beti kondizio kritikoenean egotearen irizpide kontserbakorra suposatuta dela eta engranaje konikoetan funtzionamendua hobea dela kontuan izanda, erabilera koefizientea ezarri eta eskakizunak jatorrizkoen %20-60 ingurukoak izan daitezke. Diferentzialeko konoek eraso pinoiak eta koroak baino gehiago sufritzen dutenez, 0,2-ko eta 0,6-ko koefizienteak baliaitu dira, hurrenez hurren.

Engranajeen moduluaren kalkulurako, higadurarako eta erresistentziarako azterketa egin eta engranaje konikoei dagozkien garapen eta formulak aplikatu behar dira.

-Moduluaren kalkulua iraupen eta higadurara

Iraupen eta higadurarako kalkuluak Hertz-en eta Stribeck-en teorian du oinarria eta engranaje konikoentzat Stribeck-ek finkatutako errodadurako presio karakteristikoaren formula baliatzen da. Hau garatzerakoan, momentu tortsoaren eta diametroaren (moduluaren) menpe adierazten da.

$$k = \frac{F}{2b} \cdot \frac{1}{r_{m1} \sin \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} = \frac{F_t}{bd_{m1} \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} = \frac{2 T_1}{bd_{m1}^2 \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}}$$

3.76 Formula

3.76 formulatik moduluaren balioa askatzeko, hortzaren zabalera ere moduluaren menpe adierazi behar da eta gehienez gurpilaren sortzailearen herena izan daiteke.

$$b \leq \frac{G}{3}$$

3.77 Formula

Gurpilaren kontaktu sortzailea diametro primitiboarekin zuzenki erlazionatzen da.

$$G = \frac{d_1}{2 \sin \theta_1}$$

3.78 Formula

Stribeck-en 3.76 formulako dimentsioak batez bestekoak direnez gero, modulu lortzeko, jatorrizko diametroa erabili behar da eta horretarako bere eta jatorrizko batez besteko diametroaren arteko erlazioa ezartzen da.

$$d_{m1} = m_m z_1 = d_1 - b \sin \theta_1$$

3.79 Formula

3.77, 3.78 eta 3.79 formulak uztartuz, jatorrizko diametroaren eta jatorrizko batez besteko diametroaren arteko erlazioa garatzen da.

$$d_{m1} = d_1 - \frac{d_1}{6 \sin \theta_1} \sin \theta_1 = \frac{5}{6} d_1$$

3.80 Formula

Stribeck-en 3.76 formularen aurreko erlazioak ordeztu eta moduluaren menpe jartzen da.

$$k = \frac{432 T_1 \sin \theta_1}{25 d_1^3 \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} = \frac{432 T_1 \sin \theta_1}{25 m^3 z_1^3 \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}}$$

3.81 Formula

Errodaturako presio karakteristikoa balio onargarri baten azpitik egon behar da hutsegiterik ez egoteko. Hori dela eta, 3.81 formulatik modulua askatu eta unitate aldaketak eginez, higaduragatiko hutsegitea saihesteko modulu minimoa lotzen da.

Gainera, engranaje konikoetan engranea besteetan baino hobea denez, errodadura presio eraginkorra teorikoaren %60-70 bitartekoa da eta kasu honetan 0,65-koa den higaduragatiko hobekuntza koefizientea aplikatu da.

$$m \geq \left[\frac{43200 C_d C_e T_1 \sin \theta_1}{25 k_{onarg} z_1^3 \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} \right]^{1/3} = \left[\frac{1728 C_d C_e T_1 \sin \theta_1}{k_{onarg} z_1^3 \sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} \right]^{1/3}$$

3.82 Formula

Non:

m : modulu minimoa [cm]

T_1 : gurpil txikienaren momentu tortsorea edo pareta [kg·m]

θ_1 : gurpil txikienaren jatorrizko angelua [°]

k_{onarg} : errodaturako presio karakteristikoko onargarria [kg/cm²]

z_1 : gurpil txikienaren hertz kopurua [-]

$\alpha = 20^\circ$: hortzen presio angelua [°]

$C_d = 0,65$: higaduragatiko hobekuntza koefizientea [-]

C_e : erabilera koefizientea [-]

$C_e = 0,6$: multzo konikoan (eraso ardatzean eta koroan)

$C_e = 0,2$: sistema diferentzian (sateliteetan eta planetarioetan)

Engranaje helikoidaletan ere 3.81 formula aplikagarria da, baina 3.15 formula jarraituz, hertz birtualen kontzeptua baliatu eta hertz helikoidaletara egokitzen da.

$$m_r \geq \left[\frac{1728 C_d C_e T_1 \sin \theta_1 \cos^9 \beta_a}{k_{onarg} z_1^3 \sin \alpha_r \cos \alpha_r} \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} \right]^{1/3}$$

3.83 Formula

Non:

m_r : modulu erreal edo normal minimoa [cm]

$\beta_a = 20^\circ$: hortzen inklinazio angelu aparentea [°]

$\alpha_r = 20^\circ$: hortzen presio angelu erreala [°]

Bi engranaje bikoteetan gurpilak norabide elkarzutean, elkarren 90° -tara, daude eta gurpilen jatorrizko angeluen batura ardatzen arteko angeluaren (ε) berdina da. Horrela, gurpil txikiaren jatorrizko angelua definitu daiteke.

$$\tan \theta_1 = \frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \rightarrow \theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \right)$$

3.84 Formula

Diferentzialetako gurpilak, aurreko diferentzialekoek ezik, uneoro lanean daude eta transmisioaren bizitzako 6500 ordutan funtzionatu behar dute. Eraso pinoia ardatzean mekanizatuta dago eta bere materiala 14NiCrMo13-4 altzairu aleazio zementatua den bitartean, sateliteak 18CrNi8 materialekoak dira.

-19. gurpila (eraso pinoia)

Eraso pinoira transmisio ardatzen biraketa heltzen da eta transmisio ardatzetan bezala, pare maximoan (martxa laburrenean) trakzioa totala dela suposatzen da, zeinetan para aurreko eta atzeko ardatzetara banatzen den.

$$T_{19max} = \frac{T_{mmax} i_{1m} i_{err}}{2} = \frac{1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75}{2} = 5039,063 \text{ N} \cdot \text{m} = 513,666 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{19Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{1m} i_{err}} = \frac{1200}{\frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75} = 119,070 \text{ rpm}$$

Pinoia altzairu aleazio zementatu eta tenplaturakoa dela eta biraketaren eta iraupenaren (6500 ordu) balioak kontuan izanda, 3.14 taulan erabiliz, bere errodadura presio karakteristiko onargarria interpolazio linealaren bidez lortzen da.

$$k_{onarg_{5000}} = 370 + \frac{(119,070 - 100) \cdot (270 - 370)}{250 - 100} = 357,287 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varphi = 1 + \frac{(6500 - 5000) \cdot (0,8 - 1)}{10000 - 5000} = 0,94$$

$$k_{onarg} = \varphi k_{onarg_{5000}} = 0,94 \cdot 357,287 = 335,850 \text{ kg/cm}^2$$

Gurpilen arteko transmisio erlazioa 4,5-ekoa eta angelua 90°-koa izanik, 3.84 formularekin pinoiaren jatorrizko angelua askatzen da.

$$\theta_{19} = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 90}{4,5 + \cos 90} \right) = 12,529^\circ$$

Azkenik, pinoia koniko helikoidala izanda, balio guztiak 3.83 formulatan sartu eta higaduragatik hutsegitea ekiditeko modulua minimoa ateratzen da.

$$m_r \geq \left[\frac{1728 \cdot 0,65 \cdot 0,6 \cdot 513,666 \cdot \sin 12,529 \cdot \cos^9 20}{335,850 \cdot 10^3 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20} \sqrt{\frac{4,5^2 + 1}{4,5^2}} \right]^{1/3} = 0,7412 \text{ cm}$$

Iraupen eta higaduran beharrezkoa den gutxieneko modulua kalkulatu ondoren, 3.16 taulatik balio horren modulu normalizatu handiago hurbilena den 8 mm-ko modulua hartu da.

-21. gurpila (satelitea)

Sateliteek ibilgailuaren gurpil batek labaindu eta palierren abiadurak desberdinak direnean biratu eta sufritzen dute. Hauek koroaren biraketa jasotzen dute, baina diferentzial bakoitzak bi satellite ditu eta pareta bien artean banatzen da.

$$i_{sat} = \frac{z_{22}}{z_{21}} = \frac{15}{13} = 1,154$$

$$T_{21max} = \frac{T_{mmax} i_{1m} i_{err} i_{dif}}{4} = \frac{1000 \cdot \frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75 \cdot \frac{45}{10}}{4} = 11337,891 \text{ N} \cdot \text{m} = 1155,748 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$n_{21rmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{1m} i_{err} i_{dif}} = \frac{1200}{\frac{35}{28} \cdot \frac{43}{20} \cdot 3,75 \cdot \frac{45}{10}} = 26,460 \text{ rpm}$$

Sateliteak altzairu aleazio zementatu eta tenplatukoak direla eta biraketaren eta iraupenaren (6500 ordu) balioak aintzat hartuta, 3.14 taulan oinarrituz, bere errodadura presio karakteristiko onargarria interpolazio linealaren bidez lortzen da.

$$k_{onarg_{5000}} = 485 + \frac{(26,460 - 50) \cdot (370 - 485)}{100 - 50} = 539,142 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varphi = 1 + \frac{(6500 - 5000) \cdot (0,8 - 1)}{10000 - 5000} = 0,94$$

$$k_{onarg} = \varphi k_{onarg_{5000}} = 0,94 \cdot 539,142 = 506,794 \text{ kg/cm}^2$$

Gurpilen arteko transmisio erlazioa 1,154-koa eta angelua 90°-koa izanik, 3.84 formularekin sateliteen jatorrizko angelua definitzen da.

$$\theta_{21} = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 90}{1,154 + \cos 90} \right) = 40,914^\circ$$

Amaitzeko, sateliteak koniko zuzenak izanik, balio guztiak 3.82 formulatan jarri eta higaduragatik hutsegitea saihesteko modulu minimoa zehazten da.

$$m \geq \left[\frac{1728 \cdot 0,65 \cdot 0,2 \cdot 1155,748 \cdot \sin 40,914}{506,794 \cdot 13^3 \cdot \sin 20 \cos 20} \sqrt{\frac{1,154^2 + 1}{1,154^2}} \right]^{1/3} = 0,8567 \text{ cm}$$

Iraupen eta higadurarako gutxieneko modulu kalkulatu, 3.16 taulatik balio horren modulu normalizatu handiago hurbilena den 9 mm-ko modulu hartu da.

-Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziara

Erresistentziarako kalkulu hurbildua materialen erresistentziaren teoriako sinplifikazioan oinarritzen da eta beste engranajeetako 3.22 formularen antzeko formula erabiltzen da. Zehazki, batez besteko balioen menpe adieraziz, esfortzu fletorengatik hartzaren hausturarik ez egoteko modulu minimoa ateratzen da.

Era berean, engranaje konikoetan engranea besteetan baino hobea izanda, esfortzu makurtzaileak eta errodadura presio eraginkorra teorikoaren %40-57 ingurukoa da eta oraingoan 0,45-ekoa den erresistentziako hobekuntza koefizientea erabili da.

$$\sigma_b = \frac{C_r C_e F_t}{b m_m} q \leq \sigma_{b_{onarg}}$$

3.85 Formula

Non:

σ_b : hartzaren tentsio makurtzailea [kg/cm²]

F_t : gurgilaren indar tangenziala edo periferikoa [kg]

b : gurgilaren zabalera [-]

q : gurgilaren forma faktorea [-]

$\sigma_{b_{onarg}}$: hartzaren tentsio makurtzaile onargarria [kg/cm²]

$C_r = 0,45$: erresistentziako hobekuntza koefizientea [-]

3.85 formula engranaje koniko zuzen eta helikoidaletan erabili daiteke, baina kasu bakoitzean diametroa eta gurgilaren forma faktorea era ezberdinean kalkulatu da.

Gurgil koniko zuzenen eta helikoidalen jatorrizko diametroa eta jatorrizko batez besteko diametroa 3.25, 3.26 eta 3.80 formulen bidez kalkulatu dira hurrenez

hurren. Honekin batera, helikoidaletan norabide errealeko (normaleko) jatorrizko diametroa eta jatorrizko batez besteko diametroa ere erabiltzen dira.

$$d_{r1} = m_r z_{r1} = \frac{m_r z_1}{\cos^3 \beta_a}$$

3.86 Formula

$$d_{mr1} = m_{mr} z_{r1} = d_{r1} - b_r \sin \theta_1$$

3.87 Formula

Wissmann-en 3.18 taulako forma faktorearen aukeraketa gurpilaren hortz zuzenen arabera gauzatzen da eta gurpil koniko zuzenei dagokien gurpil zilindriko zuzenen hortz kopuru baliokidea determinatu behar da. Horrez gain, 3.15 formularekin gurpil zilindriko helikoidalen eta zuzenen hortzen baliokidetasuna jakiten da.

$$z_{vk} = \frac{z}{\cos \theta_1}$$

3.88 Formula

-19. gurpila (eraso pinoia)

Eraso pinoiaren pareta eta diametroak ezagututa, 3.24 formularekin pinoiak jasaten duen indar tangenziala kalkulatu da.

$$d_{19} = \frac{0,8 \cdot 10}{\cos 20} = 8,513 \text{ cm}$$

$$d_{m19} = \frac{5}{6} \cdot 8,513 = 7,095 \text{ cm}$$

$$F_{t19Tmax} = \frac{200 \cdot 513,666}{7,095} = 14480,642 \text{ kg}$$

3.15 eta 3.88 formulak bateratuz, pinoiaren hortz zuzenen baliokideen kopurua atera eta 3.18 taulako Wissmann-en forma faktorea interpolazio linealaren bidez lortzen da.

$$z_v = \frac{10}{\cos^3 20 \cdot \cos 12,529} = 12,346$$

$$q = 4,6 + \frac{(12,346 - 12) \cdot (4,4 - 4,6)}{13 - 12} = 4,531$$

Hortzen zabalera maximoa kontsideratu eta 3.77 eta 3.78 formulekin gurpilaren hortzen zabalera eta 3.40 formularekin hortzen zabalera erreala definitzen da.

$$b_{19} = \frac{8,513}{6 \sin 12,529} = 6,541 \text{ cm}$$

$$b_{r19} = \frac{6,541}{\cos 20} = 6,961 \text{ cm}$$

Batez besteko modulu erreala lortzeko, 3.86 eta 3.87 formulak jarraituz, batez besteko diametro erreala eta dagokion modulua askatzen dira.

$$d_{r1} = \frac{0,8 \cdot 10}{\cos^3 20} = 9,641 \text{ cm}$$

$$d_{mr1} = 9,641 - 6,961 \sin 12,529 = 8,131 \text{ cm}$$

$$m_{mr} = \frac{8,131}{\left(\frac{10}{\cos^3 20}\right)} = 0,675 \text{ cm}$$

Bukatzeko, balio guztiak 3.85 formularen ordezkatu eta tentsio makurtzailea onargarria den egiaztatzen da.

$$\sigma_b = \frac{0,45 \cdot 0,6 \cdot 14480,642}{6,961 \cdot 0,675} \cdot 4,531 = 3772,015 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{b_{onarg}}$$

Ikusi daitekeenez, pinoiak pairatzen duen tentsio makurtzailea tentsio onargarria baino txikiagoa da eta 8 mm-ko modulua baliagarria da.

-21. gurpila (satelitea)

Sateliteen momentuan eta dimentsioetan oinarrituta, 3.24 formularekin sateliteetako indar tangenziala kalkulatzen da.

$$d_{21} = 0,9 \cdot 13 = 11,7 \text{ cm}$$

$$d_{m21} = \frac{5}{6} \cdot 11,7 = 9,75 \text{ cm}$$

$$F_{t21Tmax} = \frac{200 \cdot 1155,748}{9,75} = 23707,657 \text{ kg}$$

3.88 formularekin sateliteen hortz zuzenen baliokideen kopurua atera eta 3.18 taulako Wissmann-en forma faktorea interpolazio linealarekin eskuratzen da.

$$z_v = \frac{13}{\cos 40,914} = 17,203$$

$$q = 3,6 + \frac{(17,203 - 17) \cdot (3,5 - 3,6)}{18 - 17} = 3,580$$

Hortzen zabalera maximoa suposatu eta 3.77 eta 3.78 formulekin gurpilaren hortzen zabalera definitzen da.

$$b_{21} = \frac{11,7}{6 \sin 40,914} = 2,977 \text{ cm}$$

Batez besteko modulua 3.79 formula aplikatuz lortzen da.

$$m_m = \frac{9,75}{13} = 0,75 \text{ cm}$$

Azkenez, balio guztiak 3.85 formulatan ordeztu eta tentsio makurtzailea onargarria den konprobatzen da.

$$\sigma_b = \frac{0,45 \cdot 0,2 \cdot 23707,657}{2,977 \cdot 0,75} \cdot 3,580 = 3420,417 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{b_{onarg}}$$

Ikusi daitekeen bezala, sateliteetako tentsio makurtzailea onargarria baino txikiagoa da eta 9 mm-ko modulua ontzat hartzen da.

3.8.1.3 Engranajeen dimentsioak

Diferentzialeko engranaje guztien modulu eta hortz kopuruak ezagututa, engranaje konikoen formulekin beren behin betiko dimentsioak zehaztu daitezke, hortz zuzeneko eta helikoidalekoen adierazpenak ezberdinak direla aintzat izan behar dela.

-Hortz zuzeneko engranaje konikoak

a) Hortzaren dimentsioak

Addenduma edo hortzaren buruaren altuera (3.28 formula):

$$h_k = m$$

Dedenduma edo hortzaren erroaren altuera (3.29 formula):

$$h_b = m + j$$

Lasaiera erradiala (3.30 formula):

$$j = 0,25 m$$

Hortzaren altuera (3.31 formula):

$$h = h_k + h_b = 2 m + j$$

Pausu zirkularra (3.32 formula):

$$p = \pi m = \frac{2 \pi r}{z} = \frac{\pi d}{z}$$

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea (3.33 formula):

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$$

Gurpilaren sortzailea (3.78 formula):

$$G = \frac{d_1}{2 \sin \theta_1}$$

Hortzaren luzera (3.77 formula):

$$b = \frac{G}{3}$$

b) Angeluak

Hortzen presio edo engrane angelua:

$$\alpha = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

Gurpil txikiaren jatorrizko angelua (3.84 formula):

$$\tan \theta_1 = \frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \rightarrow \theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \right)$$

Gurpil handiaren jatorrizko angelua:

$$\tan \theta_2 = \frac{i \sin \varepsilon}{1 + i \cos \varepsilon} \rightarrow \theta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{i \sin \varepsilon}{1 + i \cos \varepsilon} \right)$$

3.89 Formula

Ardatzen arteko angelua:

$$\varepsilon = \theta_1 + \theta_2$$

3.90 Formula

Addendumaren angelua:

$$\tan a_k = \frac{2 \sin \theta}{z} \rightarrow a_k = \tan^{-1} \left(\frac{2 \sin \theta}{z} \right)$$

3.91 Formula

Dedendumaren angelua:

$$\tan a_b = \frac{2,5 \sin \theta}{z} \rightarrow a_b = \tan^{-1} \left(\frac{2,5 \sin \theta}{z} \right)$$

3.92 Formula

Kanpo angelua:

$$\theta_k = \theta + a_k$$

3.93 Formula

Barne angelua:

$$\theta_b = \theta + a_b$$

3.94 Formula

c) Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo primitiboa (3.25 formula):

$$d = m z$$

Batez besteko jatorrizko diametroa (3.79 formula):

$$d_m = m_m z = d - b \sin \theta$$

Kanpo zirkunferentzia diametroa:

$$d_k = d + 2 h_k \cos \theta = m z + 2 m \cos \theta$$

3.95 Formula

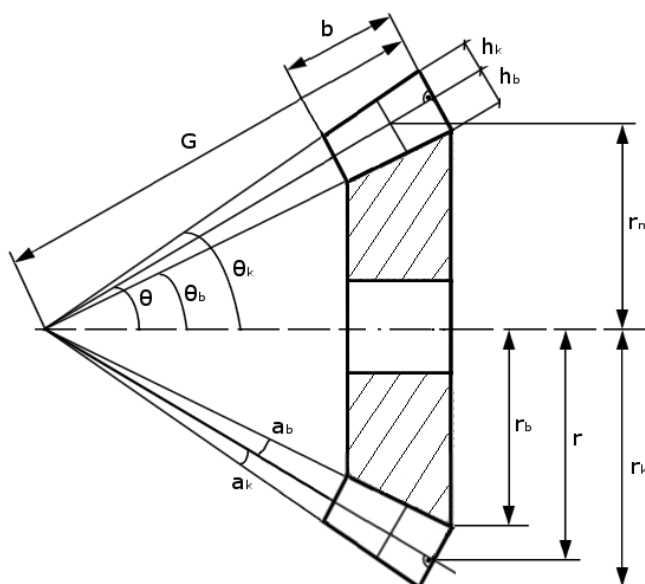
Barne zirkunferentziaren diametroa:

$$d_b = d - 2 h_b \cos \theta = m z - 2 (m + j) \cos \theta$$

3.96 Formula

Diametro basikoa edo oinarrikoa (3.37 formula):

$$d_{ba} = d \cos \alpha$$



3.31 irudia: Hartz zuzeneko gurpil konikoen dimentsio nagusiak

Hau guztia erabiliz, 3.72 taulan diferentzialaren sateliteen eta planetarioen dimentsio nagusiak agertzen dira.

Gurpila	z	m [mm]	α [°]	θ [°]	h_k [mm]	h_b [mm]	p [mm]	b [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_m [mm]	d_{ba} [mm]
21	13	9	20	40,914	9	11,25	28,274	29,774	117	130,602	99,997	97,5	109,944
22	15	9	20	49,086	9	11,25	28,274	29,774	135	146,789	120,264	112,5	126,859

3.72 taula: Hortz zuzeneko gurpil konikoaren dimentsioak

-Hortz helikoidaleko engranaje konikoak

a) Hortzaren dimentsioak

Modulu aparentea (3.38 formula):

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \beta_a}$$

Addenduma edo hortzaren buruaren altuera (3.28 formula):

$$h_k = m_r$$

Dedenduma edo hortzaren erroaren altuera (3.29 formula):

$$h_b = m_r + j$$

Lasaiera erradiala (3.30 formula):

$$j = 0,25 m_r$$

Hortzaren altuera (3.31 formula):

$$h = h_k + h_b = 2 m_r + j$$

Pausu zirkular erreala (3.32 formula):

$$p_r = \pi m_r = p_a \cos \beta_a = \frac{2 \pi r \cos \beta_a}{z} = \frac{\pi d \cos \beta_a}{z}$$

Pausu zirkular aparentea (3.39 formula):

$$p_a = \pi m_a = \frac{2 \pi r}{z} = \frac{\pi d}{z}$$

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea (3.33 formula):

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m_r}{2}$$

Gurpilaren sortzailea (3.78 formula):

$$G = \frac{d_1}{2 \sin \theta_1}$$

Hortzaren luzera aparentea (3.77 formula):

$$b_a = \frac{G}{3}$$

Hortzaren luzera erreala (3.40 formula):

$$b_r = \frac{b_a}{\cos \beta_a}$$

b) Angeluak

Hortzen presio edo engrane angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

Hortzen inklinazio edo helize angelu aparentea:

$$\beta_a = 20^\circ \text{ (normalizatua)}$$

Hortzen presio edo engrane angelu aparentea (3.41 formula):

$$\frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} = \cos \beta_a \rightarrow \alpha_a = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right)$$

Hortzen inklinazio edo helize angelu erreala (3.42 formula):

$$\frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} = \cos \alpha_a \rightarrow \beta_r = \tan^{-1} (\cos \alpha_a \tan \beta_a)$$

Gurpil txikiaren jatorrizko angelua (3.83 formula):

$$\tan \theta_1 = \frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \rightarrow \theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} \right)$$

Gurpil handiaren jatorrizko angelua (3.89 formula):

$$\tan \theta_2 = \frac{i \sin \varepsilon}{1 + i \cos \varepsilon} \rightarrow \theta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{i \sin \varepsilon}{1 + i \cos \varepsilon} \right)$$

Ardatzen arteko angelua (3.90 formula):

$$\varepsilon = \theta_1 + \theta_2$$

Addendumaren angelua:

$$\tan a_k = \frac{2 \sin \theta \cos \beta_a}{z} \rightarrow a_k = \tan^{-1} \left(\frac{2 \sin \theta \cos \beta_a}{z} \right)$$

3.97 Formula

Dedendumaren angelua:

$$\tan a_b = \frac{2,5 \sin \theta \cos \beta_a}{z} \rightarrow a_b = \tan^{-1} \left(\frac{2,5 \sin \theta \cos \beta_a}{z} \right)$$

3.98 Formula

Kanpo angelua (3.93 formula):

$$\theta_k = \theta + a_k$$

Barne angelua (3.94 formula):

$$\theta_b = \theta + a_b$$

c) Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo primitiboa (3.26 formula):

$$d = \frac{m_r z}{\cos \beta_a}$$

Jatorrizkoa diametro erreala (3.86 formula):

$$d_r = m_r z_r = \frac{m_r z}{\cos^3 \beta_a}$$

Batez besteko jatorrizko diametroa (3.79 formula):

$$d_m = m_m z = d - b \sin \theta$$

Batez besteko jatorrizko diametro erreala (3.87 formula):

$$d_{mr} = m_{mr} z_r = d_r - b_r \sin \theta$$

Kanpo zirkunferentzia diametroa (3.95 formula):

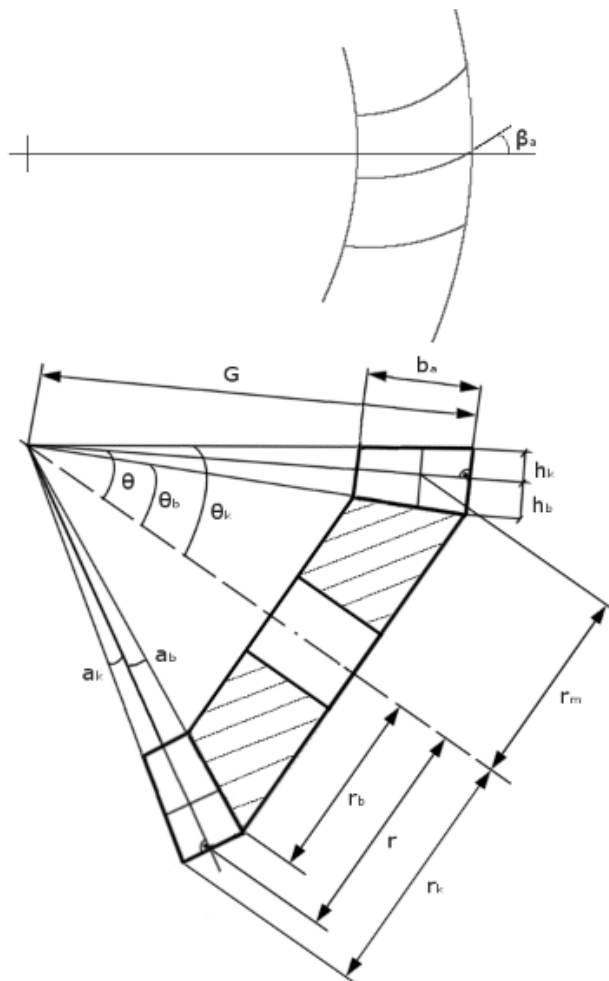
$$d_k = d + 2 h_k \cos \theta = \frac{m_r z}{\cos \beta_a} + 2 m_r \cos \theta$$

Barne zirkunferentziaren diametroa (3.96 formula):

$$d_b = d - 2 h_b \cos \theta = \frac{m_r z}{\cos \beta_a} - 2 (m_r + j) \cos \theta$$

Diametro basikoa edo oinarrizkoa (3.37 formula):

$$d_{ba} = d \cos \alpha_a$$



3.32 irudia: Hertz helikoidaleko gurpil konikoen dimentsio nagusiak

Hau guztia baliatuta, 3.73 taulan diferentzialaren sateliteen eta planetarioen dimentsio nagusiak jasotzen dira.

Gurpila	z	m_r [mm]	m_a [mm]	α_r [°]	β_a [°]	α_a [°]	β_r [°]	θ [°]	h_k [mm]	h_b [mm]
19	10	8	8,513	20	20	21,173	18,747	12,529	8	10
20	45	8	8,513	20	20	21,173	18,747	77,471	8	10

3.73 taula: Hertz helikoidaleko gurpil konikoen dimentsioak

Gurpila	p_a [mm]	p_r [mm]	b_r [mm]	b_a [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_m [mm]	d_{ba} [mm]
19	26,746	25,133	69,606	65,408	85,134	100,753	65,610	70,945	79,387
20	26,746	26,746	69,606	65,408	383,104	386,575	378,765	319,253	357,243

3.73 taula (jarraipena): Hertz helikoidaleko gurpil konikoen dimentsioak

Kontuan hartzekoa da sistema diferentziala (sateliteak eta planetarioak) koroaren barnean kokatzen direla eta dimentsioen aldetik hori posiblea dela konprobatzen da.

3.8.1.4 Engranajeen egiaztapena

Diferentzialeko engranajeetan biraketa era jarrai eta egokian transmititzeko, aldioro engrane koefizientea 1 baino handiagoa dela baieztatu behar da. Engranaje konikoetan zilindrikoen irizpide eta formula berdinak aplikatzen dira, hertz zuzenetan eta helikoidaletan kalkulua ezberdina dela.

-Hertz zuzeneko engranaje zilindrikoak

Sateliteek eta planetarioek engranaje koniko zuzena osatzen dute eta jarraitasuna aztertzeko, 3.43 formula erabili eta 3.74 taulan beren engrane koefizientea adierazten da.

Gurpilak	α [°]	m [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ϵ
21 - 22	20	9	117	130,602	109,944	135	146,789	126,859	1,094

3.74 taula: Hertz zuzeneko gurpil konikoaren engrane koefizientea

Ikusi daitekeenez, konoen engrane koefizientea 1 baino handiagoa da eta transmisio egokia bermatzen da. Gainera, sistema diferentziala bi satelite eta bi planetariok osatzen dute eta horrela biraketa bien artean banatuz, kontaktua eta transmisioa hobea da.

-Hertz helikoidaleko engranaje zilindrikoak

Eraso pinoia eta koroa engranaje koniko helikoidala da eta transmisioa aztertzeko, 3.44 formula baliatu eta 3.75 taulan beren engrane koefizientea erakusten da.

Gurpilak	α_a [°]	β_r [°]	m_a [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ϵ
21 - 22	21,173	18,747	8,513	85,134	100,753	79,387	383,104	386,575	357,243	1,705

3.75 taula: Hertz helikoidaleko gurpil konikoaren engrane koefizientea

Ikusi daitekeen bezala, konoen engrane koefizientea 1 baino handiagoa da eta funtzionamendu egokia egiaztatzen da.

3.8.1.5 Engranajeen indarrak

Diferentzialaren gurpilen dimentsioetatik eta hauetara heldutako momentu tortsoretik abiatuta, gurpil bakoitzeko esfortzuak determinatu daitezke. Hauek, pareaz gain, gurpilaren dimentsioen eta hortzen araberakoak dira, hortz zuzeneko eta helikoidaleko engranajeetan osagaiak desberdinak direla.

-Hortz zuzeneko engranaje konikoak

Hortz zuzeneko engranaje konikoetan 3.24 formulako indar tangentialaz gain, indar erradiala eta axiala sortzen dira.

Indar erradialak zentroranzko noranzkoa du eta gurpilaren konikotasuna ere kontuan hartu behar da berau definitzeko. Indar hau indar tangentialaren, presio angeluaren eta konoaren jatorrizko angeluaren menpe dago.

$$F_r = F_t \tan \alpha \cos \theta$$

3.99 Formula

Indar axiala, berriz, gurpilaren hortzek duten inklinazioa dela eta sortzen da. Indar hau erradiala bezala, indar tangentialaren eta presio eta jatorrizko angeluen araberakoa da.

$$F_a = F_t \tan \alpha \sin \theta$$

3.100 Formula

Honekin guztiarekin, 3.76 taulan diferentzialaren engranaje koniko zuzenetan sortzen diren indarrak biltzen dira.

Gurpila	z	α [°]	θ [°]	d_m [mm]	T_{max} [kg·m]	F_t [kg]	F_r [kg]	F_a [kg]
21	13	20	40,914	97,5	1155,748	23707,657	6520,752	5651,318
22	15	20	49,086	112,5	1155,748	23707,657	5651,318	6520,752

3.76 taula: Hortz zuzeneko gurpil konikoen indarrak

-Hortz helikoidaleko engranaje zilindrikoak

Hortz helikoidaleko engranaje konikoetan, hortz zuzenekoetan bezala, indar tangentiala, erradiala eta axiala agertzen dira, azken biak era ezberdinean kalkulatzen direla.

Indar erradialean hortzen forma helikoidalari dagokion inklinazio angelua kontsideratu behar da eta oraingoan indar tangentialaren eta presio, inklinazio eta jatorrizko angeluen araberakoa da.

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_a} (\tan \alpha_r \cos \theta \pm \sin \beta_a \sin \theta)$$

3.101 Formula

Indar axiala erradialaren faktore berdinen menpe dago.

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_a} (\tan \alpha_r \sin \theta \pm \sin \beta_a \cos \theta)$$

3.102 Formula

Indar erradialaren eta axialaren formulen zeinua determinatzeko, helizearen eta biraketaren noranzkoei erreparatu behar zaie. Berdinak izatekotan, axialari zeinu positiboa eta erradialari negatiboa esleitzen zaio eta ezberdinak izatekotan, alderantziz.

Aurreranzko higiduran transmisioak erlojuaren orratzen noranzkoan biratu eta koroa eraso ardatzaren eskuinaldean kokatu behar da, beraz, eraso pinoiaren helizeak eta biraketak noranzko berdina izango dute, axilara zeinu positiboa eta erradialari negatiboa ematen zaiola.

Gauzak horrela, 3.77 taulan diferentzialaren engranaje koniko helikoidaletan agertzen diren indarrak batzen dira.

Gurpila	z	α_r [°]	β_a [°]	θ [°]	d_m [mm]	T [kg·m]	F_t [kg]	F_r [kg]	F_a [kg]
19	10	20	20	12,529	70,945	513,666	14480,642	4331,875	6361,730
20	45	20	20	77,471	319,253	2311,497	14480,642	6361,730	4331,875

3.77 taula: Hertz helikoidaleko gurpil konikoen indarrak

Atzeman daitekeenez, engranaje bereko gurpil baten indar axiala bestearren erradialaren berdina da eta alderantziz. Azken batean, gurpilak ardatz elkarzutetan egonda, berez elkarren elkarzutak diren indarrak berdinak izango dira.

3.8.2 Ardatzak

Diferentzialak eraso ardatza, sateliteen ardatz euslea eta palierrak ditu, azken honek ibilgailuaren gurpil eragiletara biraketa transmititzen du eta sateliteen ardatza finkoa da. Hauek engranajeak, diferentzialaren blokeoa eta bestelako osagaiak mihizatuta dituzte potentzia transmititzeko nahiz diferentziala blokeatzeko.

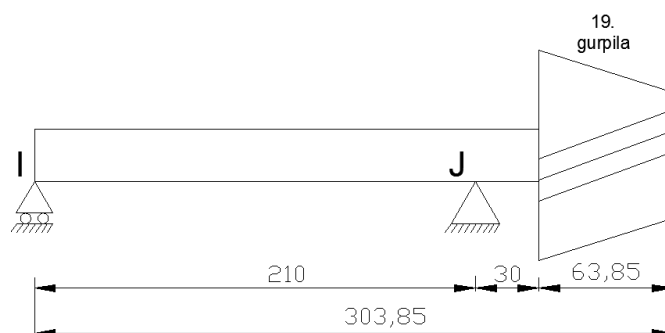
Ardatzak beteak dira erresistentzia eta karga gaitasuna handiagoa izan dadin eta kasu kritikoena jasateko behar den diametro erresistente minimoa kalkulatzeko da.

3.8.2.1 Ardatzetako erreakzio eta esfortzuak

Ardatzen kalkulurako beren osagaien kokapena eta esfortzuak oinarritzat hartu eta horren arabera lortzen dira euskarrietako erreakzioak eta ardatzen diagramak. Modu horretan, abiadura kaxako ardatzen irizpide berdinak mantenduz, ardatzak kargapean daudeneko egoera desberdinak aztertu eta kritikoena jasateko dimentsionaketa egiten da.

-Eraso ardatza

Eraso ardatzean diferentzialaren eraso pinoia mekanizaturik dago eta honek sistema diferentzial osoa birarazten du. Hori dela eta, ardatz hau koroarekin konektatzen da eta bere dimentsionamendu hurbildua burutu da.



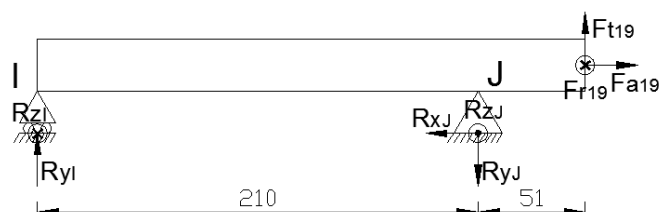
3.33 irudia: Eraso ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honek transmisio ardatzaren biraketa jasotzen du eta eraso pinoiaren 19. gurpilaren, erreakzioen menpe dago. Esfortzu horiek ardatzaren puntu berean agertzen dira eta kasu kritikoena 1. martxarena bada ere, euskarrietako karga adakorrak ere jakin behar dira errodamenduak hautatzeko.

Hori horrela izanik, pare maximoko egoera hartu eta martxa guztietan prozedura berdina burutu behar da. Beraz, adibidetzat 1. martxa aztertu da.

-Adibidea: 1. martxa

Martxa honetan ardatza soilik 19. gurpilaren esfortzuen eraginpean dago.



$$T_{19_{max}} = 513,666 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_{m19} = 35,473 \text{ mm}$$

$$F_{t19} = 14480,642 \text{ kg}$$

$$F_{r19} = 4331,875 \text{ kg}$$

$$F_{a19} = 6361,730 \text{ kg}$$

Euskarrietako erreakzioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu eta momentuak J puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xJ} = F_{a19}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yJ} - R_{yI} = F_{t19}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zJ} - R_{zI} = F_{r19}$$

$$\sum M_y^J = 0 \rightarrow R_{zI} \cdot 0,210 = F_{r19} \cdot 0,051 + F_{a19} \cdot 0,035473$$

$$\sum M_z^J = 0 \rightarrow R_{yI} \cdot 0,210 = F_{t19} \cdot 0,051$$

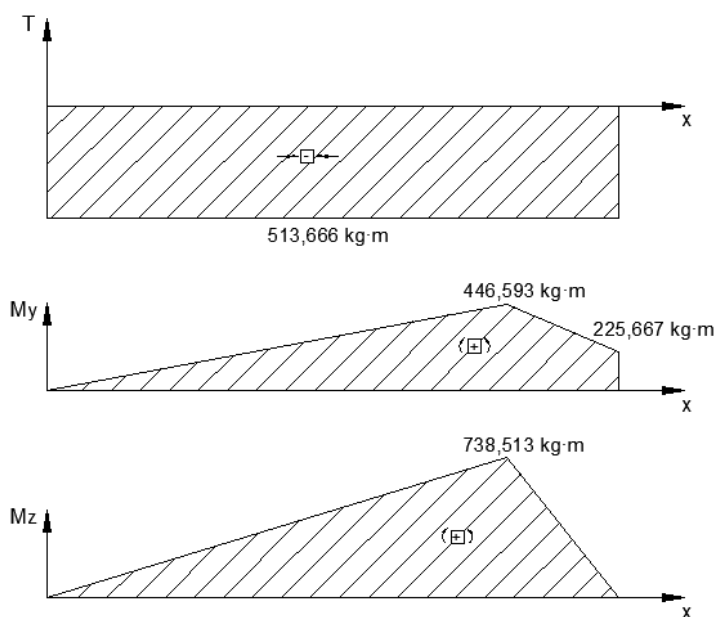
$$R_{xJ} = 6361,730 \text{ kg}$$

$$R_{yI} = \frac{14480,642 \cdot 0,051}{0,210} = 3516,727 \text{ kg}$$

$$R_{zI} = \frac{4331,875 \cdot 0,051 + 6361,730 \cdot 0,035473}{0,210} = 2126,632 \text{ kg}$$

$$R_{yJ} = 14480,642 + 3516,727 = 17997,369 \text{ kg}$$

$$R_{zJ} = 4331,875 + 2126,632 = 6458,506 \text{ kg}$$



Ardatzaren sekzio kritikoena J euskarria dagoeneko puntua da.

$$T_J = 513,666 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_J = \sqrt{M_{yJ}^2 + M_{zJ}^2} = \sqrt{446,593^2 + 738,513^2} = 863,045 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

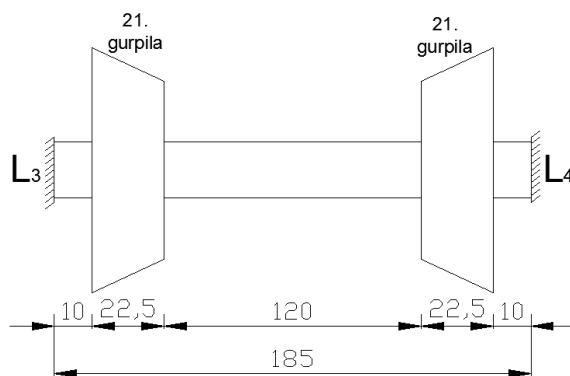
Bestelako martxetan kalkulu berdina jarraitu behar da eta sekzio kritikoena J euskarriko puntua izanik, 3.78 taulan eraso ardatzak martxa desberdinetan jasaten dituen esfortzuak biltzen dira. Aipatzekoa da abiadura sorta laburreko martxetan trakzio totala jarrita dagoela suposatu dela, pareta aurreko eta atzeko ardatzetan banatuz.

Martxa	R _{xj} [kg]	R _{yl} [kg]	R _{zl} [kg]	R _{yj} [kg]	R _{zj} [kg]	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]
AU1	6361,730	3516,727	2126,632	17997,369	6458,506	513,666	446,593	738,513	863,045
AU2	4808,284	2657,992	1607,338	13602,663	4881,429	388,236	337,541	558,178	652,301
AU3	3698,680	2044,609	1236,414	10463,587	3754,946	298,643	259,647	429,368	501,770
AU4	2866,477	1584,572	958,221	8109,280	2910,093	231,448	201,226	332,760	388,872
AU5	2367,155	1308,550	791,305	6696,695	2403,165	191,131	166,174	274,795	321,133
AU6	1820,889	1006,577	608,696	5151,304	1848,588	147,024	127,826	211,381	247,025
AU7	3392,922	1875,588	1134,204	9598,597	3444,537	273,955	238,183	393,873	460,290
AU8	2564,418	1417,595	857,247	7254,753	2603,429	207,059	180,022	297,695	347,894
AU9	1972,629	1090,458	659,421	5580,580	2002,638	159,276	138,478	228,996	267,611
AU10	1528,788	845,105	511,051	4324,949	1552,044	123,439	107,321	177,472	207,398
AU11	1262,483	697,893	422,029	3571,571	1281,688	101,937	88,626	146,558	171,271
AU12	971,141	536,841	324,638	2747,362	985,914	78,413	68,173	112,737	131,747
AM1	-5706,535	-3154,539	-20,253	-16143,819	3865,482	460,763	4,253	662,453	662,470
AM2	-3043,485	-1682,421	-10,802	-8610,037	2061,590	245,740	2,268	353,308	353,316

3.78 taula: Eraso ardatzeko esfortzuak

-Sateliteen ardatza

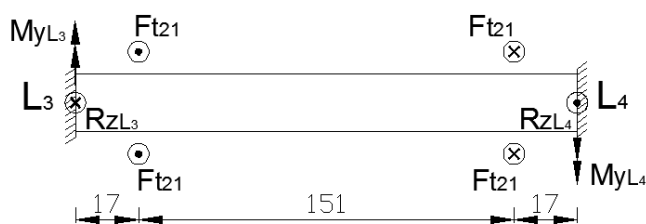
Sateliteen ardatzak sateliteak jasaten ditu eta, atzera martxakoa bezala, finkoa da eta finkapen zirien bidez karkasari lotuta dago, bi muturretan landatuta dagoela. Hori horrela, sistema diferentzialaren diseinu baldintzak kontsideratuz, bere gutxi gorabeherako dimentsionaketa egin da.



3.34 irudia: Sateliteen ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honen satelite bakoitzak aldi berean planetarioekin engratzen du. Horren ondorioz, indar erradialak eta axialak elkarrekin balio gabetzen dira eta indar tangentiala bikoitza da. Kasu larriena ibilgailuak labaindu eta 1. martxan dagoenean ematen da eta horren azterketa egin da.

Hau jakinda, ardatza soilik 21. gurpilaren eraginpean dago eta pare maximoan pairatzen dituen erreakzioak eta momentuak kalkulatu dira.



$$T_{21max} = 1155,748 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r_{m21} = 48,75 \text{ mm}$$

$$F_{t21} = 23707,657 \text{ kg}$$

$$F_{r21} = 6520,752 \text{ kg}$$

$$F_{a21} = 5651,318 \text{ kg}$$

Ardatz hau, atzera martxakoa bezala, hiperestatikoa da eta landapen perfektuko eskakizun bera duen egoera hartuz, 3.79 taularekin euskarrietako esfortzuak askatu dira.

Karga eta lotura motak	M_A	M_B	R_A	R_B
	$M_A = \frac{P(ab^2 - a^2b)}{L^2}$	$M_B = -\frac{P(ab^2 - a^2b)}{L^2}$	$R_A = \frac{P(b - a) + 2M_A}{L}$	$R_B = -\frac{P(b - a) + 2M_A}{L}$

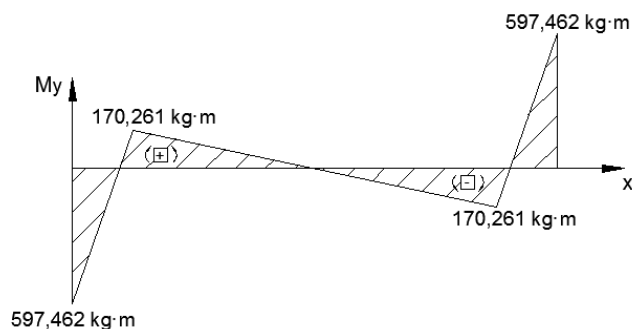
3.79 taula: Ardatz hiperestatikoko esfortzuak

$$M_{yL3} = \frac{2 \cdot 23707,657 (0,017 \cdot 0,168^2 - 0,017^2 \cdot 0,168)}{0,185^2} = 597,462 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{yL4} = \frac{2 \cdot 23707,657 (0,017 \cdot 0,168^2 - 0,017^2 \cdot 0,168)}{0,185^2} = 597,462 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$R_{zL3} = \frac{2 \cdot 23707,657 (0,168 - 0,017) + 2 \cdot 597,462}{0,185} = 45160,197 \text{ kg}$$

$$R_{zL4} = \frac{2 \cdot 23707,657 (0,168 - 0,017) + 2 \cdot 597,462}{0,185} = 45160,197 \text{ kg}$$



Ardatzaren sekzio kritikoena L_3 eta L_4 landapenak daudeneko puntuak dira.

$$M_{L3} = \sqrt{M_{yL3}^2 + M_{zL3}^2} = \sqrt{597,462^2 + 0^2} = 597,462 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

-Palierrek

Palierrek ibilgailuaren gupil eragileetara biraketa transmititzen dute eta planetarioen ildaskatuaren bidez konektatuta daudenez, beren esfortzu nagusia momentu tortsorea da eta gainekoak arbuaitzen dira. Horrenbestez, pare maximoaren arabera dimentsionatzen dira eta horren balioa satelitekoen berdina da, izan ere, sateliteen eta planetarioen artean ez da erredukziorik gertatzen.

$$T_{pal_{max}} = T_{21_{max}} = 11337,891 \text{ N} \cdot \text{m} = 1155,748 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

3.8.2.2 Ardatzen diametroa

Ardatzen diametroa determinatzeko, Asme kodea jarraitu eta aurreko ardatz beteetako prozedura eta material berdinak baliatu dira. Hauetara iristen den biraketak pare maximoan abiadura txikia duenez, 3.33 taula oinarri, 1,5 eta 1,0-ko koefiziente makurtzaile eta tortsore hartu dira.

Gainera, palierretan, transmisio ardatzetan bezala, 1,2-ko segurtasun koefizientea erabili ordez, 3-ko aplikatu da beren funtzio eta luzeragatik beste ardatzek baino baldintza txarragoak pairatzen dituztelako.

Hau guztia jakinda, ardatz bakoitzaren gaineko esfortzuen eta egoera larrienaren arabera 3.50 formularekin zehazten dira diametroen balioak.

-Eraso ardatza

Eraso ardatzak 1. martxan eta J euskarria dagoen puntuan jasaten ditu esfortzu handienak eta 3.80 taulan horri dagokion diametro minimoa kalkulatu da.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	J euskarria	513,666	446,593	738,513	863,045	55,422

3.80 taula: Eraso ardatzaren esfortzuak eta diametro minimoa

Ardatzaren puntu honetan errodamendua doanez, 60 mm-ko diametro normalizatua abiapuntutzat hartu eta beste tarteak horren arabera mailakatzen dira.

-Sateliteen ardatza

Sateliteen ardatzen egoera kritikoa kamioiaren gurpilek labaindu eta pare maximoa, 1. martxa, denean ematen da eta landapeneko puntuak gehien sufritzen dutenak izanda, 3.81 taulan ardatzaren gutxienerako diametroa adierazten da.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	L ₃ eta L ₄ landapenak	-	597,462	-	597,462	47,848

3.81 taula: Sateliteen ardatzaren esfortzuak eta diametro minimoa

Ardatz honek sateliteak aldenik alde zeharkatzen ditu eta bere gain beste elementurik muntatzen ez denez, interferentziarik ez dagoela konprobatu eta 48 mm-ko diametroa hartu da.

-Palierrak

Palierrak funtsean momentu tortsorea jasaten du eta honek ardatz osoan zehar berdin eragiten duela, pare handienerako palierrak behar duen diametroa 3.82 taulan ageri da.

Martxa	Sekzioa	T [kg·m]	M _y [kg·m]	M _z [kg·m]	M [kg·m]	d [mm]
AU1	Ardatz osoa	1155,748	-	-	-	70,685

3.82 taula: Palierraren esfortzuak eta diametro minimoa

Palierrak planetarioetara ildaskatu bidez konektatzen dira eta ildaskatuaren diseinu eskakizunak medio, palierrak 70 mm-ko diametro normalizatua izatea erabaki da. Balio hau gutxienerako diametroa baino zertxobait handiagoa bada ere, kalkuluaren irizpide kontserbakorrak eta segurtasun koefizienteak hori kubritzen du.

3.8.2.3 Ardatzen ildaskatuak

Eraso ardatzak kardan loturaren uztarriarekin eta palierrek planetarioarekin duten lotura ildaskatu bidezkoa da, izan ere, honek pare handiak transmititzeko ahalmena du. Gauzak horrela, ildaskatu hauentzat aurrekoen irizpide berdinak mantendu dira eta baldintza larrienak jasan ditzaketan aztertzen da.

-Eraso ardatzaren ildaskatua

Eraso ardatzaren eta kardan loturaren uztarriaren arteko ildaskatuak etengabe funtzionatzen duenez, 4 mm-ko modulua duela kontsideratu da. Ildaskatuari 52 mm-ko luzera eman zaio eta ardatzaren diametro erresistentean eta mailakatzeetan oinarrituz, 52 mm-ko diametroa izango du eta 3.83 taulan bere dimentsioak biltzen dira.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
52	11	44	38,105	44	53,2	51,2	42

3.83 taula: 52 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Uztarria eta ardatza 14NiCrMo13-4 altzairuzkoak direla jakinda, balioak 3.55 eta 3.56 formuletan ordezkatu eta hutsegiterik dagoen konprobatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 513,666 \cdot 1,5}{\pi 44^2 \cdot 52} = 38,979 \text{ kg/mm}^2 < 50 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 513,666 \cdot 1,5}{44 \cdot 11 (0,8 \cdot 4) 52} = 76,536 \text{ kg/mm}^2 < 100 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeenez, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoak baino txikiagoak dira eta ildaskatua onargarria da.

-Palierren ildaskatua

Palierren eta planetarioen arteko ildaskatuak sistemaren irteerako para eta baldintza exijenteenak jasan behar dituzenez gero, 6 mm-ko modulua esleitu zaio. Bere luzera 60 mm-koa izatea aurreikusi da eta palierren diametroa 70 mm-koa dela kontuan hartuz, ildaskatuak diametro hori izango du eta bere dimentsioak 3.84 taulan erakusten dira.

Erreferentziako diametroa d_B [mm]	z	d	Diametro basikoa d_{ba} [mm]	d_{a2} [mm]	d_{f2} [mm]	d_{a1} [mm]	d_{f1} [mm]
70	10	60	51,962	58	71,8	68,8	55

3.84 taula: 70 mm-ko diametroko ildaskatuaren dimentsioak

Palierrak eta planetarioak 14NiCrMo13-4 altzairuzkoak direla aintzat izanda, balioak 3.55 eta 3.56 formuletan ordeztu eta hutsegiterik gertatzen den baieztatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1155,748 \cdot 1,5}{\pi 60^2 \cdot 60} = 40,876 \text{ kg/mm}^2 < 50 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 1155,748 \cdot 1,5}{60 \cdot 10 (0,8 \cdot 6) 60} = 80,260 \text{ kg/mm}^2 < 100 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Ikusi daitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoen azpitik daude eta ildaskatua ontzat hartzen da.

3.8.3 Errodamenduak

Diferentzialaren eraso ardatza eta karkasa bina errodamendutan apoiatzen dira, kasu bakoitzeko eskakizunen arabera konfigurazio eta errodamendu konkretu batzuk ipintzen direla. Errodamenduak SKF-ren katalogotik hartu dira eta aurreko errodamenduetako irizpide berdinak kontuan izanda, euskarri bakoitzerako errodamendu egokienak hautatu dira.

3.8.3.1 Eraso ardatzaren errodamenduak

Eraso ardatzean J euskarriak oso esfortzu altuak sufritzen dituzenez, errodamendu handiegi bat ez jartzearen, ilara bakarreko arrabol konikodun bi errodamendu jarri dira, karga erradialak eta axialak jasaten dituztenak, eta I euskarrirako, ordea, gaitasun erradiala soilik duen arrabol zilindrikodun errodamendua ipini da.

-I euskarria

Ilara bakarreko arrabol zilindrikodun errodamendua soilik karga erradialen eraginpean aritzen denez, bere karga dinamiko baliokidea karga erradial baliokidearen berdina da.

Errodamenduen karga erradialak bi osagai ditu eta euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erradial erresultantea eskuratu eta 3.85 taulan jasotzen da.

Martxa	R _{yl} [kg]	R _{zl} [kg]	R _{rl} [kg]	R _{ri} [kN]
AU1	3516,727	2126,632	4109,736	40,317
AU2	2657,992	1607,338	3106,196	30,472
AU3	2044,609	1236,414	2389,382	23,440
AU4	1584,572	958,221	1851,771	18,166
AU5	1308,550	791,305	1529,204	15,001
AU6	1006,577	608,696	1176,311	11,540
AU7	1875,588	1134,204	2191,859	21,502
AU8	1417,595	857,247	1656,638	16,252
AU9	1090,458	659,421	1274,337	12,501
AU10	845,105	511,051	987,611	9,688
AU11	697,893	422,029	815,576	8,001
AU12	536,841	324,638	627,366	6,154
AM1	3154,539	20,253	3154,604	30,947
AM2	1682,421	10,802	1682,456	16,505

3.85 taula: I euskarriko erreakzioak

Era berean, martxa bakoitzaren iraupenarekin eta biraketa abiadurarekin martxa eta indarren iraupena definitzen da eta 3.86 taulan adierazten da.

Martxa	n [rpm]	L _h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	119,070	525	3,751
AU2	157,538	525	4,962
AU3	204,800	525	6,451
AU4	264,258	525	8,324
AU5	320	525	10,080
AU6	416	525	13,104
AU7	446,512	525	14,065
AU8	590,769	525	18,609
AU9	768	525	24,192
AU10	990,968	525	31,215
AU11	1200	525	37,800
AU12	1560	525	49,140
AM1	132,741	100	0,796
AM2	497,778	100	2,987
Guztira		6500	225,477

3.86 taula: Eraso ardatzaren abiadurak eta iraupenak

Hori baliatuz, 3.66 formularekin karga erradial baliokidea determinatzen da eta hau karga dinamiko baliokidearekin bat dator.

$$P = F_{eq,rI} = \left[\frac{40,317^{10/3} \cdot 3,751 + 30,472^{10/3} \cdot 4,962 + 23,440^{10/3} \cdot 6,451 + 18,166^{10/3} \cdot 8,324 + 15,001^{10/3} \cdot 10,080 + 11,540^{10/3} \cdot 13,104 + 21,502^{10/3} \cdot 14,065 + 16,252^{10/3} \cdot 18,609 + 12,501^{10/3} \cdot 24,192 + 9,688^{10/3} \cdot 31,215 + 8,001^{10/3} \cdot 37,800 + 6,154^{10/3} \cdot 49,140 + 30,947^{10/3} \cdot 0,796 + 16,505^{10/3} \cdot 2,987}{225,477} \right]^{3/10} = 16,746 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat hartu den %85-eko fidakortasuna katalogora egokitzeke 3.64 formula baliatzen da.

$$L_{10} = \frac{225,477}{0,02 + 4,439 [\ln (1/0,85)]^{1/1,483}} = 170,334 \text{ milioi bira}$$

Azkenik, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da eta errodamendua 55 mm-ko diametroan kokatzen dela ezagututa, errodamendua hautatzen da.

$$C_I = 16,746 \cdot (170,334)^{3/10} = 78,218 \text{ kN}$$

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]
NU 211 ECP	55	100	21	96,5	95

3.87 taula: NU 211 ECP errodamenduaren ezaugarri nagusiak

Horrenbestez, I euskarrirako NU 211 ECP errodamendua aukeratu da karga gaitasun eta barne diametro egokiak dituelako.

-J euskarria

Ilara bakarreko arrabol konikodun errodamendu bikotean bizkarrak elkarren kontra jartzen dira erresistentzia handitzeko eta bakoitzak karga erradialak eta axialak jasaten ditu eta 3.68 formularen oinarrituz, karga dinamiko baliokidea bi karga horien eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera da.

Errodamenduaren karga erradialen eta axialen erresultanteak zehaztu behar dira eta beren balioak 3.88 taulan biltzen dira.

Martxa	R _{xJ} [kg]	R _{xJ} [kN]	R _{yJ} [kg]	R _{zJ} [kg]	R _{rJ} [kg]	R _{rJ} [kN]
AU1	6361,730	62,409	17997,369	6458,506	19121,130	187,578
AU2	4808,284	47,169	13602,663	4881,429	14452,017	141,774
AU3	3698,680	36,284	10463,587	3754,946	11116,936	109,057
AU4	2866,477	28,120	8109,280	2910,093	8615,625	84,519
AU5	2367,155	23,222	6696,695	2403,165	7114,839	69,797
AU6	1820,889	17,863	5151,304	1848,588	5472,953	53,690
AU7	3392,922	33,285	9598,597	3444,537	10197,936	100,042
AU8	2564,418	25,157	7254,753	2603,429	7707,742	75,613
AU9	1972,629	19,351	5580,580	2002,638	5929,032	58,164
AU10	1528,788	14,997	4324,949	1552,044	4595,000	45,077
AU11	1262,483	12,385	3571,571	1281,688	3794,581	37,225
AU12	971,141	9,527	2747,362	985,914	2918,908	28,634
AM1	5706,535	55,981	16143,819	3865,482	16600,146	162,847
AM2	3043,485	29,857	8610,037	2061,590	8853,411	86,852

3.88 taula: J euskarriko erreakzioak

Euskarri hau I euskarriaren ardatz berean egonda, beren iraupenak berdinak dira eta 3.86 taulako balioak erabiltzen dira 3.66 formularekin karga erradialen eta axialen erresultanteen balioakideak definitzerakoan. Kontuan izan behar da karga erradiala bi errodamenduetan banatzen dela.

$$F_{eq_{aJ}} = \left[\frac{62,409^{10/3} \cdot 3,751 + 47,169^{10/3} \cdot 4,962 + 36,284^{10/3} \cdot 6,451 +}{225,477} \right. \\ \left. + \frac{28,120^{10/3} \cdot 8,324 + 23,222^{10/3} \cdot 10,080 + 17,863^{10/3} \cdot 13,104 + 33,285^{10/3} \cdot 14,065 +}{225,477} \right. \\ \left. + \frac{25,157^{10/3} \cdot 18,609 + 19,351^{10/3} \cdot 24,192 + 14,997^{10/3} \cdot 31,215 + 12,385^{10/3} \cdot 37,800 +}{225,477} \right. \\ \left. + \frac{9,527^{10/3} \cdot 49,140 + 55,981^{10/3} \cdot 0,796 + 29,857^{10/3} \cdot 2,987}{225,477} \right]^{3/10} = 26,132 \text{ kN}$$

$$F_{eq_{rJ}} = \left[\frac{187,578^{10/3} \cdot 3,751 + 141,774^{10/3} \cdot 4,962 + 109,057^{10/3} \cdot 6,451 +}{225,477} \right. \\ \left. + \frac{84,519^{10/3} \cdot 8,324 + 69,797^{10/3} \cdot 10,080 + 53,690^{10/3} \cdot 13,104 + 100,042^{10/3} \cdot 14,065 +}{225,477} \right]$$

$$\frac{+75,613^{10/3} \cdot 18,609 + 58,164^{10/3} \cdot 24,192 + 45,077^{10/3} \cdot 31,215 + 37,225^{10/3} \cdot 37,800 +}{225,477}$$

$$\left. \frac{+28,634^{10/3} \cdot 49,140 + 162,847^{10/3} \cdot 0,796 + 86,852^{10/3} \cdot 2,987}{225,477} \right]^{3/10} = 78,385 \text{ kN}$$

Errodamenduak aukeratzeko beren kalkulu faktoreak behar dira eta katalogoko errodamenduak frogatzen dira aproposena aurkitu arte. Ardatzaren diametroa 60 mm-koa da eta bi errodamenduak berdinak direla kontsideratu da. Frogaketak egin ostean, errodamendu hoberena 32312 J2/Q dela deduzitu da eta bere kalkulu faktoreekin baieztapena egin da.

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y	Y ₀
32312 J2/Q	60	130	38,5	249	290	0,88	0,62	0,4

3.89 taula: 32312 J2/Q errodamenduaren ezaugarri nagusiak

Errodamenduen muntaketa (bizkarrekoa) eta kargen balio eta noranzkoa kontuan izanda, karga axialeko formulak aplikatzen dira.

$$\frac{F_{eq_{rJ2}}}{Y_{J2}} \leq \frac{F_{eq_{rJ1}}}{Y_{J1}} \rightarrow \frac{39,192}{0,62} = \frac{39,192}{0,62}$$

$$k_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{eq_{rJ2}}}{Y_{J2}} - \frac{F_{eq_{rJ1}}}{Y_{J1}} \right) = 0,5 \left(\frac{39,192}{0,62} - \frac{39,192}{0,62} \right) \rightarrow 26,132 > 0$$

$$\frac{F_{eq_{rJ2}}}{Y_{J2}} \leq \frac{F_{eq_{rJ1}}}{Y_{J1}} \text{ eta } k_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{eq_{rJ2}}}{Y_{J2}} - \frac{F_{eq_{rJ1}}}{Y_{J1}} \right) \text{ denez:}$$

$$F_{aJ1} = \frac{0,5 F_{eq_{rJ1}}}{Y_{J1}} = \frac{0,5 \cdot 39,192}{0,62} = 31,606 \text{ kN}$$

$$F_{aJ2} = F_{aJ1} + K_a = 31,606 + 26,132 = 57,739 \text{ kN}$$

Hori jakinda, karga axialen eta erradialen arteko erlazioa e faktorearekin (0,88) alderatu eta horren arabera 3.68 formularekin karga dinamiko baliokideak kalkulatu dira.

$$\frac{F_{aJ1}}{F_{eq_{rJ1}}} = \frac{31,606}{39,192} = 0,806$$

$F_a/F_r \leq e$ denez:

$$P_{J1} = 39,192 \text{ kN}$$

$$\frac{F_{aJ2}}{F_{eq,rJ2}} = \frac{57,739}{39,192} = 1,473$$

$F_a/F_r > e$ enez:

$$P_{J2} = 0,4 \cdot 39,192 + 0,62 \cdot 57,739 = 51,475 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat ezarri den %85-eko fidakortasuna katalogora moldatzeko 3.65 formula erabiltzen da.

$$L_{10} = \frac{225,477}{4,48 [\ln(1/0,85)]^{1/1,5}} = 169,001 \text{ milioi bira}$$

Bukatzeko, 3.63 formularekin karga gaitasun dinamikoak kalkulatu eta hartu den errodamenduaren gaitasun dinamikoa horiek baino handiagoa dela egiaztatzen da.

$$C_{J1} = 39,192 \cdot (169,001)^{3/10} = 182,629 \text{ kN} < 249 \text{ kN}$$

$$C_{J2} = 51,475 \cdot (169,001)^{3/10} = 239,864 \text{ kN} < 249 \text{ kN}$$

Hortaz, 32312 J2/Q errodamenduak karga gaitasun nahikoa du eta J euskarrirako baliagarria da.

3.8.3.2 Karkasaren errodamenduak

Diferentzialaren karkasa bere bi alboetako irtenguneetan kokatzen diren errodamenduetan sostengatzen dira. Karkasak momentu tortsorea eta sateliteen ardatzeko landapenen esfortzuak jasaten ditu, azken hauek elkarrekin ezeztatzen direla. Hori horrela izanik, errodamenduen aukeraketa diametroan eta bestelako faktoreetan oinarritzen da.

Aurpegiak aurrez aurre dituzten ilara bakarreko arraboldun errodamenduak jartzea erabaki da, bakoitzak indar erradialak eta noranzko batean indar axialak jasan ditzakeela. Errodamenduaren barne diametroa blokeoaren hortzen kanpo diametroa, 120 mm, baino handiagoa izan behar da. Hori dela eta, K eta L euskarrietarako 32024 X errodamendua hautatu da.

Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	e	Y	Y ₀
32024 X	120	180	38	292	240	0,46	1,3	0,7

3.90 taula: 32024 X errodamenduaren ezaugarri nagusiak

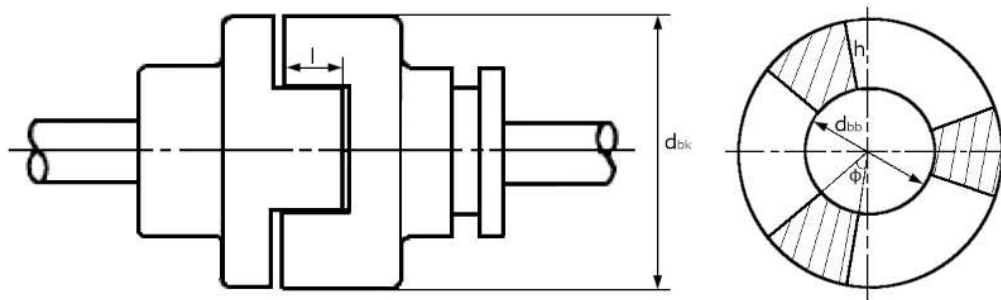
3.8.4 Blokeo sistema

Ibilgailuaren gupil batek adherentzia galdu eta irristatzen duenean, blokeo sistemak biraketak bertatik ihes egitea ekiditen du. Honek karkasa eta palierrak blokeatzen ditu eta diferentzialaren funtzioa deuseztatzen da.

Berez kontaktu positiboko engrane positiboko enbrage batean datza, zeinetan karkasaren eta paliarren solidario diren hartzak elkarrekin akoplatzen diren. Gauzak horrela, berau dimentsionatzeko, bere hartzak eta barailaren eta palierraren arteko ildaskatua aztertzen dira

3.8.4.1 Engraneko hartzak

Blokeoaren hartzak ildaskatuen portaera berdina dute eta biraketa handiak transmititzeko gai dira, soilik momentu tortsore purua jasaten dutela.



3.35 irudia: Kontaktu positiboko enbragea

Hortzen hutsegitea ebakiduragatik edo zapalketagatik gertatu daiteke eta biak aztertu behar dira hartzak dimentsionatzerakoan.

Esfortzu ebakitzailak luzetarako sekzioan agertzen direnez, azalera erresistentea hartzak okupatzen duten perimetro zatiaren eta hortzen luzeraren menpe dago.

$$A_{ebak} = \frac{(d_{bk} + d_{bb}) \pi \phi l}{720}$$

3.103 Formula

Zapalketa indarrak, ordea, hortzen saihetsean eragiten duenez, azalera erresistentea hartz kopuruaren eta beren dimentsioen arabera da.

$$A_{zap} = N h l$$

3.104 Formula

Kasu hauei dagozkien tentsioak indar tangentialaren eta 3.103 eta 3.104 formulen azalera erresistenteen erlazioen bitartez definitzen dira, momentu tortsoaren menpe jartzen direla.

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{4 T}{(d_{bk} + d_{bb}) A_{ebak}} = \frac{2880 T}{(d_{bk} + d_{bb})^2 \pi \phi l}$$

3.105 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{F}{A_{zap}} = \frac{4 T}{(d_{bk} + d_{bb}) A_{zap}} = \frac{4 T}{(d_{bk} + d_{bb}) N h l}$$

3.106 Formula

Ebakiduragatiko eta zapalketagatiko hutsegiterik ez gertatzeko, 3.105 eta 3.106 formuletako tentsio ebakitzaila eta normala materialaren isurpen tentsioak baino txikiagoak izan behar dira eta beharrezko unitate aldaketak egiten dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{2880 \cdot 10^3 T CS}{(d_{bk} + d_{bb})^2 \pi \phi l} \leq \tau_{yp}$$

3.107 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{4 \cdot 10^3 T CS}{(d_{bk} + d_{bb}) N h l} \leq \sigma_{yp}$$

3.108 Formula

Non:

τ_{ebak} : hortzen tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{zap} : hortzen tentsio normala [kg/mm²]

T : hortzen momentu tortsoa [kg·m]

d_{bk} : hortzen kanpo diametroa [mm]

d_{bb} : hortzen barne diametroa [mm]

$h = \frac{d_{bk} + d_{bb}}{2}$: hortzen altuera [mm]

ϕ : hortzek okupatutako angelua [°]

l : hortzen luzera [mm]

N : hortz kopurua [-]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzaila [kg/mm²]

σ_{yp} : isurpen tentsio normala [kg/mm²]

Ildaskatuetan erabilitako segurtasun koefiziente berdina, 1,5-ekoa, aplikatzen da eta karkasak eta barailak material bera, 16MnCr5 altzairua, dute.

Normalean blokeoak hortz gutxi ditu eta 6 hortz izatea erabaki da. Honen angelua kalkulatzeko, hutsunearena hortzarena baino %50 handiagoa dela suposatzen da eta horren balioa zehazten da.

$$\phi = \frac{360}{6 \cdot 1 + 6 \cdot 1,5} = 24^\circ$$

Horrenbestez, hortzek 24° eta hutsuneek 36° izango dituzte eta guztira hortzek okupatzen duten angelua 144°-koa izango da. Hortzen luzera 15 mm-koa, barne diametroa 90 mm-koa eta kanpokoa 120 mm-koa izango da, dagokion altuera 15 mm-koa dela.

Azkenik, palierren pare maximoan blokeoaren hortzetan hutsegiterik gertatzen den konprobatzen da.

$$\tau_{ebak} = \frac{2880 \cdot 10^3 \cdot 1155,748 \cdot 1,5}{(120 + 90)^2 \pi 144 \cdot 15} = 16,684 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2 = \tau_{yp}$$

$$\sigma_{zap} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 1155,748 \cdot 1,5}{(120 + 90) 6 \cdot 15 \cdot 15} = 24,460 \text{ kg/mm}^2 < 60 \text{ kg/mm}^2 = \sigma_{yp}$$

Froga daitekeenez, hortzek jasaten dituzten tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoak baino txikiagoak dira eta dimentsionaketa egokia da.

3.8.4.2 Barailaren ildaskatua

Blokeoaren barailak ildaskatu bidez palierrarekin batera biratzen du eta konexio honek palierren eta planetarioen arteko ildaskatuaren antzeko baldintzen eraginpean dago. Hala ere, blokeoa gauzatzekoan pare guztia ez da bertatik igarotzen eta pare planetariotik eta barailatik aldi berean transmititzen dela kontsideratuz, ildaskatuari 32 mm-ko luzera eman zaio.