

GRADUA: INGENIARITZA MEKANIKOA
GRADU AMAIERAKO LANA

***2 MW-KO AEROSORGAILU BATEN
TRANSMISIOAREN DISEINUA***

3. DOKUMENTUA – KALKULUAK

Ikaslea: Chico, Blas, Oier

Zuzendaria: Santos, Pera, Juan Antonio

Ikasturtea: 2018-2019

Data: Bilbon, 2019ko uztailaren 16an.

3. Dokumentua: Kalkuluak

Aurkibidea

3.1 HASIERAKO DATUAK	6
3.2 DISEINURAKO ARAUAK	7
3.3 KARGEN AZTERKETA	10
3.4 ABIADURA BAXUKO ARDATZA:.....	13
3.4.1 INDARRAK.....	14
3.4.2 EUSKARRIEN INDARRAK ETA DIAGRAMAK	14
3.4.3 ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA.....	16
3.4.4 DEFLEXIOEKIKO DISEINUA.....	28
3.4.5 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA.....	31
3.4.5.1 A ERRODAMENDUA.....	31
3.4.5.2 B ERRODAMENDUA.....	35
3.4.6 BIDERKATZAILEAREKIN LOTURA (ARTEKATUAREN KALKULUA).....	36
3.5 BIDERKATZAILEA	38
3.5.1 TRANSMISIO ERLAZIOAK ETA HORTZ KOPURUAK.....	38
3.5.2 BIRAKETA ABIADURAK	40
3.5.3 MOMENTU BIHURTZAILEAK.....	42
3.5.4 LEHENENGO ETAPA	42
3.5.4.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA.....	42
3.5.4.2 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA	47
3.5.5 BIGARREN ETAPA	49
3.5.5.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA.....	49
3.5.5.2 HORTZEN GAINEKO INDARRAK	54
3.5.5.3 ERRESISTENTZIAREN EGIAZTAPENA: METODO HURBILDUA.....	55

3.5.5.4 ESTALDURA GRADUAREN KALKULUA	56
3.5.5.5 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA	58
3.5.6 HIRUGARREN ETAPA.....	60
3.5.6.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA.....	60
3.5.6.2 HORTZEN GAINENKO INDARRAK	65
3.5.6.3 ERRESISTENTZIAREN EGIAZTAPENA: METODO HURBILDUA.....	66
3.5.6.4 ESTALDURA GRADUAREN KALKULUA	67
3.5.6.5 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA	69
3.5.7 ENGRANAJEEN ARDATZEN DIMENTSIONAMENDUA ETA ERRODAMENDUEN AUKERAKETA.....	71
3.5.7.1 PLANETA ARDATZA	71
3.5.7.1.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA	75
3.5.7.2 EGUZKI ARDATZA.....	77
3.5.7.2.1 ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA LEHENENGO ETAPAREKIKO.	78
3.5.7.2.2 ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA BIGARREN ETAPAREKIKO.	81
3.5.7.2.3 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA	87
3.5.7.2.3.1 E ERRODAMENDUA	87
3.5.7.2.3.2 F ERRODAMENDUA.....	89
3.5.7.3 BIGARREN ARDATZA.....	92
3.5.7.3.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA	98
3.5.7.3.1.1 G ERRODAMENDUA	98
3.5.7.3.1.2 H ERRODAMENDUA	101
3.5.7.4 ABIADURA ALTUKO ARDATZA.....	104
3.5.7.4.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA	110
3.5.7.4.1.1 I ERRODAMENDUA.....	111
3.5.7.4.1.2 J ERRODAMENDUA	114

3.5.8 PORTAPLANETAREN ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA	116
3.6 MOTORE ELEKTRIKOAREN AKOPLAMENDUA	118
3.6.1 AKOPLAMENDUAREN ETA ARDATZAREN LOTZE SISTEMA.....	121

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1 HASIERAKO DATUAK

Diseinatu beharreko aerosorgailuaren transmisioak baldintza zehatz batzuk bete beharko ditu, beraz datu horien arabera dimentsionatzen hasiko da.

- Ardatz horizontaleko aerosorgailua "HAWT"
- Hiru paladuna.
- Haizealdera orientatuta (*barlovento*)
- Potentzia nominala: 2 MW
- Abiadura nominala: 16 m/s
- Abiarazte abiadura: 4 m/s
- Geldiarazte abiadura: 25 m/s
- Errotorearen abiadura nom: 15 rpm
- Bujearen altuera: 95 m
- Errotorearen diametroa: 90 m
- Motore elektrikoaren abiadura: 1620 rpm

3.2 DISEINURAKO ARAUAK

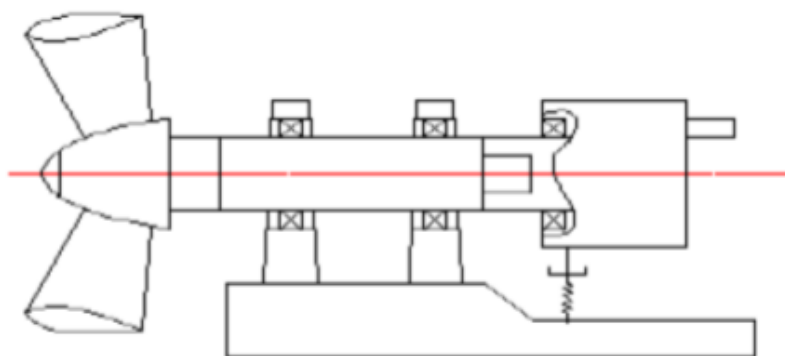
Aerosorgailu honen transmisio diseinua IEC 61400 araua jarraituko du, hain zuzen ere 61400-1, 61400-2 eta 61400-4 zatiak jarraituko ditu. Zehazki aerosorgailu mota hau B klasedun IEC 61400-1 arabera aukeratu da.

IEC 61400-1 arauak aerosorgailuen diseinurako jarraitu beharreko irizpide batzuk zehazten ditu, aerosorgailuen segurtasuna bermatzeko. Mota askotako aerosorgailuentzako ahalbidetutako araua da, baina zehazki ingurumen baldintza batzuetarako balio du soilik:

- Giro temperatura: -10°C - $+40^{\circ}\text{C}$
- Hezetasun erlatiboa: %95
- Eguzki erradiazio intentsitatea: $1000 \text{ W}/\text{m}^2$
- Airearen dentsitatea: $1.225 \text{ Kg}/\text{m}^3$

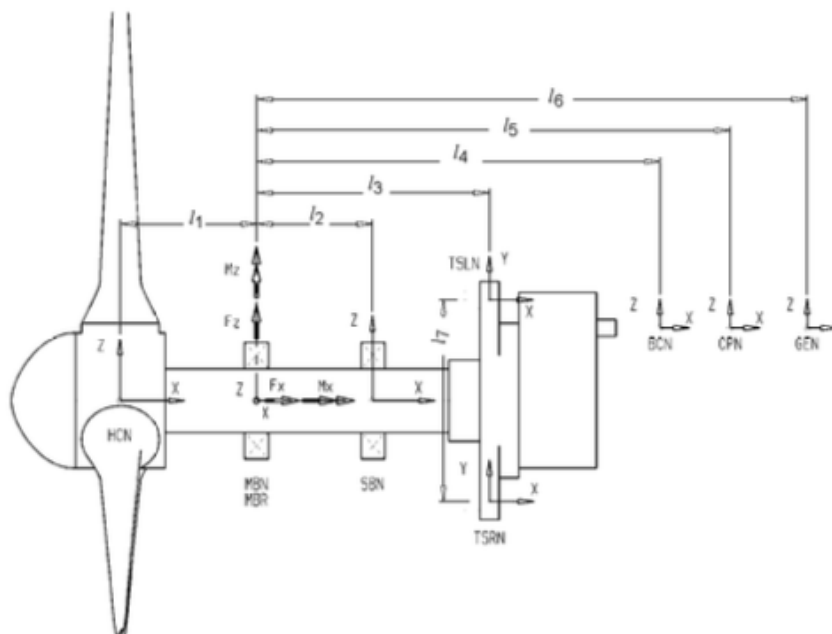
IEC 61400-2 arauak ere diseinurako baldintza batzuk ezartzen ditu, baina hau batez ere jarraituko da aerosorgailuan dauden indarrak edo kargak lortzerako momentuan. Azkenik jarraitu beharreko beste araua IEC 61400-4 da, honek biderkatzailea diseinatzeko jarraitu beharreko baldintzak ezartzen baititu. Arau hau baliagarria da baldin eta diseinatu nahi den transmisioa 500KW-ko potentzia nominala baino handiagoa bada. Honen arabera, diseinatzen hasi aurretik transmisioaren itxura edo interfasea definitu behar da, beraz hurrengoa jarraituz:

Aukeratutako transmisioa bi errodamenduren bitartez eutsitakoa izango da. Errodamendu hauek sarrerako ardatzaren euskarriak izango dira eta gainera honen gain dauden indarrak jasango dituzte.

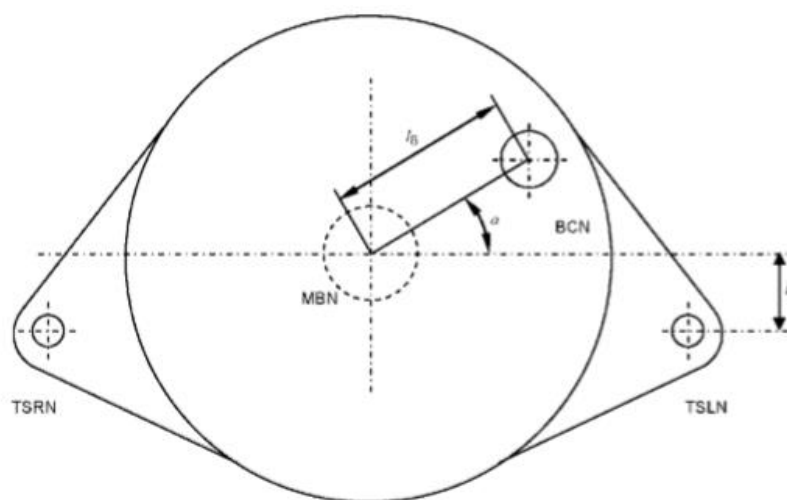


Irudia 3.1: Bi errodamendu printzipaleko transmisioa.

IEC 61400-4 jarraituz, diseinuaren interfasea 3.2 irudian ikusten dena da, errodamenduen eta gondolaren eskemaren arabera. Esan beharra dago kalkuluetan zehar datuak apur bat aldatu daitezkeela baina gainerako interfaseetan eraginik izan gabe.



Irudia 3.2: Transmisioaren interfaseak 1.



Irudia 3.3: Transmisioaren interfaseak 2.

Interfasea	Unitatea	Deskribapena	Balioa
l_1	mm	Errotorearen zentrotik, lehenengo errodamendura	1000
l_2	mm	Lehenengo errodamendutik bigarren errodamendura	1600
l_3	mm	Lehenengo errodamendutik, tortsio euskarriraino	2250
l_4	mm	Lehenengo euskarritik balaztaraino	-
l_5	mm	Lehenengo errodamendutik akoplamenduraino distantzia	6537
l_6	mm	Lehenengo euskarritik, sorgailurako distantzia	7120
l_7	mm	Tortsio euskarrien arteko distantzia	3600
l_8	mm	Distantzia zuzena frenotik sarrerako ardatzeraino	150
l_9	mm	Tortsio euskarriaren eta ardatz printzipalaren arteko altuera	0
a	graduak	l_7 distantziaren angelua horizontalarekiko	0°

Taula 3.1: Interfaseen balioak.

3.3 KARGEN AZTERKETA

Diseinu estrukturalari dagokionez, IEC 61400-2 araua ezarri, kargak jasango dituzten osagaiak segurtasun onargarri baten egongo dira, karga horien ondoriozko indarrak jasango dituztela ziurtatzeko. Horretarako lehenik eta behin kargak definitu beharko dira.

Aerosorgailu batek hainbat motatako kargak jasan ditzake, adibidez, haizearen abiaduragatik, palen kokapenagatik, grabitatearen ondoriozko kargak, edo bibrazioen ondoriozko kargak, etab.

IEC 61400-2 arauak karga hipotesi desberdinak ezartzen ditu aerosorgailuaren diseinuaren arabera. Hipotesi desberdin hauen arabera osagaien dimentsionaketa eta egiaztapenak modu baten edo bestean gauzatuko dira.

Design situation	Load cases	Wind inflow	Type of analysis	Remarks	
Power production	A	Normal operation		F	
	B	Yawing	$V_{nub} = V_{design}$	U	
	C	Yaw error	$V_{nub} = V_{design}$	U	
	D	Maximum thrust	$V_{nub} = 2,5V_{ave}$	U	Rotor spinning but could be furling or fluttering
Power production plus occurrence of fault	E	Maximum rotational speed		U	
	F	Short at load connection	$V_{nub} = V_{design}$	U	Maximum short-circuit generator torque
Shutdown	G	Shutdown (braking)	$V_{nub} = V_{design}$	U	
Parked (idling or standstill)	H	Parked wind loading	$V_{nub} = V_{e50}$	U	
Parked and fault conditions	I	Parked wind loading, maximum exposure	$V_{nub} = V_{ref}$	U	Turbine is loaded with most unfavourable exposure
Transport, assembly, maintenance and repair	J	To be stated by manufacturer		U	

Taula 3.2: IEC 61400-2 arauaren arabera karga hipotesiak.

Kalkulu hauetan aerosorgailuaren transmisioaren diseinu mekaniko egingo da A hipotesiaren kasurako baldintzak jarraituz. Hau da, karga estatikoak kalkulatu dira eta nekera egiaztatuko dira. Hipotesi hau erabiltzearen arrazoi printzipalak:

1. Batez ere sarrerako ardatzean gehien hurbiltzen den hipotesia delako. Izan ere, haizeak paletan indarrak eragiten dituelako, eta hauek ardatzean zehar transmititzen dira, indarrak, momentu tortsore eta momentu flektoreak sortuz. Hauek aztertuko dira karga estatikotzat.
2. Gainontzeko hipotesiak soilik momentu oso puntualetan oinarritzen direlako, eta kasu gehienetan proiektu honetan kontutan hartzen ez diren osagaiek sortzen dituztelako.

INDAR AXIALA:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{design} \cdot Q_{design}}{R} \quad (1.formula)$$

MOMENTU BIHURTZAILEA:

$$T = Q_{design} + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r \quad (2.formula)$$

INDAR BERTIKALA:

$$F_v = m_r \cdot g \quad (3.formula)$$

Non;

- λ_{design} : Abiadura espezifikoa ("Tip Speed Ratio") [-]

$$\lambda_{design} = \frac{R \cdot \pi \cdot n_{errotorea}}{V_{nominala} \cdot 30} \quad (4.formula)$$

- Q_{design} : Erreferentziazko diseinu karga [KN]

$$Q = \frac{30 \cdot Pot_{nom}}{\eta_{mek} \cdot \pi \cdot n_{errotorea}} \quad (5.formula)$$

- R : Errotorearen diametroa [m]
- m_r : Palen pisua+bujearen pisua [kg]
- e_r : Errotorearen erradioaren araberako koefizientea [m]

$$e_r = 0,005 \cdot R \quad (6.formula)$$

DATUAK:

- $R = 45$ m
- $n_{errotorea} = 15$ bira / min
- $V_{nominala} = 16$ m / s
- $Pot_{nom} = 2$ MW
- $\eta_{mek} = 0.7$ (200000w baino gehiagoko aerosorgailuentzat)
- $m_{pala} = 6700$ Kg
- $m_{bujje} = 15900$ Kg
- $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$

FORMULAK:

$$m_r = 15900 + 3 \cdot 6700 = 36000 \text{ kg} \quad (7.formula)$$

$$e_r = 0,005 \cdot 45 = 0,225 \text{ m} \quad (8.formula)$$

$$\lambda_{design} = \frac{45 \cdot \pi \cdot 15}{16 \cdot 30} = 4,41 \quad (9.formula)$$

$$Q_{design} = \frac{30 \cdot 2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,7 \cdot 15} = 1818913,63 \text{ N} = 1818,9 \text{ kN} \quad (10.formula)$$

Indar axiala:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4,41 \cdot 1818,9}{45} = 267,38 \text{ KN} \quad (11.\text{formula})$$

Momentu bihurtzailea:

$$T = 1818,9 + 2 \cdot 36000 \cdot \frac{9,81}{1000} \cdot 0,225 = 1977,82 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (12.\text{formula})$$

Indar bertikala:

$$F_v = 36000 \cdot \frac{9,81}{1000} = 353,16 \text{ KN} \quad (13.\text{formula})$$

3.4 ABIADURA BAXUKO ARDATZA:

Abiadura baxuko ardatza sarrerako ardatza da, honetara transmititzen baita zuzen-zuzenean haizearen abiadura. Ardatz honek bujea eta biderkatzailea lotzen ditu eta bi euskarri batzuen bidez egongo da eutsita. Ardatza barrutik hutsik egongo da, beraz perfil tubularrekoa izango da, barrutik sistema elektrikorako kableak igaroko direlako.

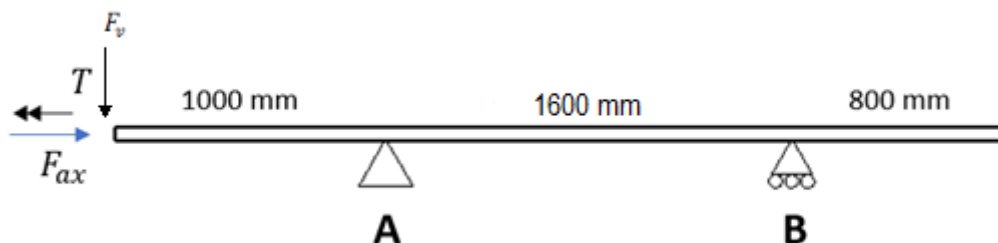
Ardatzaren materiala F-1280 (AISI 4340) izango da. Material hau egokia da karga handientzako eta zurruntasun handia duelako, gainera oso erabilia da sektore eolikoan. Hurrengoak dira honen ezaugarri mekanikoak:

F-1280 (AISI 4340) EZAUGARRI MEKANIKOAK	
Brinell gogortasuna	273-317 HB
Isurpen tentsioa σ_{yp}	726 MPa
Haustura tentsioa σ_u	1030 MPa

Taula 3.3: F-1280 aren ezaugarri mekanikoak.

3.4.1 INDARRAK

Aurretik 3.3 atalean kalkulaturako indarrak modu honetan eragiten diote ardatzari, hurrengo momentu tortsore zein flektoreak sortuz:



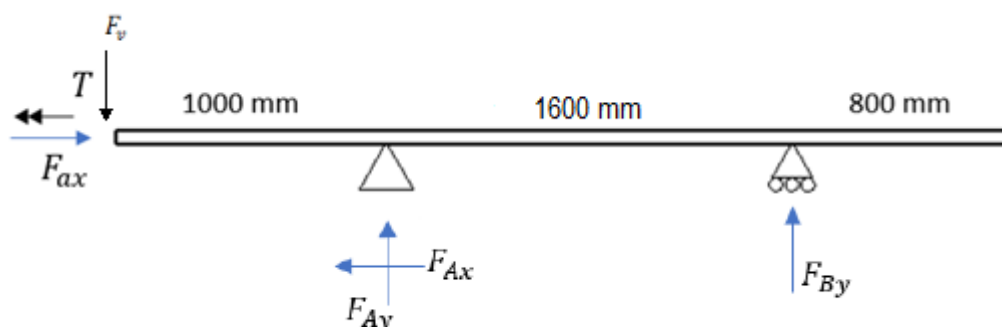
Irudia 3.4: Abiadura baxuko ardatzaren indarrak

INDARRA	BALIOA
Indar axiala (F_{ax})	267,38 KN
Momentu bihurtzailea (T)	1977,82 KN·m
Indar bertikala (F_v)	353,16 KN
Momentu flektorea (M_y)	353,16 KN·m

Taula 3.4: Abiadura baxuko ardatzaren kargak

3.4.2 EUSKARRIEN INDARRAK ETA DIAGRAMAK

Behin ardatzaren kargak definitu direnean, karga hauek sortzen dituzten indar axialaren diagrama eta momentu tortsore eta makurtzaile diagramak aterako dira. Modu honetan ardatzaren sekzio kritikoa ezagutuko da, eta sekzio horren arabera dimentsionatuko da ardatza. Horrez gain, ardatza eutsiko duten euskarrien erreakzioak ezagutuko dira, ostean euskarri (errodamendu) egokiak aukeratu ahal izateko.



Irudia 3.5: Abiadura baxuko ardatzaren euskarrien erreakzioak

Indarren eta momentuen oreka:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{Ay} \cdot 1600 + F_v \cdot 2600 = 0 \quad (14.\text{formula})$$

$$-F_{Ay} \cdot 1600 + 353,16 \cdot 2600 = 0 \rightarrow F_{Ay} = 574 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Ay} - F_v - F_{By} = 0 \quad (15.\text{formula})$$

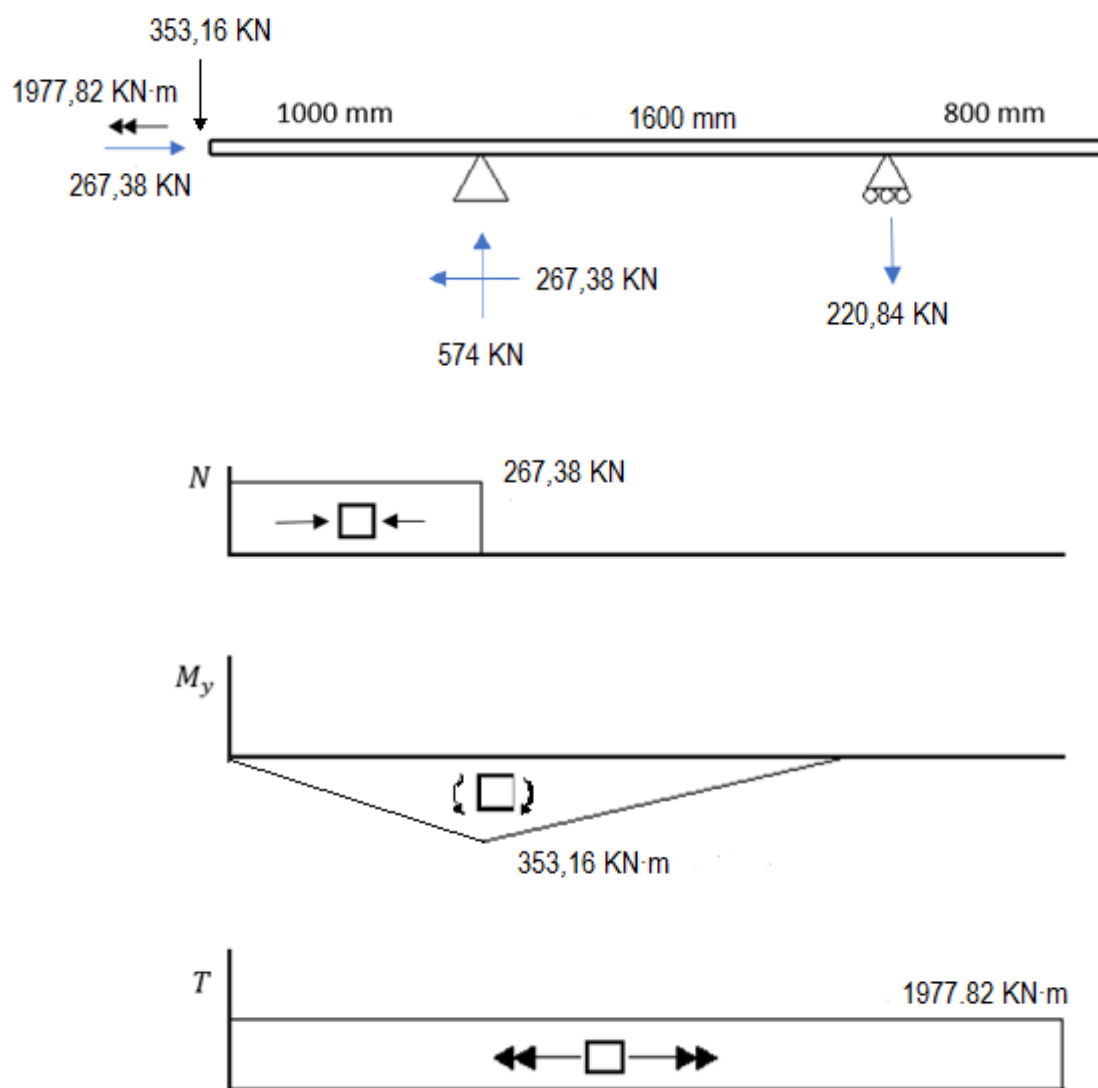
$$F_{By} = 220,84 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{ax} - F_{Ax} = 0 \quad (16.\text{formula})$$

$$F_{Ax} = 267,38 \text{ kN}$$

F_v -k momentu makurtzaile bat sortzen du, non A puntuan balio maximoa izango duen.

$$M_y = F_v \cdot 1000 = 353160 \text{ KN} \cdot \text{mm} = 353,16 \text{ KN} \cdot \text{m}$$



Irudia 3.6: Abiadura baxuko ardatzaren diagramak

3.4.3 ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA

Lehen esan bezala, IEC 61400-2 arauak esaten duen bezala, behin ardatzaren kargak lortu ostean, hau nekera egiaztatu beharko da, horretarako DIN 743 (Mesys Shaft Analysis) araua jarraituko da. Arau honen bitartez, lortutako ardatzen dimentsionaketa modu kontserbakorrago batean lortuko da, eta ASME kodigoarekin konparatuz, koefiziente gehiago hartzen dira kontutan, horrela aukeratutako diametroarekin, ardatzari egiten zaion analisia errealitatera gehiago hurbiltzen da.

DIN 743 araua itsas aplikazioetarako ardatzen dimentsionaketarako erabiltzen den araua da. Era laburrean esanda, ardatzen karga kapazitatea kalkulatzeko beharrezkoak diren ekuazio eta koefizienteen kalkulurako erabiltzen da. Analisia nekera egiaztatzeko egiten da. Honen lehenengo analisia tentsio normalaren eta ebakitzailearen anplitudean oinarritzen da; tentsio normala bere konponenteetan banatzen dena, hau karga axial eta flexioaren ondoriozkoengatik. Konponente guzti hauek kontuan izanda, lortutako tentsioak R erradio baten arabekoak izango dira. Bigarren analisisian berriz, deformazio plastikoaren kontrako segurtasunerako analisi erlatiboan, tentsioaren konponente desberdinen balio maximoak eta erresistentziaren balioak hartzen dira kontutan. Orokorrean, nekearen kontrako segurtasun faktorearen definizioa, trakzioa/konpresio tentsioak, flexio eta torsio esfortzuen menpe dagoen ardatz baten tentsio maximo batzuentzako da. Lortu beharreko segurtasun faktorea hurrengoia izanda:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}}$$

Irudia 3.7: DIN 743 arauaren arabeko segurtasun faktorea

Arau hau *DIN 743 part 1-3:2000-04 and VDEH 1983*-ko Alemaniako arauan oinarrituta dago, arau horren sinplifikazio bat da itsas aplikazioetarako ardatzentzat. Sinplifikazio horrek adibidez, erresistentzia mekanikoaren erabilera zuzena eta bizitza zikloaren kontsiderazioa esfortzu ziklo zehatz batzuetarako. Ardatz desberdinen tentsio maximoak segurtasun faktore desberdinen arabekoak dira. Hala ere, DIN 743 araua ez du balio soldadurak dituzten ardatzen kalkulua egiteko, horietan hainbat faktore gehiago hartu beharko litzateke kontuan, soldadurak tentsio kontzentrazio handien fokoak baitira.

PROZEDIMENDUA:Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\tau a}}{\tau_{\tau ADK}}\right)^2}} ; \quad S \geq 1,2 \quad (17.formula)$$

- $\sigma_{zda}, \sigma_{ba}, \tau_{\tau a}$: Ardatzak jasaten dituen tentsio nominalak
- $\sigma_{zADK}, \sigma_{bADK}, \tau_{\tau ADK}$: Tentsio onargarriak

Tentsio onargarriak:

Tentsio onargarriak kalkulatu ahal izateko, aurretik WK erresistentziazko indizea duten nekerako diametro aldaketak duten ardatzentzako tentsioak kalkulatu beharko dira, hurrengo hauek izanik:

$$\sigma_{zdWK} = \frac{\sigma_{zdw}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma} \quad (18.formula)$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{\sigma_{bw}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma} \quad (19.formula)$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{\tau_{\tau w}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\tau} \quad (20.formula)$$

Non,

- $K_1(d_{eff})$: Tamaina teknologikoko faktorea. Tratamendu termikoaren ardatzaren diametroaren arabera.

F-1280 (AISI 4340) altzairuarentzako →

$$300mm < d_{eff} < 600mm \rightarrow K_1(d_{eff}) = 0,67 \quad (21.formula)$$

$$16mm < d_{eff} < 300mm \rightarrow K_1(d_{eff}) = 1 - 0,26 \log\left(\frac{d_{eff}}{16}\right) \quad (22.formula)$$

$$d_{eff} = \text{Sekzioaren diametroa}$$

- $\sigma_{zdW(d_B)}, \sigma_{bW(d_B)}, \tau_{\tau W(d_B)}$: $\sigma_{dW(d_B)} = 0,4 \cdot \sigma_{B(d)}$ (23.formula)

$$\sigma_{bW(d_B)} = 0,5 \cdot \sigma_{B(d)} \quad (24.formula)$$

$$\tau_{\tau W(d_B)} = 0,3 \cdot \sigma_{B(d)} \quad (25.formula)$$

Non, $\sigma_{B(d)} = K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_{B(d_B)}$ den (26.formula)

Eta $\sigma_{B(d_B)}$ materialaren haustura izanda, hau da, $\sigma_{B(d_B)} = \sigma_u$ (27.formula)

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_\sigma = \left(\frac{\beta_\sigma}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{f\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (28.formula)$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_\tau = \left(\frac{\beta_\tau}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{f\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (29.formula)$$

- $K_2(d)$: Tamaina geometrikoaren koefizientea

Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1$ (30.formula)

Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow d_{eff} > 150mm \rightarrow K_2(d) = 0,8$ (31.formula)

- $\beta_{\sigma,\tau}$: Nekerako koskaren faktorea

β_σ lortzeko:

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}} \quad (32.formula)$$

$r = t$ Akordio erradioak

d = Diametro aldaketaren diametro txikiena

D = Diametro aldaketaren diametro handiena

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r} + 2}} \quad (33.formula)$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + \varphi)}{r} \quad (34.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{\sigma_s(d)}{712}\right)} \quad (35.\text{formula})$$

$$\sigma_s(d) = \sigma_{yp} \cdot K_1(d_{eff}) \quad (36.\text{formula})$$

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{n} \quad (37.\text{formula})$$

β_τ lortzeko:

$$\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}} \quad (38.\text{formula})$$

r= t= Akordio erradioak

d= Diametro aldaketaren diamentrorik txikiena

D= Diametro aldaketaren diamentrorik handiena

$$G' = \frac{1,5}{r} \quad (39.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{\sigma_s(d)}{712}\right)} \quad (40.\text{formula})$$

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{n} \quad (41.\text{formula})$$

- Zimurtasun faktorea

$$K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(R_z) \cdot \left[\log\left(\frac{\sigma_B(d)}{20MPa}\right) - 1 \right] \quad (42.\text{formula})$$

$$\text{Non, } R_z \cong 5 \text{ (N5 eta N7-ko gainazal akaberentzako)} \quad (43.\text{formula})$$

$$K_{f\tau} = 0,575 \cdot K_{f\sigma} + 0,425 \quad (44.\text{formula})$$

- K_y : Deformazio superfizialaren ondoriozko gogortasun faktorea, materialaren arabera.

WK erresistentziazko indizea duten tentsioak kalkulatu ostean, σ_{mv} eta τ_{mv} tentsio medioak eta tentsio hauentzako sentsibilitate faktoreak kalkulatu dira azkenik, tentsio onargarriak lortu ahal izateko.

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{\tau m}^2} \quad (45.\text{formula})$$

Non, σ_{zdm} , σ_{bm} eta $\tau_{\tau m}$ ardatzak jasaten dituen tentsio nominalak diren.

$$\tau_{mv} = \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} \quad (46.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{\sigma_{zdWK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{zdWK}} \quad (47.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{bWK}} \quad (48.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{\tau_{\tau WK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \tau_{\tau WK}} \quad (49.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = \sigma_{zdWK} - \psi_{zd\sigma k} \cdot \sigma_{mv} \quad (50.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma k} \cdot \sigma_{mv} \quad (51.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = \tau_{\tau WK} - \psi_{\tau\sigma k} \cdot \tau_{mv} \quad (52.\text{formula})$$

Ardatzaren dimentsionamendua euskarriak jartzen diren sekzioetan egingo da, beraz bi sekzio kalkulatu beharko dira, A euskarrian (errodamendua) eta B euskarrian (errodamenduan). Ardatzak 100 mm-ko lodiera konstante bat izango du luzera osoan zehar.

A SEKZIOA:

- Esfortzuak: $F_{ax} = -267,38 \text{ KN}$

$$M_b = M_y = 176,58 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_t = T = 1977,82 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 600\text{mm}$; $d_{int} = 400\text{mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = \frac{267,38 \cdot 10^3}{\pi \cdot (300^2 - 200^2)} = 1,7 \text{ MPa} \quad (53.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = \frac{353,16 \cdot 10^6 \cdot (300 - 200)}{\frac{\pi}{4} \cdot (300^4 - 200^4)} = 6,91 \text{ MPa} \quad (54.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{1977,82 \cdot 10^6 \cdot (300 - 200)}{\frac{\pi}{2} \cdot (300^4 - 200^4)} = 19,37 \text{ MPa} \quad (55.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,67 \quad (56.\text{formula})$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 276,04 \text{ MPa} \quad (57.\text{formula})$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 345,05 \text{ MPa} \quad (58.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 207,03 \text{ MPa} \quad (59.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1280 altzairuarentzako) $(60.\text{formula})$

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1 \quad (61.\text{formula})$

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8 \quad (62.\text{formula})$

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{600} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{600}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{600}{610}}} = 1,48 \quad (63.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (64.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (65.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{726 \cdot 0,67}{712})} = 1,015 \quad (66.\text{formula})$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{1,48}{1,015} = 1,45 \quad (67.\text{formula})$$

- β_{τ} : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{600} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{600}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{600}{610}}} = 1,25 \quad (68.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (69.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{726 \cdot 0,67}{712})} = 1,01 \quad (70.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,25}{1,01} = 1,23 \quad (71.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{1030 \cdot 0,67}{20MPa}\right) - 1 \right] = 0,9 \quad (72.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,9 + 0,425 = 0,94 \quad (73.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,45}{1} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,57 \quad (74.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,45}{0,8} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,93 \quad (75.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,23}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,6 \quad (76.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{276,04 \cdot 0,67}{1,57} = 117,8MPa \quad (77.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{345,05 \cdot 0,67}{1,93} = 119,78MPa \quad (78.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{207,03 \cdot 0,67}{1,6} = 86,7 \text{MPa} \quad (79.\text{formula})$$

- $\sigma_{zdm} = 1,7 \text{MPa}$

$$\sigma_{bm} = 6,91 \text{MPa}$$

$$\tau_{\tau m} = 19,37 \text{MPa}$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(1,7 + 6,91)^2 + 3 \cdot 19,37^2} = 34,63 \text{MPa} \quad (80.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{34,63}{\sqrt{3}} = 20 \text{MPa} \quad (81.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{z\sigma k} = \frac{117,8}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 117,8} = 0,09 \quad (82.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{119,78}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 118,78} = 0,095 \quad (83.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{86,7}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 86,7} = 0,067 \quad (84.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 117,8 - 0,09 \cdot 34,63 = 114,68 \text{MPa} \quad (85.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 119,78 - 0,095 \cdot 34,63 = 116,57 \text{MPa} \quad (86.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 86,7 - 0,067 \cdot 20 = 85,36 \text{MPa} \quad (87.\text{formula})$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1,7}{114,68} + \frac{6,91}{116,57}\right)^2 + \left(\frac{19,37}{85,36}\right)^2}} = 4,2 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (88.\text{formula})$$

Beraz A sekzioaren kanpoko diametroa 600mm-takoa izango da eta barne diametroa 400mm-takoa.

B SEKZIOA:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 0$

$$M_b = M_y = 0$$

$$M_t = T = 1977,82 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 500\text{mm}$; $d_{int} = 300\text{mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = 0 \quad (89.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = 0 \quad (100.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{1977,82 \cdot 10^6 \cdot (250 - 150)}{\frac{\pi}{2} \cdot (250^4 - 150^4)} = 37,03 \text{ MPa} \quad (101.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,67 \quad (102.\text{formula})$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 276,04 \text{ MPa} \quad (103.\text{formula})$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 345,05 \text{ MPa} \quad (104.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 1030 \cdot 0,67 = 207,03 \text{ MPa} \quad (105.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1280 altzairuarentzako) $(106.\text{formula})$

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1 \quad (107.\text{formula})$

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8 \quad (108.\text{formula})$

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{500} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{500}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{500}{600}}} = 1,21 \quad (109.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (110.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1+0,16)}{100} = 0,026 \quad (111.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{726 \cdot 0,67}{712})} = 1,015 \quad (112.\text{formula})$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{1,21}{1,015} = 1,2 \quad (113.\text{formula})$$

- β_{τ} : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{500} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{500}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{500}{600}}} = 1,22 \quad (114.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (115.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{726 \cdot 0,67}{712})} = 1,01 \quad (116.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,22}{1,01} = 1,1 \quad (117.\text{formula})$$

- $K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{1030 \cdot 0,67}{20\text{MPa}}\right) - 1 \right] = 0,9 \quad (118.\text{formula})$

- $K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,9 + 0,425 = 0,94 \quad (119.\text{formula})$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,2}{1} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,32 \quad (120.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,2}{0,8} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,62 \quad (121.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,1}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,43 \quad (122.\text{formula})$$

- $\sigma_{zdWK} = \frac{276,04 \cdot 0,67}{1,32} = 140,1\text{MPa} \quad (123.\text{formula})$

$$\sigma_{bWK} = \frac{345,05 \cdot 0,67}{1,62} = 142,7\text{MPa} \quad (124.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{207,03 \cdot 0,67}{1,43} = 97\text{MPa} \quad (125.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdm} = 0$$

$$\sigma_{bm} = 0$$

$$\tau_{\tau m} = 37,03 \text{MPa}$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot 37,03^2} = 64,08 \text{MPa} \quad (126.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{64,08}{\sqrt{3}} = 37 \text{MPa} \quad (127.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{140,1}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 140,1} = 0,11 \quad (128.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{142,7}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 142,7} = 0,11 \quad (129.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{97}{2 \cdot 0,67 \cdot 1030 - 97} = 0,075 \quad (130.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 140,1 - 0,11 \cdot 64,08 = 133,1 \text{MPa} \quad (131.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 142,7 - 0,11 \cdot 64,08 = 135,65 \text{MPa} \quad (132.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 97 - 0,075 \cdot 37 = 94,22 \text{MPa} \quad (133.\text{formula})$$

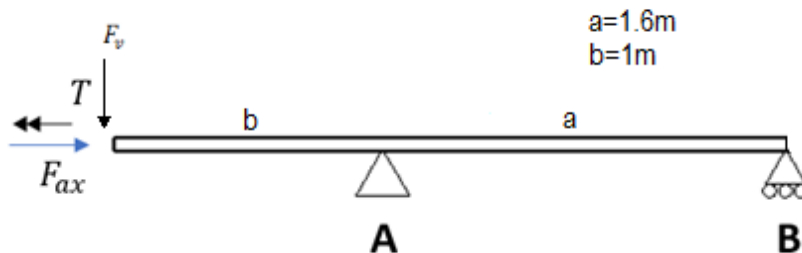
- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{0}{133,1} + \frac{0}{135,65}\right)^2 + \left(\frac{37,03}{94,22}\right)^2}} = 2,55 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (134.\text{formula})$$

Beraz B sekzioaren kanpoko diametroa 500mm-takoa izango da eta barne diametroa 300mm-takoa.

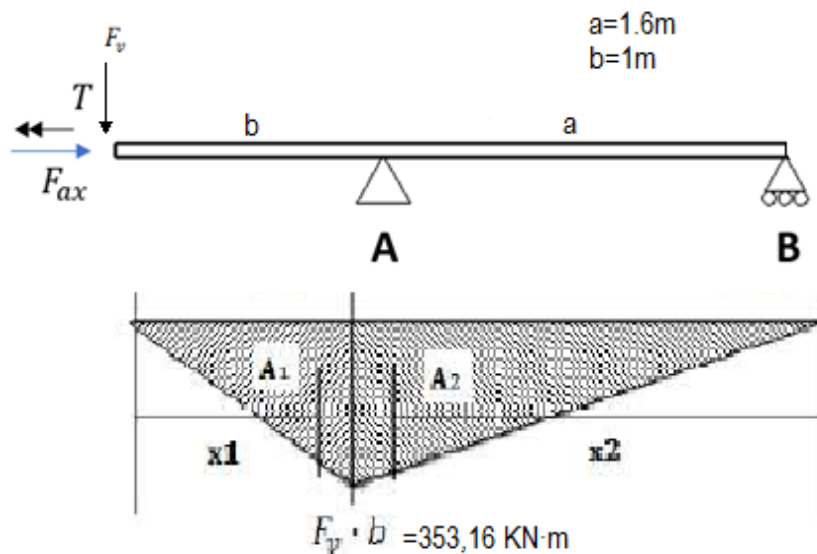
3.4.4 DEFLEXIOEKIKO DISEINUA

Orain, ardatzak jasaten dituen kargen ondorioz sortuko diren deflexioak kalkulatu dira, ikusteko ea deflexioen balioak baimendutako balioen artean dagoen, onargarriak diren edo ez jakiteko. Horretarako materialen erresistentziaren formulak erabiliko dira.



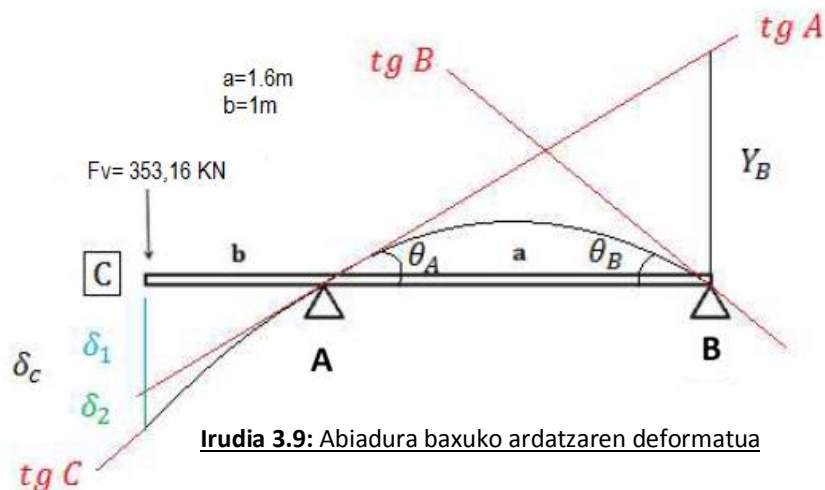
Irudia 3.7: Abiadura baxuko ardatzaren indarren eskema

Indar bertikalak momentu makurtzaile bat sortuko du:



Irudia 3.8: Abiadura baxuko ardatzaren momentu makurtzailea

3.8 irudian ikusten diren A1 eta A2 triangeluen azalerak dira, eta x1 eta x2 triangelu horien grabitate zentzura dagoen distantzia da. Hurrengo irudian momentu makurtzaile horren ondoriozko izan dezaken deformatua ikusiko da, jasan dezakeen gezi maximoak eta maldak.



δ_c gezia kalkulatzeko, gezi totala kalkulatu beharko da:

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2 \quad (135.\text{formula})$$

$$\delta_1 = \theta_A \cdot b \quad (136.\text{formula})$$

$$\theta_A = \frac{Y_B}{a} \quad (137.\text{formula})$$

$$Y_B = \frac{A_2 \cdot x_2}{E \cdot I} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot a\right)}{E \cdot I} = \frac{F_v \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot I} \quad (138.\text{formula})$$

$$Y_B = \frac{353,16 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 1600^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{3,013 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} \quad (139.\text{formula})$$

$$\theta_A = \frac{Y_B}{a} = \frac{3,013 \cdot 10^{14}}{1600 \cdot E \cdot I} = \frac{1,88 \cdot 10^{11}}{E \cdot I} \quad (140.\text{formula})$$

$$\delta_1 = \theta_A \cdot b = \frac{1,88 \cdot 10^{11}}{E \cdot I} \cdot 1000 = \frac{1,88 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} \quad (141.\text{formula})$$

δ_2 gezia kalkulatzeko, hurrengo hau erabiliko da:

$$\delta_2 = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot b\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot b\right)}{E \cdot I} = \frac{F_v \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{1,17 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} \quad (142.\text{formula})$$

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2 = \frac{1,88 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} + \frac{1,17 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} = \frac{3,04 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} \quad (143.\text{formula})$$

θ_B kalkulatzeko δ_{BA} -aren gezia behar da:

$$\theta_B = \frac{\delta_{BA}}{a} \quad (144.\text{formula})$$

$$\delta_{BA} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a\right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot a\right)}{E \cdot I} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 353,16 \cdot 10^3 \cdot 10000 \cdot 1600^2}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$\delta_{BA} = \frac{1,5 \cdot 10^{14}}{E \cdot I} \quad (145.\text{formula})$$

$$\theta_B = \frac{1,5 \cdot 10^{14}}{1000 \cdot E \cdot I} = \frac{1,5 \cdot 10^{11}}{E \cdot I} \quad (146.\text{formula})$$

Jakinda:

$$I_z = \frac{1}{2} \cdot \Pi \cdot (R^4 - r^4) = \frac{\Pi}{2} \cdot (250^4 - 150^4) = 5340707511 \text{ mm}^4 \quad (147.\text{formula})$$

$$E = 210 \text{ GPa} = 210000 \text{ MPa} \quad (148.\text{formula})$$

A eta B sekzioetan sortzen diren maldak

$$\theta_A = 0,000167 \text{ rad} \quad \text{eta} \quad \theta_B = 0,000133 \text{ rad} \quad (149.\text{formula})$$

A eta B-n errotulazko arraboladun errodamenduak erabiliko direnez, hurrengo irudian malden balioen hurbilketa batzuk adierazten dira, lortutako maldak hauek baino baxuagoak izan beharko dira onargarriak izateko. Hauek ez dira gure errodamendu motentzako balio zehatzak, baina esan bezala hurbilketak baino ez direnez, arrabola zilindrikoko errodamenduaren balioak erabiliko dira konparaketarako, hala ere, soberan onargarriak direla ikusiko da.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Taula 3.5: Ardatzaren maldaren balio onargarriak

$$\theta_A \rightarrow 0,0008 < 0,000167 < 0,0012 \quad \underline{\text{ONARGARRIA}}$$

$$\theta_B = 0,0008 < 0,000133 < 0,0012 \quad \underline{\text{ONARGARRIA}}$$

Gezien balioak ez dira kalkulatu balio onargarriekin konparatzeko, horien konparaketa egin behar delako soilik engranajeen ondorioz sortutakoak baldin badira.

3.4.5 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Errodamenduak ardatz honetan karga oso handiak jasan beharko dituzte, eta karga erradialaz gain, karga axiala ere jasan beharko dute, beraz errotulazko arraboladun errodamenduak izango da. Errodamendu hauek karga handiak jasateaz gain karga axialak bi norabideetatik jasateko gai dira. Kasu honetan errodamenduak konikoak izango dira barneko diametroan, baina ardatzaren lotzeko finkatze zorro batzuk erabiliko dira, errodamenduekin batera datozenak kasu honetan.

A errodamendua finkoa izango da, eta honek karga axiala eta A sekzioaren karga erradiala jasango du. Bestetik B errodamendua karga erradiala besterik ez du jasango, eta hau aske egongo da (montatzerako orduan).

Aukeratutako errodamenduak SKF markakoak dira, eta hauen aukeraketarako kalkuluak gauzatzeko katalogoa jarraitu da.

3.4.5.1 A ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_a = F_{Ax} = 267,38 \text{ KN} \quad (150.\text{formula})$$

$$F_r = F_{Ay} = 574 \text{ KN} \quad (151.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. Hau da, lehenengoz karga axial eta erradialetatik, karga erradial baliokide batera kalkulatu da katalogoak proposatzen dituen formulen bidez, ostean karga baliokide horrekin kapazitate dinamikoa kalkulatzeko. Azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (152.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

Karga erradial baliokidea kalkulatzeko katalogoak proposatzen duen prozedura hurrengoa da:

**Carga dinámica
equivalente del
rodamiento**

Para obtener
más información
→ Carga
dinámica
equivalente del
rodamiento, P

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$$

Realizar los cálculos

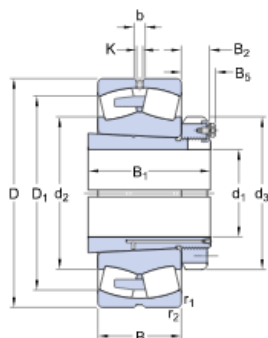
Irudia 3.10: SKF-k proposatutako karga erradial baliokidea kalkulatzeko prozedura

Prozedurarekin jarraitzeko lehenengoz errodamendu bat aukeratuko da. Kalkuluak egin ostean ikusiko da ea emandako karga kapazitate dinamikoa aukeratutakoaren errodamenduarena baino baxuagoa den. 3.10 irudian agertzen den e parametroa errodamenduek duten datu bat da.

230/630 CAK/W33 + OH 30/630 H

SKF Explorer

Dimensiones



d ₁	600	mm
D	920	mm
B	212	mm
d ₂	≈ 727	mm
d ₃	730	mm
D ₁	≈ 839	mm
B ₁	301	mm
B ₂	75	mm
B ₅	97	mm
b	22.3	mm
K	12	mm
r ₁	min. 7.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	6898	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	12500	kN
Carga límite de fatiga	P _u	780	kN
Velocidad de referencia		380	r/min
Velocidad límite		670	r/min
Factor de cálculo	e	0.21	
Factor de cálculo	Y ₁	3.2	
Factor de cálculo	Y ₂	4.8	
Factor de cálculo	Y ₀	3.2	

Irudia 3.11: A errodamenduaren datuak

A errodamenduaren datuak:

- d=600mm
- C=6898 KN
- e=0,21
- Y₁ = 3,2
- Y₂ = 4,8

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{267,38}{574} = 0,46 > e \quad (153.\text{formula})$$

$$\text{Beraz, } P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (154.\text{formula})$$

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan abiadura baxuko ardatza denez:

Posición del rodamiento	Rango de velocidades $n \times D_{pw}$	Vida útil básica, nominal y recomendada L_{A10} en horas
Eje de alta velocidad	150 000 a 430 000	30 000
Eje intermedio de alta velocidad	25 000 a 220 000	40 000
Eje intermedio de baja velocidad	10 000 a 60 000	80 000
Eje solar intermedio	10 000 a 60 000	80 000
Planeta intermedio	20 000 a 150 000	80 000
Planeta de baja velocidad	10 000 a 60 000	100 000
Eje de baja velocidad	5 000 a 15 000	100 000

NOTA 1 Estos valores orientativos se han obtenido a partir de la experiencia con diseños contemporáneos de multiplicadoras, donde el índice de velocidad $n \times D_{pw}$ cae dentro de los rangos especificados.

NOTA 2 Los valores orientativos se aplican para rodamientos fabricados a partir de acero de rodamientos contemporáneo, de uso común, de alta calidad, y endurecido, de acuerdo con las buenas prácticas de fabricación y, esencialmente, de diseño convencional, en lo que se refiere a la forma de las superficies de rodadura de contacto.

NOTA 3 Los valores de esta tabla son válidos para una vida útil de diseño de 20 años.

NOTA 4 Normalmente, no hay una carga equivalente disponible para el eje de entrada.

Taula 3.6: Abiadura baxuko ardatzaren bizitza nominala UNE EN 61400-4 arauaren arabera

Aurretik esan bezala, bizitza nominala milioi erreboluziotan egon behar du, beraz:

$$L_{10} = 100000 \text{ ordu} \cdot \frac{15 \text{ bira}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} = 90 \text{ milioi erreboluzio} \quad (155.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$P = 0,67 \cdot 574 + 4,8 \cdot 267,38 = 1668 \text{ kN} \quad (156.\text{formula})$$

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 1668 \cdot (90)^{\frac{3}{10}} = 6433,8 \text{ kN} \quad (157.\text{formula})$$

6433,8 kN < 6898 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{6898}{1668}\right)^{\frac{10}{3}} = 113,52 \text{ milioi erreboluzio} = 126133,3 \text{ ordu} \quad (158.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.4.5.2 B ERRODAMENDUA

B errodamenduak karga radiala baino ez du izango, beraz ez da kalkulatu behar karga erradial baliokidea.

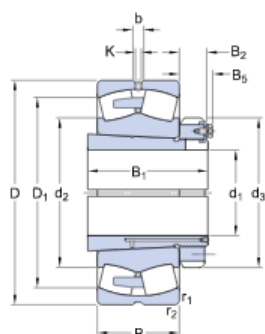
$$F_r = F_{By} = 220,84 \text{ KN} \quad (159.\text{formula})$$

$$P = F_r = 220,84 \text{ KN} \quad (160.\text{formula})$$

230/530 CAK/W33 + OH 30/530 H

SKF Explorer

Dimensiones



d ₁	500	mm
D	780	mm
B	185	mm
d ₂	≈ 613	mm
d ₃	630	mm
D ₁	≈ 710	mm
B ₁	265	mm
B ₂	68	mm
B ₅	90	mm
b	22.3	mm
K	12	mm
r _{1,2}	min. 6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	5267	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	9300	kN
Carga límite de fatiga	P _u	610	kN
Velocidad de referencia		450	r/min
Velocidad límite		800	r/min
Factor de cálculo	e	0.22	
Factor de cálculo	Y ₁	3	
Factor de cálculo	Y ₂	4.6	
Factor de cálculo	Y ₀	2.8	

Irudia 3.12: B errodamenduaren datuak

B errodamenduaren datuak:

- d=500mm
- C=5267 KN
- e=0,22
- Y₁ = 3
- Y₂ = 4,6

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengo da:

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 220,84 \cdot (90)^{\frac{3}{10}} = 851,8 \text{ kN} \quad (161.\text{formula})$$

851,8 kN < 5267 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{5267}{220,84}\right)^{\frac{10}{3}} = 39049,7 \text{ milioi erreboluzio} = 43,38 \cdot 10^6 \text{ ordu} \quad (162.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.4.6 BIDERKATZAILEAREKIN LOTURA (ARTEKATUAREN KALKULUA)

Bujea eta biderkatzailea lotzeko, ardatz geldoan artekatu baten bidez gauzatuko da, horrela momentu bihurtzailea modu efizientean transmititzeko eta horrekin batera potentzia. Artekatu hau egokia izateko luzera jakin batekoa izan behar du, beraz hau kalkulatzeko DIN 5480 araua jarraituko da.

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} \quad (163.\text{formula})$$

Non,

- F_u = Ardatzeko indar tangenziala
- K = Euste faktorea
- h = Nerbioen altuera
- P = Nerbio hegalean dagoen presioa
- z = Hortz kopurua

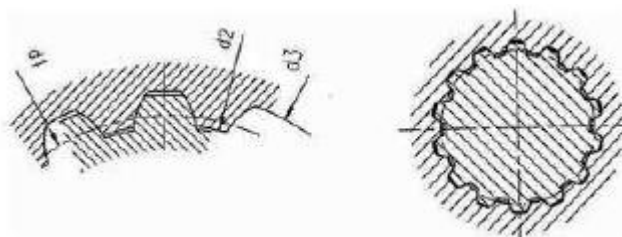
Hasteko, ardatzeko indar tangenziala kalkulatu da. Indar hau “*Elementos de maquinas*” liburua jarraituz kalkulatu da.

$$F_u = \frac{T}{r} = \frac{1977,82 \cdot 10^6}{250} = 7911280 \text{ N} \quad (164.\text{formula})$$

d_B mm	Number of teeth z for module m												
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10
480											78	58	46
500											82	61	48

Taula 3.7: DIN 5480 arauaren arabera modulu eta hortz kopurua

Aurreko taulan ikusten den moduan, 500-eko diametro batentzako, 10mm-ko modulua aukeratuta 48 hortzeko artekatua izan beharko da.



Irudia 3.13: DIN 5480 arauaren arabera artekatuaren dimentsioak

Jakinda artekatu enbolbenteentzako $P = \frac{100N}{mm^2}$ eta $K = 1,15$

Non,

- $d_2 = \text{Barne } \emptyset$
- $d_3 = \text{Kanpo } \emptyset$
- $d_1 = \text{Erreferentzi } \emptyset$
- $h = \text{Nerbioen altuera}$
- $m = \text{Modulua}$

$$d_2 = d_1 - 2m = 500 - 2 \cdot 10 = 480mm \quad (165.\text{formula})$$

$$d_3 = d_1 - 0,22m = 500 - 0,2 \cdot 10 = 498mm \quad (166.\text{formula})$$

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 0,5 \cdot (498 - 480) = 9mm \quad (167.\text{formula})$$

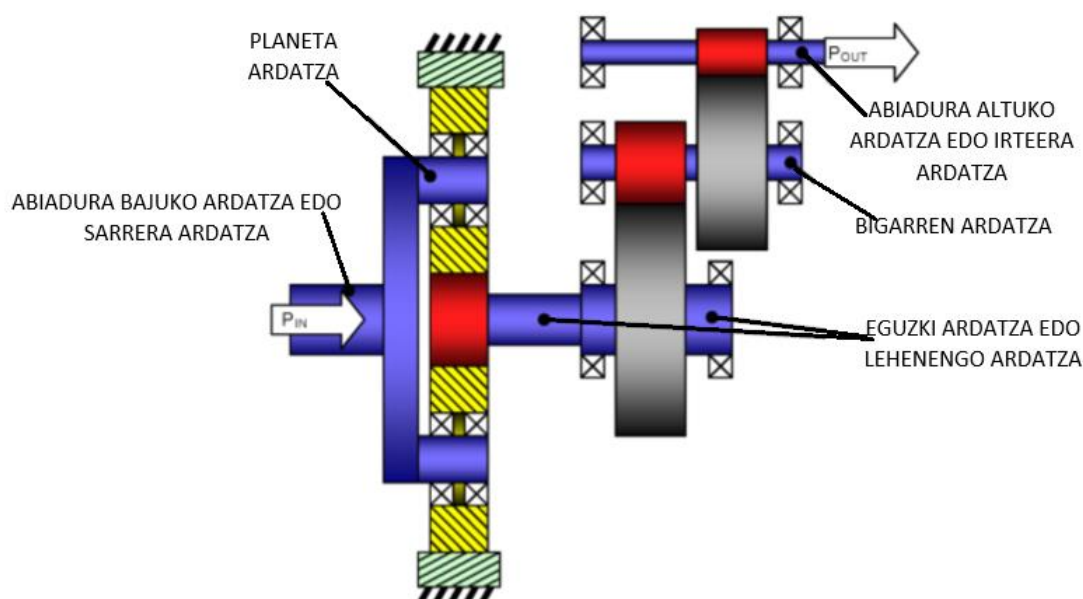
Beraz, 163. formula aplika daiteke aurreko datu hauek aplikatuz:

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{7911280}{9 \cdot 100 \cdot 48} = 210,6 \text{ mm} \quad (168.\text{formula})$$

Artekatuaren luzera minimoa 210,6 mm-takoa da.

3.5 BIDERKATZAILEA

Biderkatzailea abiadura handitzeko erabiltzen den elementua da, kasu honetan 15 rpm-tik 1620rpm-ra hain zuzen ere. Honen dimentsionamendua UNE EN 61400-4 araua jarraituko du, arau honek biderkatzaileak izaten dituzten egitura normalak adierazten ditu. Hurrengo irudian ikusiko da proiektu honetan diseinatuko den biderkatzailearen egituraren eskema.



Irudia 3.14: Proiektu honen biderkatzailearen diseinuaren eskema

Biderkatzailearen diseinuari dagokionez, irudian ikusten den moduan, engranaje tren mistoa izango da, hiru etapaz baliotuta. Lehenengo etapa planetario bat egongo da, eta horri jarraituz, bigarren eta hirugarren etapak paraleloak izango dira.

3.5.1 TRANSMISIO ERLAZIOAK ETA HORTZ KOPURUAK

Abiadura handitu ahal izateko, lehen komentatu den bezala 15rpm-tik 1620rpm-ra, transmisio erlazio bat egongo da engranajeen artean, hau haien artean zatiketa eginez lortzen da. Kontuan izan behar da biderkatzaileak errendimendu bat duela, etapaz etapako errendimendua. Beraz banan-banan etapa bakoitzeko transmisioa kalkulatu da eta ostean horiek biderkatuz transmisio totala lortuko da.

Lehenengoz etapa planetarioko transmisioa kalkulatzeko, kontutan izanda eguzki ardatz bat eta hiru ardatz planetario egongo direla, hurrengo formula jarraituko da.

$$Z_{KOROA} = Z_{EGUZKI} + 2 \cdot Z_{PLANETA} \quad (169.\text{formula})$$

Hortzen hurrengo balioak aukeratu ostean:

$$Z_{EGUZKI} = Z_1 = 20 \text{ hertz}$$

$$Z_{PLANETA} = Z_2 = 40 \text{ hertz}$$

$$Z_{KOROA} = Z_3 = 100 \text{ hertz}$$

$$Z_{KOROA} = 20 + 2 \cdot 40 = 100 \text{ hertz} \quad (170.\text{formula})$$

Willis erlazioaren bidez, etapa honen transmisio erlazioa ezagutuko da, w biraketa abiadurak izanda:

$$i = \frac{w_{EGUZKI} - w_{PORTA}}{w_{KOROA} - w_{PORTA}} = -\frac{Z_{KOROA}}{Z_{EGUZKI}} \quad (171.\text{formula})$$

Kontutan izanda koroa geldirik egongo dela, eta planeta engranajeak eguzki ardatzaren inguruan biratuko dutela, $w_{KOROA} = 0$

$$i = \frac{w_{EGUZKI}}{-w_{PORTA}} + 1 = -\frac{Z_{KOROA}}{Z_{EGUZKI}} \rightarrow i = 1 + \frac{Z_{KOROA}}{Z_{EGUZKI}} = \frac{w_{EGUZKI}}{w_{PORTA}} \quad (172.\text{formula})$$

Lehenengo etaparen (etapa planetarioaren) transmisio erlazioa hurrengoa da:

$$i = 1 + \frac{100}{20} = 6 \quad (173.\text{formula})$$

Etaparen paraleloetan hertz kopuru berdina duten engranajeak erabiliko dira kalkulatuak sinplifikatzeko. Etapa mota hauetako transmisio kalkulatzeko gurpilaren eta piñoiaren hortzen arteko zatiketa baino ez da egin behar.

$$i = \frac{Z_{GURPILHANDIA}}{Z_{PIÑOIA}} \quad (174.\text{formula})$$

Hortzen hurrengo balioak aukeratu ostean, bigarren eta hirugarren etapetako transmisio erlazioa hurrengo izango da:

$$i = \frac{112}{25} = 4,48 \quad (175.\text{formula})$$

Bigarren etapako hortzen balioak:

$$\text{Gurpila} \rightarrow Z_4 = 112 \text{ hortz}$$

$$\text{Piñoia} \rightarrow Z_5 = 25 \text{ hortz}$$

Hirugarren etapako hortzen balioak:

$$\text{Gurpila} \rightarrow Z_6 = 112 \text{ hortz}$$

$$\text{Piñoia} \rightarrow Z_7 = 25 \text{ hortz}$$

Kontutan izan behar da biderkatzailearen errendimendua dela eta, hurrengo transmisio erlazio totala ez dela %100-ean:

$$\text{Transmisio erlazio totala: } i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 6 \cdot 4,48 \cdot 4,48 = 120,42 \quad (176.\text{formula})$$

3.5.2 BIRAKETA ABIADURAK

Biderkatzailearen elementu bakoitzaren biraketa abiadura kalkulatzeko aurretik kalkulaturako transmisio erlazioak erabiliko dira, eta baita ere etapa bakoitzaren errendimendua biderkatuko zaio.

$$\eta_{\text{biderkatzaile}} = 0,89 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \quad (177.\text{formula})$$

Lehenengo etapako abiadurak:

- Portaplanetaren abiadura:

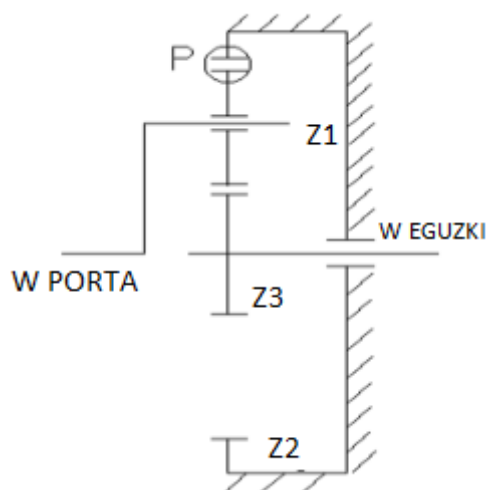
$$w_{\text{PORTA}} = 15 \text{ bira}/\text{min} \quad (178.\text{formula})$$

- Eguzki ardatzaren abiadura:

$$w_{\text{EGUZKI}} = w_1 = w_{\text{PORTA}} \cdot i_{1,\text{ETAPA}} \cdot \eta = 15 \cdot 6 \cdot 0,96 = 87 \text{ bira}/\text{min} \quad (179.\text{formula})$$

- Planeta bakoitzaren abiadura:

Planeta bakoitzaren abiadura kalkulatzeko, koroaren eta planetaren arteko P kontaktu puntua erabili behar da. Bertan koroaren eta planetaren abiadura berdina izango da.



Irudia 3.15: Etapa planetarioko eskema

$$V_{P2} = V_{P1} \quad (180.\text{formula})$$

$$V_{O2} + V_{P/O2} = 0 \quad (181.\text{formula})$$

$$V_{O2} = w_{PORTA} \cdot (R_1 + R_2) = w_{PORTA} \cdot \frac{m}{2} \cdot (Z_1 + Z_2) = 15 \cdot \frac{m}{2} \cdot (20 + 40) \quad (182.\text{formula})$$

$$V_{O2} = 450 \cdot m \quad (183.\text{formula})$$

$$V_{P/O2} = w_{PLANETA} \cdot R_2 = w_{PLANETA} \cdot \frac{m}{2} \cdot Z_2 = w_{PLANETA} \cdot \frac{m}{2} \cdot 40 \quad (184.\text{formula})$$

$$450 \cdot m + w_{PLANETA} \cdot \frac{m}{2} \cdot 40 = 0 \rightarrow 450 + 20 \cdot w_{PLANETA} = 0 \quad (185.\text{formula})$$

$$w_{PLANETA} = \frac{450}{20} = 22,5 \text{ bira}/\text{min} \quad (186.\text{formula})$$

Bigarren etapako abiadurak:

$$w_{BIGARREN ARDATZA} = w_2 = w_1 \cdot i_{2.ETAPA} \cdot \eta \quad (187.\text{formula})$$

$$w_{BIGARREN ARDATZA} = 87 \cdot 4,48 \cdot 0,97 = 380 \text{ bira}/\text{min} \quad (188.\text{formula})$$

Hirugarren etapako abiadurak:

$$w_{ABIADURA ALTUKO ARDATZA} = w_3 = w_2 \cdot i_{3.ETAPA} \cdot \eta \quad (189.\text{formula})$$

$$w_{ABIADURA ALTUKO ARDATZA} = 380 \cdot 4,48 \cdot 0,95 = 1620 \text{ bira}/\text{min} \quad (190.\text{formula})$$

3.5.3 MOMENTU BIHURTZAILEAK

Kasu honetan etapa bakoitzean momentu bihurtzailea jaisten doa, oraingoan ardatzak jasango duen momentu bihurtzailea, aurreko ardatzaren momentu bihurtzailea transmisio erlazioarekin zatituz lortzen delako.

Abiadura baxuko ardatza:

$$T_{SARRERA\ ARDATZA} = 1977,82\text{ kN} \cdot \text{m} \quad (191.\text{formula})$$

Eguzki ardatza edo lehenengo ardatza:

$$T_1 = \frac{T_{SARRERA\ ARDATZA}}{i_{1,ETAPA}} = \frac{1977,82\text{ kN}\cdot\text{M}}{6} = 329,63\text{ kN} \cdot \text{m} \quad (192.\text{formula})$$

Bigarren ardatza:

$$T_2 = \frac{T_1}{i_{2,ETAPA}} = \frac{329,63\text{ kN}\cdot\text{M}}{4,48} = 73,6\text{ kN} \cdot \text{m} \quad (193.\text{formula})$$

Hirugarren ardatza:

$$T_{IRTEERA\ ARDATZA} = T_3 = \frac{T_2}{i_{3,ETAPA}} = \frac{73,6\text{ kN}\cdot\text{M}}{4,48} = 16,4\text{ kN} \cdot \text{m} \quad (194.\text{formula})$$

3.5.4 LEHENENGO ETAPA

3.5.4.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA

Engranajeen kalkulua UNE EN 61400-4 araua jarraituz egingo da. Honen arabera kalkulu hauek ISO 6336 arauaren arabera da. Hain zuzen ere, dio engranaje guztiak modulu berdina izan behar dutela eta kalkuluak engranaje txikienaren arabera egingo direla, kasu honetan eguzki engranajearekin (20 hertz).

Moduluaren kalkulurako bi irizpide jarraituko dira, batetik “*makurduraren irizpidea, Lewis-en formula*” jarraituz, eta bestetik “*gainazal hutsegitearen irizpidea, Hertz-en ekuazioa*” jarraituz.

Bi metodo hauen bidez engranajeak izan behar duten moduluaren balio minimoa lortuko da, beraz bi balioetatik handiena hartuko da eta normalizatuta dagoen moduluaren balio hurbildu bat erabiliko da.

- Makurduraren irizpidea: Lewis-en formula.

Lewis-en formula erabiltzeko lehenik hortz kopurua finkatu beharko da. 3.5.1 atalean kalkulaturakoak.

$$m_{LEWIS} \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{admin} \cdot Y}} \quad (195.formula)$$

Non,

- *Pot*: Aerosorgailuaren potentzia nominala, zaldi potentzian.

$$Pot = 2MW = 2 \cdot 10^6 W \cdot \frac{1 ZP}{735 W} = 2721,1 ZP \quad (195.formula)$$

- *w*: Biraketa abiadura, bira/min-tan
- *z*: Hortz kopurua
- Ψ : Gida faktorea, balioa hurrengo taulatik lortua. $\Psi = 20$

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

Taula 3.8: Gida faktorearen balioa

- σ_{admin} : Tentsio onargarria, materialaren isurpen tentsioa hain zuzen ere. Balioa hurrengo taulatik lortua.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
Acero	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitruado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138
Fundición gris				
			34	19
		175 BHN	58	32
		200 BHN	89	48
Fundición nodular				
	Recocido		103	55
			137	76
	Normalizado		179	96
	Templado y revenido		206	127
Bronce				
		275.8 Mpa	39	21
Aleación bronce - aluminio				
		620.1 Mpa	162	83

1*: Para valores de dientes de $m > 4$ mm.

Taula 3.9: Engranajeen tentsio onargarria materialaren arabera

Lewis-en formulaz $\frac{Kg}{cm^2}$ -tan sartu behar da:

$$\sigma_{admin} = 482 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1 kg}{9,81 N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 4913,35 \frac{kg}{cm^2} \quad (196.formula)$$

- Y: Lewis-en forma faktorea, hertz kopuruaren arabera. Balioa hurrengo taulatik lortua.

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

Taula 3.10: Lewis-en forma faktorea

Lewis-en formularen ordezkatu behar diren datuak:

- $Pot = 2721,1 \text{ ZP}$
- $z = 20 \text{ hertz}$
- $Y = 0,322$
- $\Psi = 20$
- $w_1 = 87 \text{ birak/min}$
- $\sigma_{admin} = 4913,35 \text{ kg/cm}^2$

$$m_{LEWIS} \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{2721,1}{87 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,322}} = 1,91 \text{ cm} \quad (197.\text{formula})$$

$$m_{LEWIS} \geq 19,1 \text{ mm}$$

- Gainazal hutsegitearen irizpidea: Hertz-en ekuazioa.

$$m_{HERTZ} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1)}{K_{admin} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (198.\text{formula})$$

Non,

- T : Engranajearen egiten duen momentu bihurtzailea, balioa $kg \cdot cm$ -tan sartu behar da formularen.

$$T_1 = 329,63 \text{ kN} \cdot m \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,8 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 3360142,71 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (199.\text{formula})$$

- K_{admin} : Errodaduraren presio onargarria, hurrengo formulatik lortutakoa.

$$K_{admin} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^{1/3}} \quad (200.formula)$$

Non,

- f : Altzairuen koefiziente bat, $f = 6800$
- HB : Brinell gogortasuna, materialaren araberakoa.

$$HB = 600 \text{ kg/mm}^2$$

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Taula 3.11: Altzairuaren Brinell gogortasuna

- E : Materialaren elastizitate modulua. Altzairuko engranaia izanda:

$$\rightarrow E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

- W : 20 urteetan engranaiak emango dituen erreboluzioak (milioi erreboluzioetan):

$$W = \frac{\text{lan bizitza (ordutan)} \cdot 60 \cdot w \left(\frac{\text{bira}}{\text{min}} \right)}{10^6} \quad (201.formula)$$

$$W = \frac{20 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 87}{10^6} = 914,544 \text{ milioi erreboluzio} \quad (202.formula)$$

Beraz, K_{admin} -aren balioa hurrengo da:

$$K_{admin} = 6800 \cdot \frac{(600)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 914,544^{1/3}} = \frac{120,1 \text{ Kg}}{\text{cm}^2} \quad (203.formula)$$

- i : Transmisio erlazioa

- α : Presio angelua

Hertz-en ekuazioan ordezkatu beharko diren datuak:

- $T_1 = 3360142,71 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- $i = 6$
- $K_{admin} = \frac{120,1 \text{Kg}}{\text{cm}^2}$
- $\Psi = 20$
- $z = 20 \text{ hertz}$
- $\alpha = 20^\circ$

$$m_{HERTZ} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3360142,71 \cdot (6 \pm 1)}{120,1 \cdot 20 \cdot 20^2 \cdot 6 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 2,93 \text{ cm} \quad (204.\text{formula})$$

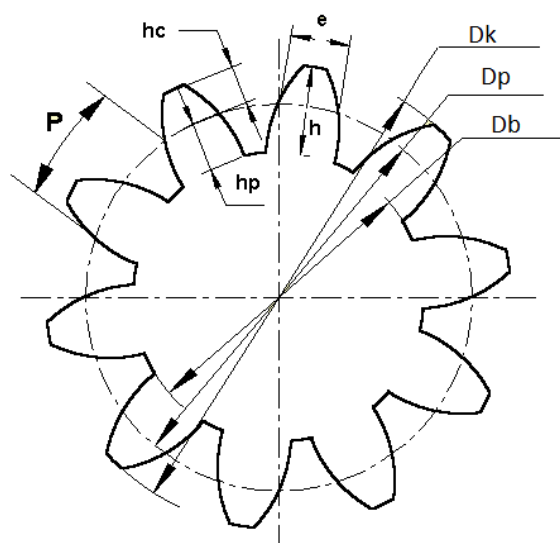
$$m_{HERTZ} \geq 29,1 \text{ mm}$$

Ikusi daitekenez, Hertz-en ekuazioaren bidez modulu handiago bat ematen du, beraz moduluaren balio hau erabiliko da erreferentzia modura ostean balio normalizatu altuago bat aukeratzeko.

$$m_1 = 32 \text{ mm}$$

3.5.4.2 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA

Behin engranajeen modulu eta hertz kopuruak definituta, engranaje bakoitzaren dimentsionamendurako datu guztiak lor daitezke.



Irudia 3.16: Engranaje zuzen baten dimentsioen eskema

- Modulua:
 $m_1 = 32 \text{ mm}$ (205.formula)
- Transmisio erlazioa:
 $i_1: 6$ (206.formula)
- Hortz kopuruak:
 $Z_{EGUZKI} = Z_1 = 20 \text{ hortz}$ (207.formula)
 $Z_{PLANETA} = Z_2 = 40 \text{ hortz}$ (208.formula)
 $Z_{KOROA} = Z_3 = 100 \text{ hortz}$ (209.formula)
- Biraketa abiadurak:
 $w_{PORTA} = 15 \text{ bira/min}$ (210.formula)
 $w_{EGUZKI} = 87 \text{ bira/min}$ (211.formula)
 $w_{PLANETA} = 22,5 \text{ bira/min}$ (212.formula)
 $w_{KOROA} = 0 \text{ bira/min}$ (213.formula)
- Diametro primitiboak:
 $D_{P1} = m_1 \cdot Z_1 = 32 \text{ mm} \cdot 20 \text{ hortz} = 640 \text{ mm}$ (214.formula)
 $D_{P2} = m_1 \cdot Z_2 = 32 \text{ mm} \cdot 40 \text{ hortz} = 1280 \text{ mm}$ (215.formula)
 $D_{P3} = m_1 \cdot Z_3 = 32 \text{ mm} \cdot 100 \text{ hortz} = 3200 \text{ mm}$ (216.formula)
- Barne diametroak:
 $D_{B1} = D_{P1} - 2,5 \cdot m_1 = 640 \text{ mm} - 2,5 \cdot 32 \text{ mm} = 560 \text{ mm}$ (217.formula)
 $D_{B2} = D_{P2} - 2,5 \cdot m_1 = 1280 \text{ mm} - 2,5 \cdot 32 \text{ mm} = 1200 \text{ mm}$ (218.formula)
 $D_{B3} = D_{P3} - 2,5 \cdot m_1 = 3200 \text{ mm} - 2,5 \cdot 32 \text{ mm} = 3120 \text{ mm}$ (219.formula)
- Kanpo diametroak:
 $D_{K1} = D_{P1} + 2 \cdot m_1 = 640 \text{ mm} + 2 \cdot 32 \text{ mm} = 704 \text{ mm}$ (220.formula)
 $D_{K2} = D_{P2} + 2 \cdot m_1 = 1280 \text{ mm} + 2 \cdot 32 \text{ mm} = 1344 \text{ mm}$ (221.formula)
 $D_{K3} = D_{P3} + 2 \cdot m_1 = 3200 \text{ mm} + 2 \cdot 32 \text{ mm} = 3264 \text{ mm}$ (222.formula)
- Engranaie guztien zabalera:
 $b_1 = \Psi \cdot m_1 = 20 \cdot 32 \text{ mm} = 640 \text{ mm}$ (223.formula)

- Addendum:

$$h_{a1} = m_1 = 32 \text{ mm} \quad (224.\text{formula})$$

- Deddendum:

$$h_{b1} = 1,25 \cdot m_1 = 1,25 \cdot 32 \text{ mm} = 40 \text{ mm} \quad (225.\text{formula})$$

3.5.5 BIGARREN ETAPA

3.5.5.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA

Engranajeen kalkulua UNE EN 61400-4 araua jarraituz egingo da. Honen arabera kalkulu hauek ISO 6336 arauaren arabera da. Hain zuzen ere, dio engranaje guztiak modulu berdina izan behar dutela eta kalkuluak engranaje txikiaren arabera egingo direla, kasu honetan engranaje txikiarekin edo piñoiarekin (25 hertz).

Moduluaren kalkulurako bi irizpide jarraituko dira, batetik “*makurduraren irizpidea, Lewis-en formula*” jarraituz, eta bestetik “*gainazal hutsegitearen irizpidea, Hertz-en ekuazioa*” jarraituz. Bestetik etapa honetako engranajeak helikoidalak izango dira, beraz metodo hauen formulak engranaje hauentzako egokituak izango dira.

Bi metodo hauen bidez engranajeak izan behar duten moduluaren balio minimoa lortuko da, beraz bi balioetatik handiena hartuko da eta normalizatuta dagoen moduluaren balio hurbildu bat erabiliko da.

- Makurduraren irizpidea: Lewis-en formula.

Lewis-en formula modu honetan geratuko da.

$$m \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{admin} \cdot Y}} \quad (226.\text{formula})$$

Non,

- *Pot*: Aerosorgailuaren potentzia nominala, zaldi potentziatan.

$$Pot = 2MW = 2 \cdot 10^6 W \cdot \frac{1 ZP}{735 W} = 2721,1 ZP \quad (227.formula)$$

- w: Biraketa abiadura, bira/min-tan
- z: Hertz kopurua
- Ψ : Gida faktorea, balioa hurrengo taulatik lortua. $\Psi = 20$

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

Taula 3.12: Gida faktorearen balioa

- σ_{admin} : Tentsio onargarria, materialaren isurpen tentsioa hain zuzen ere. Balioa hurrengo taulatik lortua.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
Acero	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por induccion o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138
<i>Fundición gris</i>				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48
<i>Fundición nodular</i>				
ASTM Grado 60-40-18	Recocido		103	55
ASTM Grado 80-55-06			137	76
ASTM Grado 100-70-03	Normalizado		179	96
ASTM Grado 120-90-02	Templado y revenido		206	127
<i>Bronce</i>				
AGMA 2e (10%-12% Tin)		275.8 Mpa	39	21
<i>Aleación bronce - aluminio</i>				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620.1 Mpa	162	83

1*: Para valores de dientes de $m > 4$ mm.

Taula 3.13: Engranajeen tentsio onargarria materialaren arabera

Lewis-en formulan Kg/cm^2 -tan sartu behar da:

$$\sigma_{admin} = 482 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1 kg}{9,81 N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 4913,35 \frac{kg}{cm^2} \quad (228.formula)$$

- Y: Lewis-en forma faktorea, hertz kopuruaren arabera. Balioa hurrengo taulatik lortu. Interpolazioa eginez (z=25 hertz).

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

Taula 3.14: Lewisen forma faktorea

- β_a : Inklinazio angelu aparentea $\rightarrow \beta_a = 20^\circ$

Lewis-en formularen ordetzatu beharko diren datuak:

- $Pot = 2721,1 ZP$
- $z = 25$ hertz
- $Y = 0,359$
- $\Psi = 20$
- $\beta_a = 20^\circ$
- $w_2 = 380 \text{bira}/\text{min}$
- $\sigma_{admin} = 4913,35 \frac{kg}{cm^2}$

$$m \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{2721,1 \cdot \cos 20}{1,5 \cdot 380 \cdot 25 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,359}} = 0,9cm \quad (229.formula)$$

$$m_{LEWIS} \geq 9 mm$$

- Gainazal hutsegitearen irizpidea: Hertz-en ekuazioa.

Hertz-en ekuazioa modu honetan geratuko da.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot \cos^4 \beta_a (i \pm 1)}{K_{admin} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (230.formula)$$

Non,

- T : Engranajeen egiten duen momentu bihurtzailea, balioa $kg \cdot cm$ -tan sartu behar da formulatan.

$$T_2 = 73,6 \text{ kN} \cdot m \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 750254,84 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (231.formula)$$

- K_{admin} : Errodaduraren presio onargarria, hurrengo formulatik lortutakoa.

$$K_{admin} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^{1/3}} \quad (232.formula)$$

Non,

- f : Altzairuen koefiziente bat, $f = 6800$
- HB : Brinell gogortasuna, materialaren araberakoa. Balioa hurrengo taulatik lortua.

$$HB = 600 \text{ kg/mm}^2$$

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones / minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Taula 3.15: Altzairuaren Brinell gogortasuna

- E : Materialaren elastizitate modulua. Altzairuko engranaia izanda:

$$\rightarrow E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

- W : 20 urteetan engranaiak emango dituen erreboluzioak (milioi erreboluzioetan):

$$W = \frac{\text{lan bizitza(ordutan)} \cdot 60 \cdot w \left(\frac{\text{bira}}{\text{min}} \right)}{10^6} \quad (233.\text{formula})$$

$$W = \frac{20 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 380}{10^6} = 3994,56 \text{ milioi erreboluzio} \quad (234.\text{formula})$$

Beraz, K_{admin} -aren balioa hurrengoa da:

$$K_{admin} = 6800 \cdot \frac{(600)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 3994,56^{1/3}} = \frac{73,46Kg}{cm^2} \quad (235.\text{formula})$$

- i : Transmisio erlazioa
- α : Presio angelu erreala
- β_a : Inklinazio angelu aparentea

Hertz-en ekuazioan ordezkatu beharko diren datuak:

- $T_2 = 750254,84 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- $i = 4,48$
- $K_{admin} = \frac{73,46Kg}{cm^2}$
- $\Psi = 20$
- $z = 25 \text{ hertz}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $\beta_a = 20^\circ$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 750254,84 \cdot \cos^4 20 \cdot (4,48 \pm 1)}{73,46 \cdot 20 \cdot 25^2 \cdot 4,48 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,69 \text{ cm} \quad (236.\text{formula})$$

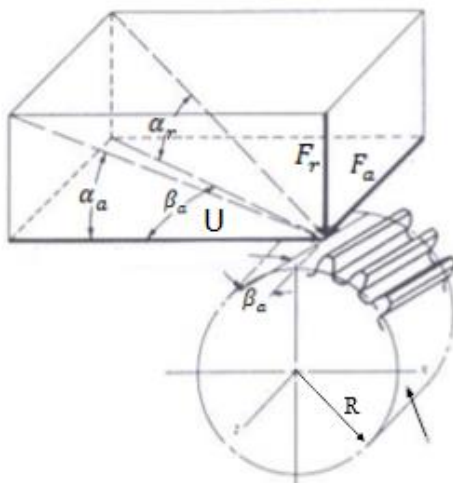
$$m_{HERTZ} \geq 16,9 \text{ mm}$$

Ikusi daitekenez, Hertz-en ekuazioaren bidez modulu handiago bat ematen du, beraz moduluaren balio hau erabiliko da erreferentzia modura ostean balio normalizatu altuago bat aukeratzeko.

$$m_2 = 20 \text{ mm}$$

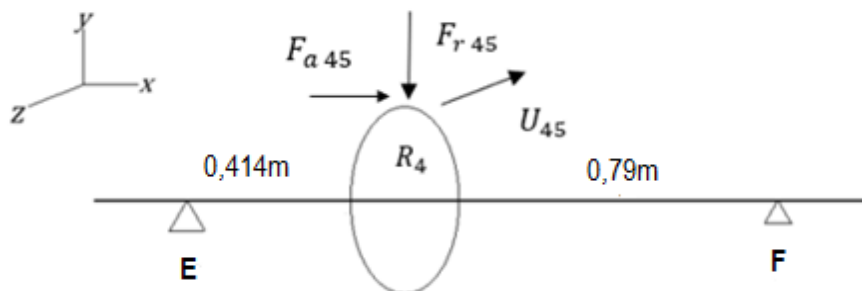
3.5.5.2 HORTZEN GAINEKO INDARRAK

Engranaje helikoidalen hortzetan zenbait indar agertzen dira, hauek hiru norabideetan deskonposatzen direnak: Axiala (F_a), tangenziala (U) eta erradiala (F_r).



Irudia 3.17: Engranaje helikoidalen hortzetako indarrak

Kasu honetan eragiten dituzten indarrak bigarren etapako engranaje handian edo gurpilean eragiten dutenak dira ($Z_4 = 112$ hortz). Hau da eguzki ardatzaren engranai handian. Esan beharra dago indar hauek bigarren etapako piñoiean ($Z_5 = 25$ hortz) eragiten duten indarren berdinak direla baina kontrako noranzkoan.



Irudia 3.18: Eguzki ardatzaren gaineko indarrak

- F tangenziala:

$$T_2 = 73,6 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$U_{45} = \frac{2 \cdot T_2}{D_5} = \frac{2 \cdot 73,6 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \frac{10^3 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{20 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hortz}} = 294,4 \text{ kN} \quad (237.\text{formula})$$

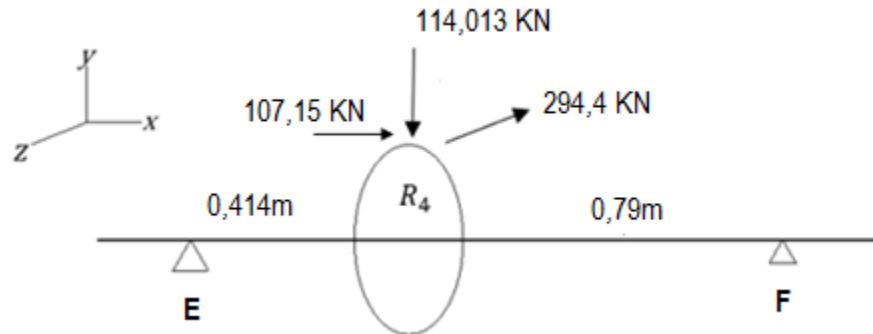
- F erradiala:

$$\alpha_a = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20}{\cos 20} \right) = 21,17^\circ \quad (238.\text{formula})$$

$$F_{r_{45}} = U_{45} \cdot \tan \alpha_a = 294,4 \cdot \tan 21,17 = 114,013 \text{ kN} \quad (239.\text{formula})$$

- F axiala:

$$F_{a_{45}} = U_{45} \cdot \tan \beta_a = 294,4 \cdot \tan 20 = 107,15 \text{ kN} \quad (240.\text{formula})$$



Irudia 3.19: Eguzki ardatzaren gaineko indarrak

3.5.5.3 ERRESISTENTZIAREN EGIAZTAPENA: METODO HURBILDUA

Metodo honen bidez konprobatuko da ea engranajeak erresistentziaren ikuspuntutik aguantatzen duen, eta aukeratutako modulua egokia den. Horretarako hurrengo formula erabiliko da:

$$\sigma_{lan} = \frac{0,6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} < \sigma_{admin} \quad (241.\text{formula})$$

Non,

- σ_{admin} : Engranajearen isurpen tentsioa. Aurretik aipatutakoa: $\sigma_{admin} = 482 \text{ MPa} = 4913,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$.

- U : 3.5.5.2 atalean kalkulaturako indar tangenziala da baina kg-tan.

$$U_{45} = 294,4 \text{ kN} \cdot \frac{10^3 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} = 30010,2 \text{ kg} \quad (242.\text{formula})$$

- q : Wissman-en koefizientea hurrengo taulatik lortutakoa. Kasu honetan interpolatuz lortu da hortz kopuruen eta presio angeluaren arabera.

$$\alpha = 20^\circ$$

$$Z_{b5} = 30,12 \text{ (3.5.5.5 atalean kalkulaturakoa)}$$

Valores de q según Wisman

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

Taula 3.16:Wissman-en q koefizienteak

$$q = \frac{34-28}{3-3,1} = \frac{34-30,12}{3-q} \rightarrow q = 3,064 \quad (243.\text{formula})$$

- b: Hartzaren zabalera cm-tan.

$$b_2 = \Psi \cdot m_n = 20 \cdot 2 \text{ cm} = 40 \text{ cm} \quad (244.\text{formula})$$

Lan tentsioa hurrengo moduan geratuko liraterke:

$$\sigma_{lan} = \frac{0,6 \cdot U_{45} \cdot q}{b_2 \cdot m_2} = \frac{0,6 \cdot 30010,2 \cdot 3,064}{40 \cdot 2} = 689,63 \text{ kg/cm}^2 \quad (245.\text{formula})$$

$$\sigma_{lan} = 689,63 \text{ kg/cm}^2 < 4913,35 \text{ kg/cm}^2 \quad (246.\text{formula})$$

m= 20mm BALIO DU

3.5.5.4 ESTALDURA GRADUAREN KALKULUA

Atal hau bi engranajeen arteko transmisioa egokia den jakiteko balio du, horretarako estaldura graduaren koefizientea ε unitatea baino handiagoa eman behar du.

$$\varepsilon_{45} = \frac{E_4 E_5 + S_d}{\pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_a} + \cos \alpha_a} \quad (247.\text{formula})$$

Non,

- E_4E_5 : Hertz baten engranajetik desengranajera doan zirkunferentziaren luzera cm-tan.

$$E_4E_5 = \sqrt{R_{C5}^2 - R_5^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} + \sqrt{R_{C4}^2 - R_4^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} - (R_5 + R_4) \cdot \sin \alpha_a$$

$$R_5 = \frac{m_n}{\cos \alpha_r} \cdot \frac{Z_5}{2} = \frac{2cm}{\cos 20} \cdot \frac{25}{2} = 26,6 \text{ cm} \quad (248.\text{formula})$$

$$R_{C5} = R_5 + m_n = 26,6 + 2 = 28,6 \text{ cm} \quad (249.\text{formula})$$

$$R_4 = \frac{m_n}{\cos \alpha_r} \cdot \frac{Z_4}{2} = \frac{2cm}{\cos 20} \cdot \frac{112}{2} = 119,18 \text{ cm} \quad (250.\text{formula})$$

$$R_{C5} = R_4 + m_n = 119,18 + 2 = 121,18 \text{ cm} \quad (251.\text{formula})$$

α_a : 3.5.5.2 atalean kalkulatuta

$$E_4E_5 = \sqrt{28,6^2 - 26,6^2 \cdot \cos^2 21,17} + \sqrt{121,18^2 - 119,18^2 \cdot \cos^2 21,17} -$$

$$(26,6 + 119,18) \cdot \sin 21,17 \quad (252.\text{formula})$$

$$E_4E_5 = 10,32 \text{ cm}$$

- S_d : Desbiazioa angeluarra cm-tan.

$$S_d = b \cdot \tan \beta_r \quad (253.\text{formula})$$

Non,

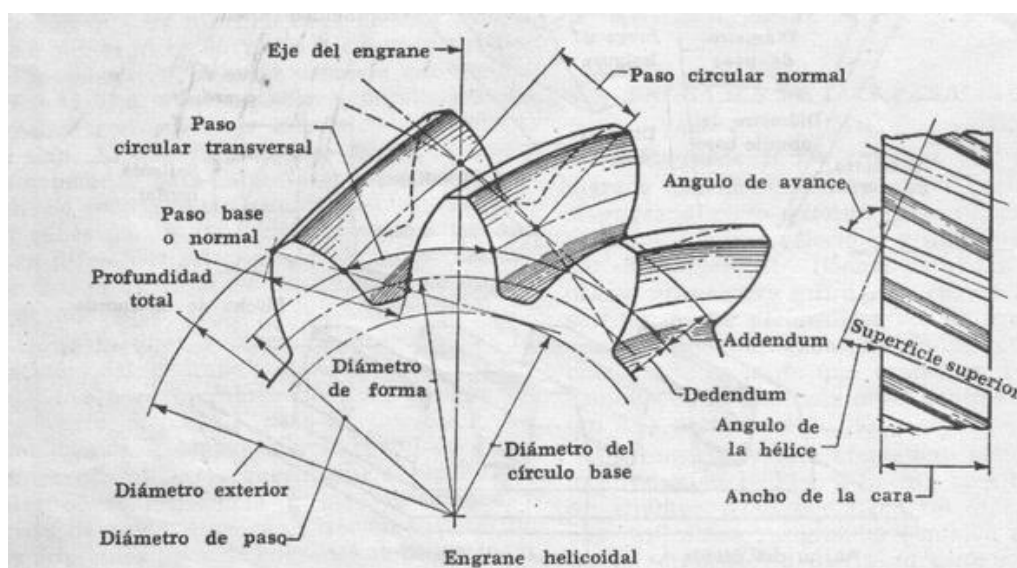
- b : hartzaren zabalera $\rightarrow b = 40 \text{ cm}$ (3.5.5.3 atalean kalkulatua)
- $\tan \beta_r = \tan \beta_a \cdot \cos \alpha_a = \tan 20 \cdot \cos 21,17 = 0,34$ (254.formula)

$$S_d = 40 \cdot 0,34 = 13,6 \text{ cm} \quad (255.\text{formula})$$

Datu guzti hauek ordezkatzuz, estaldura graduaren koefizientea hurrengoa da:

$$\varepsilon_{45} = \frac{10,32+13,6}{\frac{\pi \cdot 2}{\cos 20} + \cos 21,17} = \mathbf{3,13 > 1} \quad \mathbf{BALIO DU} \quad (256.\text{formula})$$

3.5.5 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA



Irudia 3.20: Engranaje helikoidal baten dimentsioen eskema

- Modulu erreala:

$$m_{n2} = 20 \text{ mm} \quad (257.\text{formula})$$

- Modulu aparentea:

$$m_{a2} = \frac{m_{n2}}{\cos \beta_a} = \frac{20}{\cos 20} = 21,28 \text{ mm} \quad (258.\text{formula})$$

- Transmisio erlazioa:

$$i_1: 4,48 \quad (259.\text{formula})$$

- Presio angelu erreala:

$$\alpha_{r2} = 20^\circ \quad (260.\text{formula})$$

- Presio angelu aparentea:

$$\alpha_{a2} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20}{\cos 20} \right) = 21,17^\circ \quad (261.\text{formula})$$

- Inklinazio angelu aparentea:

$$\beta_{a2} = 20^\circ \quad (262.\text{formula})$$

- Inklinazio angelu erreala:

$$\beta_{r2} = \arctan(\tan \beta_a \cdot \cos \alpha_a)$$

$$\beta_{r2} = \arctan(\tan 20 \cdot \cos 21,17) = 18,75^\circ \quad (263.\text{formula})$$

- Hortz kopuruak:

$$Z_{GURPILA} = Z_4 = 112 \text{ hortz} \quad (264.\text{formula})$$

$$Z_{PIÑOIA} = Z_5 = 25 \text{ hortz} \quad (265.\text{formula})$$

- Hortz kopuru baliokideak:

$$Z_{b4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta_a} = \frac{112}{\cos^3 20} = 134,97 \text{ hertz} \quad (266.\text{formula})$$

$$Z_{b5} = \frac{Z_5}{\cos^3 \beta_a} = \frac{25}{\cos^3 20} = 30,12 \text{ hertz} \quad (267.\text{formula})$$

- Diametro primitiboak:

$$D_{P4} = m_{a2} \cdot Z_4 = 21,28 \text{ mm} \cdot 112 \text{ hertz} = 2383,36 \text{ mm} \quad (268.\text{formula})$$

$$D_{P5} = m_{a2} \cdot Z_5 = 21,28 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hertz} = 532 \text{ mm} \quad (269.\text{formula})$$

- Barne diametroak:

$$D_{B4} = D_{P4} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot m_{n2}) \quad (270.\text{formula})$$

$$D_{B4} = 2383,36 \text{ mm} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot 20) = 2320,86 \text{ mm}$$

$$D_{B5} = D_{P5} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot m_{n2}) \quad (271.\text{formula})$$

$$D_{B5} = 532 \text{ mm} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot 20) = 469,5 \text{ mm}$$

- Hortzen altuera:

$$h_4 = h_5 = h_f + h_c = 1,25 \cdot m_n + m_n \quad (272.\text{formula})$$

$$h_4 = h_5 = 1,25 \cdot 20 + 20 = 45 \text{ mm}$$

- Kanpo diametroak:

$$D_{K4} = D_{P4} + 2 \cdot h_4 = 2383,36 + 2 \cdot 45 = 2473,36 \text{ mm} \quad (273.\text{formula})$$

$$D_{K5} = D_{P5} + 2 \cdot h_5 = 532 + 2 \cdot 45 = 622 \text{ mm} \quad (274.\text{formula})$$

- Engranaieen zabalera:

$$b_2 = \Psi \cdot m_{n2} = 20 \cdot 20 \text{ mm} = 400 \text{ mm} \quad (275.\text{formula})$$

- Addendum:

$$h_{a2} = m_{n2} = 20 \text{ mm} \quad (276.\text{formula})$$

- Deddendum:

$$h_{b2} = 1,25 \cdot m_{n2} = 1,25 \cdot 20 \text{ mm} = 25 \text{ mm} \quad (277.\text{formula})$$

- Ardatzen arteko distantzia:

$$a_{45} = \frac{D_{P4} + D_{P5}}{2} = \frac{2383,36 + 532}{2} = 1457,68 \text{ mm} \quad (278.\text{formula})$$

3.5.6 HIRUGARREN ETAPA

3.5.6.1 ENGRANAJEEN MODULUEN AUKERAKETA

Engranajeen kalkulua UNE EN 61400-4 araua jarraituz egingo da. Honen arabera kalkulu hauek ISO 6336 arauaren arabera da. Hain zuzen ere, dio engranaje guztiak modulu berdina izan behar dutela eta kalkuluak engranaje txikienaren arabera egingo direla, kasu honetan engranaje txikiarekin edo piñoiarekin (25 hertz).

Moduluaren kalkulurako bi irizpide jarraituko dira, batetik “*makurduraren irizpidea, Lewis-en formula*” jarraituz, eta bestetik “*gainazal hutsegitearen irizpidea, Hertz-en ekuazioa*” jarraituz. Bestetik etapa honetako engranajeak helikoidalak izango dira, beraz metodo hauen formulak engranaje hauentzako egokituak izango dira.

Bi metodo hauen bidez engranajeak izan behar duten moduluaren balio minimoa lortuko da, beraz bi balioetatik handiena hartuko da eta normalizatuta dagoen moduluaren balio hurbildu bat erabiliko da.

- Makurduraren irizpidea: Lewis-en formula.

Lewis-en formula modu honetan geratuko da.

$$m \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{admin} \cdot Y}} \quad (279.formula)$$

Non,

- *Pot*: Aerosorgailuaren potentzia nominala, zaldi potentzian.

$$Pot = 2MW = 2 \cdot 10^6 W \cdot \frac{1 ZP}{735 W} = 2721,1 ZP \quad (280.formula)$$

- *w*: Biraketa abiadura, bira/min-tan
- *z*: Hertz kopurua

- Ψ : Gida faktorea, balioa hurrengo taulatik lortua. $\Psi = 20$

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

Taula 3.17: Gida faktorearen balioa

- σ_{admin} : Tentsio onargarria, materialaren isurpen tentsioa hain zuzen ere. Balioa hurrengo taulatik lortua.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
Acero	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por induccion o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138
Fundición gris				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48
Fundición nodular				
ASTM Grado 60-40-18	Recocido		103	55
ASTM Grado 80-55-06			137	76
ASTM Grado 100-70-03	Normalizado		179	96
ASTM Grado 120-90-02	Templado y revenido		206	127
Bronce				
AGMA 2e (10%-12% Tin)		275.8 Mpa	39	21
Aleación bronce - aluminio				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620.1 Mpa	162	83

1*: Para valores de dientes de $m > 4$ mm.

Taula 3.18: Engranajeen tentsio onargarria materialaren arabera

Lewis-en formulan $\frac{Kg}{cm^2}$ -tan sartu behar da:

$$\sigma_{admin} = 482 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1 kg}{9,81 N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 4913,35 \frac{kg}{cm^2} \quad (281.formula)$$

- Y : Lewis-en forma faktorea, hortz kopuruaren arabera. Balioa hurrengo taulatik lortu. Interpolazioa eginez ($z=25$ hortz).

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

Taula 3.19: Lewis-en forma faktorea

- β_a : Inklinazio angelu aparentea $\rightarrow \beta_a = 20^\circ$

Lewis-en formularen ordezkatu behar diren datuak:

- $Pot = 2721,1 \text{ ZP}$
- $z = 25$ hortz
- $Y = 0,359$
- $\Psi = 20$
- $\beta_a = 20^\circ$
- $w_3 = 1620 \text{ birak/min}$
- $\sigma_{admin} = 4913,35 \text{ kg/cm}^2$

$$m \geq 52,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{2721,1 \cdot \cos 20}{1,5 \cdot 1620 \cdot 25 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,359}} = 0,55 \text{ cm} \quad (282.\text{formula})$$

$$m_{LEWIS} \geq 5,5 \text{ mm}$$

- Gainazal hutsegitearen irizpidea: Hertz-en ekuazioa.
Hertz-en ekuazioa modu honetan geratuko da.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot \cos^4 \beta_a (i \pm 1)}{K_{admin} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (283.\text{formula})$$

Non,

- T : Engranajearen egiten duen momentu bihurtzailea, balioa $kg \cdot cm$ -tan sartu behar da formulatan.

$$T_3 = 16,4 \text{ kN} \cdot m \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 167176,35 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (284.\text{formula})$$

- K_{admin} : Errodaduraren presio onargarria, hurrengo formulatik lortutakoa.

$$K_{admin} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^{1/3}} \quad (285.\text{formula})$$

Non,

- f : Altzairuen koefiziente bat, $f = 6800$
- HB : Brinell gogortasuna, materialaren araberakoa. Balioa hurrengo taulatik lortua.

$$HB = 600 \text{ kg/mm}^2$$

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Taula 3.20:Altzairuaren Brinell gogortasuna

- E : Materialaren elastizitate modulua. Altzairuko engranaia izanda:

$$\rightarrow E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

- W : 20 urteetan engranaiak emango dituen erreboluzioak (milioi erreboluzioetan):

$$W = \frac{\text{lan bizitza(ordutan)} \cdot 60 \cdot w \left(\frac{\text{bira}}{\text{min}} \right)}{10^6} \quad (286.\text{formula})$$

$$W = \frac{20 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 1620}{10^6} = 17029,44 \text{ milioi erreboluzio} \quad (287.\text{formula})$$

Beraz, K_{admin} -aren balioa hurrengoa da:

$$K_{admin} = 6800 \cdot \frac{(600)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 17029,44^{1/3}} = \frac{45,3Kg}{cm^2} \quad (288.\text{formula})$$

- i : Transmisio erlazioa
- α : Presio angelu erreala
- β_a : Inklinazio angelu aparentea

Hertz-en ekuazioan ordezkatu beharko diren datuak:

- $T_3 = 167176,35 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- $i = 4,48$
- $K_{admin} = \frac{45,3Kg}{cm^2}$
- $\Psi = 20$
- $z = 25 \text{ hertz}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $\beta_a = 20^\circ$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 167176,35 \cdot \cos^4 20 \cdot (4,48 \pm 1)}{45,3 \cdot 20 \cdot 25^2 \cdot 4,48 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,205 \text{ cm} \quad (289.\text{formula})$$

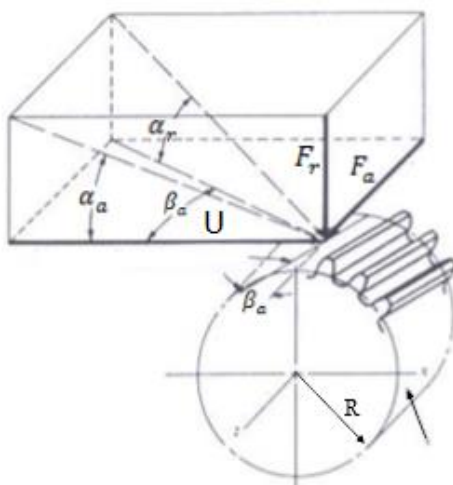
$$m_{HERTZ} \geq 12,05 \text{ mm}$$

Ikusi daitekenez, Hertz-en ekuazioaren bidez modulu handiago bat ematen du, beraz moduluaren balio hau erabiliko da erreferentzia modura ostean balio normalizatu altuago bat aukeratzeko.

$$m_3 = 14 \text{ mm}$$

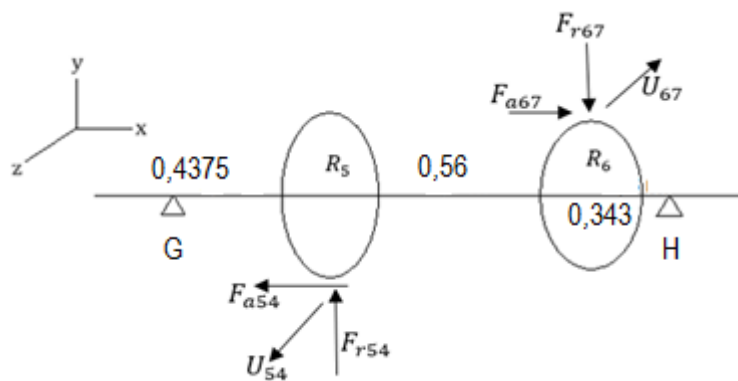
3.5.6.2 HORTZEN GAINEKO INDARRAK

Engranai helikoidalen hortzetan zenbait indar agertzen dira, hauek hiru norabideetan deskonposatzen direnak: Axiala (F_a), tangenziala (U) eta erradiala (F_r).



Irudia 3.21: Engranaje helikoidalen hortzetako indarrak

Kasu honetan eragiten dituzten indarrak hirugarren etapako engranai handian edo gurpilean eragiten dutenak ($Z_6 = 112$ hortz). Hau da bigarren ardatzaren engranai handian. Esan beharra dago indar hauek hirugarren ardatzeko engranaje txikian ($Z_5 = 25$ hortz) eragiten duten indarren berdinak direla baina kontrako noranzkoan.



Irudia 3.22: Bigarren ardatzaren gaineko indarrak

- F tangenziala:

$$T_3 = 16,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$U_{67} = \frac{2 \cdot T_3}{D_7} = \frac{2 \cdot 16,4 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \frac{10^3 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{14 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hortz}} = 93,7 \text{ kN} \quad (290.\text{formula})$$

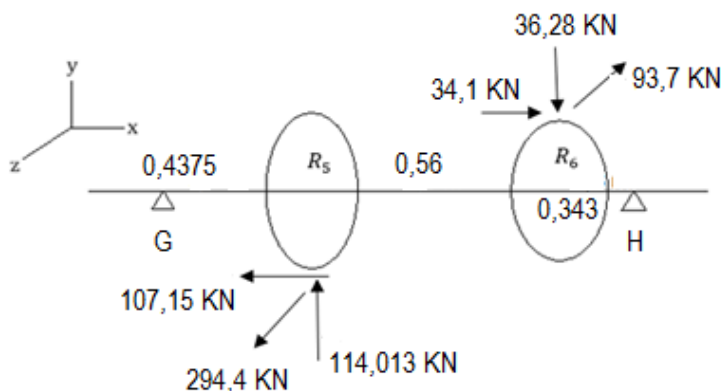
- F erradiala:

$$\alpha_a = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20}{\cos 20} \right) = 21,17^\circ \quad (291.\text{formula})$$

$$F_{r\ 67} = U_{67} \cdot \tan \alpha_a = 93,7 \cdot \tan 21,17 = 36,28 \text{ kN} \quad (292.\text{formula})$$

- F axiala:

$$F_{a\ 67} = U_{67} \cdot \tan \beta_a = 93,7 \cdot \tan 20 = 34,1 \text{ kN} \quad (293.\text{formula})$$



Irudia 3.23: Bigarren ardatzaren gaineko indarrak

3.5.6.3 ERRESISTENTZIAREN EGIAZTAPENA: METODO

HURBILDUA

Metodo honen bidez konprobatuko da ea engranajeak erresistentziaren ikuspuntutik aguantatzen duen, eta aukeratutako modulua egokia den. Horretarako hurrengo formula erabiliko da:

$$\sigma_{lan} = \frac{0,6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} < \sigma_{admin} \quad (294.\text{formula})$$

Non,

- σ_{admin} : Engranajearen isurpen tentsioa. Aurretik aipatutakoa: $\sigma_{admin} = 482 \text{ MPa} = 4913,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$.
- U : 3.5.6.2 atalean kalkulaturako indar tangenziala da baina kg-tan.

$$U_{67} = 93,7 \text{ kN} \cdot \frac{10^3 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} = 9551,47 \text{ kg} \quad (295.\text{formula})$$

- q : Wissman-en koefizientea hurrengo taulatik lortutakoa. Kasu honetan interpolatuz lortu da hertz kopuruen eta presio angeluaren arabera.

$$\alpha = 20^\circ$$

$$Z_{b7} = 30,12 \text{ (3.5.6.5 atalean kalkulaturakoa)}$$

Valores de q según Wisman

Ángulo de engrane $\alpha = 15^\circ$	Dentado exterior	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
	Dentado interior	z	26	28	30	33	36	40	48	60	76	100	140	200	∞
		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
Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0
	Dentado interior	z	40	50	65	80	100	∞							
		q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5							
	Dentado interior	z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20				
		q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7				

Taula 3.21:Wissman-en q koefizienteak

$$q = \frac{34-28}{3-3,1} = \frac{34-30,12}{3-q} \rightarrow q = 3,064 \quad (296.\text{formula})$$

- b : Hortzaren zabalera cm-tan.

$$b_3 = \Psi \cdot m_n = 14 \cdot 2 \text{ cm} = 28 \text{ cm} \quad (297.\text{formula})$$

Lan tentsioa hurrengo moduan geratuko lirarteke:

$$\sigma_{lan} = \frac{0,6 \cdot U_{67} \cdot q}{b_3 \cdot m_3} = \frac{0,6 \cdot 9551,47 \cdot 3,064}{28 \cdot 1,4} = 447,94 \text{ kg/cm}^2 \quad (298.\text{formula})$$

$$\sigma_{lan} = 447,94 \text{ kg/cm}^2 < 4913,35 \text{ kg/cm}^2 \quad (299.\text{formula})$$

m= 14mm BALIO DU

3.5.6.4 ESTALDURA GRADUAREN KALKULUA

Atal hau bi engranajeen arteko transmisioa egokia den jakiteko balio du, horretarako estaldura graduaren koefizientea ε unitatea baino handiagoa eman behar du.

$$\varepsilon_{67} = \frac{E_6 E_7 + S_d}{\pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_a} + \cos \alpha_a} \quad (300.\text{formula})$$

Non,

- E_6E_7 : Hertz baten engranajetik desengranajera doan zirkunferentziaren luzera cm-tan.

$$E_6E_7 = \sqrt{R_{C6}^2 - R_7^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} + \sqrt{R_{C6}^2 - R_7^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} - (R_7 + R_6) \cdot \sin \alpha_a$$

$$R_7 = \frac{m_n}{\cos \alpha_r} \cdot \frac{Z_7}{2} = \frac{1,4cm}{\cos 20} \cdot \frac{25}{2} = 18,62 \text{ cm} \quad (301.formula)$$

$$R_{C7} = R_7 + m_n = 18,62 + 1,4 = 20,02 \text{ cm} \quad (302.formula)$$

$$R_6 = \frac{m_n}{\cos \alpha_r} \cdot \frac{Z_6}{2} = \frac{1,4cm}{\cos 20} \cdot \frac{112}{2} = 83,43cm \quad (303.formula)$$

$$R_{C6} = R_6 + m_n = 83,43 + 1,4 = 84,83 \text{ cm} \quad (304.formula)$$

α_a : 3.5.6.2 atalean kalkulatuta

$$E_6E_7 = \sqrt{20,02^2 - 18,62^2 \cdot \cos^2 21,17} + \sqrt{84,83^2 - 83,43^2 \cdot \cos^2 21,17} -$$

$$(18,62 + 84,83) \cdot \sin 21,17 \quad (305.formula)$$

$$E_4E_5 = 6,43 \text{ cm}$$

- S_d : Desbiazioa angeluarra cm-tan.

$$S_d = b \cdot \tan \beta_r \quad (306.formula)$$

Non,

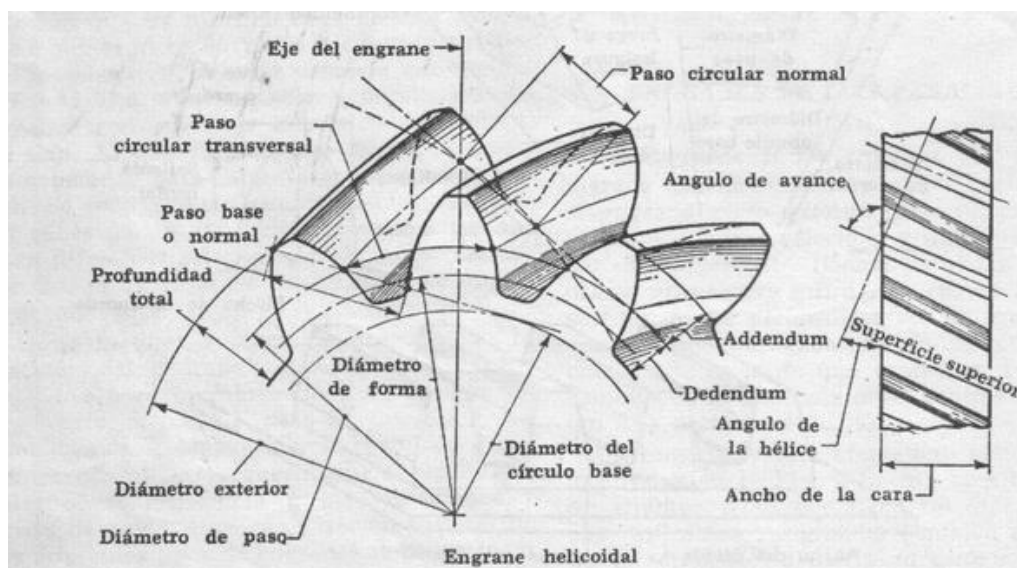
- b : hartzaren zabalera $\rightarrow b = 28 \text{ cm}$ (3.5.6.3 atalean kalkulatua)
- $\tan \beta_r = \tan \beta_a \cdot \cos \alpha_a = \tan 20 \cdot \cos 21,17 = 0,34$ (307.formula)

$$S_d = 28 \cdot 0,34 = 9,52 \text{ cm} \quad (308.formula)$$

Datu guzti hauek ordezkatzuz, estaldura graduaren koefizientea hurrengoa da:

$$\varepsilon_{67} = \frac{6,42+9,52}{\pi \cdot \frac{1,4}{\cos 20} + \cos 21,17} = \mathbf{2,87 > 1} \quad \mathbf{BALIO DU} \quad (309.formula)$$

3.5.6.5 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAMENDUA



Irudia 3.24: Engranaje helikoidal baten dimentsioen eskema

- Modulu erreala:

$$m_{n3} = 14 \text{ mm} \quad (310.\text{formula})$$

- Modulu aparentea:

$$m_{a3} = \frac{m_{n3}}{\cos \beta_a} = \frac{14}{\cos 20} = 14,9 \text{ mm} \quad (311.\text{formula})$$

- Transmisio erlazioa:

$$i_3: 4,48 \quad (312.\text{formula})$$

- Presio angelu erreala:

$$\alpha_{r3} = 20^\circ \quad (313.\text{formula})$$

- Presio angelu aparentea:

$$\alpha_{a3} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20}{\cos 20} \right) = 21,17^\circ \quad (314.\text{formula})$$

- Inklinazio angelu aparentea:

$$\beta_{a3} = 20^\circ \quad (315.\text{formula})$$

- Inklinazio angelu erreala:

$$\beta_{r3} = \arctan(\tan \beta_a \cdot \cos \alpha_a)$$

$$\beta_{r3} = \arctan(\tan 20 \cdot \cos 21,17) = 18,75^\circ \quad (316.\text{formula})$$

- Hortz kopuruak:

$$Z_{GURPILA} = Z_6 = 112 \text{ hortz} \quad (317.\text{formula})$$

$$Z_{PIÑOIA} = Z_7 = 25 \text{ hortz} \quad (318.\text{formula})$$

- Hortz kopuru baliokideak:

$$Z_{b6} = \frac{Z_6}{\cos^3 \beta_a} = \frac{112}{\cos^3 20} = 134,97 \text{ hertz} \quad (319.\text{formula})$$

$$Z_{b7} = \frac{Z_7}{\cos^3 \beta_a} = \frac{25}{\cos^3 20} = 30,12 \text{ hertz} \quad (320.\text{formula})$$

- Diametro primitiboak:

$$D_{P6} = m_{a3} \cdot Z_6 = 14,9 \text{ mm} \cdot 112 \text{ hertz} = 1668,8 \text{ mm} \quad (321.\text{formula})$$

$$D_{P7} = m_{a3} \cdot Z_7 = 14,9 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hertz} = 372,5 \text{ mm} \quad (322.\text{formula})$$

- Barne diametroak:

$$D_{B6} = D_{P6} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot m_{n3}) \quad (323.\text{formula})$$

$$D_{B6} = 1668,8 \text{ mm} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot 14) = 1622,23 \text{ mm}$$

$$D_{B7} = D_{P7} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot m_{n3}) \quad (324.\text{formula})$$

$$D_{B7} = 372,5 \text{ mm} - (2,5 \cdot 1,25 \cdot 14) = 325,93 \text{ mm}$$

- Hortzen altuera:

$$h_6 = h_7 = h_f + h_c = 1,25 \cdot m_n + m_n \quad (325.\text{formula})$$

$$h_6 = h_7 = 1,25 \cdot 14 + 14 = 33,525 \text{ mm}$$

- Kanpo diametroak:

$$D_{K6} = D_{P6} + 2 \cdot h_6 = 1668,8 + 2 \cdot 33,52 = 1735,85 \text{ mm} \quad (326.\text{formula})$$

$$D_{K7} = D_{P7} + 2 \cdot h_7 = 372,5 + 2 \cdot 33,52 = 439,55 \text{ mm} \quad (327.\text{formula})$$

- Engranaieen zabalera:

$$b_3 = \Psi \cdot m_{n3} = 20 \cdot 14 \text{ mm} = 280 \text{ mm} \quad (328.\text{formula})$$

- Addendum:

$$h_{a3} = m_{n3} = 144 \text{ mm} \quad (329.\text{formula})$$

- Deddendum:

$$h_{b3} = 1,25 \cdot m_{n3} = 1,25 \cdot 14 \text{ mm} = 17,5 \text{ mm} \quad (330.\text{formula})$$

- Ardatzen arteko distantzia:

$$a_{67} = \frac{D_{P6} + D_{P7}}{2} = \frac{1668,8 + 372,5}{2} = 1020,65 \text{ mm} \quad (331.\text{formula})$$

3.5.7 ENGRANAJEEN ARDATZEN DIMENTSIONAMENDUA ETA ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

3.5.7.1 PLANETA ARDATZA

Planeta ardatza planeta engranajeak zeharkatzen dituen ardatza da. Hau portaplaneta eta planetak lotzen ditu tortsorea transmitituz. Dimentsionatuko diren ardatz guztietatik laburrena izango da. Ardatz hau engranajeen materialaren berdinekoa da, F-1540, hurrengo hauek material honen propietateak izanik:

F-1540 (AISI 4320) EZAUGARRI MEKANIKOAK	
Brinell gogortasuna	229 HB
Isurpen tentsioa σ_{yp}	600 MPa
Haustura tentsioa σ_u	880 MPa

Taula 3.22: F-1540-ren ezaugarri mekanikoak

Hasteko ardatzak jasaten dituen kargak kalkulatu beharko dira. Lehenik portaplanetak transmititzen dion momentu bihurtzailea dago. Hiru planeta ardatz daudenez momentu hau hirutan banatuko da.

$$T_{PLANETA} = \frac{T}{3} = \frac{1977,82 \text{ kN}\cdot\text{m}}{3} = 659,28 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad (332.\text{formula})$$

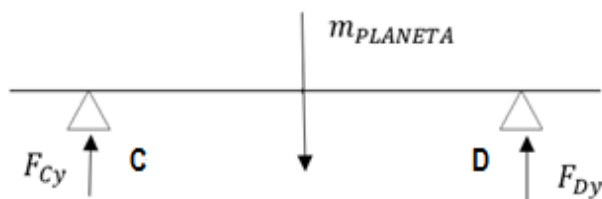
Ardatz hauek planeta engranajeen pisua jasan beharko dute ere, beraz *Autodesk Inventor Professional* programaren bidez engranaje hauen bolumena kalkulatu da, gero materialaren dentsitatearekin biderkatuz, pisua lortzeko.

$$V_{PLANETA} = 818,48 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 818,48 \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \quad (333.\text{formula})$$

$$m_{PLANETA} = V_{PLANETA} \cdot \rho = 818,48 \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \cdot 7,85 \text{ g/cm}^3 \quad (334.\text{formula})$$

$$m_{PLANETA} = 642511,67 \text{ g} = 6425,11 \text{ Kg}$$

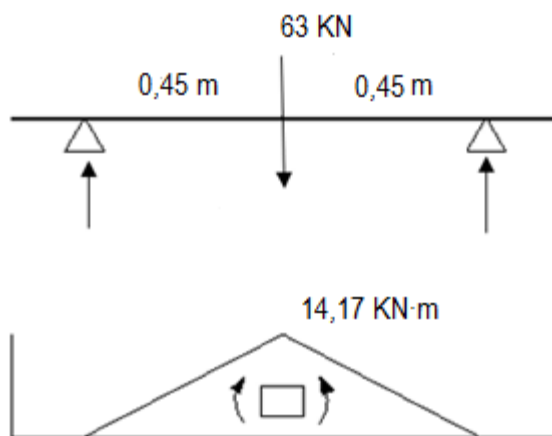
Hurrengo pausua indar hauek sortzen dituzten momentuen diagramak lortzea izango da.



Irudia 3.25: Planeta ardatzaren indarren eskema

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Cy} + F_{Dy} - m_{PLANETA} \cdot 9,81 = 0$$

$$F_{Cy} = F_{Dy} = \frac{m_{PLANETA} \cdot 9,81}{2} = \frac{6425,11 \text{ kg} \cdot 9,81}{2} = 31,5 \text{ KN} \quad (335.\text{formula})$$



Irudia 3.26: Planeta ardatzaren momentu makurtzailea

ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA DIN743-ren arabera:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 0$

$$M_b = M_y = 14,17 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_t = T = 659,28 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 400 \text{ mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = 0 \quad (336.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = \frac{14,17 \cdot 10^6 \cdot (200)}{\frac{\pi}{4} \cdot (200^4)} = 2,25 MPa \quad (337.formula)$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{659,28 \cdot 10^6 \cdot (200)}{\frac{\pi}{2} \cdot (200^4)} = 52,46 MPa \quad (338.formula)$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,67 \quad (339.formula)$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 880 \cdot 0,67 = 235,84 MPa \quad (340.formula)$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 880 \cdot 0,67 = 294,8 MPa \quad (341.formula)$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 880 \cdot 0,67 = 176,88 MPa \quad (342.formula)$$

- $K_v = 1,05$ (F-1540 altzairuarentzako) $(343.formula)$

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1 \quad (344.formula)$

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8 \quad (345.formula)$

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{400} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{400}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{400}{400}}} = 1,368 \quad (346.formula)$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (347.formula)$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (348.formula)$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712}\right)} = 1,02 \quad (349.formula)$$

$$\beta_\sigma = \frac{1,368}{1,02} = 1,34 \quad (350.formula)$$

- β_τ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{400} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{400}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{400}{400}}} = 1,196 \quad (351.formula)$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (352.formula)$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712})} = 1,01 \quad (353.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,196}{1,01} = 1,184 \quad (354.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{600 \cdot 0,67}{20MPa}\right) - 1 \right] = 0,92 \quad (355.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,94 \quad (356.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,368}{1} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,49 \quad (357.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,368}{0,8} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,83 \quad (358.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,184}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,54 \quad (359.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{235,84 \cdot 0,67}{1,49} = 106,05MPa \quad (360.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{294,8 \cdot 0,67}{1,83} = 108MPa \quad (361.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{176,88 \cdot 0,67}{1,54} = 77MPa \quad (362.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdm} = 0MPa$$

$$\sigma_{bm} = 2,25MPa$$

$$\tau_{\tau m} = 52,46MPa$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(0 + 2,25)^2 + 3 \cdot 52,46^2} = 90,9MPa \quad (363.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{90,9}{\sqrt{3}} = 52,48MPa \quad (364.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{106,05}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 106,05} = 0,098 \quad (365.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{108}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 108} = 0,1 \quad (366.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{77}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 77} = 0,069 \quad (367.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 106,05 - 0,098 \cdot 90,9 = 97,14 \text{MPa} \quad (368.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 108 - 0,1 \cdot 90,9 = 98,91 \text{MPa} \quad (369.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 77 - 0,069 \cdot 52,47 = 73,91 \text{MPa} \quad (370.\text{formula})$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{0}{97,14} + \frac{2,25}{98,91}\right)^2 + \left(\frac{52,46}{73,34}\right)^2}} = 1,4 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (371.\text{formula})$$

Beraz planeta ardatzaren diametroa 400mm-takoa izango da.

3.5.7.1.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Errodamendu hauek karga erradiala baino ez dute jasango, beraz aukeratutako errodamenduak zilindrikoak dira. Kasu honetan bi errodamenduak berdina izango dira, 3.5.7.1 atalean ikusten den moduan, biak karga berdina jasango dutelako.

Aukeratutako errodamenduak SKF markakoak dira, eta hauen aukeraketarako kalkuluak gauzatzeko katalogoa jarraitu da.

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_r = F_{Cy} = F_{Dy} = 31,4 \text{KN} \quad (372.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. 372.formulan adierazitako kargarekin kapazitate dinamikoa kalkulatu da eta azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (373.\text{formula})$$

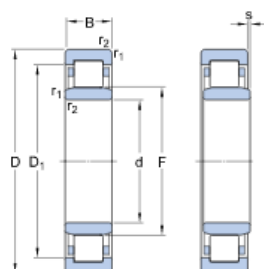
Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

► NU 1080 MA

Producto popular

Dimensiones



d	400	mm
D	600	mm
B	90	mm
D ₁	≈ 527	mm
F	450	mm
r _{1,2}	min. 5	mm
s	max. 14	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1380	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2320	kN

Irudia 3.27: C eta D errodamenduen datuak

C eta D errodamenduen datuak:

- d=400mm
- C=1380 KN

$$P = F_r = 31.5 \text{ KN} \quad (374.\text{formula})$$

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan planeta ardatza denez:

Posición del rodamiento	Rango de velocidades $n \times D_{pw}$	Vida útil básica, nominal y recomendada L_{H10} en horas
Eje de alta velocidad	150 000 a 430 000	30 000
Eje intermedio de alta velocidad	25 000 a 220 000	40 000
Eje intermedio de baja velocidad	10 000 a 60 000	80 000
Eje solar intermedio	10 000 a 60 000	80 000
Planeta intermedio	20 000 a 150 000	80 000
Planeta de baja velocidad	10 000 a 60 000	100 000
Eje de baja velocidad	5 000 a 15 000	100 000

NOTA 1 Estos valores orientativos se han obtenido a partir de la experiencia con diseños contemporáneos de multiplicadoras, donde el índice de velocidad $n \times D_{pw}$, cae dentro de los rangos especificados.
 NOTA 2 Los valores orientativos se aplican para rodamientos fabricados a partir de acero de rodamientos contemporáneo, de uso común, de alta calidad, y endurecido, de acuerdo con las buenas prácticas de fabricación y, esencialmente, de diseño convencional, en lo que se refiere a la forma de las superficies de rodadura de contacto.
 NOTA 3 Los valores de esta tabla son válidos para una vida útil de diseño de 20 años.
 NOTA 4 Normalmente, no hay una carga equivalente disponible para el eje de entrada.

Taula 3.23: Planeta ardatzaren bizitza nominala UNE EN 61400-4 arauaren arabera

Aurretik esan bezala, bizitza nominala milioi erreboluziotan egon behar du, beraz:

$$L_{10} = 100000 \text{ ordu} \cdot \frac{22,5 \text{ bira}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} = 135 \text{ milioi erreboluzio} \quad (375.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 31,5 \cdot (135)^{\frac{3}{10}} = 137,21 \text{ kN} \quad (376.\text{formula})$$

137,21 kN < 1380kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{1380}{31,5}\right)^{\frac{10}{3}} = 296411,5 \text{ milioi erreboluzio} = 2,2 \cdot 10^8 \text{ ordu} \quad (377.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.2 EGUZKI ARDATZA

Eguzki ardatza edo lehenengo ardatza etapa planetarioa bigarren etaparekin (etapa paraleloa) lotzen duen ardatza da. Ardatz honek bi engranaje izango ditu, alde batetik eguzki engranajea, etapa planetarioari dagokiona eta bestetik bigarren etapako gurpila edo engranaje handia. Diseinuaren ezaugarri gehiagorako,

begiratu 4. Dokumentuko P07. Elementu hau 87 *bira*/min abiadura biratuko du. Ardatz hau engranajeen materialaren berdinekoa da, F-1540, hurrengo hauek material honen propietateak izanik:

F-1540 (AISI 4320) EZAUGARRI MEKANIKOAK	
Brinell gogortasuna	229 HB
Isurpen tentsioa σ_{yp}	600 MPa
Hautura tentsioa σ_u	880 MPa

Taula 3.24: F-1540-ren ezaugarri mekanikoak

Ardatz honen dimentsionamendua bi etaparekiko egingo da, batetik lehenengo etaparekiko, eta bigarrenez bigarren etaparekiko. Bietatik kontutan izango dena ardatzaren erradioa lortzeko kritikoena izango da.

3.5.7.2.1 ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA LEHENENGO ETAPAREKIKO.

Kasu honetan soilik T momentu bihurtzailea hartuko da kontutan.

ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA DIN743-ren arabera:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 0$

$$M_b = M_y = 0$$

$$M_t = T = 329,63 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 360 \text{ mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = 0 \quad (378.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = 0 \quad (379.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{329,63 \cdot 10^6 \cdot (180)}{\frac{\pi}{2} \cdot (180^4)} = 35,98 \text{MPa} \quad (380.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,67 \quad (381.\text{formula})$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 880 \cdot 0,67 = 235,84 \text{MPa} \quad (382.\text{formula})$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 880 \cdot 0,67 = 294,8 \text{MPa} \quad (383.\text{formula})$$

$$\tau_{tw(d_B)} = 0,3 \cdot 880 \cdot 0,67 = 176,88 \text{MPa} \quad (384.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1540 altzairuarentzako) (385.formula)

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1$ (386.formula)

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8$ (387.formula)

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{360} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{360}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{360}{360}}} = 1,34 \quad (388.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (389.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (390.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712})} = 1,02 \quad (391.\text{formula})$$

$$\beta_\sigma = \frac{1,34}{1,02} = 1,32 \quad (392.\text{formula})$$

- β_τ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{360} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{360}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{360}{360}}} = 1,182 \quad (393.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (393.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712})} = 1,01 \quad (394.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,182}{1,01} = 1,17 \quad (395.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{600 \cdot 0,67}{20\text{MPa}}\right) - 1 \right] = 0,92 \quad (396.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,94 \quad (397.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,32}{1} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,44 \quad (398.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,32}{0,8} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,77 \quad (399.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,17}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,54 \quad (400.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{235,84 \cdot 0,67}{1,44} = 109,73\text{MPa} \quad (401.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{294,8 \cdot 0,67}{1,77} = 111,6\text{MPa} \quad (402.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{176,88 \cdot 0,67}{1,54} = 76,95\text{MPa} \quad (403.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdm} = 0\text{MPa}$$

$$\sigma_{bm} = 0\text{MPa}$$

$$\tau_{\tau m} = 35,98\text{MPa}$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(0 + 0)^2 + 3 \cdot 35,98} = 62,32\text{MPa} \quad (404.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{62,32}{\sqrt{3}} = 35,98\text{MPa} \quad (405.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{109,73}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 109,73} = 0,1 \quad (406.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{111,6}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 111,6} = 0,1 \quad (407.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{76,95}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 76,95} = 0,07 \quad (408.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 109,73 - 0,1 \cdot 62,32 = 103,5 \text{MPa} \quad (409.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 111,6 - 0,1 \cdot 62,32 = 105,36 \text{MPa} \quad (410.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 76,95 - 0,07 \cdot 35,98 = 74,43 \text{MPa} \quad (411.\text{formula})$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{0}{103,5} + \frac{0}{105,36}\right)^2 + \left(\frac{35,98}{74,43}\right)^2}} = 2,1 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (412.\text{formula})$$

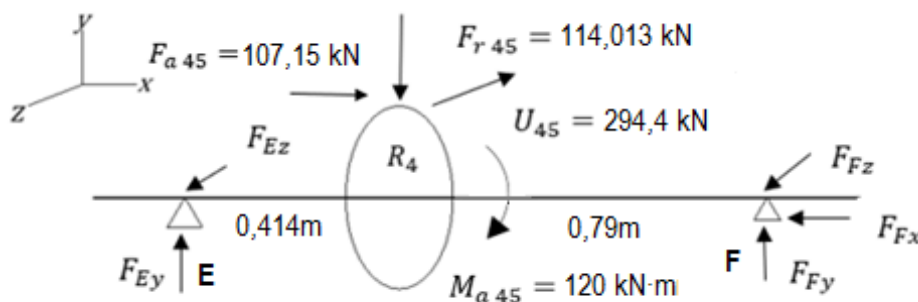
Beraz eguzki ardatzaren diametroa 360mm-takoa izango da. Kasu honetan egokia da apur bat sobredimentsionatzea ardatz honek zenbait diametro aldaketak izango duelako.

3.5.7.2 ARDATZAREN DIMENSIONAMENDUA BIGARREN ETAPAREKIKO.

Kasu honetan T momentu bihurtzaileaz gain, engranaje helikoidalen hortzen gainean sortzen diren indarrak kontuan izan behar dira, hauek momentu makurtzaile bat sortuz. Gainera, indar axialak momentu makurtzaile gehigarri bat sortzen du:

$$M_{a45} = F_{a45} \cdot \frac{D_4}{2} = 107,15 \text{kN} \cdot \frac{20 \text{mm} \cdot 112 \text{ hortz}}{2} \quad (413.\text{formula})$$

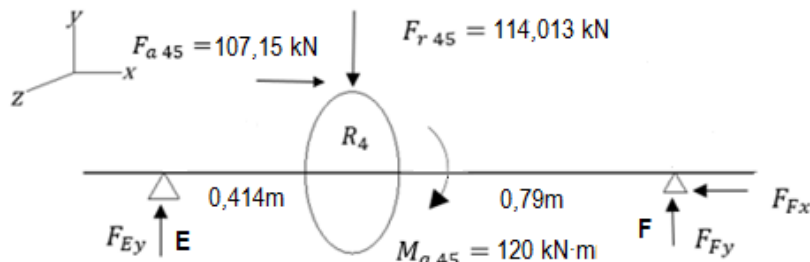
$$M_{a45} = 120008 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 120 \text{ kN} \cdot \text{m}$$



Irudia 3.28: Eguzki ardatzaren kargen eskema

Eguzki ardatzaren kargak identifikatu ostean, hauek sortzen dituzten momentuen diagramak kalkulatu dira ardatzaren dimentsionaketa osatzeko sekzio kritikoenean. Kargak bi plano desberdinetan daudenez, momentuak ere bi plano desberdinetan kalkulatu dira, XY planoan eta XZ planoan.

XY PLANO:



Irudia 3.29: Eguzki ardatzaren XY planoaren kargen eskema

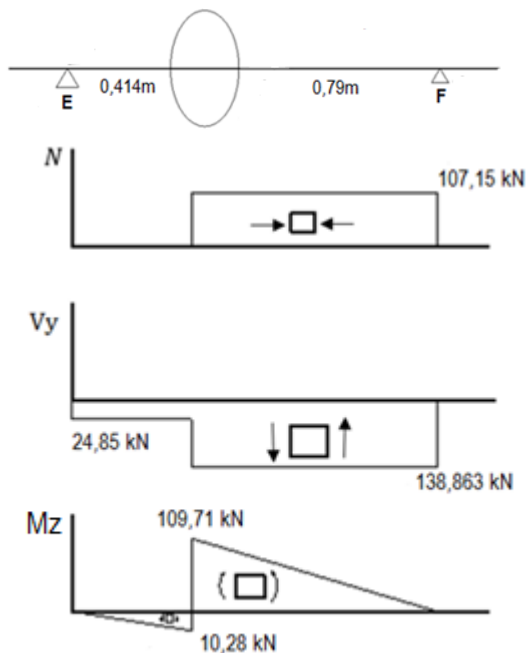
$$\sum M_F = 0 \rightarrow -F_{Ey} \cdot 1,204 + F_{r45} \cdot 0,79 - M_{a45} = 0 \quad (414.\text{formula})$$

$$-F_{Ey} \cdot 1,204 - 107,15 \cdot 0,79 + 120 = 0 \rightarrow F_{Ey} = -24,85 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Ey} + F_{Fy} - F_{r45} = 0 \quad (415.\text{formula})$$

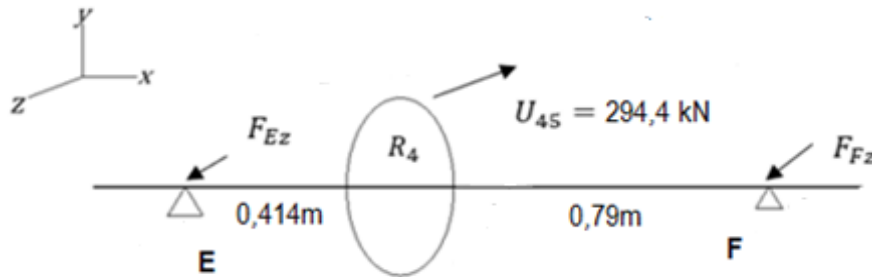
$$-24,85 + F_{Fy} - 107,15 \rightarrow F_{Fy} = 138,863 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{Fx} = F_{a45} = 107,15 \text{ kN} \quad (416.\text{formula})$$



Irudia 3.30: Eguzki ardatzaren XY planoaren diagramak

XZ PLANOA:



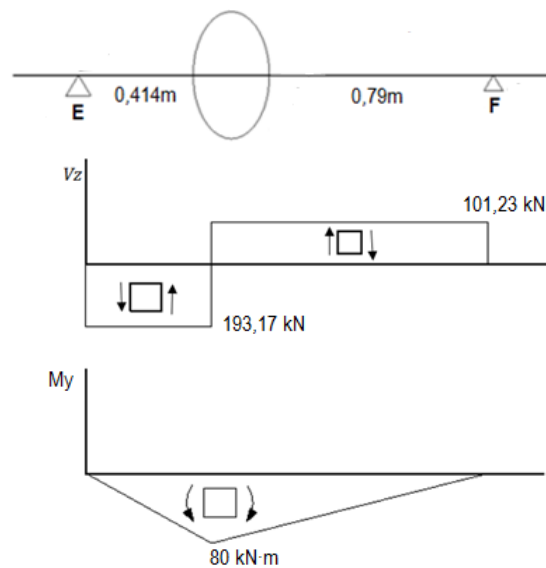
Irudia 3.31: Eguzki ardatzaren XZ planoaren kargen eskema

$$\sum M_F = 0 \rightarrow F_{Ez} \cdot 1,204 - U_{45} \cdot 0,79 = 0 \quad (417.\text{formula})$$

$$F_{Ez} \cdot 1,204 - 294,4 \cdot 0,79 \rightarrow F_{Ez} = 193,17 \text{ kN}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -F_{Ez} - F_{Fz} + U_{45} = 0 \quad (418.\text{formula})$$

$$-193,17 - F_{Fz} + 294,4 = 0 \rightarrow F_{Fz} = 101,23 \text{ kN}$$



Irudia 3.32: Eguzki ardatzaren XZ planoaren diagramak

Euskarrietako erreakzio erresultanteak:

$$R_E = \sqrt{F_{Ey}^2 + F_{Ez}^2} = \sqrt{24,85^2 + 193,17^2} = 194,76 \text{ kN} \quad (419.\text{formula})$$

$$R_F = \sqrt{F_{Fy}^2 + F_{Fz}^2} = \sqrt{138,863^2 + 101,23^2} = 158,6 \text{ kN} \quad (420.\text{formula})$$

Momentu makurtzaile erresultantea:

$$M_{TOT} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{80^2 + 109,71^2} = 135,78 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (421.\text{formula})$$

ARDATZAREN DIMENSIONAMENDUA DIN743-ren arabera:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 107,15 \text{ KN}$

$$M_b = M_y = 135,78 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_t = T = 329,63 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 360 \text{ mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = \frac{107,15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 180^2} = 1,05 \text{ MPa} \quad (422.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = \frac{135,78 \cdot 10^6 \cdot (180)}{\frac{\pi}{4} \cdot (180^4)} = 29,64 \text{ MPa} \quad (423.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{329,63 \cdot 10^6 \cdot (180)}{\frac{\pi}{2} \cdot (180^4)} = 35,98 \text{ MPa} \quad (424.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,67$ (425.formula)

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 880 \cdot 0,67 = 235,84 \text{ MPa}$ (426.formula)

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 880 \cdot 0,67 = 294,8 \text{ MPa} \quad (427.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 880 \cdot 0,67 = 176,88 \text{ MPa} \quad (428.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1540 altzairuarentzako) (429.formula)

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1$ (430.formula)

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8$ (431.formula)

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{360} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{360}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{360}{360}}} = 1,34 \quad (432.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (433.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (434.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712})} = 1,02 \quad (435.\text{formula})$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{1,34}{1,02} = 1,32 \quad (436.\text{formula})$$

- β_{τ} : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{360} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{360}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{360}{360}}} = 1,182 \quad (437.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (438.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,67}{712})} = 1,01 \quad (439.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,182}{1,01} = 1,17 \quad (440.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{600 \cdot 0,67}{20 \text{MPa}}\right) - 1 \right] = 0,92 \quad (441.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,94 \quad (442.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,32}{1} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,44 \quad (443.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,32}{0,8} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,77 \quad (444.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,17}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,54 \quad (445.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{235,84 \cdot 0,67}{1,44} = 109,73 \text{MPa} \quad (446.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{294,8 \cdot 0,67}{1,77} = 111,6 \text{MPa} \quad (447.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{176,88 \cdot 0,67}{1,54} = 76,95 MPa \quad (448.formula)$$

$$\sigma_{zdm} = 1,05 MPa$$

$$\sigma_{bm} = 29,64 MPa$$

$$\tau_{\tau m} = 35,98 MPa$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(1,05 + 29,64)^2 + 3 \cdot 35,98^2} = 74,16 MPa \quad (449.formula)$$

$$\tau_{mv} = \frac{74,16}{\sqrt{3}} = 42,81 MPa \quad (450.formula)$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{z\sigma k} = \frac{109,73}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 109,73} = 0,1 \quad (451.formula)$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{111,6}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 111,6} = 0,1 \quad (452.formula)$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{76,95}{2 \cdot 0,67 \cdot 880 - 76,95} = 0,07 \quad (453.formula)$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zADK} = 109,73 - 0,1 \cdot 74,16 = 102,31 MPa \quad (454.formula)$$

$$\sigma_{bADK} = 111,6 - 0,1 \cdot 74,16 = 104,18 MPa \quad (455.formula)$$

$$\tau_{\tau ADK} = 76,95 - 0,07 \cdot 42,81 = 73,9 MPa \quad (456.formula)$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1,05}{102,31} + \frac{29,64}{104,18}\right)^2 + \left(\frac{35,98}{73,9}\right)^2}} = 1,76 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (457.formula)$$

Beraz eguzki ardatzaren diametroa 360mm-takoa izango da.

3.5.7.2.3 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Kasu honetan bi errodamendu erabiliko dira ardatza eusteko. Horietako bat E errodamenduak soilik karga erradiala jasango du, beraz errodamendu zilindrikoa izango da. Bestea berriz, F errodamenduak karga erradiala eta karga axiala jasango du, beraz errotulazko arraboladun errodamendua izango da.

Aukeratutako errodamenduak SKF markakoak dira, eta hauen aukeraketarako kalkuluak gauzatzeko katalogoa jarraitu da

3.5.7.2.3.1 E ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_r = F_{Ey} = 194,76 \text{ KN} \quad (458.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. 458.formulan adierazitako kargarekin kapazitate dinamikoa kalkulatu da eta azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

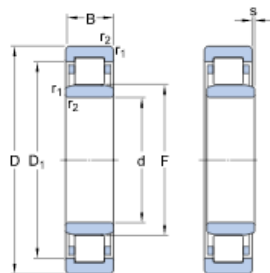
$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (459.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

NU 29/710 ECMA

Dimensiones



d	710	mm
D	950	mm
B	140	mm
D ₁	≈ 875	mm
F	766	mm
r _{1,2}	min. 6	mm
s	max. 8.7	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	3740	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	8300	kN

Irudia 3.33: E errodamenduaren datuak

E errodamenduaren datuak:

- d=710mm
- C=3740 KN

$$P = F_r = 194,76 \text{ KN} \quad (460.\text{formula})$$

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan eguzki ardatza denez:

Posición del rodamiento	Rango de velocidades $n \times D_{pw}$	Vida útil básica, nominal y recomendada L_{H10} en horas
Eje de alta velocidad	150 000 a 430 000	30 000
Eje intermedio de alta velocidad	25 000 a 220 000	40 000
Eje intermedio de baja velocidad	10 000 a 60 000	80 000
Eje solar intermedio	10 000 a 60 000	80 000
Planeta intermedio	20 000 a 150 000	80 000
Planeta de baja velocidad	10 000 a 60 000	100 000
Eje de baja velocidad	5 000 a 15 000	100 000

NOTA 1 Estos valores orientativos se han obtenido a partir de la experiencia con diseños contemporáneos de multiplicadoras, donde el índice de velocidad $n \times D_{pw}$ cae dentro de los rangos especificados.
 NOTA 2 Los valores orientativos se aplican para rodamientos fabricados a partir de acero de rodamientos contemporáneo, de uso común, de alta calidad, y endurecido, de acuerdo con las buenas prácticas de fabricación y, esencialmente, de diseño convencional, en lo que se refiere a la forma de las superficies de rodadura de contacto.
 NOTA 3 Los valores de esta tabla son válidos para una vida útil de diseño de 20 años.
 NOTA 4 Normalmente, no hay una carga equivalente disponible para el eje de entrada.

Taula 3.25: Eguzki ardatzaren bizitza nominala UNE EN 61400-4 arauaren arabera

Aurretik esan bezala, bizitza nominala milioi erreboluziotan egon behar du, beraz:

$$L_{10} = 80000 \text{ ordu} \cdot \frac{87 \text{ birak}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} = 417,6 \text{ milioi erreboluzio} \quad (461.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 194,76 \cdot (417,6)^{\frac{3}{10}} = 1190,5 \text{ kN} \quad (462.\text{formula})$$

1190,5 kN < 3740kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{3740}{194,76}\right)^{\frac{10}{3}} = 18962,95 \text{ milioi erreboluzio} = 3,63 \cdot 10^8 \text{ ordu} \quad (463.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.2.3.2 F ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_a = F_{Fx} = 107,15 \text{ KN} \quad (464.\text{formula})$$

$$F_r = F_{Fy} = 171,84 \text{ KN} \quad (465.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. Hau da, lehenengoz karga axial eta erradialetatik, karga erradial baliokide batera kalkulatu da katalogoak proposatzen dituen formulen bidez, ostean karga baliokide horrekin kapazitate dinamikoa kalkulatzeko. Azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (466.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

Karga erradial baliokidea kalkulatzeko katalogoak proposatzen duen prozedura hurrengoa da:

**Carga dinámica
equivalente del
rodamiento**

Para obtener
más información
→ Carga
dinámica
equivalente del
rodamiento, P

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$$

Realizar los cálculos

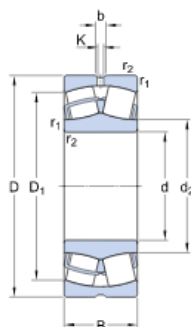
Irudia 3.34: SKF-k proposatutako karga erradial baliokidea kalkulatzeko prozedura

Prozedurarekin jarraitzeko lehenengoz errodamendu bat aukeratuko da. Kalkuluak egin ostean ikusiko da ea emandako karga kapazitate dinamikoa aukeratutakoaren errodamenduarena baino baxuagoa den. 3.34 irudian agertzen den e parametroa errodamenduek duten datu bat da.

► 24072 CC/W33

Producto popular
SKF Explorer

Dimensiones



d	360	mm
D	540	mm
B	180	mm
d ₂	≈ 397	mm
D ₁	≈ 474	mm
b	16.7	mm
K	9	mm
r _{1,2}	min. 5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	3705	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6550	kN
Carga límite de fatiga	P _u	490	kN
Velocidad de referencia		700	r/min
Velocidad límite		1000	r/min
Factor de cálculo	e	0.31	
Factor de cálculo	Y ₁	2.2	
Factor de cálculo	Y ₂	3.3	
Factor de cálculo	Y ₀	2.2	

Irudia 3.35: F errodamenduaren datuak

F errodamenduaren datuak:

- d=360mm
- C=3705 KN
- e=0,31
- Y₁ = 2,2
- Y₂ = 3,3

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{107,15}{171,84} = 0,54 > e \quad (467.\text{formula})$$

$$\text{Beraz, } P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (468.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$P = 0,67 \cdot 171,84 + 3,3 \cdot 107,15 = 468,72 \text{ kN} \quad (469.\text{formula})$$

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 468,72 \cdot (417,6)^{\frac{3}{10}} = 2865,11 \text{ kN} \quad (470.\text{formula})$$

2865, 11 kN < 3705 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{3705}{468,72}\right)^{\frac{10}{3}} = 983,82 \text{ milioi erreboluzio} = 188,4 \cdot 10^3 \text{ ordu} \quad (471.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.3 BIGARREN ARDATZA

Bigarren ardatza eguzki ardatza eta abiadura altuko ardatza lotzen dituen da. Ardatz honek bi engranaje izango ditu, alde batetik bigarren etapako piñoia edo engranaje txikia, eta bestetik hirugarren etapako gurpila edo engranaje handia. Diseinuaren ezaugarri gehiagorako, begiratu 4. Dokumentuko P08. Elementu hau 380 *bir*/min abiaduran biratuko du. Ardatz hau engranajeen materialaren berdinekoa da, F-1540, hurrengo hauek material honen propietateak izanik:

F-1540 (AISI 4320) EZAUGARRI MEKANIKOAK	
Brinell gogortasuna	229 HB
Isurpen tentsioa σ_{yp}	600 MPa
Haustura tentsioa σ_u	880 MPa

Taula 3.26: F-1540-ren ezaugarri mekanikoak

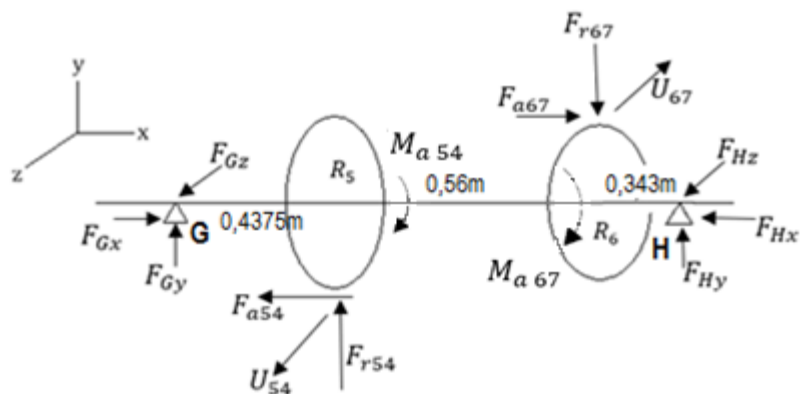
Lehenengoz ardatzean eragiten duten kargak kalkulatu beharko dira. engranaje helikoidalaren hortzen gainean sortzen diren indarrak kontuan izan behar dira, hauek momentu makurtzaile bat sortzen dutelako. Gainera, ardatz honetan bi engranaje hartu behar ditugu kontutan, beraz bi momentu makurtzaile egongo dira bi indar axialetatik sortuak.

$$M_{a54} = F_{a54} \cdot \frac{D_5}{2} = 107,15 \text{ kN} \cdot \frac{21,28 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hertz}}{2} \quad (472.\text{formula})$$

$$M_{a54} = 28501,9 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 28,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{a67} = F_{a67} \cdot \frac{D_6}{2} = 34,1 \text{ kN} \cdot \frac{14 \text{ mm} \cdot 112 \text{ hertz}}{2} \quad (473.\text{formula})$$

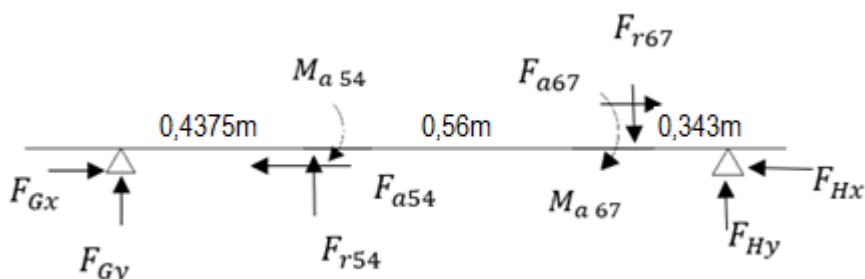
$$M_{a67} = 26734,4 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 26,73 \text{ kN} \cdot \text{m}$$



Irudia 3.36: Bigarren ardatzaren kargen eskema

Bigarren ardatzaren kargak identifikatu ostean, hauek sortzen dituzten momentuen diagramak kalkulatu dira ardatzaren dimentsionaketa osatzeko sekzio kritikoenean. Kargak bi plano desberdinetan daudenez, momentuak ere bi plano desberdinetan kalkulatu dira, XY planoan eta XZ planoan.

XY PLANO:



Irudia 3.37: Bigarren ardatzaren XY planoaren kargen eskema

$$\sum M_H = 0 \rightarrow -F_{Gy} \cdot 1,3405 + F_{r67} \cdot 0,343 - F_{r54} \cdot 0,903 \quad (474.\text{formula})$$

$$-M_{a54} - M_{a67} = 0$$

$$-F_{Gy} \cdot 1,3405 + 36,28 \cdot 0,343 - 114,013 \cdot 0,903$$

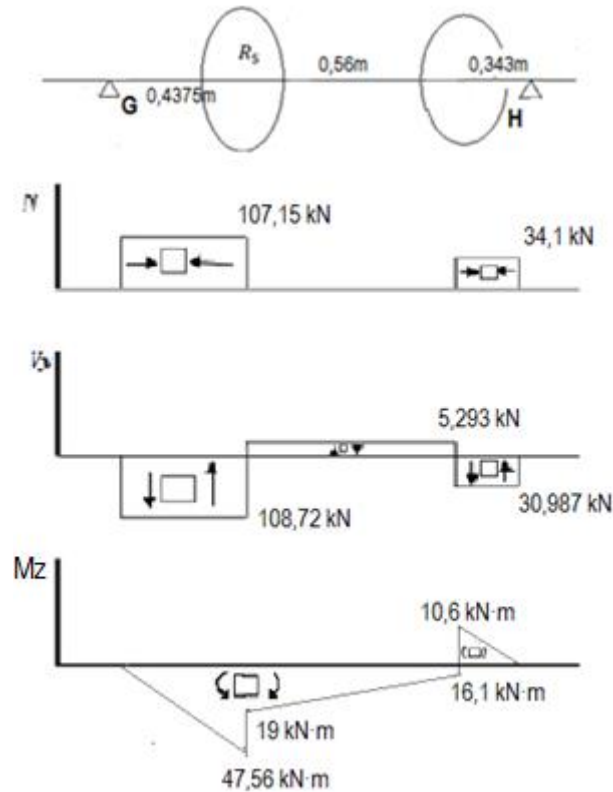
$$-28,5 - 26,73 = 0 \rightarrow F_{Gy} = -108,72 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Gy} + F_{r54} - F_{r67} + F_{Hy} = 0 \quad (475.\text{formula})$$

$$-108,72 + 114,013 - 36,28 + F_{Hy} = 0 \rightarrow F_{Hy} = 30,987 \text{ kN}$$

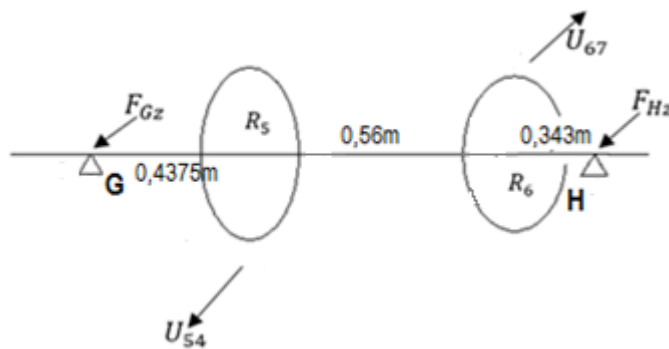
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{Gx} = F_{a54} = 107,15 \text{ kN} \quad (476.\text{formula})$$

$$F_{Hx} = F_{a67} = 34,1 \text{ kN} \quad (477.\text{formula})$$



Irudia 3.38: Bigarren ardatzaren XY planoaren diagramak

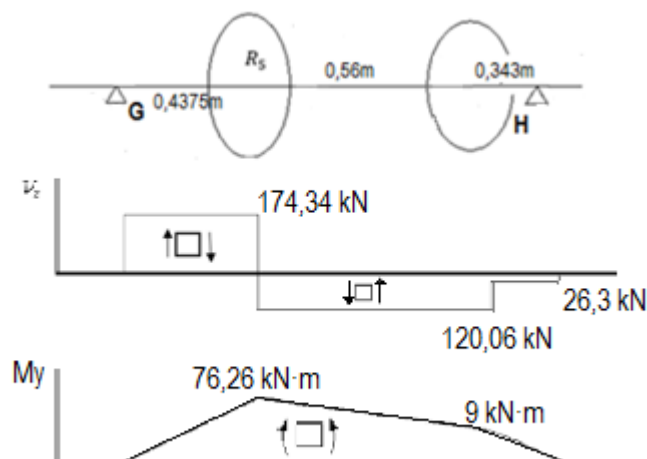
XZ PLANOA:



Irudia 3.39: Bigarreni ardatzaren XZ planoaren kargen eskema

$$\begin{aligned} \sum M_H = 0 &\rightarrow -U_{67} \cdot 0,343 + U_{54} \cdot 0,903 + F_{Gz} \cdot 1,3405 = 0 && (478.\text{formula}) \\ -93,7 \cdot 0,343 + 294,4 \cdot 0,903 + F_{Gz} \cdot 1,3405 &\rightarrow F_{Gz} = -174,34 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 &\rightarrow -F_{Gz} - U_{54} + U_{67} - F_{Hz} = 0 && (479.\text{formula}) \\ 174,34 - 294,4 + 93,7 - F_{Hz} = 0 &\rightarrow F_{Hz} = -26,36 \text{ kN} \end{aligned}$$



Irudia 3.40: Bigarren ardatzaren XZ planoaren diagramak

Euskarrietako erreakzio erresultanteak:

$$R_G = \sqrt{F_{Gy}^2 + F_{Gz}^2} = \sqrt{108,72^2 + 174,34^2} = 205,46\text{ kN} \quad (480.\text{formula})$$

$$R_H = \sqrt{F_{Hy}^2 + F_{Hz}^2} = \sqrt{30,987^2 + 26,36^2} = 40,68\text{ kN} \quad (481.\text{formula})$$

Momentu makurtzaile erresultantea:

$$M_{TOT} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{76,26^2 + 47,56^2} = 89,87\text{ kN}\cdot\text{m} \quad (482.\text{formula})$$

ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA DIN743-ren arabera:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 107,15\text{ kN}$

$$M_b = M_y = 89,87\text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_t = T = 73,6\text{ kN}\cdot\text{m}$$

- $d_{ext} = 280\text{ mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = \frac{107,15 \cdot 10^3}{\Pi \cdot 140^2} = 1,74\text{ MPa} \quad (483.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = \frac{89,87 \cdot 10^6 \cdot (140)}{\frac{\pi}{4} \cdot (140^4)} = 41,7 \text{MPa} \quad (484.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{73,6 \cdot 10^6 \cdot (140)}{\frac{\pi}{2} \cdot (140^4)} = 17,07 \text{MPa} \quad (485.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,685 \quad (486.\text{formula})$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 880 \cdot 0,685 = 239,36 \text{MPa} \quad (487.\text{formula})$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 880 \cdot 0,685 = 300 \text{MPa} \quad (488.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 880 \cdot 0,685 = 179,52 \text{MPa} \quad (489.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1540 altzairuarentzako) (490.formula)

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1$ (491.formula)

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8$ (492.formula)

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{280} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{280}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{280}{280}}} = 1,27 \quad (493.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (494.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (495.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{600 \cdot 0,685}{712}\right)} = 1,02 \quad (496.\text{formula})$$

$$\beta_\sigma = \frac{1,27}{1,02} = 1,25 \quad (497.\text{formula})$$

- β_τ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{280} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{280}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{280}{280}}} = 1,19 \quad (498.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (499.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,685}{712})} = 1,01 \quad (500.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,19}{1,01} = 1,178 \quad (501.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{600 \cdot 0,685}{20\text{MPa}}\right) - 1 \right] = 0,92 \quad (502.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,94 \quad (503.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,25}{1} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,37 \quad (504.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,25}{0,8} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,68 \quad (505.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,178}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,53 \quad (506.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{239,36 \cdot 0,685}{1,37} = 119,7\text{MPa} \quad (507.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{300 \cdot 0,685}{1,68} = 132,32\text{MPa} \quad (508.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{179,52 \cdot 0,685}{1,53} = 80,37\text{MPa} \quad (509.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdm} = 1,74\text{MPa}$$

$$\sigma_{bm} = 41,7\text{MPa}$$

$$\tau_{\tau m} = 17,07\text{MPa}$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(1,74 + 41,7)^2 + 3 \cdot 17,07^2} = 52,54\text{MPa} \quad (510.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{52,54}{\sqrt{3}} = 30,33\text{MPa} \quad (511.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{119,7}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 119,7} = 0,11 \quad (512.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{122,32}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 122,32} = 0,11 \quad (513.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{80,37}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 80,37} = 0,071 \quad (514.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 119,7 - 0,11 \cdot 52,54 = 113,92 \text{MPa} \quad (515.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 122,32 - 0,11 \cdot 52,54 = 116,54 \text{MPa} \quad (516.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 80,37 - 0,071 \cdot 30,33 = 78,21 \text{MPa} \quad (517.\text{formula})$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1,74}{113,92} + \frac{41,7}{116,54}\right)^2 + \left(\frac{17,07}{78,21}\right)^2}} = 2,32 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (518.\text{formula})$$

Beraz bigarren ardatzaren diametroa 280mm-takoa izango da.

3.5.7.3.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Kasu honetan bi errodamendu erabiliko dira ardatza eusteko. Horietako bat G errodamenduak karga erradiala eta bigarren etapako engranajeeek sortutako karga axiala jasango du. Bestea berriz, H errodamenduak karga erradiala eta hirugarren etapako engranajeeek sortutako karga axiala jasango du. Beraz bi errodamenduek errotulazko arraboladun errodamenduak izango da.

Aukeratutako errodamenduak SKF markakoak dira, eta hauen aukeraketarako kalkuluak gauzatzeko katalogoa jarraitu da

3.5.7.3.1.1 G ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_a = F_{Gx} = 107,15 \text{KN} \quad (519.\text{formula})$$

$$F_r = F_{Gy} = 205,46 \text{ KN} \quad (520.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. Hau da, lehenengoz karga axial eta erradialetatik, karga erradial baliokide batera kalkulatu da katalogoak proposatzen dituen formulen bidez, ostean karga baliokide horrekin kapazitate dinamikoa kalkulatzeko. Azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (521.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

Karga erradial baliokidea kalkulatzeko katalogoak proposatzen duen prozedura hurrengoa da:

Carga dinámica equivalente del rodamiento	$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$
	$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$
Para obtener más información → Carga dinámica equivalente del rodamiento, P	Realizar los cálculos

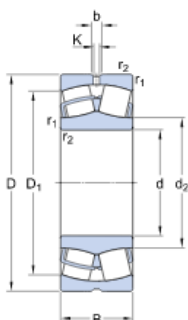
Irudia 3.41: SKF-k proposatutako karga erradial baliokidea kalkulatzeko prozedura

Prozedurarekin jarraitzeko lehenengoz errodamendu bat aukeratu da. Kalkuluak egin ostean ikusiko da ea emandako karga kapazitate dinamikoa aukeratutakoaren errodamenduarena baino baxuagoa den. 3.41 irudian agertzen den e parametroa errodamenduek duten datu bat da.

► 22356 CC/W33

Popular item

Dimensions



d	280	mm
D	580	mm
B	175	mm
d ₂	≈ 354	mm
D ₁	≈ 492	mm
b	22.3	mm
K	12	mm
r _{1,2}	min. 6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	4158	kN
Basic static load rating	C ₀	5200	kN
Fatigue load limit	P _u	365	kN
Reference speed		800	r/min
Limiting speed		1100	r/min
Calculation factor	e	0.3	
Calculation factor	Y ₁	2.3	
Calculation factor	Y ₂	3.4	
Calculation factor	Y ₀	2.2	

Irudia 3.42: G errodamenduaren datuak

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan bigarren ardatza denez:

Posición del rodamiento	Rango de velocidades $n \times D_{pw}$	Vida útil básica, nominal y recomendada L_{H10} en horas
Eje de alta velocidad	150 000 a 430 000	30 000
Eje intermedio de alta velocidad	25 000 a 220 000	40 000
Eje intermedio de baja velocidad	10 000 a 60 000	80 000
Eje solar intermedio	10 000 a 60 000	80 000
Planeta intermedio	20 000 a 150 000	80 000
Planeta de baja velocidad	10 000 a 60 000	100 000
Eje de baja velocidad	5 000 a 15 000	100 000

NOTA 1 Estos valores orientativos se han obtenido a partir de la experiencia con diseños contemporáneos de multiplicadoras, donde el índice de velocidad $n \times D_{pw}$ cae dentro de los rangos especificados.
 NOTA 2 Los valores orientativos se aplican para rodamientos fabricados a partir de acero de rodamientos contemporáneo, de uso común, de alta calidad, y endurecido, de acuerdo con las buenas prácticas de fabricación y, esencialmente, de diseño convencional, en lo que se refiere a la forma de las superficies de rodadura de contacto.
 NOTA 3 Los valores de esta tabla son válidos para una vida útil de diseño de 20 años.
 NOTA 4 Normalmente, no hay una carga equivalente disponible para el eje de entrada.

Taula 3.27: Bigarren ardatzaren bizitza nominala UNE EN 61400-4 arauaren arabera

Aurretik esan bezala, bizitza nominala milioi erreboluziotan egon behar du, beraz:

$$L_{10} = 40000 \text{ ordu} \cdot \frac{380 \text{ bira}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} = 912 \text{ milioi erreboluzio} \quad (522.\text{formula})$$

G errodamenduaren datuak:

- $d=280\text{mm}$
- $C=4158 \text{ KN}$
- $e=0,3$
- $Y_1 = 2,3$
- $Y_2 = 3,4$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{107,15}{205,46} = 0,52 > e \quad (523.\text{formula})$$

$$\text{Beraz, } P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (524.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$P = 0,67 \cdot 205,46 + 3,4 \cdot 107,15 = 501,96 \text{ kN} \quad (525.\text{formula})$$

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 4501,96 \cdot (912)^{\frac{3}{10}} = 3878,53 \text{ kN} \quad (526.\text{formula})$$

3878,53kN < 4158 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{4158}{501,96}\right)^{\frac{10}{3}} = 1150 \text{ milioi erreboluzio} = 50,44 \cdot 10^3 \text{ ordu} \quad (527.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.3.1.2 H ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_a = F_{Hx} = 34,1 \text{ KN} \quad (528.\text{formula})$$

$$F_r = F_{Hy} = 40,68 \text{ KN} \quad (529.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. Hau da, lehenengoz karga axial eta erradialetatik, karga erradial baliokide batera kalkulatu da katalogoak proposatzen dituen formulen bidez, ostean karga baliokide horrekin kapazitate dinamikoa kalkulatzeko. Azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (530.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

Karga erradial baliokidea kalkulatzeko katalogoak proposatzen duen prozedura hurrengoa da:

**Carga dinámica
equivalente del
rodamiento**

Para obtener
más información
→ Carga
dinámica
equivalente del
rodamiento, P

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$$

Realizar los cálculos

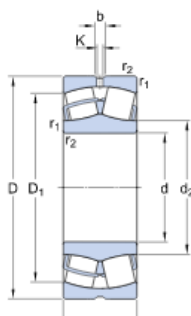
Irudia 3.43: SKF-k proposatutako karga erradial baliokidea kalkulatzeko prozedura

Prozedurarekin jarraitzeko lehenengoz errodamendu bat aukeratuko da. Kalkuluak egin ostean ikusiko da ea emandako karga kapazitate dinamikoa aukeratutakoaren errodamenduarena baino baxuagoa den. 3.43 irudian agertzen den e parametroa errodamenduek duten datu bat da.

► 23056 CC/W33

Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	280	mm
D	420	mm
B	106	mm
d ₂	≈ 315	mm
D ₁	≈ 380	mm
b	16.7	mm
K	9	mm
r _{1,2}	min. 4	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	1797	kN
Basic static load rating	C ₀	2850	kN
Fatigue load limit	P _u	224	kN
Reference speed		1300	r/min
Limiting speed		1600	r/min
Calculation factor	e	0.23	
Calculation factor	Y ₁	2.9	
Calculation factor	Y ₂	4.4	
Calculation factor	Y ₀	2.8	

Irudia 3.44: H errodamenduaren datuak

H errodamenduaren datuak:

- d=280mm
- C=1797 KN
- e=0,23
- Y₁ = 2,9
- Y₂ = 4,4

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{34,1}{40,68} = 0,83 > e \quad (531.\text{formula})$$

$$\text{Beraz, } P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (532.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$P = 0,67 \cdot 40,68 + 4,4 \cdot 34,1 = 177,3 \text{ kN} \quad (533.\text{formula})$$

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 177,3 \cdot (912)^{\frac{3}{10}} = 1369,9 \text{ kN} \quad (534.\text{formula})$$

1369,9 kN < 1797 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{1797}{177,3}\right)^{\frac{10}{3}} = 2232,13 \text{ milioi erreboluzio} = 97,9 \cdot 10^3 \text{ ordu} \quad (535.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.4 ABIADURA ALTUKO ARDATZA

Abiadura altuko ardatza biderkatzailearen azkeneko ardatza da, hau 1620 bira/min-ko abiaduran biratuko du. Honek biderkatzailea motore elektrikoaren akoplamendurekin lotzen du. Ardatz honek engranaje bat izango du, hirugarren etapako piñoia edo engranaje txikia. Diseinuaren ezaugarri gehiagorako, begiratu 4. Dokumentuko P09. Ardatz hau engranajeen materialaren berdinekoa da, F-1540, hurrengo hauek material honen propietateak izanik:

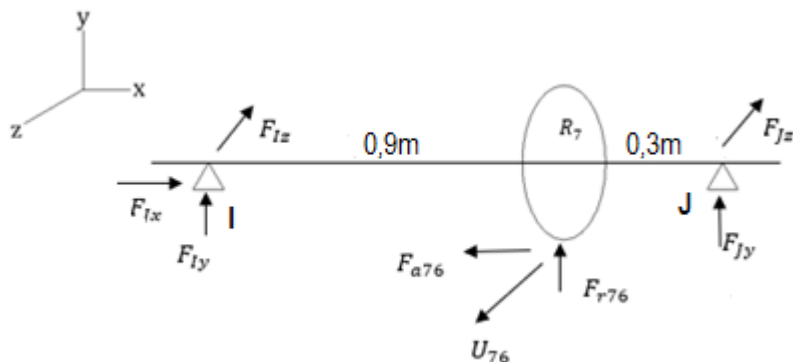
F-1540 (AISI 4320) EZAUGARRI MEKANIKOAK	
Brinell gogortasuna	229 HB
Isurpen tentsioa σ_{yp}	600 MPa
Haustura tentsioa σ_u	880 MPa

Taula 3.28: F-1540-ren ezaugarri mekanikoak

Lehenengoz ardatzean eragiten duten kargak kalkulatu beharko dira. engranaje helikoidalen hortzen gainean sortzen diren indarrak kontuan izan behar dira, hauek momentu makurtzaile bat sortzen dutelako.

$$M_{a76} = F_{a76} \cdot \frac{D_7}{2} = 34,1 \text{ kN} \cdot \frac{14,9 \text{ mm} \cdot 25 \text{ hortz}}{2} \quad (536.\text{formula})$$

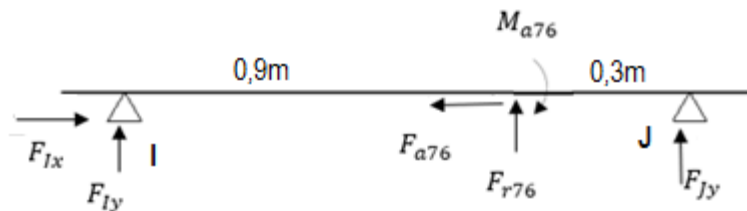
$$M_{a76} = 6351,125 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 6,35 \text{ kN} \cdot \text{m}$$



Irudia 3.45: Abiadura altuko ardatzaren kargen eskema

Abiadura altuko ardatzaren kargak identifikatu ostean, hauek sortzen dituzten momentuen diagramak kalkulatu dira ardatzaren dimentsionaketa osatzeko sekzio kritikoenean. Kargak bi plano desberdinetan daudenez, momentuak ere bi plano desberdinetan kalkulatu dira, XY planoan eta XZ planoan.

XY PLANO:



Irudia 3.46: Abiadura altuko ardatzaren XY planoaren kargen eskema

$$\sum M_J = 0 \rightarrow -F_{r76} \cdot 0,3 - F_{Iy} \cdot 1,2 - M_{a76} = 0 \quad (537.\text{formula})$$

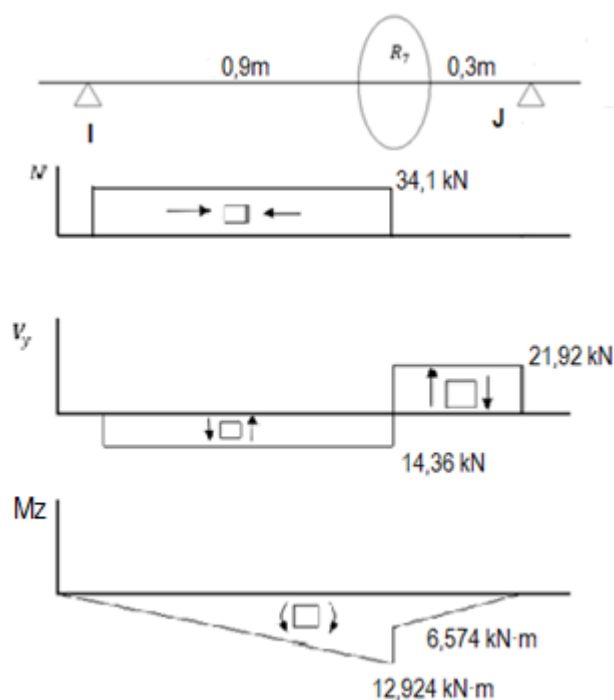
$$-36,28 \cdot 0,3 - F_{Iy} \cdot 1,2 - 6,35 = 0 \rightarrow F_{Iy} = -14,36 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Iy} + F_{r76} + F_{Jy} = 0 \quad (538.\text{formula})$$

$$-14,36 + 36,28 + F_{Jy} = 0 \rightarrow F_{Jy} = -21,92 \text{ kN}$$

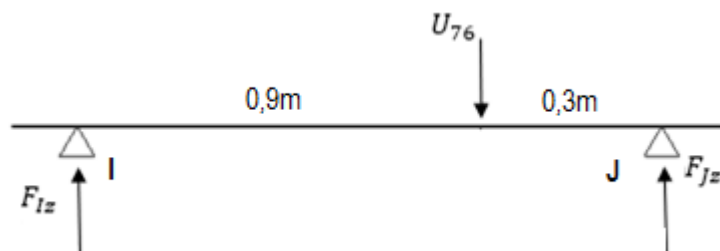
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{Jx} - F_{a76} = 0 \quad (539.\text{formula})$$

$$F_{Ix} - 34,1 = 0 \rightarrow F_{Ix} = 34,1 \text{ kN}$$



Irudia 3.47: Abiadura altuko ardatzaren XY planoaren diagramak

XZ PLANOA:



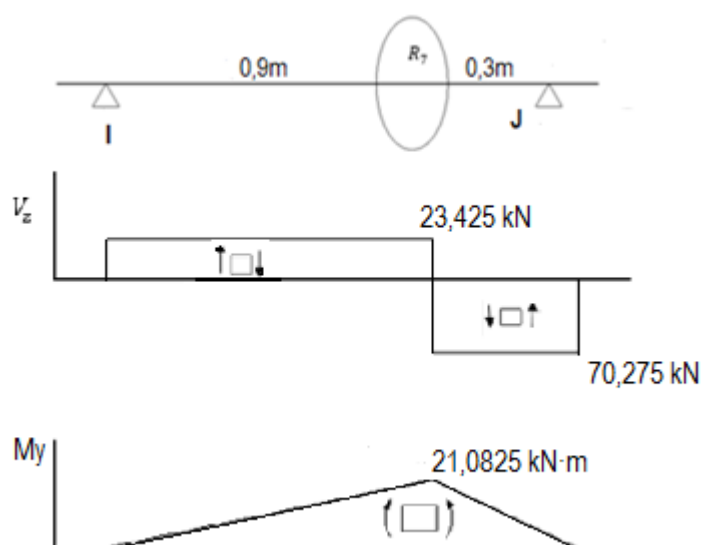
Irudia 3.48: Abiadura altuko ardatzaren XZ planoaren kargen eskema

$$\sum M_J = 0 \rightarrow U_{76} \cdot 0,3 - F_{Iz} \cdot 1,2 = 0 \quad (540.\text{formula})$$

$$93,7 \cdot 0,3 - F_{Iz} \cdot 1,2 = 0 \rightarrow F_{Iz} = 23,425 \text{ kN}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow F_{Iz} - U_{76} + F_{Jz} = 0 \quad (541.\text{formula})$$

$$23,425 - 93,7 + F_{Jz} = 0 \rightarrow F_{Jz} = 70,275 \text{ kN}$$



Irudia 3.49: Abiadura altuko ardatzaren XZ planoaren diagramak

Euskarrietako erreakzio erresultanteak:

$$R_I = \sqrt{F_{Iy}^2 + F_{Iz}^2} = \sqrt{14,36^2 + 23,425^2} = 27,47 \text{ kN} \quad (542.\text{formula})$$

$$R_J = \sqrt{F_{Jy}^2 + F_{Jz}^2} = \sqrt{21,92^2 + 70,275^2} = 73,61 \text{ kN} \quad (543.\text{formula})$$

Momentu makurtzaile erresultantea:

$$M_{TOT} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{21,0825^2 + 12,924^2} = 24,728 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (544.\text{formula})$$

ARDATZAREN DIMENTSIONAMENDUA DIN743-ren arabera:

- Esfortzuak: $F_{ax} = 34,1 \text{ kN}$

$$M_b = M_y = 24,728 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_t = T = 16,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

- $d_{ext} = 190 \text{ mm}$

- Tentsio nominalak:

$$\sigma_{zda} = \frac{34,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 95^2} = 1,2 \text{ MPa} \quad (545.\text{formula})$$

$$\sigma_{ba} = \frac{24,728 \cdot 10^6 \cdot (95)}{\frac{\pi}{4} \cdot (95^4)} = 36,72 \text{ MPa} \quad (546.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau a} = \frac{16,4 \cdot 10^6 \cdot (95)}{\frac{\pi}{2} \cdot (95^4)} = 12,17 \text{ MPa} \quad (547.\text{formula})$$

- $K_1(d_{eff}) = 0,685 \quad (548.\text{formula})$

- $\sigma_{dw(d_B)} = 0,4 \cdot 880 \cdot 0,685 = 239,36 \text{ MPa} \quad (549.\text{formula})$

$$\sigma_{bw(d_B)} = 0,5 \cdot 880 \cdot 0,685 = 300 \text{ MPa} \quad (550.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau w(d_B)} = 0,3 \cdot 880 \cdot 0,685 = 179,52 \text{ MPa} \quad (551.\text{formula})$$

- $K_v = 1,05$ (F-1540 altzairuarentzako) $(552.\text{formula})$

- Axialerako $\rightarrow K_2(d) = 1 \quad (553.\text{formula})$

- Makurdura eta tortsiorako $\rightarrow K_2(d) = 0,8 \quad (554.\text{formula})$

- β_σ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{100}{100} + 11,6 \cdot \frac{100}{190} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{190}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{190}{190}}} = 1,19 \quad (555.\text{formula})$$

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{100}{100} + 2}} = 0,16 \quad (556.\text{formula})$$

$$G' = \frac{2,3 \cdot (1 + 0,16)}{100} = 0,026 \quad (557.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,026} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,685}{712})} = 1,02 \quad (558.\text{formula})$$

$$\beta_\sigma = \frac{1,19}{1,02} = 1,16 \quad (559.\text{formula})$$

- β_τ : Nekerako koskaren faktorea

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3.4 \cdot \frac{100}{100} + 38 \cdot \frac{100}{190} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{100}{190}\right)^2 + \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{190}{190}}} = 1,1 \quad (560.\text{formula})$$

$$G' = \frac{1,15}{100} = 0,0115 \quad (561.\text{formula})$$

$$n = 1 + \sqrt{0,0115} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{600 \cdot 0,685}{712})} = 1,01 \quad (562.\text{formula})$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,1}{1,01} = 1,09 \quad (563.\text{formula})$$

$$- K_{f\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log(5) \cdot \left[\log\left(\frac{600 \cdot 0,685}{20MPa}\right) - 1 \right] = 0,92 \quad (564.\text{formula})$$

$$- K_{f\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,94 \quad (565.\text{formula})$$

- Axial eta makurtzailerako faktore orokorra

$$K_{\sigma zd} = \left(\frac{1,16}{1} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,29 \quad (566.\text{formula})$$

$$K_{\sigma b} = \left(\frac{1,16}{0,8} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,58 \quad (567.\text{formula})$$

- Tortsiorako faktore orokorra

$$K_{\tau} = \left(\frac{1,09}{0,8} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,05} = 1,53 \quad (568.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdWK} = \frac{239,36 \cdot 0,685}{1,29} = 127,23MPa \quad (569.\text{formula})$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{300 \cdot 0,685}{1,58} = 130MPa \quad (570.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau WK} = \frac{179,52 \cdot 0,685}{1,53} = 80,37MPa \quad (571.\text{formula})$$

$$- \sigma_{zdm} = 1,2MPa$$

$$\sigma_{bm} = 36,72MPa$$

$$\tau_{\tau m} = 12,17MPa$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(1,2 + 36,72)^2 + 3 \cdot 12,17^2} = 43,38MPa \quad (572.\text{formula})$$

$$\tau_{mv} = \frac{43,38}{\sqrt{3}} = 25,045MPa \quad (573.\text{formula})$$

- Sentsibilitate faktoreak:

$$\psi_{zd\sigma k} = \frac{127,23}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 127,23} = 0,11 \quad (574.\text{formula})$$

$$\psi_{b\sigma k} = \frac{130}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 130} = 0,12 \quad (575.\text{formula})$$

$$\psi_{\tau\sigma k} = \frac{80,37}{2 \cdot 0,685 \cdot 880 - 80,37} = 0,071 \quad (576.\text{formula})$$

- Tentsio onargarriak:

$$\sigma_{zdADK} = 127,23 - 0,11 \cdot 43,38 = 122,45 \text{MPa} \quad (577.\text{formula})$$

$$\sigma_{bADK} = 130 - 0,12 \cdot 43,38 = 124,8 \text{MPa} \quad (578.\text{formula})$$

$$\tau_{\tau ADK} = 80,37 - 0,071 \cdot 25,045 = 78,6 \text{MPa} \quad (579.\text{formula})$$

- Segurtasun faktorea:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1,2}{122,45} + \frac{36,72}{124,8}\right)^2 + \left(\frac{12,17}{78,6}\right)^2}} = 2,95 > 1,2 \text{ BALIO DU} \quad (580.\text{formula})$$

Beraz abiadura altuko ardatzaren diametroa 190mm-takoa izango da.

3.5.7.4.1 ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Kasu honetan bi errodamendu erabiliko dira ardatza eusteko. Horietako bat I errodamenduak karga erradiala eta hirugarren etapako engranajeek sortutako karga axiala jasango du, beraz errotulazko arraboladun errodamendua izango da. Bestea berriz, J errodamenduak karga erradiala baino ez du jasango, beraz errodamendu zilindrikoa izango da.

Aukeratutako errodamenduak SKF markakoak dira, eta hauen aukeraketarako kalkuluak gauzatzeko katalogoa jarraitu da

3.5.7.4.1.1 I ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_a = F_{Ix} = 34,1 \text{ KN} \quad (581.\text{formula})$$

$$F_r = F_{Iy} = 27,47 \text{ KN} \quad (582.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. Hau da, lehenengoz karga axial eta erradialetatik, karga erradial baliokide batera kalkulatu da katalogoak proposatzen dituen formulen bidez, ostean karga baliokide horrekin kapazitate dinamikoa kalkulatzeko. Azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (583.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

Karga erradial baliokidea kalkulatzeko katalogoak proposatzen duen prozedura hurrengoa da:

**Carga dinámica
equivalente del
rodamiento**

Para obtener
más información
→ Carga
dinámica
equivalente del
rodamiento, P

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$$

Realizar los cálculos

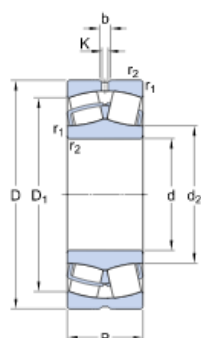
Irudia 3.50: SKF-k proposatutako karga erradial baliokidea kalkulatzeko prozedura

Prozedurarekin jarraitzeko lehenengoz errodamendu bat aukeratuko da. Kalkuluak egin ostean ikusiko da ea emandako karga kapazitate dinamiko aukeratutakoaren errodamenduarena baino baxuagoa den. 3.50 irudian agertzen den e parametroa errodamenduek duten datu bat da.

► 24138 CC/W33

Producto popular
SKF Explorer

Dimensiones



d	190	mm
D	320	mm
B	128	mm
d ₂	≈ 215	mm
D ₁	≈ 268	mm
b	11.1	mm
K	6	mm
r _{1,2}	min. 3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1652	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2500	kN
Carga límite de fatiga	P _u	212	kN
Velocidad de referencia		1100	r/min
Velocidad límite		1500	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y ₁	1.7	
Factor de cálculo	Y ₂	2.5	
Factor de cálculo	Y ₀	1.6	

Irudia 3.51: I errodamenduaren datuak

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan abiadura altuko ardatza denez:

Posición del rodamiento	Rango de velocidades $n \times D_{pw}$	Vida útil básica, nominal y recomendada L_{R10} en horas
Eje de alta velocidad	150 000 a 430 000	30 000
Eje intermedio de alta velocidad	25 000 a 220 000	40 000
Eje intermedio de baja velocidad	10 000 a 60 000	80 000
Eje solar intermedio	10 000 a 60 000	80 000
Planeta intermedio	20 000 a 150 000	80 000
Planeta de baja velocidad	10 000 a 60 000	100 000
Eje de baja velocidad	5 000 a 15 000	100 000

NOTA 1 Estos valores orientativos se han obtenido a partir de la experiencia con diseños contemporáneos de multiplicadoras, donde el índice de velocidad $n \times D_{pw}$ cae dentro de los rangos especificados.
 NOTA 2 Los valores orientativos se aplican para rodamientos fabricados a partir de acero de rodamientos contemporáneo, de uso común, de alta calidad, y endurecido, de acuerdo con las buenas prácticas de fabricación y, esencialmente, de diseño convencional, en lo que se refiere a la forma de las superficies de rodadura de contacto.
 NOTA 3 Los valores de esta tabla son válidos para una vida útil de diseño de 20 años.
 NOTA 4 Normalmente, no hay una carga equivalente disponible para el eje de entrada.

Taula 3.29: Abiadura altuko ardatzaren bizitza nominala UNE EN 61400-4 arauaren arabera

Aurretik esan bezala, bizitza nominala milioi erreboluziotan egon behar du, beraz:

$$L_{10} = 30000 \text{ ordu} \cdot \frac{1620 \text{ birak}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ ordu}} = 2916 \text{ milioi erreboluzio} \quad (584.\text{formula})$$

I errodamenduaren datuak:

- $d=190\text{mm}$
- $C=1652 \text{ KN}$
- $e=0,4$
- $Y_1 = 1,7$
- $Y_2 = 2,5$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{34,1}{27,47} = 1,24 > e \quad (585.\text{formula})$$

$$\text{Beraz, } P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (586.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengo da:

$$P = 0,67 \cdot 27,47 + 2,5 \cdot 34,1 = 103,655 \text{ kN} \quad (587.\text{formula})$$

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 103,655 \cdot (2916)^{\frac{3}{10}} = 1135,1 \text{ kN} \quad (588.\text{formula})$$

1135,1 kN < 1652 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{1652}{103,655}\right)^{\frac{10}{3}} = 10187,4 \text{ milioi erreboluzio} = 104,8 \cdot 10^3 \text{ ordu} \quad (589.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.5.7.4.1.2 J ERRODAMENDUA

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_r = F_{Jy} = 73,61 \text{ KN} \quad (590.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. 590.formulan adierazitako kargarekin kapazitate dinamikoa kalkulatu da eta azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (591.\text{formula})$$

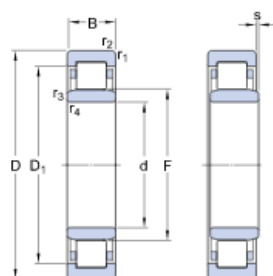
Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

► **NU 244 ECML**

Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	220	mm
D	400	mm
B	65	mm
D ₁	≈ 343.7	mm
F	268	mm
r _{1,2}	min. 4	mm
r _{3,4}	min. 4	mm
s	max. 2.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	1060	kN
Basic static load rating	C ₀	1290	kN

Irudia 3.52: J errodamenduaren datuak

J errodamenduaren datuak:

- d=220mm
- C=1060 KN

$$P = F_r = 73,61 \text{ KN} \quad (592.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 73,61 \cdot (2916)^{\frac{3}{10}} = 806,07 \text{ kN} \quad (593.\text{formula})$$

806,07 kN < 1060 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{1060}{73,61}\right)^{\frac{10}{3}} = 7264,9 \text{ milioi erreboluzio} = 74,7 \cdot 10^8 \text{ ordu} \quad (594.\text{formula})$$

Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

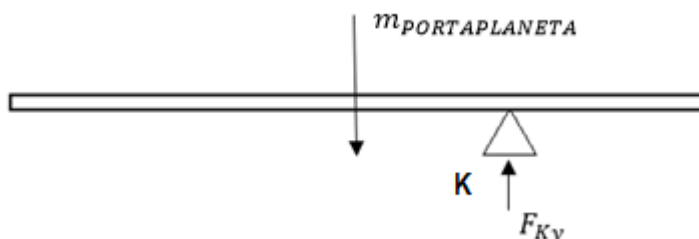
3.5.8 PORTAPLANETAREN ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA

Portaplaneta errodamendu batekin egongo da eutsita, soilik karga erradiala jasango du, beraz errodamendu zilindrikoa izango da. Errodamendu honen pega bakarra, pisu handia jasan beharko duela, beraz pisu hori *Autodesk inventor professional* programaren bitartez kalkulatu da. 3.5.7.1 atalean azaldu den moduan, programarekin portaplanetaren bolumena kalkulatu da, hau materialaren dentsitatearekin biderkatuz pisua lortuko dugu.

$$V_{PORTAPLANETA} = 1,5365 \cdot 10^9 \text{ mm}^3 = 1536,53 \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \quad (596.\text{formula})$$

$$m_{PORTAPLANETA} = V_{PORTAPLANETA} \cdot \rho = 1536,53 \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \cdot 7,85 \text{ g/cm}^3 \quad (597.\text{formula})$$

$$m_{PORTAPLANETA} = 12,061 \cdot 10^6 \text{ g} = 12061 \text{ Kg} \cdot \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1 \text{ kN}}{1000 \text{ N}} = 118,32 \text{ kN} \quad (598.\text{formula})$$



Irudia 3.53: K errodamenduaren indarren eskema

$$\sum F_y = 0 \rightarrow m_{PORTAPLANETA} = F_{Ky} \quad (599.\text{formula})$$

$$F_{Ky} = 118,32 \text{ kN}$$

Hasteko, errodamenduak jasango dituen indarrak katalogoaren modu berdinean izendatzea izango da.

$$F_r = F_{Ky} = 118,32 \text{ KN} \quad (600.\text{formula})$$

Errodamendu egokia aukeratzeko karga kapazitate dinamikoa erabiliko da erreferentzia moduan. 600.formulan adierazitako kargarekin kapazitate dinamikoa kalkulatu da eta azkenik katalogoan karga kapazitate hau baino handiagoa duen errodamendu bat aukeratu beharko da.

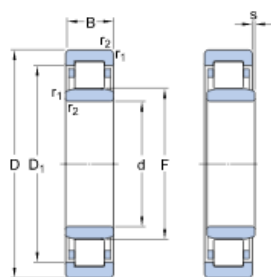
$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (601.\text{formula})$$

Non,

- C: kapazitate dinamikoa [KN]
- P: Karga baliokidea [KN]
- L_{10} : Bizitza nominala [milioi erreboluzio]
- $a = \frac{10}{3}$: zilindrodun errodamenduentzat [-]

NU 20/800 ECMA

Dimensiones



d	800	mm
D	1150	mm
B	200	mm
D ₁	≈ 1051	mm
F	882	mm
r _{1,2}	min. 7.5	mm
s	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	7040	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	14600	kN

Irudia 3.54: K errodamenduaren datuak

K errodamenduaren datuak:

- d=800mm
- C=7040 KN

$$P = F_r = 118,32 \text{ KN} \quad (602.\text{formula})$$

C kapazitate dinamikoa kalkulatu aurretik, errodamenduaren gutxienezko bizitza L_{10} kalkulatu behar da. UNE EN 61400-4 arauak gutxienezko bizitza hau finkatzen du ardatzaren arabera. Kasu honetan abiadura baxuko ardatza balitz bezala hartuko da kontutan.

$$L_{10} = 100000 \text{ ordu} \cdot \frac{15\text{bira}}{\text{min}} \cdot \frac{60\text{min}}{1\text{ordu}} = 90 \text{ milioi erreboluzio} \quad (603.\text{formula})$$

Beraz kapazitate dinamikoa hurrengoa da:

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = 118,32 \cdot (90)^{\frac{3}{10}} = 456,34 \text{ kN} \quad (604.\text{formula})$$

456,34 kN < 7040 kN → BALIO DU

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{7040}{118,32}\right)^{\frac{10}{3}} = 822,3 \cdot 10^3 \text{ milioi erreboluzio} = 913,7 \cdot 10^6 \text{ ordu} \quad (605.\text{formula})$$

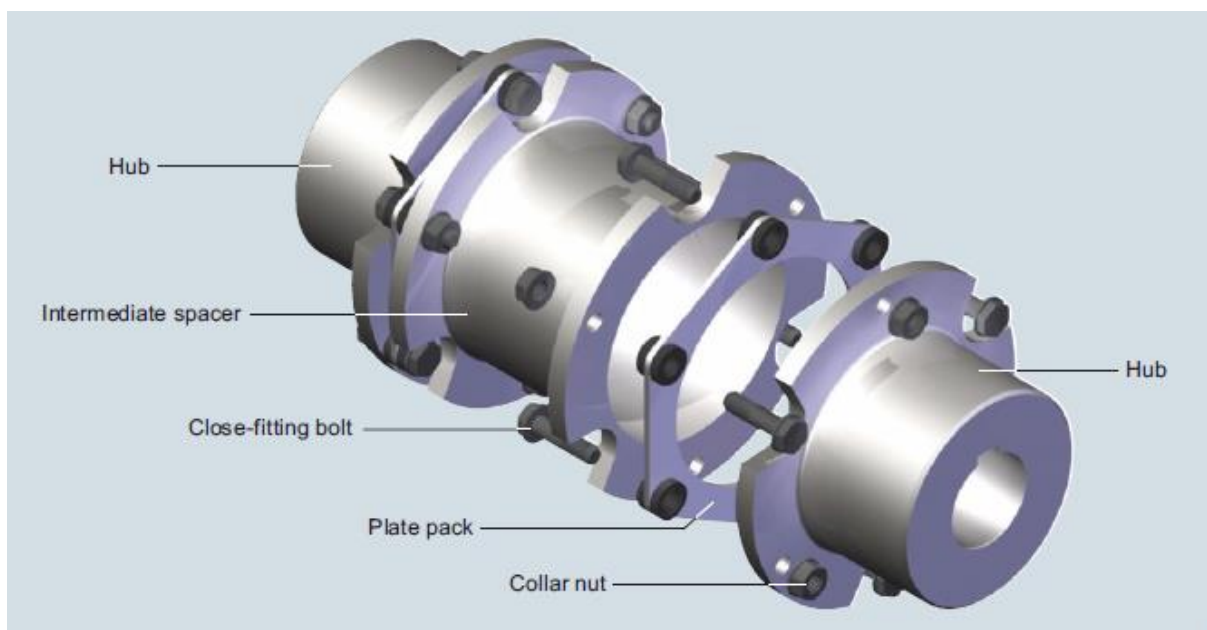
Aukeratutako errodamenduak karga jasotzeaz gain, UNE EN 61400-4 arauak ezartzen dituen ordu kopuru minimoak gainditzen ditu ere.

3.6 MOTORE ELEKTRIKOAREN AKOPLAMENDUA

Aurretik komentatu den bezala, abiadura altuko ardatzetik azkeneko abiadura (1620 bira/min) ateratzen da, beraz ardatz hau motore elektrikoarekin lotu beharko da abiadura horren laguntzaz energia elektrikoa sortzeko. Horretarako akoplamendu berezi bat erabiliko da. Akoplamendu honen funtzioa ardatz batetik bestera momentu bihurtzailea transmititzea da eta gainera ardatzak ardatz berean (alineatuta) egoten laguntzen du.

Akoplamendua aukeratzeko *FLENDER* a *siemens company* erakundearen akoplamenduetara jotzea erabaki da, sektore eolikoetan akoplamenduen inguruan

liderra baita. Mota desberdin asko daude, oraingo honetan ARPEX altzairuzko akoplamendua hautatu da.



Irudia 3.55: ARPEX motatako akoplamenduen diseinuaren eskema

Akoplamendua aukeratzeko beharrezkoak diren datuak:

- $D=190 \text{ mm}$
- $T_3 = 16,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$
- $n_3 = 1620 \text{ rpm}$
- $P_3 = 16,4 \cdot 10^3 \cdot 1620 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 2782,2 \text{ kW}$ (606.formula)

Akoplamendua aukeratzeko jarraitu beharreko pausuak:

- Kalkulatu momentu bihurtzaile nominala:

$$T = 9550 \frac{P_N \cdot F_u}{n} \quad (607.\text{formula})$$

Non,

- P_N : Ardatzak transmititzen duen potentzia
- F_u : Zerbitzu faktorea

$$(F_w) \cdot F_u = F_m \cdot F_w \quad (608.\text{formula})$$

$$F_w = 1 \text{ (Norabide bakarrerako mugimendua)}$$

$$F_m = F_N \text{ (Aerosorgailuentzako)}$$

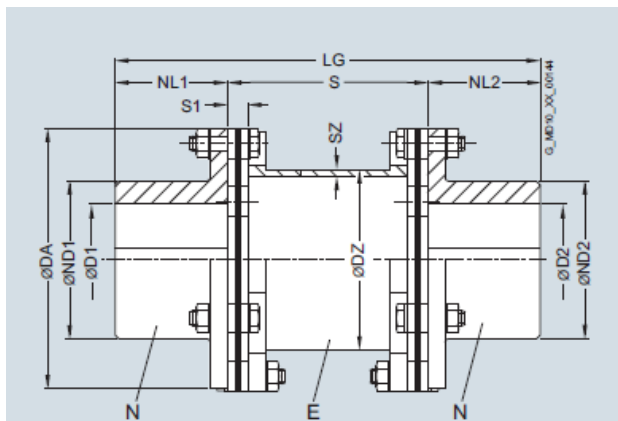
$$F_N = 1 \text{ (Zerbitzu jarraituko aerosorgailuentzako)}$$

Beraz, $F_u = 1$

- $n = \text{Ardatzaren biraketa abiadura}$

$$T = 9550 \frac{2782,2 \cdot 1}{1620} = 16401,24 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (609.\text{formula})$$

- Hautatu beharrezkoa den barne ardatzaren diametroarentzako kalkulaturako tortsore nominala baino handiagoa duen akoplamendu bat. $T_{KW} > T$



Irudia 3.56: ARPEX motatako Type NEN/BEN/BEB neurrien eskema

Size	Rated torque	Maximum speed	Type	Dimensions in mm											Mass moment of inertia	Article No. <small>Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3</small>	Weight		
				D1, D2	ND1	ND2	DZ	SZ	NL1/ S1	NL2	S	A	P	LG				J	
DA	T_{KN}	n_{Kmax}		Keyway DIN 6885															
mm	Nm	rpm		max. max.												kgm ²		kg	
210-6	4400	5000	NEN	95	95	126	126	139	4.0	90	15	160	-	-	340	0.109	2LC0470-7NS	-0AA0	19.5
			BEN									83	20	61	263		2LC0470-7AK	-0AA0	
			BEB									6			186		2LC0470-7AC	-0AA0	
240-6	5700	4350	NEN	110	110	145	145	162	5.0	100	18	176	-	-	376	0.210	2LC0470-8NS	-0AA0	28.4
			BEN									91	18	66	291		2LC0470-8AK	-0AA0	
			BEB									6			206		2LC0470-8AC	-0AA0	
255-6	7600	4100	NEN	115	115	154	154	170	5.0	110	23	194	-	-	414	0.315	2LC0471-0NS	-0AA0	37.5
			BEN									102	24	81	322		2LC0471-0AK	-0AA0	
			BEB									10			230		2LC0471-0AC	-0AA0	
280-6	10000	3750	NEN	135	135	184	184	186	6.0	130	25	232	-	-	492	0.542	2LC0471-1NS	-0AA0	54.5
			BEN	120	135	161	184					121	22	83	381	0.514	2LC0471-1AK	-0AA0	52.1
			BEB	120	120	161	161					10			270	0.486	2LC0471-1AC	-0AA0	49.7
305-6	12000	3400	NEN	145	145	198	198	200	6.5	140	27	250	-	-	530	0.762	2LC0471-2NS	-0AA0	66.4
			BEN	130	145	175	198					130	13	61	410	0.724	2LC0471-2AK	-0AA0	63.6
			BEB	130	130	175	175					10			290	0.685	2LC0471-2AC	-0AA0	60.9
335-6	18000	3100	NEN	160	160	214	214	218	7.5	150	30	266	-	-	566	1.18	2LC0471-3NS	-0AA0	84.2
			BEN	140	160	190	214					138	15	69	438	1.13	2LC0471-3AK	-0AA0	82.1
			BEB	140	140	190	190					10			310	1.08	2LC0471-3AC	-0AA0	80.0
372-6	24000	2800	NEN	165	165	225	225	228	9.5	160	32	280	-	-	600	1.93	2LC0471-4NS	-0AA0	116
			BEN	145	165	200	225					145	16	76	465	1.87	2LC0471-4AK	-0AA0	113
			BEB	145	145	200	200					10			330	1.80	2LC0471-4AC	-0AA0	110
407-6	34000	2550	NEN	185	185	250	250	245	11.0	175	35	306	-	-	656	3.06	2LC0471-5NS	-0AA0	152
			BEN	145	185	205	250					158	19	83	508	2.91	2LC0471-5AK	-0AA0	148
			BEB	145	145	205	205					10			360	2.76	2LC0471-5AC	-0AA0	144
442-6	43000	2350	NEN	200	200	270	270	273	11.0	190	38	332	-	-	712	4.58	2LC0471-6NS	-0AA0	192
			BEN	170	200	230	270					172	20	92	552	4.38	2LC0471-6AK	-0AA0	185
			BEB	170	170	230	230					12			392	4.18	2LC0471-6AC	-0AA0	178

Taula 3.30: ARPEX NEN motatako akoplamenduaren datuak

Aukeratutakoa DA 442-6 da, $T_{KW} = 43000 > 16401,24$ baita.

- Konprobatu hautatutako akoplamenduaren mugak betetzen diren.

Power ratings

Size DA	Rated torque T_{KN}	Maximum torque T_{Kmax}	Over- load torque T_{KOL}	Fatigue torque T_{KW}	Maximum speed n_{Kmax}	Maximum permitted shaft misalignment			Torsional stiffness							
						$\pm\Delta K_a$	$\pm\Delta K_w$	$\pm\Delta K_r$	C_{Tdyn}							
									NHN NZN NWN	NEN/BEN BEB/NUN BUN/BUB	NON BON	NEN BEN/BEB	NUN BUN/BUB	NON BON	NHN	NZN
Nm	Nm	Nm	Nm	rpm	mm	mm	mm	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad		
78-6	170	320	510	85	13400	1.10	0.7°	12.1	0.57	0.53	0.05	0.04	0.05	0.012	0.032	0.05
105-6	270	510	810	135	10000	1.80		12.1	0.88	0.53	0.09	0.09	0.09	0.024	0.070	0.09
125-6	490	930	1470	245	8400	2.02		12.1	1.04	0.68	0.17	0.17	0.18	0.043	0.141	0.19
140-6	700	1330	2100	350	7500	2.40		12.1	1.28	0.72	0.22	0.22	0.24	0.066	0.203	0.25
165-6	1250	2370	3750	625	6350	2.74		12.0	1.49	0.84	0.33	0.34	0.36	0.114	0.317	0.39
175-6	2000	3800	6000	1000	6000	2.86		12.0	1.55	0.98	0.48	0.50	0.52	0.196	0.443	0.57
195-6	3000	5700	9000	1500	5350	3.06		12.0	1.55	0.98	0.67	0.69	0.73	0.302	0.614	0.79
210-6	4400	8300	13200	2200	5000	3.14		12.0	1.77	1.10	0.77	0.78	0.82	0.352	0.669	0.88
240-6	5700	10800	17100	2850	4350	3.70		12.0	1.93	1.20	1.24	1.26	1.32	0.568	1.04	1.40
255-6	7600	14400	22800	3800	4100	3.84		11.9	2.09	1.50	1.39	1.42	1.46	0.697	1.22	1.57
280-6	10000	19000	30000	4600	3750	4.18		11.9	2.53	1.53	1.55	1.57	1.65	0.881	1.42	1.73
305-6	12000	21000	36000	5000	3400	4.46		11.9	2.72	1.80	2.83	2.87	3.05	1.51	2.71	3.32
335-6	18000	32000	54000	7500	3100	4.84		11.9	2.88	1.89	3.85	3.92	4.14	2.11	3.62	4.49
372-6	24000	43000	72000	10000	2800	4.98		11.8	3.03	2.16	5.72	5.84	6.12	3.14	-	6.75
407-6	34000	61000	102000	14000	2550	5.50		11.8	3.31	2.26	7.25	7.42	7.79	5.06	-	8.51
442-6	43000	77000	129000	18000	2350	6.02		11.8	3.59	2.48	10.0	10.2	10.8	7.42	-	11.9
487-6	55000	99000	165000	23000	2150	6.80		11.7	4.09	2.64	11.7	11.9	12.7	9.25	-	13.6
522-6	69000	124000	207000	29000	2000	7.34		11.7	4.35	2.86	14.0	14.3	15.1	11.4	-	16.2

Taula 3.31: ARPEX NEN motatako akoplamenduaren datuak

$$T_{nom} = 43000 \text{ N} \cdot \text{m} > 16401,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{max} = 77000 \text{ N} \cdot \text{m} > 16400 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{max} = 2350 \text{ rpm} > 1620 \text{ rpm}$$

Beraz aukeratutako akoplamendua ARPEX ARS DA442-6 (Type NEN) akoplamendua izango da *Flender* erakundearena.

3.6.1 AKOPLAMENDUAREN ETA ARDATZAREN LOTZE SISTEMA

Abiadura altuko ardatza akoplamenduarekin lotzeko txabeta bat erabiliko da, txabetak momentu bihurtzaileak transmititzeko elementu ezin hobeak baitira. Gainera, sobre karga bat egon ezker, txabeta apurtuko zen sistema askatuz eta sobre karga hori ez luke transmitituko.

Txabeta DIN 6885 araua jarraituz aukeratu da. Kasu honetan txabeta paraleloa izango da eta OPAC elementu normalizatuetatik aukeratu da. Kalkuluak eta bestelakoak OPAC eskaintzen dituen katalogoak jarraituz egingo dira.

Txabetaren materiala F-1140 altzairua da. Beraz honen isurpen tentsioa hurrengoa izanik: $\sigma_{yp} = 600 \text{ MPa}$

Lehenengoz katalogoan behar den txabeta aukeratzeko baldintzatuko duen datua ardatzaren diametroa da.

- D=190mm

b		36	40	45	50	56		
h		12	20	25	28	32		
d1	>	130	130	150	170	200	230	
	≤	150	150	170	200	230	260	
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	36	36	40	45	50	56
		asiento ligero N9	36	36	40	45	50	56
	t1	con juego en el lomo o aprieto	8,3	12	13	15	17	20
		dif. adm.	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	36	36	40	45	50	56
		asiento ligero JS9	36	36	40	45	50	56
	t2	con juego en el lomo	3,8	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4
		dif. adm.	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3
	con aprieto		3,0	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1
dif. adm.		+0,1	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	
a		-	8	9	10	11	13	
d2 min.	d1 +	11,5	21	23	26	28	32	
r1	min.	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	
	max.	1,30	1,2	1,2	1,2	1,2	2	
r2	max.	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	
	min.	0,70	0,7	0,7	0,7	0,7	1,2	

Taula 3.32: DIN 6885 Txabeta paraleloaren dimentsioak

Txabetaren datuak:

- D= 190 mm
- b (zabalera)= 45 mm
- h (altuera)= 25 mm
- t_1 (ardatzaren txabeteroaren sakonera)= 15 mm
- t_2 (akoplamenduaren txabeteroaren sakonera)= 10,4 mm

Kalkulatu beharreko gauza bakarra txabetaren luzera da. Txabetek bi eratara huts egin dezakete, ebakidurara edo aplastamendura. Bi huts egin mota hauek ematearen errua momentu bihurtzailearena da, momentu bihurtzaile honen ondorioz txabeta indar baten pean dagoelako.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{16,4 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \frac{10^3 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{\frac{190}{2} \text{ mm}} = 172,63 \text{ kN} = 172631,57 \text{ N}$$

Ebakidurara dimentsionatuta:

Ebakidurara dimentsionatzeko hurrengoa bete behar da:

$$\tau_{\text{EBAKIDURA}} = \frac{F}{b \cdot L_{Tx}} < \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

Non,

- CS: Arauak materialentzako ezarritako segurtasun koefizientea $\rightarrow \gamma_m = 1,5$
- τ_{yp} : ebakidurara isurpen tentsioa

$$\tau_{yp} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{2} = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\text{EBAKIDURA}} = \frac{172631,57}{45 \cdot L_{Tx}} < \frac{300}{1,5} \rightarrow L_{Tx} \geq 19,18 \text{ mm}$$

Aplastamendura dimentsionatuta:

Aplastamendura dimentsionatzeko hurrengoa bete behar da:

$$\sigma_{\text{APLASTAMIENTO}} = \frac{F}{h \cdot L_{Tx}} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

Non,

- CS: Arauak materialentzako ezarritako segurtasun koefizientea $\rightarrow \gamma_m = 1,5$
- σ_{yp} : isurpen tentsioa $\rightarrow \sigma_{yp} = 600 \text{ MPa}$

$$\sigma_{\text{APLASTAMIENTO}} = \frac{172631,57}{\frac{25 \cdot L_{Tx}}{2}} < \frac{600}{1,5} \rightarrow L_{Tx} \geq 34,52 \text{ mm}$$

Beraz, katalogoan aukeratu behar da 34,52 mm baino handiagoa den txabeta bat.

b	40	45
h	22	25
	110	• 120
	• 120	125
	125	• 130
	• 130	140
	140	• 150
	• 150	160
	160	• 170
	• 170	180
	180	200
	200	220
	220	250
	250	280
	280	• 320
	• 320	• 360
	• 360	400
	400	

Taula 3.33: DIN 6885 Txabeta paraleloaren dimentsioak

Aukeratu den txabeta DIN 6885-A 45x25x125 da.