

INGENIARITZA MEKANIKOKO GRADUA  
**GRADU AMAIERAKO LANA**

***AEROSORGAILU BATEN  
TRANSMISIOAREN DISEINU  
MEKANIKOA***

***3. DOKUMENTUA – KALKULUAK***

**Ikaslea:** Escribano Garro, Jon

**Zuzendaria:** Abasolo Bilbao, Mikel

**Ikasturtea:** 2017-2018

**Data:** Bilbon, 2018ko ekainak 29



### 3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1 HASIERAKO DATUAK.....	5
3.2 AEROSORGAILUAREN KOKAPENA .....	5
3.3 AEROSORGAILUAREN DISEINURAKO PARAMETROAK.....	5
3.3.1 ABIADURA ESPEZIFIKOA.....	5
3.3.2 POTENTZIA KOEFIZIENTEA .....	5
3.3.3 MOMENTU KOEFIZIENTEA .....	6
3.4 ERROTOREAREN DISEINUA .....	6
3.4.1 EKORKETA AZALERA.....	6
3.4.2 BIRAKETA ABIADURA .....	7
3.4.3 PALEN AUKERAKETA ETA ERROTOREAREN PISUA.....	7
3.4.4 TRANSMISIOAREN SARRERAN SORTUTAKO MOMENTUA.....	7
3.4.5 ERROTOREAREN EZAUGARRIEN LABURPENA .....	8
3.5 ABIADURA TXIKIKO ARDATZA .....	8
3.5.1 KARGAK ARDATZEAN .....	9
3.5.2 NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA.....	10
3.5.3 ERRODAMENDUAK .....	14
3.5.4 DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA .....	20
3.5.5 BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA .....	22
3.5.6 ERRETENTZIO ERAZTUNAK.....	22
3.5.7 TXABETEN KALKULUA .....	23
3.6 KUTXA BIDERKATZAILEA .....	25
3.6.1 TRANSMISIO ERLAZIOAK ETA IRTEERAKO ABIADURAK .....	25
3.6.2 LEHEN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA .....	26
3.6.3 BIGARREN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA .....	31
3.6.4 HIRUGARREN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA .....	36
3.6.5 ETAPEN ARTEKO ARDATZEN KALKULUA .....	41
3.6.6 ARDATZ PLANETARIOAK .....	62
3.6.7 PLANETA ERAMAILEA .....	65
3.7 BALAZTA.....	66
3.7.1 BALAZTATZE INDARRAREN KALKULUA .....	67
3.7.2 BALAZTAREN AUKERAKETA .....	67
3.8 ABIADURA HANDIKO ARDATZA.....	68
3.8.1 NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA.....	68

---

3.8.2 ERRODAMENDUAK .....	70
3.8.3 DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA .....	71
3.8.4 BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA .....	73
3.8.5 ERRETENTZIO ERAZTUNAK.....	74
3.8.6 TXABETEN KALKULUA .....	75
3.9 ORIENTAZIO SISTEMAREN AUKERAKETA.....	76
3.9.1 KARGA JARDULEAK .....	76
3.9.2 KARGA KONBINAKETAK .....	77
3.9.3 ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA: KARGA ESTATIKOKO KURBAK .....	79
3.9.4 BIZITZA BALIAGARRIAREN FROGAKETA .....	80
3.10 PALEN PAUSU ALDAKETAREN SISTEMA.....	81
3.10.1 KARGA JARDULEAK .....	82
3.10.2 KARGA KONBINAKETAK .....	83
3.10.3 ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA: KARGA ESTATIKOKO KURBAK .....	84
3.10.4 BIZITZA BALIAGARRIAREN FROGAKETA .....	86

### 3.1 HASIERAKO DATUAK

- Potentzia nominala: 1 MW
- Haizealderako orientazioa
- Abiarazte abiadura: 3 m/s
- Gehienezko abiadura: 25 m/s
- Abiadura handiko ardatzaren biraketa abiadura: 1500 rpm

### 3.2 AEROSORGAILUAREN KOKAPENA

Aukeratutako kokapena Oiz mendiko haize-parkea izango da Berrizko (Bizkaia) herrian.

Haize-parke honetako haizearen abiadura nominala 9,5 m/s-koa da.

### 3.3 AEROSORGAILUAREN DISEINURAKO PARAMETROAK

Hurrengo atalean hiru paladun aerosorgailu eolikoaren diseinu parametro ezberdinak zehaztu eta kalkulatu dira. Parametro hauek taula eta irudi ezberdinen arabera definitzen dira, aerosorgailu motaren eta pala kopuruaren mendean egonez.

#### 3.3.1 ABIADURA ESPEZIFIKOA

Abiadura espezifikoa edo "tip speed ratio" ( $\lambda$ ), palaren muturreko abiadura linealaren eta haizearen abiaduraren arteko erlazioa bezala definitzen da. Hurrengo adierazpenak  $\lambda$ -ren balioa definitzen du:

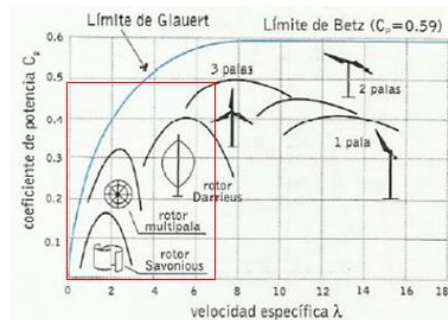
$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

Kasu honetan, ardatz horizontaleko hiru paladun aerosorgailu bat tratatuko denez hurrengo balioa hartu da:

$$\lambda = 7$$

#### 3.3.2 POTENTZIA KOEFIZIENTEA

Potentzia koefizientearen balio maximoa Betz-en limitearen arabera zehaztu egiten da, eta turbina edo aerosorgailu eoliko motaren eta abiadura espezifikokoaren koefizientearen mendean egonez potentzia aldatzen da. 1. grafikoan argi ikusi daiteke:



1. grafikoa. Potentzia koefizientea errore motaren arabera.

Kasu honetan, diseinatuko den aerosorgailurako aukeratutako den errore mota hiru paladuna izango da. Kontuan izanda aukeratutako abiadura espezifikoko koefizientearen balorea ( $\lambda$ ) 7 dela, potentzia koefizientea hurrengo balioa izango du:

$$C_p = 0,5$$

### 3.3.3 MOMENTU KOEFIZIENTEA

Momentu koefizientea aerosorgailu eolikoa sortuko duen momentua zuzenki eragiten dion parametroa da. Potentzia koefizientearekin eta abiadura espezifikoarekin erlazionatzen duen adierazpena erabiliz, hurrengo momentu koefizientea kalkulatu da:

$$C_m = \frac{C_p}{\lambda} = \frac{0,5}{7} = 0,0714$$

## 3.4 ERROTOREAREN DISEINUA

Hurrengo atalean errotoarearen diseinurako beharrezkoak diren datuak kalkulatu dira.

### 3.4.1 EKORKETA AZALERA

Aerosorgailu eoliko honek 1 MW-ko potentzia nominala izango du 9,5 m/s-ko batzbesteko haizearen abiadurarekiko. Horregatik errotoarearen ekorketa azalera kalkulatu behar izango da potentzia hori haizearen abiadura nominal horretara lortzeko.

Kalkulua hurrengo ekuazioan ekorketa azalera argituz egingo da:

$$P = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Ezagutzen diren datuak hurrengoak dira:

- $C_p = 0,5$
- $\rho = 1,23 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $v = 9,5 \text{ [m/s]}$
- $P = 1 \text{ [MW]} = 1000000 \text{ [W]}$

Errotorearen ekorketa azalera hurrengoa izango da:

$$A = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot v^3} = \frac{1000000}{\frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 1,23 \cdot 9,5^3} = 3793 \text{ [m}^2\text{]}$$

Zirkulu baten azalera hurrengoa dela jakinez:

$$A = \pi \cdot R^2$$

Erradioa bakanduz:

$$R = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{3793}{\pi}} = 34,75 \text{ [m]}$$

Aerosorgailu eolikoaren errotorearen ekorketea azaleraren erradioa 34,75 m-koa denez, palek 34,75 m-ko luzeera izan beharko dute.

### 3.4.2 BIRAKETA ABIADURA

Aerosorgailurako aukeratutako abiadura espezifikoa ( $\lambda$ ) eta bere adierazpena ezagutuz:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

Errotorearen biraketa abiadura bakanduz:

$$n = \frac{60 \cdot \lambda \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{60 \cdot 7 \cdot 9,5}{2 \cdot \pi \cdot 34,75} = 18,27 \text{ [rpm]}$$

Aerosorgailuko errotorea eratzen duten palek 18,27 rpm-ko abiadura batera biratuko dute 9,5 m/s-ko haizearen batzbesteko abiadura nominalarekiko.

### 3.4.3 PALEN AUKERAKETA ETA ERROTOREAREN PISUA

Aukeratutako pala mota hurrengoa da:

- NACA 4415 profila.

Errotore osoaren pisua ezaugarri oso antzekoak duen aerosorgailu eoliko batetik lortu da, ekorketa azalera eta pala mota berdina duena, REPOWER enpresaren MM70 aerosorgailua hain zuzen ere:

$$m_{\text{errotore}} = m_{\text{abatza}} + 3 \cdot m_{\text{pala}} = 34000 \text{ [Kg]}$$

### 3.4.4 TRANSMISIOAREN SARRERAN SORTUTAKO MOMENTUA

Errotorea eratzen duten palen gainean eragindako haizearen indarreatatik, sarrerako momentu bat sortzen da. Haizeak bi indar mota sortzen ditu palen gainean, arraste indarra eta

euste indarra. Arraste indarra transmisioaren sarrera ardatzean indar axialaren eragilea da. Ordea, euste indarra, momentu tortsoarea sortzen duen indarra da.

Potentzia momentuaren eta biraketa abiaduraren arteko biderkadura da:

$$P = M \cdot \Omega$$

Momentua bakanduz eta ekuazioa garatuz:

$$M = \frac{P}{\Omega} = \frac{\frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho \cdot A \cdot v^3}{v/R} = \frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot v^2$$

$$M = \frac{1}{2} \cdot 0,0714 \cdot 1,23 \cdot 3793 \cdot 34,75 \cdot 9,5^2 = 522340 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Momentu tortsoarea edo transmisioaren sarrerako momentuaren balorea hurrengoa izangoa:

$$M_{\text{TORTSOARE}} = T = 522340 \text{ [N} \cdot \text{m]} = 522,34 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

### 3.4.5 ERROTOREAREN EZAUGARRIEN LABURPENA

Atal honetan errotorearen ezaugarri eta diseinurako parametroak laburtuko dira:

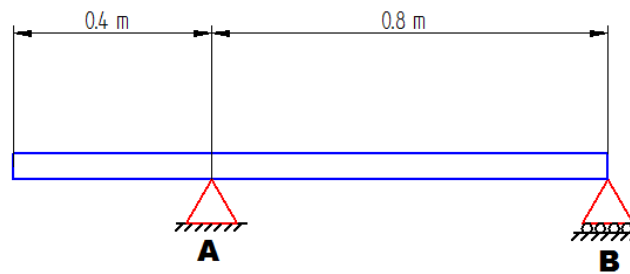
- Abiadura espezifikoa  $\rightarrow \lambda = 7$
- Potentzia koefizientea  $\rightarrow C_p = 0,5$
- Momentu koefizientea  $\rightarrow C_m = 0,0714$
- Errotorearen ekorketa azalera  $\rightarrow A = 3793 \text{ [m}^2\text{]}$
- Palen luzeera  $\rightarrow L = 34,75 \text{ [m]}$
- Errotorearen biraketa abiadura  $\rightarrow n = 18,27 \text{ [rpm]}$
- Errotorearen pisua  $\rightarrow m_{\text{errotore}} = 34000 \text{ [Kg]}$
- Transmisioaren sarreran sortutako momentu tortsoarea  $\rightarrow T = 522,34 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$

### 3.5 ABIADURA TXIKIKO ARDATZA

Abiadura txikiko ardatza transmisiorako sarrera ardatza da, hau da, errotorearekin elkartuta dagoen ardatza da. Ardatz honek sarrerako momentua jasotzen du, hots, haizeagatiko paletan sortutako momentua. Errotorean sortutako potentzia kutxa biderkatzailera transmititzeko arduraduna izango da, non biraketa abiadura handitu egingo den abiadura handiko ardatzera transmititzeko. Abiadura handiko ardatza energia elektrikoa sortuko duen motor elektrikoarekin elkartuta egongo da.

Lehenik eta behin abiadura txikiko ardatzaren diseinuaren eskema definitu behar da. Kasu honetan diseinu eskema oso arrunta aukeratu da, ardatzeko zati bat hegalean utziz. Aipaturiko hegalararen muturrean aerosorgailuko errotorea jarrita egongo litzateke. Bestalde, bi euskarriko antolamendu bat aukeratu da, zeinetako batek indar axiala xurgatuko duen. 1 irudian diseinua ikus daiteke:



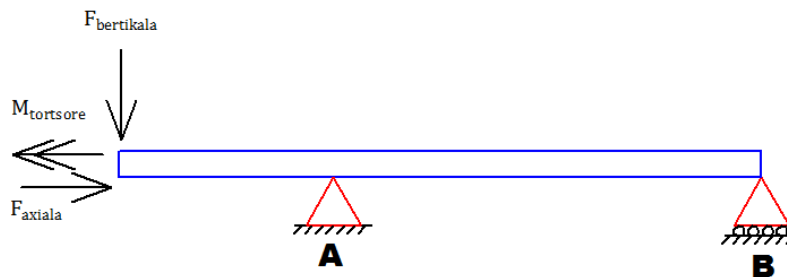


1. irudia. Abiadura txikiko ardatza.

Bi euskarrien ezaugarriak aurrerago zehaztuko dira dagokion atalean.

### 3.5.1 KARGAK ARDATZEAN

Abiadura txikiko ardatzak indar ezberdinak jasan behar izango ditu. 2. irudian indarrak ardatzaren gainean ikus daitezke:



2. irudia. Kargak abiadura txikiko ardatzearen gain.

#### INDAR AXIALA

Hurrengo adierazpenaren bitartez indaraxialaren kalkulua egingo da:

$$F_{\text{axiala}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda \cdot T}{L} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7 \cdot 522,34}{34,75} = 157,83 \text{ [KN]}$$

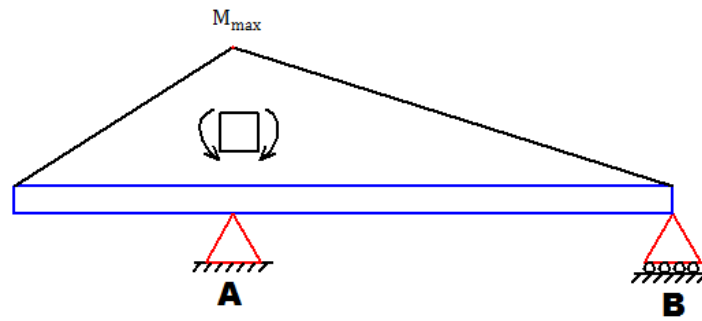
#### INDAR BERTIKALA

Indar bertikala errotorearen multzoko masari zor zaio, hots, hiru paletako masei eta abatzeko masari. Indar bertikalaren kalkulurako, UNE-EN 61400-2 (2006) araudia jarraituz, hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$F_{\text{bertikala}} = m_{\text{errotore}} \cdot g = 34000 \cdot 9,81 = 333540 \text{ [N]} = 333,54 \text{ [KN]}$$

#### MOMENTU MAKURTZAILEA

Abiadura txikiko ardatzean sortutako momentu makurtzailea lehen kalkulaturako indar bertikalagatik sortzen da. 3. irudian ikus daitekeenez gero, momentu makurtzailearen balio maximoa A sailean izango da:



3. irudia. Abiadura txikiko ardatzaren gaineko momentu makurtzaileen diagrama.

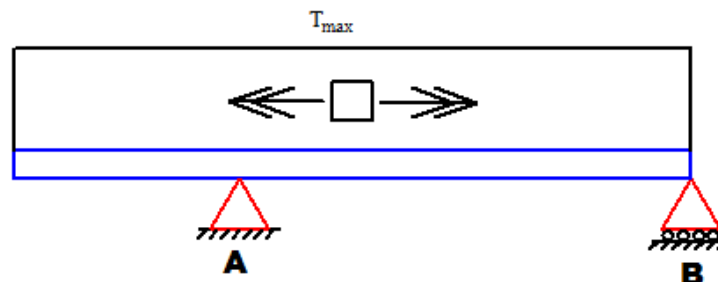
$$M_{\text{makurtzailea}} = F_{\text{bertikala}} \cdot x = 335,54 \cdot 0,4 = 133,416 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

### MOMENTU TORTSOREA

Abiadura txikiko ardatzean sortutako momentu tortsoarea, errore eolikoan haizeagatik sortutako momentua da, jada eranskin honetako 3.4.5 atalean kalkulatu dagoena. Momentu tortsoarea hurrengo balioa izango du:

$$M_{\text{TORTSOREA}} = T = 522,34 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

4. irudian momentu tortsoarearen diagrama ikus daiteke:



4. irudia. Abiadura txikiko ardatzaren gaineko momentu tortsoarearen diagrama.

### 3.5.2 NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA

Trasmisioaren sarrera ardatzak jadanik kalkulatuak kargak jasan behar ditu. Karga hauek denboran zehar txandakatu egingo dira, hau da, ez dira karga iraunkorrak. Horregatik, ardatza ASME kodearen adierazpenen bitartez nekerak diseinatuko da. Metodo hau Tresca-ren akats estatikoaren teoriarin oinarrituta dago.

Jasan behar duen momentu tortsoarea nahiko handia denez gero eta momentu makurtzaileekin konbinatu behar denez ere, lodiera handiko profil tubularra erabiliko da, ardatz trinkoa erabiltzeko izango lukeen pisua txikiagotzeko asmoz. Hartarako profil tubularreko katalogo bat erabiliko da.

ASME kodearen adierazpena nekerako kalkulua egiteko hurrengoa da:

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

Handitze-koefizienteen balioak hurrengo taulatik lortzen dira, kargen mendean egonez:

	$C_m$	$C_t$
<b>EJES FIJOS:</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
<b>EJES GIRATORIOS:</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

1. taula. ASME handitze koefizienteak.

Kasu honetan, ardatza birakaria da, gradualki emandako kargekin eta inpakturik gabe, beraz hurrengo handitze-koefizienteak lortzen dira:

- $C_m = 1,5$
- $C_t = 1$

#### AUKERATUTAKO MATERIALA

Hurrengo taulan aukeratutako materialaren ezaugarriak ikusi daitezke:

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

2. taula. Aukeratutako materialaren ezaugarriak.

Aukeratutako materiala altzairu hobetua aleatua (34Cr4) da, eta erabiliko diren ezaugarriak hurrengoak dira:

- Apurketa tentsioa  $\rightarrow \sigma_u = 130 \text{ [kg/mm}^2\text{]} = 1274,86 \text{ [MPa]}$
- Fluentzia tentsioa  $\rightarrow \sigma_{yp} = 100 \text{ [kg/mm}^2\text{]} = 980,66 \text{ [MPa]}$
- Brinell gogotasuna  $\rightarrow \text{BHN} = 380 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$

### SEGURTASUN KOEFIZIENTEA

Segurtasun koefizientea UNE-EN 61400-2:2006 arauditik lortzen da. Aipaturiko araudian, materialetarako segurtasun koefiziente partzialak lor daitezke nekearen aurka edo haustura mugaren aurkako erresistentziaren arabera. Araudiaren 3. taulan aipaturiko balioak ikus daitezke:

Caracterización del material	Resistencia a la fatiga, $\gamma_m$	Resistencia a limite de rotura, $\gamma_m$
Caracterización completa	1,25*	1,1
Caracterización mínima	10,0*	3,0

\* El factor se aplica a la resistencia a fatiga medida del material.  
\* El factor se aplica a la resistencia límite de rotura medida del material.

3. taula. Segurtasun koefizienteak UNE-EN 61400-2: 2006 arauaren arabera.

### DIMENSIONAKETA

Profilen aukeraketarako profil tubularreko katalogo bat erabiliko da, kasu honetan, Grupo Almesa-ren erabilera mekanikoetarako soldadurarik gabeko altzairu profilen katalogoa zehazki erabili da. 4. taulan kanpoko diametro desberdinak eta lodierak ikus daitezke:

T Espesor de pared															Dimensiones en milímetros			
17,5	20	22,5	25	28	30	32	36	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100	D Diámetro exterior
																		26,9
																		33,7
																		35
																		38
																		40
																		42,4
																		44,5
																		46,3
																		51
																		54
																		57
																		60,3
																		63,5
																		70
																		73
																		76,1
																		82,5
																		88,9
																		101,6
																		108
																		114,3
																		121
																		127
																		133
																		138,7
																		141,3
																		152,4
																		159
																		168,3
																		177,8
																		193,7
																		203
																		219,1
																		229
																		244,5
																		273
																		298,5
																		323,9
																		355,6
																		368
																		406,4
																		419
																		457
																		508
																		521
																		559
																		610

4. taula. Grupo Almesa-ren erabilera mekanikoko profil tubularreko katalogoa.

Lehenik eta behin, nekerako segurtasun koefizientea aplikatuko da aukeratutako materialaren erresistentziari, honen ostean, kalkulua egin ahal izateko ASME kodearen arabera:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{980,66}{1,25} = 784,53 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{980,66/2}{1,25} = 392,26 \text{ [MPa]}$$

Behin materialaren isurpen tentsioen balioak segurtasun koefizientearen arabera lortuta, kanpoko diametroa dagokion lodierarekin aukeratuko da eta nekera egiaztatuko da, kargak jasaten duen diametroa lortu arte.

#### Lehen kalkulua:

- $D_{ext} = 368 \text{ [mm]}$
- $t = 90 \text{ [mm]}$
- $D_{int} = 368 \text{ [mm]}$

$$\tau_{max} = \frac{184}{\frac{\pi}{2} \cdot (184^4 - 94^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 133,416 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 522,34 \cdot 10^6)^2} < \tau_{yp}$$

$$\tau_{max} = 61,34 \text{ [MPa]} \ll \tau_{adm} = 392,66 \text{ [MPa]}$$

Profil honek eusten du, beraz bilatzen jarraituko da eusten duen diametro txikiago bat topatu arte.

#### Bigarren kalkulua:

- $D_{ext} = 193,7 \text{ [mm]}$
- $t = 55 \text{ [mm]}$
- $D_{int} = 83,7 \text{ [mm]}$

$$\tau_{max} = \frac{96,85}{\frac{\pi}{2} \cdot (96,85^4 - 41,85^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 133,416 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 522,34 \cdot 10^6)^2} < \tau_{yp}$$

$$\tau_{max} = 406,15 \text{ [MPa]} \gg \tau_{adm} = 392,66 \text{ [MPa]}$$

Profil honek ez du nekerako kargak behar beste eusten.

#### Hirugarren kalkulua:

- $D_{ext} = 203 \text{ [mm]}$
- $t = 65 \text{ [mm]}$
- $D_{int} = 73 \text{ [mm]}$

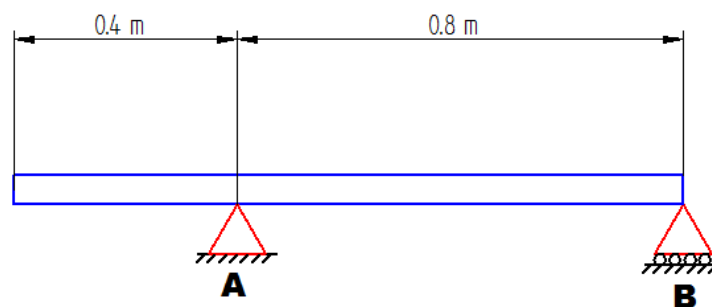
$$\tau_{max} = \frac{101,5}{\frac{\pi}{2} \cdot (101,5^4 - 36,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 133,416 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 522,34 \cdot 10^6)^2} < \tau_{yp}$$

$$\tau_{\max} = 346,34 \text{ [MPa]} < \tau_{\text{adm}} = 392,66 \text{ [MPa]}$$

Profil honek nekerako karga eusten du, beraz, hau abiadura txikiko ardatzaren diametroa izango da.

### 3.5.3 ERRODAMENDUAK

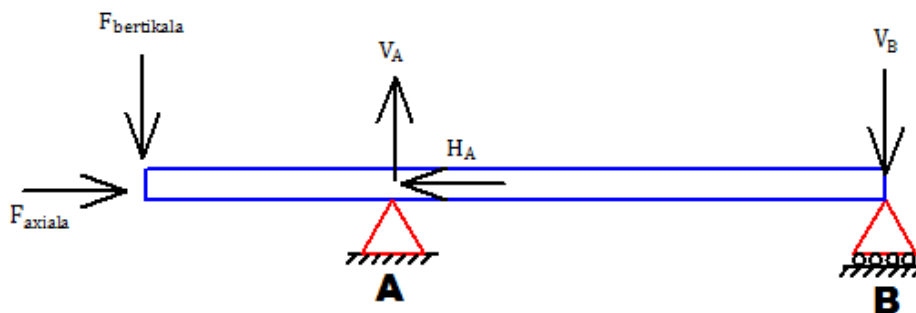
Errodamenduak ardatzak izango dituen euskarriak dira. Kasu honetan, jada lehen aipatu den bezala, ardatza bi euskarritz osatuta egongo da, hots, bi errodamendu. Kasu honetan arrabol konikodun errodamendu bat eta arrabol zilindrikodun beste bat aukeratu dira. Arrabol konikodun errodamendua indar axiala xurgatzeko arduraduna izango da eta arrabol zilindrikodun errodamenduak karga erradiala jasan behar izango du soilik. 5. irudian ardatzaren antolamendua ikus daiteke:



5. irudia. A eta B errodamenduen kokapena.

#### ERREAKZIOEN KALKULUA:

Behin diseinuaren eskema aukeratuta, errodamenduak kalkulatu eta aukeratu ahal izateko, lehen pausua jasan behar izango dituzten indarrak erradialak eta axialak kalkulatzeko izango da. Ikusi 6. irudia:



6. irudia. Euskarrietako erreakzioak.

Horretarako X ardatzeko indarren batukaria egingo da:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{\text{axiala}} = H_A \rightarrow H_A = 157,83 \text{ [KN]}$$

Momentuen batukaria A puntuan eginez:

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow F_{\text{bertikala}} \cdot 0,4 = V_B \cdot 0,8 \rightarrow V_B = \frac{333,54 \cdot 0,4}{0,8} = 166,77 \text{ [KN]}$$

Azkenik, Y ardatzeko indarren batukaria eginez:

$$\Sigma F_Y = 0 \rightarrow F_{\text{bertikala}} + V_B = V_A \rightarrow V_A = 333,54 + 166,77 = 500,31 \text{ [KN]}$$

#### BIZITZA NOMINALAREN KALKULUA (L10)

Kasu honetan L bizitzarako 25 urteko iraupena eta %65-ko denbora funtzionatzen egongo dela suposatu da:

$$L = 0,65 \cdot 25[\text{urte}] \frac{365[\text{egun}]}{1[\text{urte}]} \frac{24[\text{h}]}{1[\text{egun}]} \frac{60[\text{min}]}{1[\text{h}]} \frac{18,27[\text{bira}]}{1[\text{min}]} = 156044070 \text{ [bira]}$$

$$L = 156 \cdot 10^6 \text{ [bira]}$$

Bestalde, errodamenduen fidagarritasuna hurrengo eran kalkulatzen da:

$$R_{\text{grupo}} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{\text{grupo}}} = \sqrt{0,95} = 0,975$$

Arrabol konikodun errodamenduaren  $L_{10}$  (A):

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1,5}} = \frac{156}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,975}\right)\right]^{1/1,5}} = 403,86 \text{ [milioi bira]}$$

Arrabol zilindrikodun errodamenduaren  $L_{10}$  (B):

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1,483}} = \frac{156}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,975}\right)\right]^{1/1,483}} \\ = 397,82 \text{ [milioi bira]}$$

#### ARRABOL KONIKODUN ERRODAMENDUAREN KALKULUA (A)

##### **Errenkada bakarreko errodamendu konikoak**

Kalkulu honetarako TIMKEN katalogotik ateratako adierazpenak erabiliko dira. 5. taulan hipotesiak ikus daitezke:

Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0,47 F_{rA}}{k_A} \leq \frac{0,47 F_{rB}}{k_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 F_{rB}}{k_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0,47 F_{rB}}{k_B}$	$P_A = 0,4 F_{rA} + k_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0,47 F_{rA}}{k_A} > \frac{0,47 F_{rB}}{k_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 F_{rA}}{k_A}$ $F_{aB} = \frac{0,47 F_{rA}}{k_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4 F_{rB} + k_B F_{aB}^{(1)}$

5. taula. Errenkada bakarrek Timken errodamenduen kalkulurako hipotesiak.

Lehenik eta behin, bulkada baldintza kalkulatu da:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{k_A} = \frac{0,47 \cdot 500,31}{1,5} = 156,76 \text{ [KN]}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{k_B} - m \cdot F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 166,77}{1,5} - (-1) \cdot 157,83 = 210,08 \text{ [KN]}$$

Lehen hipotesia bete egingo da:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{k_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{k_B} - m \cdot F_{ae}$$

Bulkada kargen kalkulua:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{k_B} - m \cdot F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 166,77}{1,5} - (-1) \cdot 157,83 = 210,08 \text{ [KN]}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{k_B} = \frac{0,47 \cdot 166,77}{1,5} = 52,25 \text{ [KN]}$$

Karga dinamiko erradial baliokideen kalkulua:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + k_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 500,31 + 1,5 \cdot 210,08 = 515,25 \text{ [KN]}$$

$$P_B = F_{rB} = 166,77 \text{ [KN]}$$

A puntuko karga erradial baliokidea karga erradiala baino handiagoa da,  $P_A$  erabiliko denagatik. TIMKEN katalogoaren arabera ahalmen dinamikoaren kalkulua:

$$C \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot L_{10}^{1/a}$$

Arrabol konikodun errodamendu bat izateagatik  $a=10/3$  koefizientea izango da. Ahalmena hurrengoa izango litzateke:

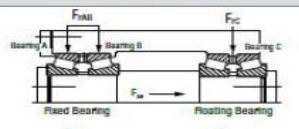
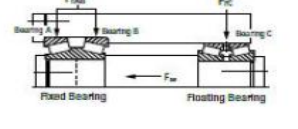


$$C = \frac{P_A \cdot L_{10}^{1/a}}{90^{1/a}} = \frac{515,25 \cdot 403,86^{3/10}}{90^{3/10}} = 808,38 \text{ [KN]}$$

Lortutako ahalmenaren balioa ezin da jasan errenkada bakarraren errodamenduekin, beraz, ahalmen berria TIMKEN katalogoko errenkada bikoitzeko errodamendu konikoen kalkuluen arabera kalkulatu behar izango da.

### Errenkada bikoitzeko errodamendu konikoak

Kalkuluak TIMKEN-a katalogoko 6. taulari jarraituz egingo dira :

Design – Similar Bearing Series	Thrust Condition	Dynamic Equivalent Radial Load
	$F_{ae} \leq \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.5 F_{rAB} + 0.83 K_A F_{ae}$ $P_B = 0.5 F_{rAB} - 0.83 K_A F_{ae}$
	$F_{ae} > \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.4 F_{rAB} + K_A F_{ae}$ $P_B = 0$

6. taula. Errenkada bikoitzeko Timken errodamenduen kalkulurako hipotesiak.

Lehenik eta behin, bulkada baldintza kalkulatu da:

$$F_{ae} = 166,77 \text{ [KN]}$$

$$\frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{k} = \frac{0,6 \cdot 500,31}{0,62} = 484,18 \text{ [KN]}$$

Lehen hipotesia bete egingo da:

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{k}$$

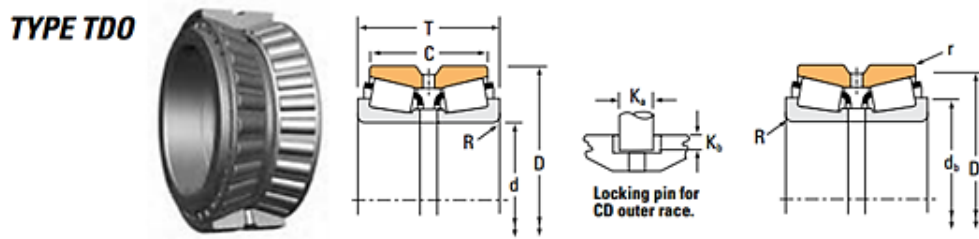
Ikus daitekeenez gero, lehen hipotesiari jarraituz kalkulua egingo da. Karga dinamiko erradial baliokidearen kalkulua:

$$P_A = 0,5 \cdot F_{rA} + 0,83 \cdot k_A \cdot F_{ae} = 0,5 \cdot 500,31 + 0,83 \cdot 0,61 \cdot 166,77 = 334,6 \text{ [KN]}$$

Azkenik ahalmenaren kalkulua:

$$C = \frac{P_A \cdot L_{10}^{1/a}}{90^{1/a}} = \frac{334,6 \cdot 403,86^{3/10}}{90^{3/10}} = 524,95 \text{ [KN]}$$

Kasu honetan, lehen kalkulatuako ardatzaren diametroa bezalako barruko diametroa duten errodamenduak ezin zituzten karga hain garaiak jasan. Horregatik aukeratutako errodamendua egiaztatuko da eta kargak jasatekotan, ardatzaren diametro berria aukeratu da.



Bearing Dimensions				Load Ratings							
Bore d	O.D. D	Width T	Double Outer Ring Width C	Dynamic <sup>(1)</sup>		Factors <sup>(2)</sup>		Dynamic <sup>(2)</sup>		Factors <sup>(2)</sup>	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	C <sub>102</sub>	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	C <sub>90</sub>	C <sub>100</sub>	C <sub>502</sub>	K
N lbf	N lbf	N lbf	N lbf								
228.600 9.0000	355.600 14.0000	152.400 6.0000	111.125 4.3750	1470000 330000	0.33	2.04	3.04	219000 49100	124000 27800	381000 85600	1.77
228.600 9.0000	355.600 14.0000	152.400 6.0000	114.300 4.5000	1660000 372000	0.47	1.43	2.12	247000 55400	200000 44900	429000 96500	1.24
228.600 9.0000	355.600 14.0000	158.750 6.2500	117.475 4.6250	1470000 330000	0.33	2.04	3.04	219000 49100	124000 27800	381000 85600	1.77
228.600 9.0000	358.775 14.1250	152.400 6.0000	117.475 4.6250	1590000 358000	0.33	2.03	3.02	237000 53300	135000 30300	413000 92800	1.76
228.600 9.0000	400.050 15.7500	187.325 7.3750	136.525 5.3750	1960000 440000	0.44	1.54	2.29	291000 65500	219000 49300	507000 114000	1.33
228.600 9.0000	425.450 16.7500	209.550 8.2500	158.750 6.2500	2960000 665000	0.33	2.03	3.02	440000 99000	251000 56400	767000 172000	1.76
228.600 9.0000	488.950 19.2500	254.000 10.0000	152.400 6.0000	3910000 879000	0.94	0.72	1.07	582000 131000	934000 210000	1010000 228000	0.62
231.775	358.775	152.400	117.475	1590000	0.33	2.03	3.02	237000	135000	413000	1.76

7. taula. TDO motako errenkada bikoitzeko arrabol konikodun Timken errodamendua.

Aukeratutako errodamenduen ahalmena:

$$C = 1010 \text{ [kN]} \gg 524,95 \text{ [kN]}$$

Aukeratutako errodamendua aipaturiko ahalmenaren barruan dagoela ikusten da. Behin egiaztatuta eta behin errodamendua aukeratuta ardatzaren diametroaren frogaketak ASME kodearen arabera nekerak egingo du. Kasu honetan 229 mm-ko kanpoko diametroa aukeratuko da eta 228,6mm-ko kanpo diametroa lortu arte mekanizatutako ardatzak kargak jasaten dituen kalkulatu da.

Ardatzaren nekerako kalkulua:

- $D_{\text{ext}} = 228,6 \text{ [mm]}$
- $t = 70 \text{ [mm]}$
- $D_{\text{int}} = 89 \text{ [mm]}$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{114,3}{\frac{\pi}{2} \cdot (114,3^4 - 44,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 133,416 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 522,34 \cdot 10^6)^2} < \tau_{\text{yp}}$$

$$\tau_{\text{max}} = 244,08 \text{ [MPa]} \gg \tau_{\text{adm}} = 392,66 \text{ [MPa]}$$

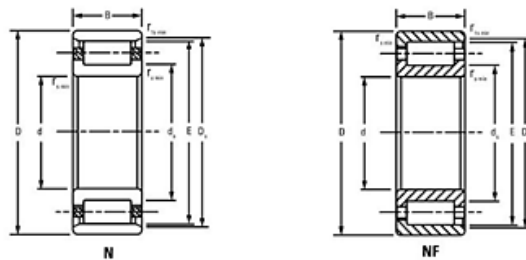
Abiadura txikiko ardatzak nekerako kargak jasaten ditu, horregatik, aipaturiko kanpoko diametroa eta barrukoa behin betikoak izango dira.

ARRABOL ZILINDRIKODUN ERRODAMENDUAREN KALKULUA (B)**Errenkada bakarreko errodamendu zilindrikoak**

Arrabol zilindrikoko errodamenduek karga erradialak xurga ditzakete soilik, baina kasu honetan A errodamenduak (arrabol konikoek) indar axiala xurgatzen duenez gero, erabili daitezke arazo barik. TIMKEN katalogoaren arabera ahalmenaren kalkulua hurrengoa da:

$$C = F_{rB} \cdot L_{10}^{1/a} = 166,77 \cdot 403,86^{3/10} = 1009,22 \text{ [KN]}$$

Behin ahalmena kalkulaturik izanda, katalogoko errodamendu bat aukeratuko da. 8 taulan aukeratutako errodamendua ikus daiteke:



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number <sup>(2)</sup>	Mounting Data				s <sup>(3)</sup>	Geo- metry Factor C <sub>s</sub>	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C <sub>0</sub>	Dynamic C <sub>10</sub> <sup>(1)</sup>		Chamfer		Backing Diameter				Oil	Grease	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		r <sub>min</sub> mm in.	r <sub>max</sub> mm in.	d <sub>s</sub> mm in.	D <sub>s</sub> mm in.					
220.000 8.6614	340.000 13.3858	90.000 3.5433	250.000 9.8425	765 172000	1210 272000	NU3044MA	3.0 0.12	3.0 0.12	242.5 9.55	314.0 12.36	8.4 0.33	0.163	1100	940	30.70 67.60
220.000 8.6614	400.000 15.7480	65.000 2.5591	268.000 10.5512	1290 290000	1040 233000	NU244EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	261.2 10.28	358.0 14.09	4.0 0.16	0.148	1500	1400	36.90 81.20
220.000 8.6614	400.000 15.7480	65.000 2.5591	268.000 10.5512	1290 290000	1040 233000	NJ244EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	261.2 10.28	358.0 14.09	4.0 0.16	0.148	1500	1400	37.60 82.70
220.000 8.6614	400.000 15.7480	108.000 4.2520	259.000 10.1969	2370 533000	1820 409000	NU2244EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	250.7 9.87	363.0 14.29	7.3 0.29	0.165	1000	970	60.80 133.60

8. taula. Aukeratutako arrabol zilindrikodun Timken errodamendua.

$$C = 1820 \text{ [KN]} \gg 1009,22 \text{ [KN]}$$

Ikus daitekeenez, errodamenduaren barruko diametroa dimentsionatutako ardatzaren kanpoko bano txikiagoa da. Horregatik B muturra nekerak kalkulatu behar izango da mekanizatutako 220 mm-ko kanpo diametroa lortu arte, mutur honetan errodamendua jarrita egonez.

Ardatzaren nekerako kalkulua:

- $D_{\text{ext}} = 220 \text{ [mm]}$
- $t = 70 \text{ [mm]}$
- $D_{\text{int}} = 89 \text{ [mm]}$

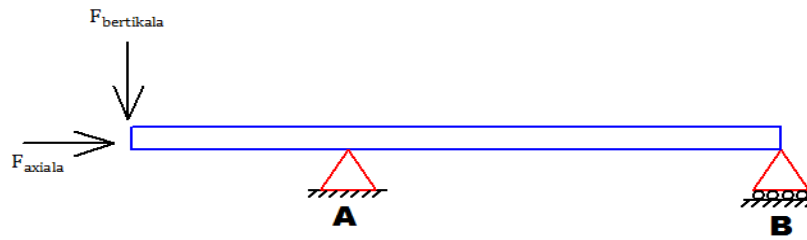
$$\tau_{\text{max}} = \frac{110}{\frac{\pi}{2} \cdot (110^4 - 44,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 522,34 \cdot 10^6)^2} < \tau_{\text{yp}}$$

$$\tau_{\text{max}} = 256,72 \text{ [MPa]} \gg \tau_{\text{adm}} = 392,66 \text{ [MPa]}$$

Mekanizatutako B muturrak nekerako kargak jasaten ditu, jasandako tentsioa erabilitako materialerako onargarria baino txikiagoa delako.

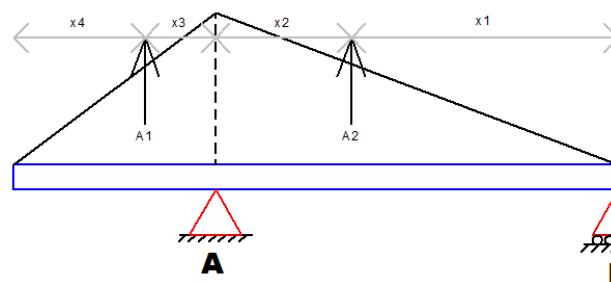
### 3.5.4 DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Abiadura txikiko ardatzaren gainean dagozan indarrak 7. irudian ikus daitezke:



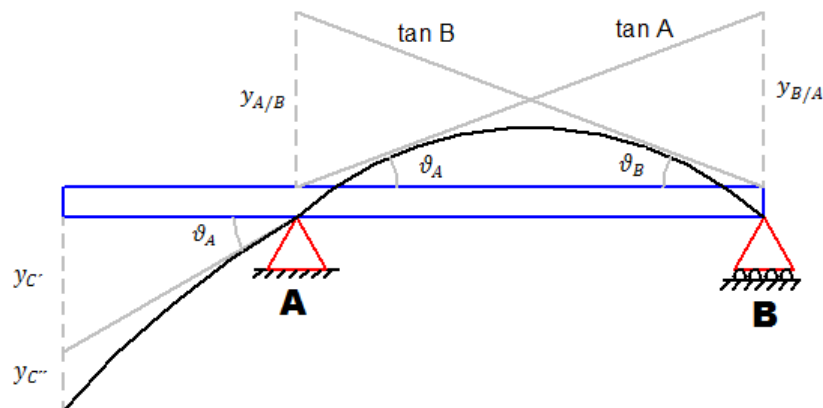
7. irudia. Abiadura txikiko ardatzaren gaineko indarrak.

Bestalde, 8. irudian momentu makurtzaileen diagrama ikus daiteke:



8. irudia. Momentu makurtzaileen diagrama.

Lehenik eta behin, ardatzaren deformatu hurbildua marrazten da eta puntuen tangentsiak deflexioen kalkulurako adierazten dira. 9. irudian deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak ikus ditzake:



9. irudia. Abiadura txikiko ardatzaren deformatua eta Mohr-en teorema.

Lehenik eta behin, A eta B sekzioko inertzia momentuak kalkulatu dira:

- A - Arrabol konikodun errodamendua:

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{89}{2} = 44,5 \text{ [mm]}$$

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{228,6}{2} = 114,3 \text{ [mm]}$$

$$I_z = \frac{\pi}{2} (114,3^4 - 44,5^4) = 261945224 \text{ [mm}^4\text{]}$$

- B - Arrabol zilindrikodun errodamendua:

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{89}{2} = 44,5 \text{ [mm]}$$

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{220}{2} = 110 \text{ [mm]}$$

$$I_z = \frac{\pi}{2} (110^4 - 44,5^4) = 223820585,1 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Erabilitako materialaren Young-en modulua hurrengoa izango da:

$$E = 210 \text{ [GPa]} = 210000 \text{ [MPa]}$$

Datu hauekin, A eta B sekzioko biraketa angeluak kalkulatu dira.

- A sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{B/A} = \frac{A_2 \cdot x_1}{E \cdot I_z} = \frac{133,416 \cdot 10^6 \cdot 800 \cdot \frac{2}{3} \cdot 800}{210000 \cdot 261945224} = 0,5174 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_A = \frac{y_{B/A}}{L_2} = \frac{0,5174}{800} = 0,000646 \text{ [rad]}$$

- B sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{A/B} = \frac{A_2 \cdot x_2}{E \cdot I_z} = \frac{133,416 \cdot 10^6 \cdot 800 \cdot \frac{1}{3} \cdot 800}{210000 \cdot 223820585,1} = 0,3027 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_B = \frac{y_{A/B}}{L_2} = \frac{0,3027}{800} = 0,000378 \text{ [rad]}$$

Behin A eta B errodamenduak joango diren muturretan biraketa angelua kalkulatu, hurbileko balio onargarriekin konparatu dira errodamendu mota bakoitzerako. Ikusi 9. taula:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\vartheta_{max}$ )
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

9. taula. Errodamenduentzako balore onargarri maximoak.

A muturreko arrabol konikodun errodamendurako balio maximo onargarrien arabera frogaketa:

$$\vartheta_A = 0,000646 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

B muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien arabera frogaketa:

$$\vartheta_B = 0,000378 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{\max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

Egiaza daitekeenez gero, abiadura txikiko ardatzeko A eta B errodamenduak balio onargarrien barruan daude.

### 3.5.5 BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Behin ardatza nekera dimentsionatuta egonez eta deflexioak egiaztatuz, ardatzaren abiadura kritikoaren kalkulua egingo da. Kasu honetan ardatzaren gainean muntatutako elementu bakarra den aerosorgailuaren errotoea da, zeinen masa 34.000 kg-koa den. Elementu bakarra dagoenez gero, adierazpena halako modura sinplifikatzen da:

$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Kalkulua honetarako deflexio maximoa behar izango da, kasu honetan C sekzioko deflexioa:

$$y_{C'} = \vartheta_A \cdot L_1 = 0,000646 \cdot 400 = 0,2584 \text{ [mm]}$$

$$y_{C''} = \frac{A_1 \cdot x_4}{E \cdot I_z} = \frac{133,416 \cdot 10^6 \cdot 400}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 400}{210000 \cdot 261945224} = 0,1296 \text{ [mm]}$$

$$y_C = y_{C'} + y_{C''} = 0,2584 + 0,1296 = 0,388 \text{ [mm]}$$

Abiadura kritikoa:

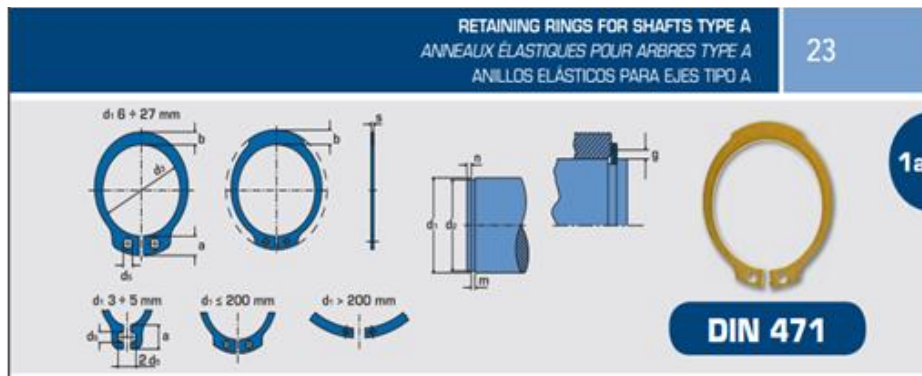
$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,388 \cdot 10^{-3}}} = 159 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 1518,41 \text{ [rpm]}$$

$$w_{\text{kritikoa}} = 1518,41 \text{ [rpm]} \gg w_{\text{ardatza}} = 18,27 \text{ [rpm]}$$

Egiaza daitekeenez gero, abiadura kritikoa ardatzaren abiadura baino askoz handia da, erresonantzia sartuko ez danagatik.

### 3.5.6 ERRETENTZIO ERAZTUNAK

Kasu honetan, errodamenduak ardatzari lotzeko, erretentzio eraztunak erabiltzea aukeratu da. Zehazki, DIN 471 ardatzarako BENERI enpresaren erretentzio eraztunak aukeratu dira. Ikusi 10. irudia:



10. irudia. DIN 471 Beneri ardatzetarako erretentzio eraztunen ezaugarriak.

Ardatzetarako, erretentzio eraztunak ardatzaren diametroaren arabera aukeratu dira. Horregatik bi erretentzio eraztun (ardatzaren mutur bakoitzerako bat) mekanizatutako ardatzaren diametroaren arabera aukeratu dira. Hurrengo taulan aukeraturako erretentzio eraztunen ezaugarriak ikusi daitezke:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

$d_1$	$s$	$d_3$	$a$ max	$b$ min	$d_5$	$d_2$	$m$ H13	$n$ min.	$F_{H1}$ N	$F_{H2}$ N	$g$	$F_{H3}$ N	$n_{ref}$ min <sup>-1</sup>	$K_g$					
205	5,00	0/-0,12	193,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	199,0	0/-0,720	5,15	9,0	317,00	611,00	6,0	61,30	1750	274,160	A5	A51
210	5,00	0/-0,12	198,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	204,0	0/-0,720	5,15	9,0	325,10	598,20	6,0	59,90	1835	284,440	A5	A51
215	5,00	0/-0,12	203,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	209,0	0/-0,720	5,15	9,0	332,00	585,00	6,0	58,50	1800	292,720	A5	A51
220	5,00	0/-0,12	208,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	214,0	0/-0,720	5,15	9,0	340,80	572,40	6,0	57,30	1620	301,860	A5	A51
225	5,00	0/-0,12	213,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	219,0	0/-0,720	5,15	9,0	349,00	559,00	6,0	56,00	1500	303,570	A5	A51
230	5,00	0/-0,12	218,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	224,0	0/-0,720	5,15	9,0	358,80	548,90	6,0	55,00	1445	314,540	A5	A51
235	5,00	0/-0,12	223,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	229,0	0/-0,720	5,15	9,0	364,00	537,00	6,0	53,80	1350	305,000	A5	A51
240	5,00	0/-0,12	228,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	234,0	0/-0,720	5,15	9,0	372,80	530,30	6,0	53,00	1305	341,160	A5	A51
245	5,00	0/-0,12	233,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	239,0	0/-0,720	5,15	9,0	380,00	515,00	6,0	51,50	1250	337,620	A5	A51
250	5,00	0/-0,12	238,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	244,0	0/-0,720	5,15	9,0	388,30	501,30	6,0	50,50	1190	357,930	A5	A51
255	5,00	0/-0,12	240,0	0,72 / -1,70	16,2	16,0	5,0	247,0	0/-0,810	5,15	12,0	525,00	557,00	6,0	55,70	1150	348,000	A5	A51
260	5,00	0/-0,12	245,0	0,72 / -1,70	16,2	16,0	5,0	252,0	0/-0,810	5,15	12,0	535,80	540,60	6,0	54,60	1320	413,500	A5	A51
265	5,00	0/-0,12	250,0	0,72 / -1,70	16,2	16,0	5,0	257,0	0/-0,810	5,15	12,0	546,00	536,00	6,0	53,70	1200	414,070	A5	A51

10. taula. Aukeraturako erretentzio eraztunak.

A sekzioko diametroarako (228,6 mm), ez dira existitzen DIN 471 normalizatutako erretentzio eraztunik, horregatik 230 mm-ko diametroarako erretentzio eraztun bat aukeratu da.

B sekzioko diametroarako (220 mm) badago DIN 471 normalizatutako erretentzio eraztun bat, eta hori aukeratu da.

### 3.5.7 TXABETEN KALKULUA

Abiadura txikiko ardatzaren eta engranai planeten eramailearen arteko momentu tortsoarearen transmisioa DIN 6885-A txabeta paraleloen bitartez egingo da.

Txabetek bi kausagatik huts egin dezakete: zapalketagariko hutsa edo ebakiduragariko hutsa. Horregatik kalkulu egokiak aipaturiko hutsetarako egingo dira eta txabeta luzera murriztaileagoa aukeratu da.

Normalean txabeten kalkulurako segurtasun koefizientea  $CS=1,1$  izan ohi da eta beraz aipaturiko koefizientea erabiliko da. B eta h, parametroak txabetaren zabalera eta altuera dira. Parametro hauek DIN 6885-A txabeta eta txabeteroentzako arauan zehaztuta datoz.

Kasu honetan abiadura txikiko ardatza diametro desberdinek osatutako ardatz bat da, baina jada lehen aipatu den bezala, txabeta B muturrean kokatuta joango da, hots, txabetaren bitartez planeta eramailerakin elkartuta joango den muturrean. Sekzio horrek 220 mm-ko kanpo diametroa du, eta diametro horren arabera b eta h parametroak 11. taulan adierazten dira:

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50																				
h	2	3	4	5	6	8	7	8	8	9	7	10	7	11	8	12	8	14	9	14	10	14	11	18	12	20	22	25	28	32	32	32	36	40	45	50				
d1	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
d2	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500

11. taula. Txabetaren b eta h dimentsioak ardatzaren diametroaren arabera.

Balioak:

$$b = 50 \text{ [mm]}$$

$$h = 28 \text{ [mm]}$$

Txabeten aukeraketa OPAC enpresaren katalogoaren bitartez egingo da. Katalogoaren arabera txabetak altzairukoak (F-114) izango dira hurrengo erresistentzia mekaniko minimoarekin:

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ [MPa]}$$

Txabetaren gaineko indar jardulea:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{522,34 \cdot 10^6}{220/2} = 4748545,45 \text{ [N]}$$

Luzeeraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{4748545,45}{50 \cdot L} \leq \frac{600/2}{1,1}$$

$$L \geq 348,22 \text{ [mm]}$$

Luzeeraren kalkulua zapalketara:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{4748545,45}{28 \cdot L/2} \leq \frac{600}{1,1}$$

$$L \geq 621,83 \text{ [mm]}$$

Ikus daitekeenez gero, zapalketagatiko hutsa ebakiduragatiko hutsa bainoaskoz murriztaileagoa da, horregatik zapalketagatiko hutsaren arabera txabeta antolamendu bat aukeratu behar izango da. Garrantzitsua da txabetetarako luzera maximo gomendagarriko ardatzaren diametroa 1.5 aldiz gaintu ez dezala, ardatzeko momentu tortsoarek deformazio gehiegi eraginez izateko.

$$L \leq 1,5 \cdot D = 1,5 \cdot 220 = 330 \text{ [mm]}$$

Kasu honetan, katalogoan aukeratzeko luzera maximoa  $b = 50 \text{ mm}$  eta  $h = 28 \text{ mm}$  txabetetarako  $L = 320 \text{ mm}$  da. Ikusi taula:



b	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32	36	40	45	50
70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	160	180	200	220	250	280
80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180	200	220	250	280	320
90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	• 110	125	• 130	180	200	220	250	280	320	360
100	80	110	90	125	100	140	• 120	140	140	200	220	250	280	320	360	400
110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250	280	320	360	400	
125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280	320	360	400		
140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320	360	400			
160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	180	320	360	400				
180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	200	360	400					
200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	220	400						
220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	250							
250	• 130	280	• 150	315	180	355	200	250	280							
280	140	315	160	355	200	400	220	280	• 320							
	• 150		• 170		220		250	• 320	• 360							
	160		180		250		280	• 360	400							
	• 170		200		280		320	400								
	180		220		320		360									
	200		250		360		400									
	220		280													
	250		320													
	280															

12. taula. DIN 6885-A Opac txabeta paraleloen luzeeraren aukeraketa.

Kasu honetan luzeera gomendagarria zapalketagatik hutsaren arabera luzeera baino txikiagoa denez, txabeta bat baino gehiago erabiliko da:

$$\text{Txabeta kopurua} = \frac{621,83}{320} = 1,94 \cong 2$$

Horregatik, bi txabeta jarriko dira, 320 mm-takoa bakoitza, eta 180<sup>a</sup>-tara.

### 3.6 KUTXA BIDERKATZAILEA

Kutxa biderkatzailea abiadura txikiko ardatzaren biraketa abiadura handitzeko arduraduna da, abiadura handiko ardatzean motorraren biraketa abiadura nominala lortzeko. Kasu honetan bat 1500 rpm biraketa abiadura nominaleko motor bat aukeratu da.

Memoriako dokumentuan ikus daitekeenez gero, kutxa biderkatzailearen diseinurako hartzuzuzeneko engranajedun hiru etapako kutxa bat erabiltzea aukeratu da. Hiru etapako kutxa bat erabiltzea beharrezko izan da biraketa abiaduraren handitzea lortzeko, sarrerako abiadura 18,27 rpm eta irteera abiadura 1500 rpm direlako. Hiru etapa hauetatik lehenengoa planetarioa izango da eta beste biak ardatz finkodunak.

#### 3.6.1 TRANSMISIO ERLAZIOAK ETA IRTEERAKO ABIADURAK

Lehenik eta behin, kalkuluak sinplifikatzeko asmoz eta kontserbadoreagoak izateko, kutxa biderkatzailearen sarrerako abiadura 15 rpm-koa erabiltzea erabaki da. Era honetan, transmisio erlazioaren balioa zenbaki zehatza izatea lortuko da, eta karga galerak direla eta, segurtasun tarte bat lortuko da.

Hurrengo pausuan sarrera eta irteera abiaduren arteko transmisio erlazio totala kalkulatu da:

$$i_{\text{total}} = \frac{w_{\text{irteera}}}{w_{\text{sarrera}}} = \frac{1500}{15} = 100$$

Transmisio erlazio total hau 3 etapatan zatituko da, bakoitza hurrengo balio hartuz:

$$i_1 = 4$$

$$i_2 = 5$$

$$i_3 = 5$$

Eta bakoitzeko transmisio erlazioen arteko biderketa eginez transmisio erlazio totala lortzen dela konprobatuko da:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_{\text{total}} \rightarrow 4 \cdot 5 \cdot 5 = 100$$

Transmisio erlazioak behin kalkulatu izanda, etapa bakoitzeko irteera abiaduren baloreak lortuko dira:

$$w_1 = w_{\text{sarrera}} \cdot i_1 = 15 \cdot 4 = 60 \text{ [rpm]}$$

$$w_2 = w_1 \cdot i_2 = 60 \cdot 5 = 300 \text{ [rpm]}$$

$$w_3 = w_{\text{irteera}} = w_2 \cdot i_3 = 300 \cdot 5 = 1500 \text{ [rpm]}$$

### 3.6.2 LEHEN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA

#### ENGRANAIEEN HORTZEN ZEHAZKETA

Lehenengo etapa, etapa planetarioa izango da, eta honen barruan eraztun engranaia, eguzki engranaia eta planeta engranaia aurkitzen dira.

Lehenik eta behin elementu bakoitzeko hertz kopurua zehaztuko da, eta horretarako hurrengo bi baldintzak bete beharko dira:

$$i_1 = \frac{Z_{\text{eraztun}} + Z_{\text{eguzki}}}{Z_{\text{eguzki}}}$$

$$Z_{\text{eguzki}} + 2 \cdot Z_{\text{planeta}} = Z_{\text{eraztun}}$$

Hiru ezezagun eta bi ekuazioko sistema bat denez, planeta eta eraztun engranaia eguzki engranaia menpe utziko da, eta azken honeri balio bat emango zaio beste biak lortuz. Aurreko ekuazioak garatuz hurrengo adierazpenak lortzen dira:

$$Z_{\text{eguzki}} = \frac{Z_{\text{eraztun}}}{3}$$

$$Z_{\text{eguzki}} = Z_{\text{planeta}}$$

Eguzki engranaia horten kopuruaren balio 20 dela suposatuko da, besterako balioak lortuz:

$$Z_{\text{eguzki}} = 20 \text{ [hertz]}$$

$$Z_{\text{planeta}} = 20 \text{ [hertz]}$$

$$Z_{\text{eraztun}} = 60 \text{ [hertz]}$$

ENGRANAIEEN MODULUAREN KALKULUA

Kasu honetan, hiruretatik engranai kritikoena eguzki engranaia izango da, momentu tortsore handiena transmititzen duen engranairik txikiena denez gero. Planeta engranaiak tamaina berdina dute, baina momentu tortsorea lauren artean transmititzen dute.

**Moduluaren kalkulua gainazaleko hutsen arabera (Hertz-en ekuazioa)**

Engranaien modulua kalkulatzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_{eguzki} = 20$  [hortz]
- $i = 4$
- $\alpha = 20$  [°]

Engranaia transmititutako momentu tortsorea sarrerako ardatzarena baina 4 aldiz txikiagoa izango da:

$$T_1 = \frac{T}{4} = \frac{522,34}{4} = 130,585 \text{ [KN} \cdot \text{m]} = 1331141,7 \text{ [Kg} \cdot \text{cm]}$$

Tailaketa eta muntaketa fin baterako gidatze faktore bat aukeratu da. Ikusi irudia:

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

13. taula. Gidatze faktorea.

$$\Psi = 20$$

Presio onargarriaren balioa lortzeko hurrengo taula erabiliko da:

VALORES DE $K_{ADM}$ [Kg/cm <sup>3</sup> ] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de	Dureza Brinell DB (kg/mm <sup>2</sup> )	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K mm	
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500		
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm <sup>2</sup>	250	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm <sup>2</sup>	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

NOTAS:												
Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.												
Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de $K_{ADM}$ se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$ . Los valores se extraen de la siguiente tabla												
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000		
$\varphi$	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32		

14. taula. Materiala eta presio faktorea.

Engranaientzako erabilitako materiala karbono altzairua St 70 izango da eta 80.000 orduko zerbitzu iraupena izango dute.

Engranaiairen biraketa abiadura 60 rpm-koa denez, taulatik hurbileko baloreak atera dira eta interpolazio baten bitartez  $K_{5000}$  balorea lortu da:

$$50 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = 57$$

$$60 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = ?$$

$$100 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = 45$$

Interpolatu ondoren hurrengo balorea lortzen da:

$$K_{5000} = 54,6$$

Zerbitzu iraupen 5.000 ordukoa izan beharrean 80.000 ordukoa denez, iraupen faktorearen bitartez txikitu egingo da:

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 0,4 \cdot 54,6 = 21,84$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren kalkulua egingo da:

$$m_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i_1 \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_{eguzki}^2 \cdot i_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1331141,7 \cdot (4 \pm 1)}{21,84 \cdot 20 \cdot 20^2 \cdot 4 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$= 3,89 \text{ [cm]}$$

$$m_1 \geq 38,9 \text{ [mm]}$$

Aukeratutako modulua 38,9 mm baino handiagokoa izan behar da. Hurrengo taulan engranaien moduluen balio normalizatuak ikusi daitezke:

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

15. taula. Engranaien modulu normalizatuak.

Serie I-ko 40 mm-ko modulua aukeratu egin da.

$$m_1 = 40 \text{ [mm]}$$

### Moduluaren kalkulua hortzen apurketaren arabera (Lewis-en ekuazioa)

Behin Hertz-en formularen arabera engranaien modulua aukeratuta izanik, modulu honen balioa Lewis-en ekuazioaren arabera konprobatuko da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{W \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_{\text{eguzki}} = 20$  [hortz]
- $w_1 = 60$  [rpm]
- $\Psi = 20$

Hurrengo taulatik aukeratutako materialaren araberrako tentsio onargarri maximoa lortuko da:

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE $\sigma_{adm}$ (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	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
	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 Nitrurado	53 Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	158
<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>Alcación bronce - aluminio</i>				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620,1 Mpa	162	83

16. taula. Materialen araberrako tentsio onargarrien baloreak.

Materialaren tentsio onargarria 172-227 MPa-en arteko da, horregatik tarteko balore bat aukeratuko da:

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ [MPa]} = 2039,43 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Lewis-en formako faktorearen balorea hurrengo taulatik lortuko da:

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

17. taula. Hertz kopuruaren araberako Lewis-en formako faktorea.

$$Y = 0,322$$

Potentziaren kalkulua:

$$P = T \cdot w = \frac{522,34 \cdot 10^3}{4} \cdot 60 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 820489,75 \text{ [W]} = 1115,5 \text{ [CV]}$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren konprobaketa egingo da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w_1 \cdot z_{\text{eguzki}} \cdot \Psi \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1115,55}{60 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 2039,43 \cdot 0,322}} = 2,16 \text{ [cm]} = 21,6 \text{ [mm]}$$

Lewis-en ekuazioaren arabera, aukeratutako modulua 21,6 mm baino gehiago izan beharko du. Aukeratutako 40 mm-koa denez, ez da arazorik egongo.

### ENGRANAIEEN DIMENTSIIO OROKORRAK

Engranaien zabalera:

$$b = \Psi \cdot m = 20 \cdot 4 = 80 \text{ [cm]}$$

Engranaien jatorrizko diametroak:

$$D_{P_{\text{eguzki}}} = m \cdot z_{\text{eguzki}} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ [cm]}$$

$$D_{P_{\text{planeta}}} = m \cdot z_{\text{planeta}} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ [cm]}$$

$$D_{P_{\text{eraztun}}} = m \cdot z_{\text{eraztun}} = 4 \cdot 60 = 240 \text{ [cm]}$$

Engranaien kanpoko diametroak:

$$D_{E_{\text{eguzki}}} = D_{P_{\text{eguzki}}} + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ [cm]}$$

$$D_{E_{\text{planeta}}} = D_{P_{\text{planeta}}} + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ [cm]}$$

$$D_{E_{\text{eraztun}}} = D_{P_{\text{eraztun}}} + 2 \cdot m = 240 + 2 \cdot 4 = 248 \text{ [cm]}$$

Engranaien barruko diametroak:

$$D_{I_{\text{eguzki}}} = D_{P_{\text{eguzki}}} - 2,5 \cdot m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ [cm]}$$

$$D_{I_{\text{planeta}}} = D_{P_{\text{planeta}}} - 2,5 \cdot m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ [cm]}$$

$$D_{I_{\text{eraztun}}} = D_{P_{\text{eraztun}}} - 2,5 \cdot m = 240 - 2,5 \cdot 4 = 230 \text{ [cm]}$$

### 3.6.3 BIGARREN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA

#### ENGRANAIEEN HORTZEN ZEHAZKETA

Bigarren etapa ardatz finkodun engranaien etapa arrunt bat izango da. Etapa honetan bi engranai izango dira, lehenengoa gidaria eta bigarrena gidatua.

Lehenik eta behin elementu bakoitzeko hortz kopurua zehaztuko da, eta horretarako hurrengo baldintza bete beharko da:

$$w_1 \cdot z_1 = w_2 \cdot z_2$$

Engranaien biraketa abiadurak ezagunak direnez, engranai gidatua engranai gidariaren menpe utziko da, eta azken honeri balio bat emango zaio bestea lortuz. Aurreko ekuazioak garatuz hurrengo adierazpenak lortzen dira:

$$z_1 = z_2 \cdot \frac{w_2}{w_1} \rightarrow z_1 = z_2 \cdot \frac{300}{60} \rightarrow z_1 = z_2 \cdot 5$$

Engranai gidariaren hortzen kopuruaren balio 100 dela suposatuko da, besterako balioak lortuz:

$$z_1 = 100 \text{ [hortz]}$$

$$z_2 = 20 \text{ [hortz]}$$

#### ENGRANAIEEN MODULUAREN KALKULUA

Kasu honetan, engranai kritikoena bigarren engranaia izango da, hau da, engranai gidatua, bietatik txikiena delako.

#### **Moduluaren kalkulua gainazaleko hutsen arabera (Hertz-en ekuazioa)**

Engranaien modulua kalkulatzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1)}{K_{\text{adm}} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_2 = 20$  [hortz]
- $i = 5$
- $\alpha = 20$  [°]

Engranaia transmititutako momentu tortsorea sarrerako ardatzarena baina 4 aldiz txikiagoa izango da:

$$T_2 = \frac{T_1}{5} = \frac{1331141,7}{5} = 266228,34 \text{ [Kg} \cdot \text{cm]}$$

Tailaketa eta muntaketa fin baterako gidatze faktore bat aukeratu da.:

FACTOR DE GUIADO $\Psi$	
Plancos 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)

18. taula. Gidatze faktorea.

$$\Psi = 20$$

Presio onargarriaren balioa lortzeko hurrengo taula erabiliko da:

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

NOTAS:												
Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.												
Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de $K_{adm}$ se hará $= \varphi \cdot K_{5000}$ . Los valores se extraen de la siguiente tabla												
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000		
$\varphi$	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32		

19. taula. Materiala eta presio faktorea.



Engranaientzako erabilitako materiala karbono altzairua St 70 izango da eta 80.000 orduko zerbitzu iraupena izango dute.

Engranaiazen biraketa abiadura 300 rpm-koaenez, taulatik hurbileko baloreak atera dira eta interpolazio baten bitartez  $K_{5000}$  balorea lortu da:

$$250 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = 33$$

$$300 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = ?$$

$$500 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = 27$$

Interpolatu ondoren hurrengo balorea lortzen da:

$$K_{5000} = 31,8$$

Zerbitzu iraupen 5.000 ordukoa izan beharrean 80.000 ordukoaenez, iraupen faktorearen bitartez txikitu egingo da:

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 0,4 \cdot 31,8 = 12,72$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren kalkulua egingo da:

$$m_2 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot (i_1 \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_2^2 \cdot i_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 266228,34 \cdot (5 \pm 1)}{12,72 \cdot 20 \cdot 20^2 \cdot 5 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 2,69 \text{ [cm]}$$

$$m_2 \geq 26,9 \text{ [mm]}$$

Aukeratutako modulu 26,9 mm baino handiagokoa izan behar da. Hurrengo taulan engranaiazen moduluen balio normalizatuak ikusi daitezke:

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

20. taula. Engranaiazen modulu normalizatuak.

Serie I-ko 32 mm-ko modulua aukeratu egin da.

$$m_2 = 32 \text{ [mm]}$$

### Moduluaren kalkulua hortzen apurketaren arabera (Lewis-en ekuazioa)

Behin Hertz-en formularen arabera engranaien modulua aukeratuta izanik, modulu honen balioa Lewis-en ekuazioaren arabera konprobatuko da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{W \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_2 = 20$  [hortz]
- $w_2 = 300$  [rpm]
- $\Psi = 20$

Hurrengo taulatik aukeratutako materialaren arabeko tentsio onargarri maximoa lortuko da:

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE $\sigma_{adm}$ (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	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
	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 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>Alcación bronce - aluminio</i>				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620.1 Mpa	162	83

21. taula. Materialen arabeko tentsio onargarrien baloreak.

Materialaren tentsio onargarria 172-227 MPa-en arteko da, horregatik tarteko balore bat aukeratuko da:

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ [MPa]} = 2039,43 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Lewis-en formako faktorearen balorea hurrengo taulatik lortuko da:

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

22. taula. Hertz kopuruaren arabeko Lewis-en formako faktorea.

$$Y = 0,322$$

Potentziaren balorea konstante mantentzen da:

$$P = 1115,5 \text{ [CV]}$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren konprobaketa egingo da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w_2 \cdot z_2 \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1115,55}{300 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 2039,43 \cdot 0,322}} = 1,26 \text{ [cm]} \\ = 12,6 \text{ [mm]}$$

Lewis-en ekuazioaren arabera, aukeratutako modulua 12,6 mm baino gehiago izan beharko du. Aukeratutako 32 mm-koa denez, ez da arazorik egongo.

#### ENGRANAIAEN DIMENTSIO OROKORRAK

Engranaaien zabalera:

$$b = \Psi \cdot m = 20 \cdot 3,2 = 64 \text{ [cm]}$$

Engranaaien jatorrizko diametroak:

$$D_{P_1} = m \cdot z_1 = 3,2 \cdot 100 = 320 \text{ [cm]}$$

$$D_{P_2} = m \cdot z_2 = 3,2 \cdot 20 = 64 \text{ [cm]}$$

Engranaaien kanpoko diametroak:

$$D_{E_1} = D_{P_1} + 2 \cdot m = 320 + 2 \cdot 3,2 = 326,4 \text{ [cm]}$$

$$D_{E_2} = D_{P_2} + 2 \cdot m = 64 + 2 \cdot 3,2 = 70,4 \text{ [cm]}$$

Engranaien barruko diametroak:

$$D_{I_1} = D_{P_1} - 2,5 \cdot m = 320 - 2,5 \cdot 3,2 = 312 \text{ [cm]}$$

$$D_{I_2} = D_{P_2} - 2,5 \cdot m = 64 - 2,5 \cdot 3,2 = 56 \text{ [cm]}$$

### 3.6.4 HIRUGARREN ETAPAREN ENGRANAIEEN KALKULUA

#### ENGRANAIEEN HORTZEN ZEHAZKETA

Hirugarren etapa ardatz finkodun engranaien etapa arrunt bat izango da. Etapa honetan bi engranai izango dira, lehenengoa gidaria eta bigarrena gidatua.

Lehenik eta behin elementu bakoitzeko hortz kopurua zehaztuko da, eta horretarako hurrengo baldintza bete beharko da:

$$w_2 \cdot z_3 = w_3 \cdot z_4$$

Engranaien biraketa abiadurak ezagunak direnez, engranai gidatua engranai gidariaren menpe utziko da, eta azken honeri balio bat emango zaio bestea lortuz. Aurreko ekuazioak garatuz hurrengo adierazpenak lortzen dira:

$$z_3 = z_4 \cdot \frac{w_3}{w_2} \rightarrow z_3 = z_4 \cdot \frac{1500}{300} \rightarrow z_3 = z_4 \cdot 5$$

Engranai gidariaen hortzen kopuruaren balio 100 dela suposatuko da, besterako balioak lortuz:

$$z_3 = 100 \text{ [hortz]}$$

$$z_4 = 20 \text{ [hortz]}$$

#### ENGRANAIEEN MODULUAREN KALKULUA

Kasu honetan, engranai kritikoena bigarren engranaia izango da, hau da, engranai gidatua, bietatik txikiena delako.

Moduluaren kalkulua gainazaleko hutsen arabera (Hertz-en ekuazioa)

Engranaien modulua kalkulatzeko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_4 = 20 \text{ [hortz]}$
- $i = 5$
- $\alpha = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$

Engranaia transmititutako momentu tortsorea sarrerako ardatzarena baina 4 aldiz txikiagoa izango da:

$$T_3 = \frac{T_2}{5} = \frac{266228,34}{5} = 53245,67 \text{ [Kg} \cdot \text{cm]}$$

Tailaketa eta muntaketa fin baterako gidatze faktore bat aukeratu da.

FACTOR DE GUIADO $\Psi$	
Plancos 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)

23. taula. Gidatze faktorea.

$$\Psi = 20$$

Presio onargarriaren balioa lortzeko hurrengo taula erabiliko da:

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

NOTAS:												
Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.												
Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de $K_{adm}$ se hará = $\psi \cdot K_{5000}$ . Los valores se extraen de la siguiente tabla												
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000		
$\psi$	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32		

24. taula. Materiala eta presio faktorea.

Engranaientzako erabilitako materiala karbono altzairua St 70 izango da eta 80.000 orduko zerbitzu iraupena izango dute.

Engranaia biraketa abiadura 1500 rpm-koa denez, taulatik zuzenean  $K_{5000}$  balorea lortu da:

$$1500 \text{ [rpm]} \rightarrow K_{5000} = 18,5$$

Zerbitzu iraupen 5.000 ordukoa izan beharrean 80.000 ordukoa denez, iraupen faktorearen bitartez txikitu egingo da:

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 0,4 \cdot 18,5 = 7,4$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren kalkulua egingo da:

$$m_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot (i_1 \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_2^2 \cdot i_1 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 53245,67 \cdot (5 \pm 1)}{7,4 \cdot 20 \cdot 20^2 \cdot 5 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,89 \text{ [cm]}$$

$$m_3 \geq 18,9 \text{ [mm]}$$

Aukeratutako modulua 18,9 mm baino handiagokoa izan behar da. Hurrengo taulan engranaien moduluen balio normalizatuak ikusi daitezke:

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

25. taula. Engranaien modulu normalizatuak.

Serie I-ko 20 mm-ko modulua aukeratu egin da.

$$m_3 = 20 \text{ [mm]}$$

Moduluaren kalkulua hortzen apurketaren arabera (Lewis-en ekuazioa)

Behin Hertz-en formularen arabera engranaien modulua aukeratuta izanik, modulu honen balioa Lewis-en ekuazioaren arabera konprobatuko da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Adierapen honetatik, hurrengo elementuak datu izango dira:

- $z_4 = 20$  [hortz]
- $w_3 = 1500$  [rpm]
- $\Psi = 20$

Hurrengo taulatik aukeratutako materialaren arabera tentsio onargarri maximoa lortuko da:

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE $\sigma_{adm}$ (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	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	180
	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
<i>Fundición gris</i>				
			34	19
		175 BHN	58	32
		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 2c (10%-12% Tin)		275.8 Mpa	39	21
<i>Alcación bronce - aluminio</i>				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620.1 Mpa	162	83

26. taula. Materialen arabera tentsio onargarrien baloreak.

Materialaren tentsio onargarria 172-227 MPa-en arteko da, horregatik tarteko balore bat aukeratuko da:

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ [MPa]} = 2039,43 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Lewis-en formako faktorearen balorea hurrengo taulatik lortuko da:

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

27. taula. Hertz kopuruaren arabera Lewis-en formako faktorea.

$$Y = 0,322$$

Potentiaren balorea konstante mantentzen da:

$$P = 1115,5 \text{ [CV]}$$

Elementu guztiak ezagutu ondoren, moduluaren konprobaketa egingo da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w_3 \cdot z_4 \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1115,55}{1500 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 2039,43 \cdot 0,322}} = 0,74 \text{ [cm]} \\ = 7,4 \text{ [mm]}$$

Lewis-en ekuazioaren arabera, aukeratutako modulua 7,4 mm baino gehiago izan beharko du. Aukeratutako 20 mm-koa denez, ez da arazorik egongo.

#### ENGRANAIEEN DIMENTSIO OROKORRAK

Engranaien zabalera:

$$b = \Psi \cdot m = 20 \cdot 2 = 40 \text{ [cm]}$$

Engranaien jatorrizko diametroak:

$$D_{P_3} = m \cdot z_3 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ [cm]}$$

$$D_{P_4} = m \cdot z_4 = 2 \cdot 20 = 40 \text{ [cm]}$$

Engranaien kanpoko diametroak:

$$D_{E_3} = D_{P_3} + 2 \cdot m = 200 + 2 \cdot 2 = 204 \text{ [cm]}$$

$$D_{E_4} = D_{P_4} + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ [cm]}$$

Engranaien barruko diametroak:

$$D_{I_3} = D_{P_3} - 2,5 \cdot m = 200 - 2,5 \cdot 2 = 195 \text{ [cm]}$$

$$D_{I_4} = D_{P_4} - 2,5 \cdot m = 40 - 2,5 \cdot 2 = 35 \text{ [cm]}$$



### 3.6.5 ETAPEN ARTEKO ARDATZEN KALKULUA

Kutxa biderkatzailea lau ardatzez eratuta dago. Abiadura txikiko ardatza, abiadura handiko ardatza eta etapen arteko bi ardatzak. Bitarteko ardatza hauek lehen eta bigarren etapen eta bigarren eta hirugarren etapen artean aurkitzen dira.

Bitarteko ardatzen dimentsionaketarako abiadura txikiko ardatzerako erabili den metodologia bera erabiliko da. Hau da, ASME kodearen bitartez nekera kalkulatuko dira. Nekera kalkulatu ostean, deflexioen araberrako konprobaketa egingo da, bibrazioen araberrako konprobaketaekin amaitzeko.

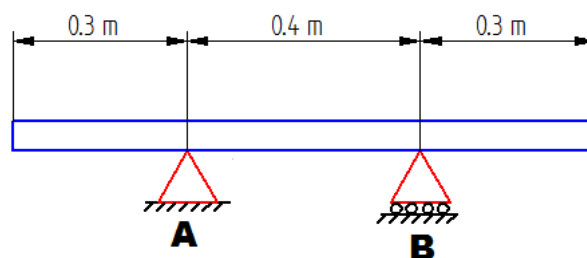
Ardatz bakoitzak momentu tortsoire ezberdina transmitituko du, biraketa abiadura ezberdina izango delako, potentzia konstante mantenduz.

Erabiliko den materiala abiadura txikiko ardatzean erabili den material bera izango da. Erabiliko den segurtasun koefizientea ere berdina izango da. Sekzio zirkularreko profil trinkoak erabiliko dira, transmitituko den momentu tortsoirea abiadura txikiko ardatzekoa baino askoz txikiagoa denez gero.

#### LEHEN BITARTEKO ARDATZAREN KALKULUA

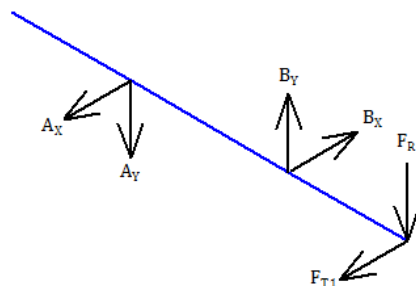
##### NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA

Lehen eta bigarren etapen arteko ardatza hurrengo diseinua izango du:



11. irudia. Lehen eta bigarren etapen arteko ardatzaren diseinua.

Lehen etaparekin bat egiten duen muturrean ez dira indarririk agertuko, engranai planetario bat dagoanez indar tangenzial eta erradial guztien batura nulua delako. Bigarren etaparekin bat egiten duen muturrean, ordea, bertan dagoan engranaia jasotzen duen indar tangenzial eta erradiala agertuko dira. Indar hauek jasotzeko bi errodamendu kokatuko dira. Hurrengo irudian ardatzaren indarren eskema ikus daiteke:



12. Irudia. Ardatzaren indarren eskema.

Indar tangential eta erradialaren balioak kalkulatu dira lehenik:

$$F_{T1} = \frac{T_1}{R_1} = \frac{130,585 \cdot 10^6}{1600} = 81615,62 \text{ [N]}$$

$$F_{R1} = F_{T1} \cdot \tan \alpha = 81615,62 \cdot \tan 20^\circ = 29705,66 \text{ [N]}$$

Honen ondoren ezezagunak diren erreakzioen baloreak kalkulatu dira. X ardatzeko momentuen batukaria A puntuan eginez:

$$\Sigma M_{Ax} = 0 \rightarrow B_X \cdot 0,4 = F_{T1} \cdot 0,7 \rightarrow B_X = \frac{81615,62 \cdot 0,7}{0,4} = 142827,33 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria X ardatzean eginez:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow B_X = F_{T1} + A_X \rightarrow A_X = 142827,33 - 81615,62 = 61211,71 \text{ [N]}$$

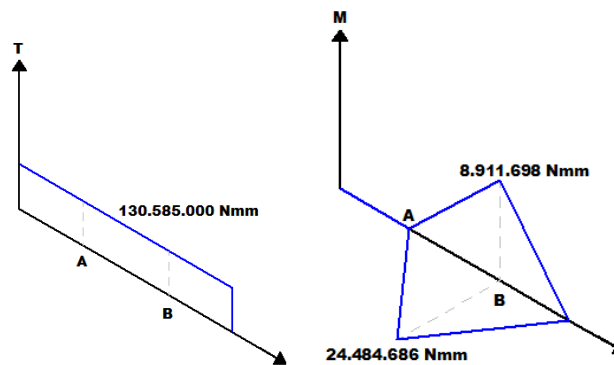
Y ardatzeko momentuen batukaria A puntuan eginez:

$$\Sigma M_{Ay} = 0 \rightarrow B_Y \cdot 0,4 = F_{R1} \cdot 0,7 \rightarrow B_Y = \frac{29705,66 \cdot 0,7}{0,4} = 51984,9 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria Y ardatzean eginez:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow B_Y = F_{R1} + A_Y \rightarrow A_Y = 51984,9 - 29705,66 = 22279,24 \text{ [N]}$$

Datu hauekin momentu tortsore eta makurtzaileen diagramak egin daitezke:



13. irudia. Momentu tortsore eta makurtzaileen diagramak.

Diagrametan argi ikusten denez, sekzio kritikoa B sekzioa izango da.

Sekzio honetako momentu maximoak:

$$T = 130585000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_x = 24484686 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_y = 8911698 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Momentu makurtzaile baliokidearen kalkulua:

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{24484686^2 + 8911698^2} = 26056059 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Datu hauekin nekerako kalkulua egingo da Asme kodearen arabera:

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

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 26056059)^2 + (1 \cdot 130585000)^2} < \frac{980,66/2}{1,25}$$

$$r_{\min 1} = 60,48 \text{ [mm]} \rightarrow D_{\min 1} = 120,96 \text{ [mm]}$$

Asme kodearen arabera, bitarteko lehen ardatzaren diametro minimoa 120,96 mm-koa izan beharko da.

### ERRODAMENDUAK

Ardatzak indar axialik jaso behar ez duenez, arrabol zilindrikodun errodamendu bi aukeratuko dira.

### **Bizitza nominalaren kalkulua (L10)**

Kasu honetan L bizitzarako 25 urteko iraupena eta %65-ko denbora funtzionatzen egongo dela suposatuta da:

$$L = 0,65 \cdot 25[\text{urte}] \frac{365[\text{egun}]}{1[\text{urte}]} \frac{24[\text{h}]}{1[\text{egun}]} \frac{60[\text{min}]}{1[\text{h}]} \frac{60[\text{bira}]}{1[\text{min}]} = 505440000 \text{ [bira]}$$

$$L = 505,44 \cdot 10^6 \text{ [bira]}$$

Bestalde, errodamenduen fidagarritasuna hurrengo eran kalkulatzeko da:

$$R_{\text{grupo}} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{\text{grupo}}} = \sqrt{0,95} = 0,975$$

Arrabol zilindrikodun errodamenduen  $L_{10}$  (A eta B):

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1,483}} = \frac{505,44}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,975}\right)\right]^{1/1,483}}$$

$$= 1288,94 \text{ [milioi bira]}$$

Indar erradialen kalkulua:

$$F_{rA} = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{61211,71^2 + 22279,24^2} = 65140 \text{ [N]} = 65,14 \text{ [kN]}$$

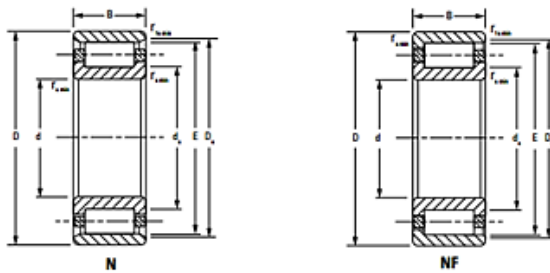
$$F_{rB} = \sqrt{B_X^2 + B_Y^2} = \sqrt{142827,33^2 + 51984,9^2} = 152000 \text{ [N]} = 152 \text{ [kN]}$$

Ahalmenen kalkulua:

$$C_A = F_{rA} \cdot L_{10}^{1/a} = 65,14 \cdot 1288,94^{3/10} = 558,35 \text{ [kN]}$$

$$C_B = F_{rB} \cdot L_{10}^{1/a} = 152 \cdot 1288,94^{3/10} = 1302,9 \text{ [kN]}$$

Datu hauekin TIMKEN katalogotik errodamendu egokiak aukeratuko dira:



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number <sup>(1)</sup>	Mounting Data				$\rho_{GH}$	Geo- metry Factor $C_g$	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static $C_0$	Dynamic $C_r$ <sup>(2)</sup>		Chamfer		Backing Diameter				Oil	Grease	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		$r_{min}$ mm in.	$r_{max}$ mm in.	Shaft $d_s$ mm in.	Housing $D_h$ mm in.					
150.000 5.9055	225.000 8.8583	35.000 1.3780	169.500 6.6732	309 69500	231 51900	NU1030MA	2.1 0.08	1.5 0.06	164.6 6.48	205.5 8.09	4.9 0.19	0.115	3100	2500	4.90 10.80
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NU230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	4.0 0.16	0.109	2600	2300	11.60 25.60
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NJ230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	4.0 0.16	0.109	2600	2300	12.00 26.30
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NUP230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	–	0.109	2600	2300	12.10 26.60
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	182.000 7.1654	998 224000	752 169000	NU2230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	173.5 6.83	242.0 9.53	6.0 0.24	0.123	2000	1800	18.60 40.90
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	182.000 7.1654	998 224000	752 169000	NJ2230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	173.5 6.83	242.0 9.53	6.0 0.24	0.123	2000	1800	18.90 41.36
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	242.000 9.5276	998 224000	752 169000	N2230EMB	3.0 0.12	3.0 0.12	182.0 7.17	250.5 9.86	6.0 0.24	0.123	2000	1800	18.40 40.40
150.000 5.9055	320.000 12.5984	65.000 2.5591	193.000 7.5984	951 214000	870 196000	NU330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	185.7 7.31	283.0 11.14	4.0 0.16	0.120	2100	1900	26.20 57.70
150.000 5.9055	320.000 12.5984	65.000 2.5591	193.000 7.5984	951 214000	870 196000	NJ330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	185.7 7.31	283.0 11.14	4.0 0.16	0.120	2100	1900	26.70 58.80
150.000 5.9055	320.000 12.5984	108.000 4.2520	193.000 7.5984	1620 364000	1330 299000	NU2330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	182.7 7.19	283.0 11.14	9.0 0.35	0.136	1600	1400	43.60 95.80
150.000 5.9055	320.000 12.5984	108.000 4.2520	193.000 7.5984	1620 364000	1330 299000	NJ2330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	182.7 7.19	283.0 11.14	9.0 0.35	0.136	1600	1400	44.40 97.70

28. Taula. Aukeratutako arrabol zilindrikodun Timken errodamenduak.

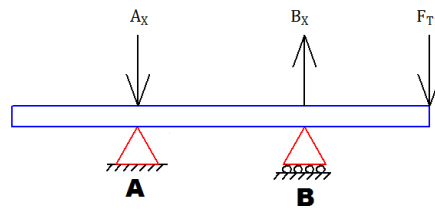
Aukeratutako errodamenduen ezaugarriak:

- A errodamendua:  
D = 270 [mm] d = 150 [mm] Width = 73 [mm]  $d_s = 173,5$  [mm]
- B errodamendua:  
D = 320 [mm] d = 150 [mm] Width = 108 [mm]  $d_s = 182,7$  [mm]

#### DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

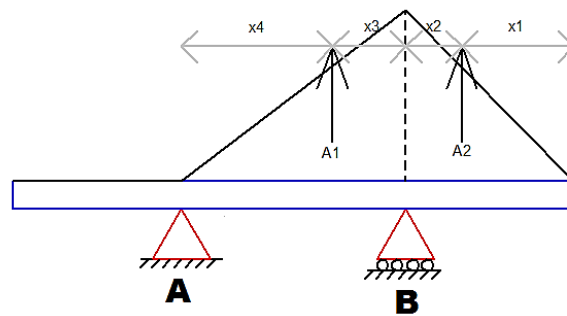
Aurreko kalkulan ikusienez gero, X ardatza Y ardatza baino kritikoagoa izango da deflexioak eragingo duten indarrei begira. Horregatik bakarrik X ardatza konprobatuko da.

Bitarteko lehen ardatzaren gainean dagozan indarrak 14. irudian ikus daitezke:



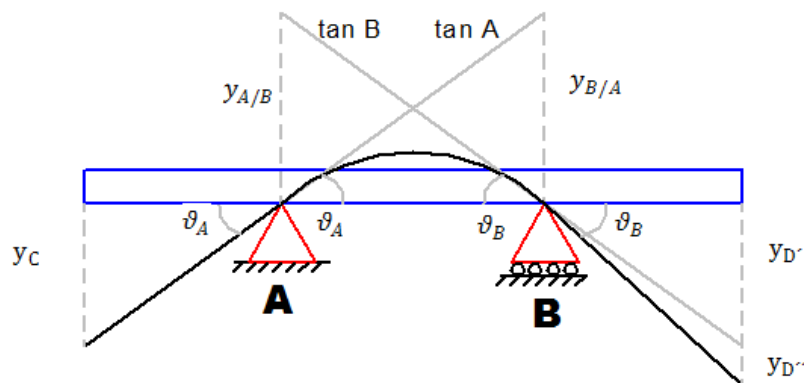
14. Irudi. Bitarteko lehen ardatzaren gainean dagozan indarrak.

Bestalde, 15. irudian momentu makurtzaileen diagrama ikus daiteke:



15. irudia. Momentu makurtzaileen diagrama.

Lehenik eta behin, ardatzaren deformatu hurbildua marrazten da eta puntuen tangenziak deflexioen kalkulurako adierazten dira. 16. irudian deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzaileak ikus ditzake:



16. Irudia. Deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzaileak.

A eta B sekzioak diametro berdina dutenez, bientzako inertzia momentua kalkulatu da:

$$I_z = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 = \frac{\pi}{2} \cdot 75^4 = 49700978 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Erabilitako materialaren Young-en modulua hurrengo izango da:

$$E = 210 \text{ [GPa]} = 210000 \text{ [MPa]}$$

Datu hauekin, A eta B sekzioko biraketa angeluak kalkulatu dira.

- A sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{B/A} = \frac{A_1 \cdot x_3}{E \cdot I_z} = \frac{24484686400 \cdot 400}{210000 \cdot 49700978} \cdot \frac{1}{3} \cdot 400 = 0,0652 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_A = \frac{y_{B/A}}{L_1} = \frac{0,0652}{400} = 0,000156 \text{ [rad]}$$

- B sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{A/B} = \frac{A_1 \cdot x_4}{E \cdot I_z} = \frac{24484686400 \cdot 400}{210000 \cdot 49700978} \cdot \frac{2}{3} \cdot 400 = 0,1255 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_B = \frac{y_{A/B}}{L_1} = \frac{0,1255}{400} = 0,000314 \text{ [rad]}$$

Behin A eta B errodamenduak joango diren muturretan biraketa angelua kalkulatu, hurbileko balio onargarriekin konparatuko dira errodamendu mota bakoitzerako. Ikusi 29. taula:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\vartheta_{max}$ )
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

29. Taula. Errodamenduentzako balore onargarri maximoak.

A muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien arabera frogaketa:

$$\vartheta_A = 0,000156 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

B muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien arabera frogaketa:

$$\vartheta_B = 0,000314 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

Egiaza daitekeenez gero, abiadura txikiko ardatzeko A eta B errodamenduak balio onargarrien barruan daude.

#### BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Behin ardatza nekera dimentsionatuta egonez eta deflexioak egiaztatuz, ardatzaren abiadura kritikoa kalkulatu egingo da. Erabiliko den adierazpena halako modura sinplifikatzen da:

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Kalkulua honetarako deflexio maximoa behar izango da, horretarako C eta D sekzioko deflexioak lortuko dira eta handiena erabiliko da.

- C sekzioko deflexioa:

$$y_C = \vartheta_A \cdot L_2 = 0,000156 \cdot 300 = 0,0468 \text{ [mm]}$$

- D sekzioko deflexioa:

$$y_{D'} = \vartheta_B \cdot L_2 = 0,000314 \cdot 300 = 0,0942 \text{ [mm]}$$

$$y_{D''} = \frac{A_2 \cdot x_1}{E \cdot I_z} = \frac{24484686400 \cdot 400}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300}{210000 \cdot 49700978} = 0,0704 \text{ [mm]}$$

$$y_D = y_{D'} + y_{D''} = 0,0942 + 0,0704 = 0,1646 \text{ [mm]}$$

D sekzioko deflexioa handiagoa da, horren ondorioz, abiadura kritikoaren kalkulurako erabiliko da.

Abiadura kritikoa:

$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,1646 \cdot 10^{-3}}} = 244,13 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 2331,27 \text{ [rpm]}$$

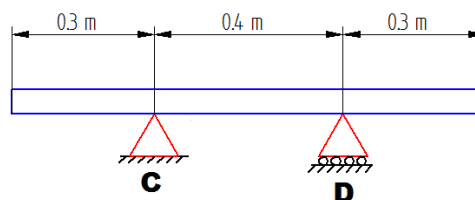
$$w_{\text{kritikoa}} = 2331,27 \text{ [rpm]} \gg w_{\text{ardatza}} = 60 \text{ [rpm]}$$

Egiaza daitekeenez gero, abiadura kritikoa ardatzaren abiadura baino askoz handia da, erresonantzia sartuko ez duenagatiko.

### **BIGARREN BITARTEKO ARDATZAREN KALKULUA**

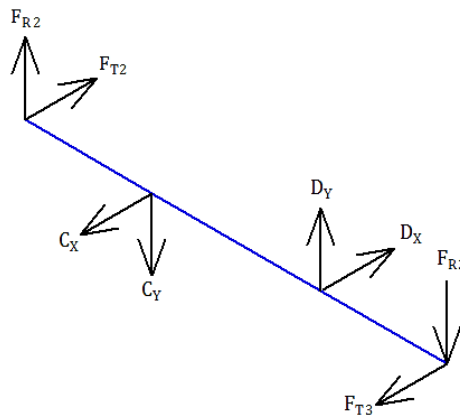
#### **NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA**

Bigarren eta hirugarren etapen arteko ardatza hurrengo diseinua izango du:



17. Irudia. Bigarren eta hirugarren etapen arteko ardatzaren diseinua.

Kasu honetan, bigarren eta hirugarren etapako engranaiak ardatz finkodunak diranez, mutur bietan indar tangentialak eta erradialak agertuko dira. Indar hauek jasotzeko bi errodamendu kokatuko dira. Hurrengo irudian ardatzaren indarren eskema ikus daiteke:



18. Irudia. Ardatzaren indarren eskema.

Indar tangential eta erradialaren balioak kalkulatu dira lehenik:

$$F_{T2} = \frac{T_2}{R_2} = \frac{26,18 \cdot 10^6}{320} = 81615,62 \text{ [N]}$$

$$F_{R2} = F_{T2} \cdot \tan \alpha = 81615,62 \cdot \tan 20^\circ = 29705,66 \text{ [N]}$$

$$\Sigma T_{BA2} = 0 \rightarrow F_{T2} \cdot R_2 = F_{T3} \cdot R_3 \rightarrow F_{T3} = F_{T2} \cdot \frac{R_2}{R_3} = 81615,62 \cdot \frac{320}{1000} = 26117 \text{ [N]}$$

$$F_{R3} = F_{T3} \cdot \tan \alpha = 26117 \cdot \tan 20^\circ = 9505,81 \text{ [N]}$$

Honen ondoren ezezagunak diren erreakzioen baloreak kalkulatu dira. X ardatzeko momentuen batukaria C puntuan eginez:

$$\Sigma M_{Ax} = 0 \rightarrow F_{T2} \cdot 0,3 + F_{T3} \cdot 0,7 = D_X \cdot 0,4$$

$$D_X = \frac{F_{T2} \cdot 0,3 + F_{T3} \cdot 0,7}{0,4} = \frac{81615,62 \cdot 0,3 + 26117 \cdot 0,7}{0,4} = 106916,46 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria X ardatzean eginez:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{T2} + D_X = F_{T3} + A_X \rightarrow C_X = 81615,62 + 106916,46 - 26117 = 162415,1 \text{ [N]}$$

Y ardatzeko momentuen batukaria C puntuan eginez:

$$\Sigma M_{Cy} = 0 \rightarrow F_{R2} \cdot 0,3 = D_Y \cdot 0,4 + F_{R3} \cdot 0,7$$

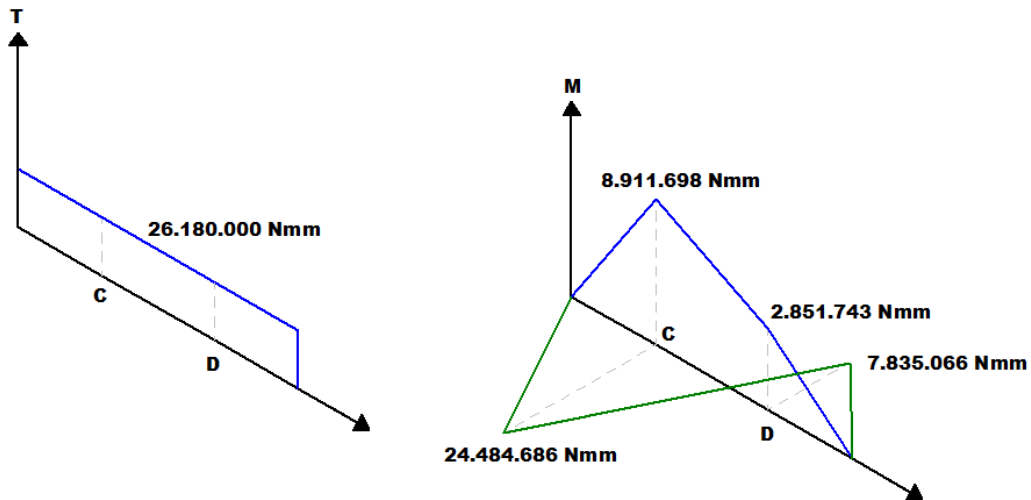
$$D_Y = \frac{F_{R2} \cdot 0,3 - F_{R3} \cdot 0,7}{0,4} = \frac{29705,66 \cdot 0,3 - 9505,81 \cdot 0,7}{0,4} = 5644,1 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria Y ardatzean eginez:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{R2} + F_{R3} + D_Y = C_Y \rightarrow C_Y = 29705,66 + 9505,81 + 5644,1 = 44855,6 \text{ [N]}$$



Datu hauekin momentu tortsore eta makurtzaileen diagramak egin daitezke:



19. Irudia. Momentu tortsore eta makurtzaileen diagramak.

Diagrametan argi ikusten denez, sekzio kritikoa C sekzioa izango da.

Sekzio honetako momentu maximoak:

$$T = 26180000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_X = 24484686 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_Y = 8911698 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Momentu makurtzaile baliokidearen kalkulua:

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{24484686^2 + 8911698^2} = 26056059 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Datu hauekin nekerako kalkulua egingo da Asme kodearen arabera:

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

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 26056059)^2 + (1 \cdot 26180000)^2} < \frac{980,66/2}{1,25}$$

$$r_{\min 2} = 42,3 \text{ [mm]} \rightarrow D_{\min 2} = 84,6 \text{ [mm]}$$

Asme kodearen arabera, bitarteko lehen ardatzaren diametro minimoa 84,6 mm-koa izan behar da.

### ERRODAMENDUAK

Ardatzak indar axialik jaso behar ez duenez, arrabol zilindrikodun errodamendu bi aukeratuko dira.

**Bititza nominalaren kalkulua (L10)**

Kasu honetan L bititzarako 25 urteko iraupena eta %65-ko denbora funtzionatzen egongo dela suposatuta da:

$$L = 0,65 \cdot 25[\text{urte}] \frac{365[\text{egun}]}{1[\text{urte}]} \frac{24[\text{h}]}{1[\text{egun}]} \frac{60[\text{min}]}{1[\text{h}]} \frac{300[\text{bira}]}{1[\text{min}]} = 2562300000 [\text{bira}]$$

$$L = 2562,3 \cdot 10^6 [\text{bira}]$$

Bestalde, errodamenduen fidagarritasuna hurrengo eran kalkulatzen da:

$$R_{\text{grupo}} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{\text{grupo}}} = \sqrt{0,95} = 0,975$$

Arrabol zilindrikodun errodamenduen  $L_{10}$  (C eta D):

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1,483}} = \frac{2562,3}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,975}\right)\right]^{1/1,483}}$$

$$= 6534,22 [\text{milioi bira}]$$

Indar erradialen kalkulua:

$$F_{rC} = \sqrt{C_X^2 + C_Y^2} = \sqrt{162415,1^2 + 44855,6^2} = 168500 [\text{N}] = 168,5 [\text{KN}]$$

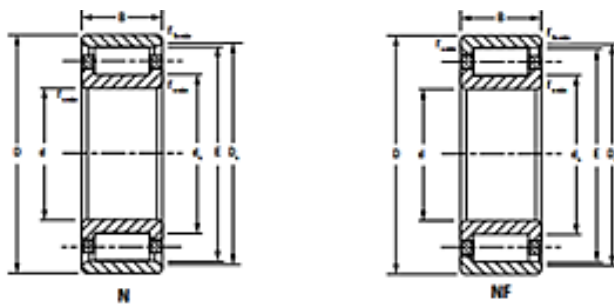
$$F_{rD} = \sqrt{D_X^2 + D_Y^2} = \sqrt{106916,46^2 + 5644,1^2} = 107100 [\text{N}] = 107,1 [\text{KN}]$$

Ahalmenen kalkulua:

$$C_c = F_{rC} \cdot L_{10}^{1/a} = 168,5 \cdot 6534,22^{3/10} = 2350,5 [\text{KN}]$$

$$C_D = F_{rD} \cdot L_{10}^{1/a} = 107,1 \cdot 6534,22^{3/10} = 1494 [\text{KN}]$$

Datu hauekin TIMKEN katalogotik errodamendu egokiak aukeratuko dira:



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number <sup>(1)</sup>	Mounting Data				$\mu$	Geometry Factor $C_g$	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static $C_0$	Dynamic $C_1$ <sup>(2)</sup>		Chamfer		Backing Diameter				Oil	Grease	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		$r_{1min}$ mm in.	$r_{2min}$ mm in.	Shaft $d_s$ mm in.	Housing $D_h$ mm in.			RPM	RPM	
228.000 8.9614	348.000 13.6968	90.000 3.5433	250.000 9.8425	765 172000	1210 272000	NU304EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	242.5 9.55	314.8 12.36	8.4 0.33	0.163	1100	940	30.70 67.60
228.000 8.9614	400.000 15.7480	65.000 2.5591	268.000 10.5512	1290 290000	1940 233000	NU244EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	261.2 10.28	358.8 14.09	4.0 0.16	0.148	1500	1400	36.90 81.20
228.000 8.9614	400.000 15.7480	65.000 2.5591	268.000 10.5512	1290 290000	1940 233000	NU344EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	261.2 10.28	358.8 14.09	4.0 0.16	0.148	1500	1400	37.60 82.70
228.000 8.9614	400.000 15.7480	108.000 4.2520	259.000 10.1969	2370 533000	1820 409000	NU224EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	250.7 9.87	363.8 14.29	7.3 0.29	0.165	1000	970	60.80 133.80
228.000 8.9614	400.000 15.7480	108.000 4.2520	259.000 10.1969	2370 533000	1820 409000	NU224EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	250.7 9.87	363.8 14.29	7.3 0.29	0.165	1000	970	61.80 136.00
228.000 8.9614	460.000 18.1102	88.000 3.4646	282.000 11.1034	1930 433000	1650 370000	NU344EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	272.9 10.74	406.8 15.98	7.5 0.30	0.162	1100	1000	73.70 162.10
228.000 8.9614	460.000 18.1102	88.000 3.4646	282.000 11.1034	1930 433000	1650 370000	NU344EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	272.9 10.74	406.8 15.98	7.5 0.30	0.162	1100	1000	74.90 164.70
228.000 8.9614	460.000 18.1102	145.000 5.7087	277.000 10.9055	3130 704000	2550 574000	NU234EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	264.1 10.40	413.8 16.26	11.2 0.44	0.178	910	840	118.50 260.70
228.000 8.9614	460.000 18.1102	145.000 5.7087	277.000 10.9055	3130 704000	2550 574000	NU234EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	264.1 10.40	413.8 16.26	11.2 0.44	0.178	910	840	120.60 265.20
228.000 8.9614	460.000 18.1102	145.000 5.7087	413.000 16.2598	3130 704000	2550 574000	NU234EMS	5.0 0.20	5.0 0.20	277.8 10.91	425.9 16.77	10.2 0.40	0.178	910	840	117.50 258.60
240.000 9.4488	360.000 14.1732	56.000 2.2047	278.000 10.9299	838 188000	595 134000	NU1048EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	262.6 10.34	330.8 12.99	7.0 0.28	0.140	1900	1500	19.70 43.40
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NU248EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.8 15.47	6.0 0.24	0.159	1300	1100	50.30 110.60
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NU348EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.8 15.47	6.0 0.24	0.159	1300	1100	51.10 112.50
240.000 9.4488	500.000 19.6850	95.000 3.7402	306.000 12.0472	2530 568000	2080 468000	NU348EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	295.8 11.61	442.8 17.40	7.5 0.30	0.170	1100	990	96.10 211.40
240.000 9.4488	500.000 19.6850	95.000 3.7402	306.000 12.0472	2530 568000	2080 468000	NU348EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	295.8 11.61	442.8 17.40	7.5 0.30	0.170	1100	990	97.50 214.50

30. taula. Aukeraturako arrabol zilindrikodun Timken errodamenduak.

Aukeraturako errodamenduen ezaugarriak:

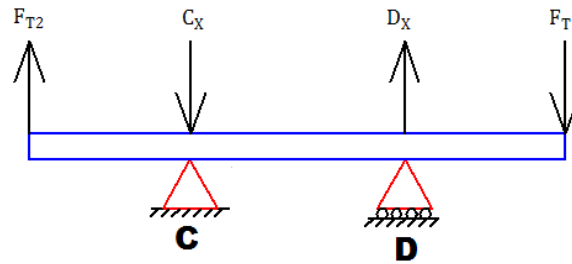
- C errodamendua:  
 $D = 460$  [mm]  $d = 220$  [mm] Width = 145 [mm]  $d_s = 264,1$  [mm]
- D errodamendua:  
 $D = 460$  [mm]  $d = 220$  [mm] Width = 88 [mm]  $d_s = 272,9$  [mm]

#### DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Kasu honetan, ezin daiteke ziurtatu X ardatza Y ardatza baino kritikoagoa dela, eta kontrakoa ere ez. Horregatik bi ardatzak konprobatu egingo dira deflexioen arabera.

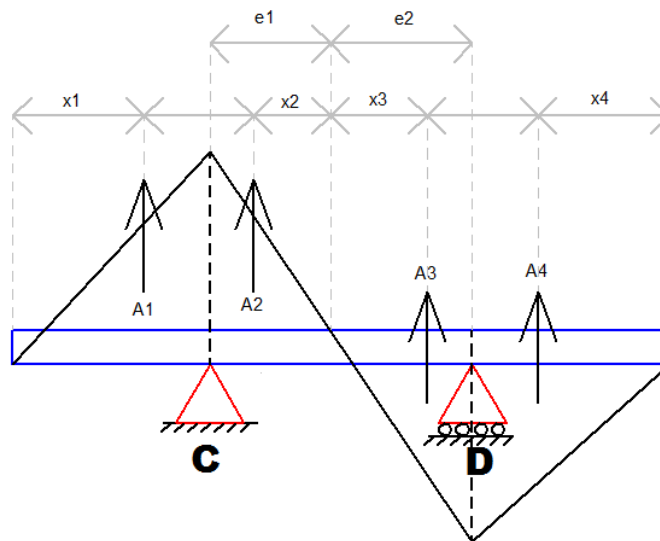
**X ardatzaren konprobaketa:**

Bitarteko bigarren ardatzaren gainean dagozan indarrak 20. irudian ikus daitezke:



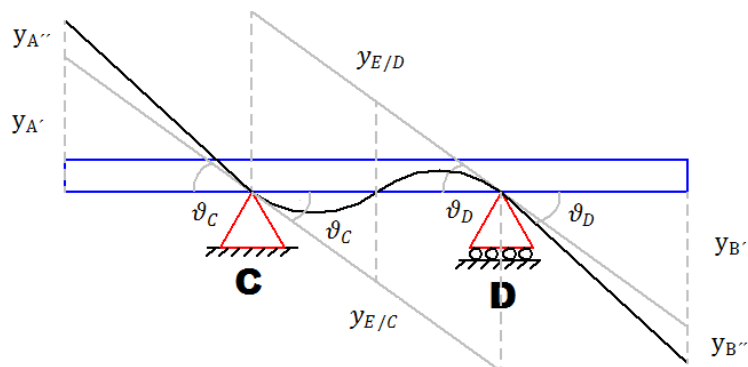
20. Irudia. Bitarteko bigarren ardatzaren gaineko indarrak.

Bestalde, 21. irudian momentu makurtzaileen diagrama ikus daiteke:



21. Irudia. Momentu makurtzaileen diagrama.

Lehenik eta behin, ardatzaren deformatu hurbildua marrazten da eta puntuen tangenziak deflexioen kalkulurako adierazten dira. 22. irudian deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak ikus ditzake:



22. Irudia. Deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak.

C eta D sekzioak diametro berdina dutenez, bientzako inertzia momentua kalkulatu da:

$$I_z = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 = \frac{\pi}{2} \cdot 110^4 = 229980290 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Erabilitako materialaren Young-en modulua hurrengo izango da:

$$E = 210 \text{ [GPa]} = 210000 \text{ [MPa]}$$

Lehenik eta behin,  $e_1$  eta  $e_2$  balioak lortu beharko dira. Horretarako, hurrengo bi ekuazioak trigonometria erabiliz lortu dira:

$$\tan \alpha = \frac{24484686}{e_1}$$

$$\tan \alpha = \frac{7835066}{e_2}$$

Ekuazio biak berdinduz eta garatuz hurrengo adierazpena lortzen da:

$$\frac{24484686}{e_1} = \frac{7835066}{e_2} \rightarrow 3,12 \cdot e_2 = e_1$$

Hurrengo ekuazioarekin bi ekuazio eta bi ezezaguneko sistema bat lortzen da:

$$3,12 \cdot e_2 = e_1$$

$$e_1 + e_2 = 400$$

Ezezagunen balioak:

$$e_1 = 303 \text{ [mm]}$$

$$e_2 = 97 \text{ [mm]}$$

Datu hauekin, C eta D sekzioko biraketa angeluak kalkulatu dira.

- C sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{E/C} = \frac{A_1 \cdot x_2}{E \cdot I_z} = \frac{24484686 \cdot 303}{210000 \cdot 229980290} \cdot \frac{2}{3} \cdot 303 = 0,0155 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_C = \frac{y_{E/C}}{e_1} = \frac{0,0155}{303} = 0,0000514 \text{ [rad]}$$

- D sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{E/D} = \frac{A_3 \cdot x_3}{E \cdot I_z} = \frac{7835066 \cdot 97}{210000 \cdot 229980290} \cdot \frac{2}{3} \cdot 97 = 0,0005 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_D = \frac{y_{E/D}}{e_2} = \frac{0,0005}{97} = 0,00000526 \text{ [rad]}$$

Behin A eta B errodamenduak joango diren muturretan biraketa angelua kalkulatuta, hurbileko balio onargarriekin konparatuko dira errodamendu mota bakoitzerako. Ikusi 31. taula:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\vartheta_{max}$ )
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

31. taula. Errodamenduentzako balore onargarri maximoak.

C muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_C = 0,0000514 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

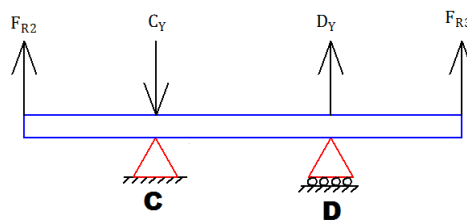
D muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_B = 0,00000526 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

Egiazta daitekeenez gero, abiadura txikiko ardatzeko C eta D errodamenduak balio onargarrien barruan daude.

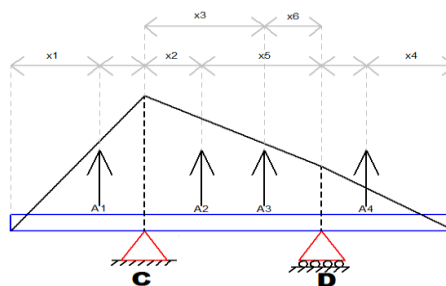
#### Y ardatzaren konprobaketa:

Bitarteko bigarren ardatzaren gainean dagozan indarrak 23. irudian ikus daitezke:



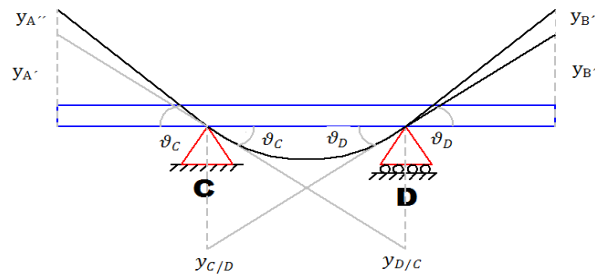
23. Irudia. Bitarteko bigarren ardatzaren gaineko indarrak.

Bestalde, 24. irudian momentu makurtzaileen diagrama ikus daiteke:



24. Irudia. Momentu makurtzaileen diagrama.

Lehenik eta behin, ardatzaren deformatu hurbildua marrazten da eta puntuen tangenziak deflexioen kalkulurako adierazten dira. 25. irudian deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak ikus ditzake:



25. Irudia. Deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak.

C eta D sekzioak diametro berdina dutenez, bientzako inertzia momentua kalkulatu da:

$$I_z = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 = \frac{\pi}{2} \cdot 110^4 = 229980290 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Erabilitako materialaren Young-en modulua hurrengoa izango da:

$$E = 210 \text{ [GPa]} = 210000 \text{ [MPa]}$$

Datu hauekin, C eta D sekzioko biraketa angeluak kalkulatu dira.

- C sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{D/C} = \frac{A_2 \cdot x_5 + A_3 \cdot x_6}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{8911698 \cdot 400}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 400 + \frac{2851743 \cdot 400}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 400}{210000 \cdot 229980290} = 0,0114 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_C = \frac{y_{D/C}}{L_1} = \frac{0,0114}{400} = 0,0000286 \text{ [rad]}$$

- D sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{C/D} = \frac{A_2 \cdot x_2 + A_3 \cdot x_3}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{8911698 \cdot 400}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 400 + \frac{2851743 \cdot 400}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 400}{210000 \cdot 229980290} = 0,0087 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_D = \frac{y_{C/D}}{L_1} = \frac{0,0087}{400} = 0,0000202 \text{ [rad]}$$

Behin C eta D errodamenduak joango diren muturretan biraketa angelua kalkulatu, hurbileko balio onargarriekin konparatu dira errodamendu mota bakoitzerako. Ikusi taula:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\vartheta_{max}$ )
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

32. taula. Errodamenduentzako balore onargarri maximoak.

C muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_C = 0,0000286 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{\max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

D muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_D = 0,0000202 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{\max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

Egiazta daitekeenez gero, abiadura txikiko ardatzeko C eta D errodamenduak balio onargarrien barruan daude.

### BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Behin ardatza nekera dimentsionatuta egonez eta deflexioak egiaztatuz, ardatzaren abiadura kritikoaren kalkulua egingo da. Erabiliko den adierazpena halako modura sinplifikatzen da:

$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Kasu honetan, deflexioen kalkuluan gertatzen den egoera berdina errepikatzen da, hau da, ez da argi X edo Y ardatza kritikoena den. Horregatik bi ardatzen abiadura kritikoa kalkulatu eta konprobatu egingo da:

#### **X ardatzaren konprobaketa:**

Kalkulu honetarako deflexio maximoa behar izango da, horretarako A eta B sekzioko deflexioak lortuko dira eta handiena erabiliko da.

- A sekzioko deflexioa:

$$y_{A'} = \vartheta_C \cdot L_2 = 0,0000514 \cdot 300 = 0,01542 \text{ [mm]}$$

$$y_{A''} = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{24484686400 \cdot 300}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300}{210000 \cdot 229980290} = 0,0152 \text{ [mm]}$$

$$y_A = y_{A'} + y_{A''} = 0,01542 + 0,0152 = 0,03062 \text{ [mm]}$$

- B sekzioko deflexioa:

$$y_{B'} = \vartheta_D \cdot L_2 = 0,00000526 \cdot 300 = 0,001578 \text{ [mm]}$$

$$y_{B''} = \frac{A_4 \cdot x_4}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{7835066 \cdot 300}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300}{210000 \cdot 229980290} = 0,00487 \text{ [mm]}$$

$$y_B = y_{B'} + y_{B''} = 0,001578 + 0,00487 = 0,006448 \text{ [mm]}$$



A sekzioko deflexioa handiagoa da, horren ondorioz, abiadura kritikoaren kalkulurako erabiliko da.

Abiadura kritikoa:

$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,03062 \cdot 10^{-3}}} = 566,02 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 5405,1 \text{ [rpm]}$$

$$w_{\text{kritikoa}} = 5405,1 \text{ [rpm]} \gg w_{\text{ardatza}} = 300 \text{ [rpm]}$$

Egiazta daitekeenez gero, abiadura kritikoa ardatzaren abiadura baino askoz handia da, erresonantzia sartuko ez duenagatiko.

#### Y ardatzaren konprobaketa:

Kalkulu honetarako deflexio maximoa behar izango da, horretarako A eta B sekzioko deflexioak lortuko dira eta handiena erabiliko da.

- A sekzioko deflexioa:

$$y_{A'} = \vartheta_C \cdot L_2 = 0,0000286 \cdot 300 = 0,00858 \text{ [mm]}$$

$$y_{A''} = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{8911698 \cdot 300}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300}{210000 \cdot 229980290} = 0,00554 \text{ [mm]}$$

$$y_A = y_{A'} + y_{A''} = 0,00858 + 0,00554 = 0,01412 \text{ [mm]}$$

- B sekzioko deflexioa:

$$y_{B'} = \vartheta_D \cdot L_2 = 0,0000202 \cdot 300 = 0,00606 \text{ [mm]}$$

$$y_{B''} = \frac{A_4 \cdot x_4}{E \cdot I_z} = \frac{\frac{2851743 \cdot 300}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300}{210000 \cdot 229980290} = 0,00177 \text{ [mm]}$$

$$y_B = y_{B'} + y_{B''} = 0,00606 + 0,00177 = 0,00783 \text{ [mm]}$$

A sekzioko deflexioa handiagoa da, horren ondorioz, abiadura kritikoaren kalkulurako erabiliko da.

Abiadura kritikoa:

$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,01412 \cdot 10^{-3}}} = 833,52 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 7960 \text{ [rpm]}$$

$$w_{\text{kritikoa}} = 7960 \text{ [rpm]} \gg w_{\text{ardatza}} = 300 \text{ [rpm]}$$





Balioak:

$$b = 32 \text{ [mm]}$$

$$h = 11 \text{ [mm]}$$

Txabeten aukeraketa OPAC enpresaren katalogoaren bitartez egingo da. Katalogoaren arabera txabetak altzairukoak ( F-114) izango dira hurrengo erresistentzia mekaniko minimoarekin:

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ [MPa]}$$

Txabetaren gaineko indar jardulea:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{130,585 \cdot 10^6}{130/2} = 2009000 \text{ [N]}$$

Luzeeraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{2009000}{32 \cdot L} \leq \frac{600/2}{1,1}$$

$$L \geq 230,2 \text{ [mm]}$$

Luzeeraren kalkulua zapalketara:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{2009000}{11 \cdot L/2} \leq \frac{600}{1,1}$$

$$L \geq 669,7 \text{ [mm]}$$

Ikus daitekeenez gero, zapalketagariko hutsa ebakiduragariko hutsa baino askoz murriztaileagoa da, horregatik zapalketagariko hutsaren arabera txabeta antolamendu bat aukeratu behar izango da. Garrantzitsua da txabetetarako luzera maximo gomendagarriak ardatzaren diametroa 1.5 aldiz gainditu ez dezala, ardatzeko momentu tortsoareak deformazio gehiegi eragin ez izateko.

$$L \leq 1,5 \cdot D = 1,5 \cdot 130 = 195 \text{ [mm]}$$

Kasu honetan, katalogoan aukeratzeko luzera maximoa  $b = 32 \text{ mm}$  eta  $h = 11 \text{ mm}$  txabetarako  $L = 180 \text{ mm}$  da. Ikusi taula:

b	9	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
70		85	80	75	90	85	100	95	110	120	140	160	180	200	220	250	280	320	360
80	70	90	80	100	90	110	100	120	125	160	180	200	220	250	280	320	360	400	400
90	75	100	85	110	95	125	110	125	130	180	200	220	250	280	320	360	400	400	400
100	80	110	90	125	100	140	120	130	140	200	220	250	280	320	360	400	400	400	400
110	85	125	95	140	110	160	125	140	150	220	250	280	320	360	400	400	400	400	400
125	90	140	100	160	120	180	130	150	160	250	280	320	360	400	400	400	400	400	400
140	95	160	110	180	125	200	140	160	170	280	320	360	400	400	400	400	400	400	400
160	100	180	120	200	140	220	160	170	180	320	360	400	400	400	400	400	400	400	400
180	110	200	125	220	150	250	180	180	200	360	400	400	400	400	400	400	400	400	400
200	120	220	130	250	160	280	200	200	220	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
220	125	250	140	280	170	315	220	220	250	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
250	130	280	150	315	180	355	250	250	280	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
280	140	315	160	355	200	400	280	280	320	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
190		170		220		250	220	220	260										
160		180		250		280	250	280	360										
170		200		280		320	280	320	400										
180		220		320		360	320	360	400										
200		250		360		400	360	400	400										
220		280																	
250		320																	
280																			

36. Taula. DIN 6885-A Opac txabeta paraleloen luzeeraren aukeraketa.

Kasu honetan luzeera gomendagarria zapalketagarriko hutsaren arabera luzeera baino txikiagoa denez, txabeta bat baino gehiago erabiliko da:

$$\text{Txabeta kopurua} = \frac{669,7}{180} = 3,72 \cong 4$$

Horregatik, 4 txabeta jarriko dira, 180 mm-takoa bakoitza, eta 90°-tara.

#### Bitarteko bigarren ardatzaren txabetak:

Kasu honetan bitarteko bigarren ardatza diametro desberdinek osatutako ardatz bat da, eta txabetak ardatzaren muturretan joango dira kokatuta. Sekzio hauek 200 mm-ko kanpo diametroa du, eta diametro horren arabera b eta h parametroak taulan adierazten dira:

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	63	70	80	90	100															
h	2	3	4	5	6	7	8	8	8	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60														
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500	

37. Taula. Txabetaren b eta h dimentsioak ardatzaren diametroaren arabera.

Balioak:

$$b = 45 \text{ [mm]}$$

$$h = 25 \text{ [mm]}$$

Txabeten aukeraketa OPAC enpresaren katalogoaren bitartez egingo da. Katalogoaren arabera txabetak altzairukoak (F-114) izango dira hurrengo erresistentzia mekaniko minimoarekin:

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ [MPa]}$$

Txabetaren gaineko indar jardulea:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{26,18 \cdot 10^6}{200/2} = 261800 \text{ [N]}$$

Luzeeraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{261800}{45 \cdot L} \leq \frac{600/2}{1,1}$$

$$L \geq 21,33 \text{ [mm]}$$

Luzeeraren kalkulua zapalketara:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{261800}{25 \cdot L/2} \leq \frac{600}{1,1}$$

$$L \geq 38,4 \text{ [mm]}$$

Ikus daitekeenez gero, zapalketagarriko hutsa ebakiduragarriko hutsa baino askoz murriztaileagoa da, horregatik zapalketagarriko hutsaren arabera txabeta antolamendu bat aukeratu behar izango da. Garrantzitsua da txabetetarako luzera maximo gomendagarriak ardatzaren diametroa 1.5 aldiz gainditu ez dezala, ardatzeko momentu tortsoareak deformazio gehiegi eragin ez izateko.

$$L \leq 1,5 \cdot D = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ [mm]}$$

Kasu honetan, katalogoan aukeratzeko luzera maximoa  $b = 45 \text{ mm}$  eta  $h = 25 \text{ mm}$  txabetarako  $L=125 \text{ mm}$  da. Ikusi taula:

b	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
h	9	14	16	11	18	12	20	22	25	28	32	36	40	45	50	
70	65	80	75	90	85	100	95	110	120	140	160	180	200	220	250	280
80	70	90	80	100	90	110	100	120	125	160	180	200	220	250	280	320
90	75	100	85	110	95	125	110	125	130	180	200	220	250	280	320	360
100	80	110	90	125	100	140	120	130	140	200	220	250	280	320	360	400
110	85	125	95	140	110	160	125	140	150	220	250	280	320	360	400	
125	90	140	100	160	120	180	130	150	160	250	280	320	360	400		
140	95	160	110	180	125	200	140	160	170	280	320	360	400			
160	100	180	120	200	140	220	150	170	180	320	360	400				
180	110	200	125	220	150	250	160	180	200	360	400					
200	120	220	130	250	160	280	170	200	220	400						
220	125	250	140	280	170	315	180	220	250							
250	130	280	150	315	180	355	200	250	280							
280	140	315	160	355	200	400	220	280	320							
	150		170		220		250	320	360							
	160		180		250		280	360	400							
	170		200		280		320	400								
	180		220		320		360									
	200		250		360		400									
	220		280													
	250		320													
	280															

38. Taula. DIN 6885-A Opac txabeta paraleloen luzeeraren aukeraketa.

Kasu honetan luzeera gomendagarria zapalketagatiko hutsaren arabera luzeera baino handiagoa denez, txabeta batekin nahikoa izango da.

Horregatik, txabeta bakarra jarriko da, 125 mm-takoa.

### 3.6.6 ARDATZ PLANETARIOAK

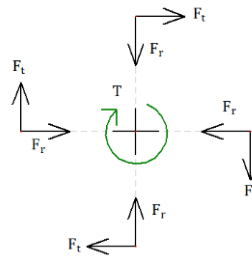
Lehenik eta behin, parea planeta engranaietara momentu tortsoera transmitituko duten ardatzen kalkulua egingo da, eta honekin batera, engranaiak ardatzekin bat egiteko erabiliko diren txabeten kalkulua ere. Ardatz hauek ebakidurara kalkulatu dira, ardatz lerdenik ez direnez gero, baizik eta diametro handiko ardatzak eta luzera txikia direla.

#### ARDATZ PLANETARIOEN KALKULUA

Diametro handiko ardatzak eta luzera txikia izaterakoan, ebakidurara kalkulatu dira. Behin adierazpena garatuta izanda:

$$\tau = \frac{V_y \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \tau = \frac{4 \cdot V_y}{3 \cdot \pi \cdot r^2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

Lehenik, ardatzen gaineko ebakidura indarra kalkulatu behar izango da. Ebakidura indarra totalaren laurden bat izango da, ardatz bakoitza momentu tortsoeraren laurdena transmititzeko arduraduna direnez. Hurrengo 26. irudian kalkulurako eskema ikus daiteke:



26. Irudia. Indar ebakitzaien kalkulurako eskema.

Eskeman ikus daitekeenez gero, indar erradialak haien artean baliogabetzen dira, bestalde, gainerako indarrek tentsio ebakitzaila sortzen dute. Gainerako ardatzetarako erabili den material bera erabiliko da: 34Cr4 altzairua. Segurtasun koefizientea ere aurreko kalkuluetan erabilitakoa izango da, hau da,  $CS = 1,25$ .

Momentu tortsore totala lau ardatzen zehar transmititzen dela jakinez, haietako bakoitzagatik momentu tortsorearen laurdenbat transmitituko da.

$$T = \frac{T_{TOT}}{4} = \frac{522,34 \cdot 10^3}{4} = 130585 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Bestalde, momentu tortsorea indarra eta distantziaren arteko biderketa dela jakina da, eta beraz planetaren erradioak zentrotik ardatzaren zentrorra dagoan distantzia kalkulatu da. Distantzia hori eguzkitako erradioa eta planetaren erradioaren gehikuntza izango da.

$$d = R_{eguzki} + R_{planeta} = 0,4 + 0,4 = 0,8 \text{ [m]}$$

Indar ebakitzaien kalkulua:

$$V_y = \frac{T}{d} = \frac{130585}{0,8} = 163231,25 \text{ [N]}$$

Ardatzaren diametroaren kalkulua:

$$\tau = \frac{4 \cdot V_y}{3 \cdot \pi \cdot r^2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \tau = \frac{4 \cdot 163231,25}{3 \cdot \pi \cdot r^2} \leq \frac{980,66/2}{1,25}$$

$$r_{min} = 13,29 \text{ [mm]} \rightarrow D_{min} = 26,58 \text{ [mm]}$$

Ikusi daitekeenez, planetaren diametroarekin konparatuz planeta-ardatzaren diametroa oso txikia da, horregatik hainbesteko desberdintasuna ez izateko diametro handiagoa erabiltzea aukeratu da. Aukeratutako diametroa da:

$$D_{ardatza} = 200 \text{ [mm]}$$

#### ARDATZ PLANETARIOEN TXABETEN KALKULUA

Ardatz planetarioetako momentu tortsorea engranai planetetaratransmitituko da DIN 6885-A txabeta paraleloekiko bat-egitearen bitartez. Txabeten aukeraketarako erabili den katalogoa OPAC enpresakoa izango da.

Ardatz planetarioetako ebakidurara kalkulatzeko elkartuta joango diren engranajearekin konparatuz oso diametro handia ez dutela egiaztatu da behar. Bestalde, transmitituko duten momentu tortsorea handia izangoenez, diametro handiagoko ardatza aukeratu behar izango da txabetak kalkulatzeko orduan oso luzera ez garaiko txabeta bat aukeratu ahal izateko.

Ardatz planetarioen sekzioa 200 mm-ko kanpo diametroa du, eta diametro horren arabera b eta h parametroak taulan adierazten dira:

b	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100					
h	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70					
e1	6	8	10	12	17	22	27	30	33	36	40	44	48	50	55	58	65	70	75	80	85	90	95	110	130	150	170	200						
	8	10	12	17	22	27	30	33	36	40	44	48	50	55	58	65	70	75	80	85	90	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500

39. Taula. Txabetaren b eta h dimentsioak ardatzaren diametroaren arabera.

Balioak:

$$b = 48 \text{ [mm]}$$

$$h = 25 \text{ [mm]}$$

Txabeten aukeraketa OPAC enpresaren katalogoaren bitartez egingo da. Katalogoaren arabera txabetak altzairukoak (F-114) izango dira hurrengo erresistentzia mekaniko minimoarekin:

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ [MPa]}$$

Txabetaren gaineko indar jardulea:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{130,585 \cdot 10^6}{200/2} = 1305850 \text{ [N]}$$

Luzeeraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{1305850}{45 \cdot L} \leq \frac{600/2}{1,1}$$

$$L \geq 106,4 \text{ [mm]}$$

Luzeeraren kalkulua zapalketara:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{1305850}{25 \cdot L/2} \leq \frac{600}{1,1}$$

$$L \geq 191,52 \text{ [mm]}$$

Ikus daitekeenez gero, zapalketagariko hutsa ebakiduragariko hutsa baino askoz murriztaileagoa da, horregatik zapalketagariko hutsaren arabera txabeta antolamendu bat aukeratu behar izango da. Garrantzitsua da txabetetarako luzera maximo gomendagarriak ardatzaren diametroa 1.5 aldiz gainditu ez dezala, ardatzeko momentu tortsoreak deformazio gehiegi eragin ez izateko.

$$L \leq 1,5 \cdot D = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ [mm]}$$



Kasu honetan, katalogoan aukeratzeko luzera maximoa  $b = 45$  mm eta  $h = 25$  mm txabetarako  $L = 200$  mm da. Ikusi taula:

h	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
9	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56
70	+65	80	+75	90	+85	100	+95	110	+120	140	160	180	200
80	70	90	80	100	90	110	100	+120	125	160	180	200	220
90	+75	100	+85	110	+95	125	110	125	+130	180	200	220	250
100	80	110	90	125	100	140	+120	+130	140	200	220	250	280
110	+85	125	+95	140	110	160	125	140	+150	220	250	280	320
125	90	140	100	160	+120	180	+130	+150	160	250	260	320	360
140	+95	160	110	180	125	200	140	160	+170	280	320	360	400
160	100	180	+120	200	140	220	+150	+170	180	320	360	400	
180	110	200	125	220	+150	250	160	180	200	360	400		
200	+120	220	+130	250	160	280	+170	200	220	400			
220	125	250	140	280	+170	315	180	220	250				
250	+130	280	+150	315	180	355	200	250	280				
280	140	315	160	355	200	400	220	280	+320				
	+150	+170		220		250	+320	+360	400				
	160	180		250		280	+360						
	+170	200		280		320	400						
	180	220		320		360							
	200	250		360		400							
	220	280											
	250	320											
	280												

40. Taula. DIN 6885-A Opac txabeta paraleloen luzeeraren aukeraketa.

Engranaiarekin bat egiten duen muturrean 200 mm-ko luzeeradun txabeta bakarra jarriko da eta planeta eramailearekin bat egiten duen muturrean 125 mm-ko bi txabeta jarriko dira, lehenengoa 0<sup>o</sup>tara eta bigarrena 180<sup>o</sup>tara.

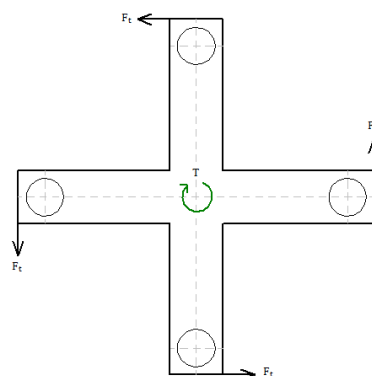
### 3.6.7 PLANETA ERAMAILEA

Planeta eramailea ardatz geldoarekin konektatuko da txabeten bidez eta ardatz geldoaren biraketa transmitituko dio planeta engranaiei. Beste aurpegian, lau beso izango ditu 90<sup>o</sup>ra haien muturreako zuloetan ardatz planetarioak kokatzeko.

Era honetako akoplamendu mekaniko estandarrik aurkitu ez denez gero, diseinua eta beraren kalkulua egingo da.

#### PLANETA ERAMAILEAREN KALKULUA

Planeta eramailearen dimentsio gehienak engranaien dimentsiopean baldintzatuta egongo dira. Dimentsiorik kritikoa planeta eramailearen lodiera izango da, jasandako indarrak lortuz, ebakidurara eta zapalketara kalkulatu da. Hurrengo irudian planeta eramailearen gaineko indarren eskema.



27. Irudia. Planeta eramailearen gaineko indarren eskema.

Lehenik eta behin indarraren balioa kalkulatu da:

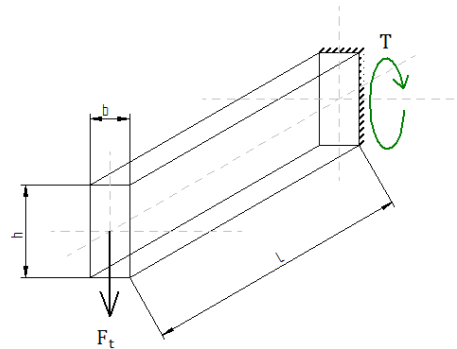
$$T_{\text{aktuante}} = T_{\text{resistente}}$$

$$T_{\text{abiadura txikiko ardatza}} = 4 \cdot F \cdot L$$

$$522,34 = 4 \cdot F \cdot 0,8$$

$$F = 163231,25 \text{ [N]}$$

Sekziorik kritikoena beso eta zentroaren arteko elkargunea izango da. Sekzio horretako altuera datua denez, lodiera kalkulatu da. Sekzioaren lodieraren kalkulua ebakidurara eta zapalketara egingo da, bien arteko emaitzik murriztatzaileena kontuan hartuz.



28. Irudia. Planeta eramailearen besoaren gaineko momentu eta indarren eskema.

Lodieraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{V_y \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{3 \cdot F}{2 \cdot b \cdot h} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \tau_{\text{max}} = \frac{3 \cdot 163231,25}{2 \cdot b \cdot 280} \leq \frac{980,66/2}{1,25}$$

$$b \geq 2,23 \text{ [mm]}$$

Lodieraren kalkulua ebakidurara zapalketara:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{F \cdot L \cdot h/2}{\frac{b \cdot h^3}{12}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{163231,25 \cdot 80 \cdot 280/2}{\frac{b \cdot 280^3}{12}} \leq \frac{980,66}{1,25}$$

$$b \geq 12,74 \text{ [mm]}$$

Lodiera hauen balioak oso txikiak direnez, lodieraren balio handiago bat aukeratu egin da:

$$b = 120 \text{ [mm]}$$

### 3.7 BALAZTA

Atal honetan balazta indarraren kalkulua eta diskozko balaztaren aukeraketa egingo da.

### 3.7.1 BALAZTATZE INDARRAREN KALKULUA

Kasu honetan, diskodun balazta hidraulikoa aukeratzeko, beharrezko balaztatze indarra kalkulatu da eta indar hori lortzeko gai den balazta Svenborg Brakes katalogotik aukeratu da.

Momentu tortsore erresistentea lortzeko abiadura handiko ardatzaren momentu tortsorea erabiliko da, segurtasun koefiziente batekin handituz:

$$M_B = T_3 \cdot CS = 5236 \cdot 1,5 = 7854 \text{ [N/m]}$$

Balaztaren diskoa, bestalde, Svenborg Brakes enpresaren katalogotik aukeratu da ere. 41. taulan disko mota desberdinak azaltzen dira:

#### Dimensiones disco de freno

- 300 x 20 mm
- 400 x 20 mm
- 400 x 30 mm
- 350 x 30 mm
- 440 x 30 mm
- 400 x 30 mm
- 580 x 30 mm
- 600 x 25 mm
- 630 x 30 mm
- 710 x 30 mm
- 800 x 30 mm
- 900 x 30 mm
- 1000 x 30 mm
- 1200 x 35 mm
- 1400 x 40 mm
- 1500 x 40 mm
- 1800 x 40 mm
- 2000 x 50 mm
- 2200 x 50 mm
- 2400 x 50 mm
- 2500 x 60 mm
- Especifica del cliente

41. Taula. Disko motak.

Aukeratutako balaztaren diskoa 710 x 30 mm-koa izango da.

Beharrezko balaztatze indarraren kalkulurako Svenborg Brakes katalogotik ateratako adierazpenetik lortuko da:

$$F_B = \frac{2 \cdot M_B}{a \cdot (D_0 - 0,20)} = \frac{2 \cdot 7854}{1 \cdot (0,71 - 0,20)} = 30800 \text{ [N]}$$

### 3.7.2 BALAZTAREN AUKERAKETA

Behin desiratutako aukeratutako disko tamainaren bitartez balaztaketa balioa lortuta, balazta egokia katalogotik aukeratu da. Aukeratutako balazta hurrengoa da (42. taula ikusi).

CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE <sup>1)</sup> [N]		BRAKING FORCE <sup>2)</sup> [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE <sup>3)</sup> MPa	BALANCING PRESSURE <sup>4)</sup> MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE <sup>5)</sup> [N/mm <sup>2</sup> ]
	MIN	MAX					
BSFI 3020	20,000	23,000	16,000	5,0	4,0	2,28	0,39 - 0,64
BSFI 3025	24,800	24,800	19,840	4,0	4,5	2,82	0,46 - 0,76
BSFI 3030	30,000	33,500	24,000	5,0	5,0	3,42	0,56 - 0,93
BSFI 3040	40,000	44,000	32,000	4,0	6,5	4,55	0,74 - 1,22
BSFI 3046	46,000	50,000	36,800	4,0	7,5	5,23	0,84 - 1,39
BSFI 3050	50,000	55,000	40,000	6,0	8,0	5,69	0,92 - 1,53
BSFI 3056	56,000	60,000	44,800	6,0	9,0	6,37	1,01 - 1,67
BSFI 3060	60,000	66,000	48,000	5,0	9,5	6,83	1,11 - 1,83
BSFI 3070	70,000	77,000	56,000	4,0	11,5	7,96	1,29 - 2,14
BSFI 3080	80,000	88,000	64,000	7,0	13,0	9,10	1,48 - 2,44
BSFI 3085	85,000	93,000	68,000	7,0	14,0	9,67	1,56 - 2,58
BSFI 3090	90,000	98,500	72,000	13,0	14,5	10,24	1,65 - 2,74
BSFI 3100	100,000	109,000	80,000	11,0	16,0	11,37	1,83 - 3,03
BSFI 3110	110,000	119,000	88,000	10,0	17,5	12,51	2,00 - 3,31
BSFI 3120	120,000	130,000	96,000	9,0	19,0	13,65	2,18 - 3,61

42. Taula. Aukeratutako balazta.

Ikus daitekeenez gero, aukeratutako balaztak beharrezkoa baino balaztaketa ahalmen handiagoa du transmisiorako, aukeratutako balazta baliozkoa dela frogatuz. Aukeratutako balazta hurrengoa da:

BSFI 3040 Svendborg Brakes diskozko balazta, 32.000 N-ko balaztatze ahalmenarekin.

### 3.8 ABIADURA HANDIKO ARDATZA

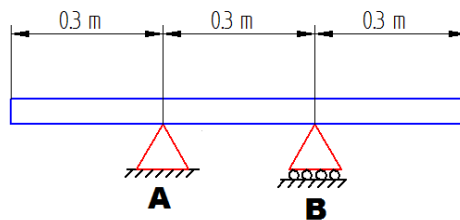
Abiadura handiko ardatza kutxa biderkatzailearen irteera ardatza da, energia elektrikoa sortuko duen motor elektrikoari momentu tortsorea transmititzearen arduraduna. Ardatza ASME kodearen arabera nekera kalkulatu da, jada kalkulatu gainerako ardatzetan material eta segurtasun-koefiziente berdina erabiliz:

- Materiala: 34Cr4
- CS: 1,25

Lehenik eta behin, hasierako diseinuak zehaztu behar izango da, hau da, ardatzaren luzeera eta euskarrien antolamendua zehaztu. Ardatzak 1500 rpm-eko abiadura angeluarrera biratzen duenez, jasandako momentu tortsorea abiadura txikiko ardatzean baino askoz txikiagoa da, horregatik sekzio trinko zirkularreko profil bat aukeratu da.

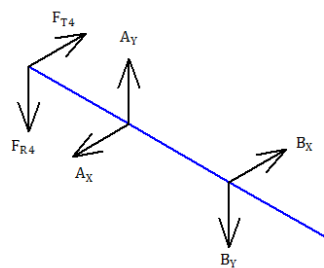
#### 3.8.1 NEKERAKO KALKULUA: ASME KODIGOA

Abiadura handiko ardatza hurrengo diseinua izango du:



29. Irudia. Abiadura handiko ardatzaren diseinua.

Energia garatuko duen motore elektrikoarekin bat egiten duen muturrean ez dira indarrik agertuko. Kutxa biderkatzailearen azken etaparekin bat egiten duen muturrean, ordea, bertan dagoan engranaia jasotzen duen indar tangenzial eta erradiala agertuko dira. Indar hauek jasotzeko bi errodamendu kokatuko dira. Hurrengo irudian ardatzaren indarren eskema ikus daiteke:



30. Irudia. Abiadura handiko ardatzaren indarren eskema.

Indar tangential eta erradialaren balioak kalkulatu dira lehenik:

$$F_{T4} = \frac{T_3}{R_4} = \frac{5,236 \cdot 10^6}{200} = 26117 \text{ [N]}$$

$$F_{R4} = F_{T4} \cdot \tan \alpha = 26117 \cdot \tan 20^\circ = 9505,81 \text{ [N]}$$

Honen ondoren ezezagunak diren erreakzioen baloreak kalkulatu dira. X ardatzeko momentuen batukaria B puntuan eginez:

$$\Sigma M_{Bx} = 0 \rightarrow A_x \cdot 0,3 = F_{T4} \cdot 0,6 \rightarrow A_x = \frac{26117 \cdot 0,6}{0,3} = 52234 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria X ardatzean eginez:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow A_x = F_{T4} + B_x \rightarrow B_x = 52234 - 26117 = 26117 \text{ [N]}$$

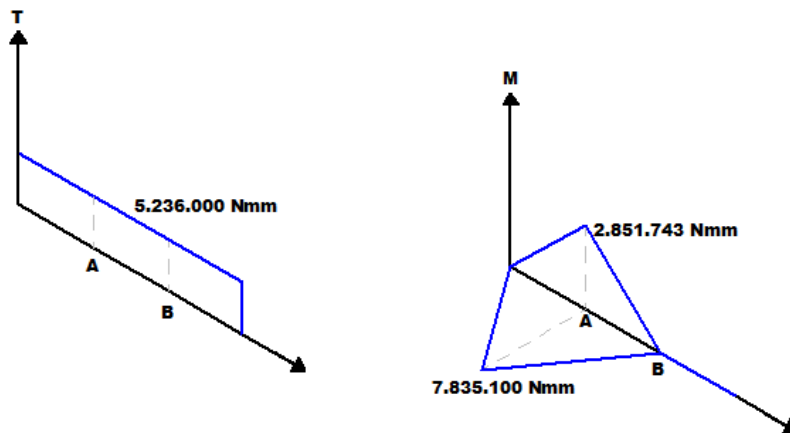
Y ardatzeko momentuen batukaria B puntuan eginez:

$$\Sigma M_{By} = 0 \rightarrow A_y \cdot 0,3 = F_{R4} \cdot 0,6 \rightarrow A_y = \frac{9505,81 \cdot 0,6}{0,3} = 19011,62 \text{ [N]}$$

Indarren batukaria Y ardatzean eginez:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow A_y = F_{R4} + B_y \rightarrow B_y = 19011,62 - 9505,81 = 9505,81 \text{ [N]}$$

Datu hauekin momentu tortsore eta makurtzaileen diagramak egin daitezke:



31. Irudia. Momentu tortsore eta makurtzaileen diagrama.

Diagrametan argi ikusten denez, sekzio kritikoa B sekzioa izango da.

Sekzio honetako momentu maximoak:

$$T = 5236000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_x = 7835100 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_y = 2851743 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Momentu makurtzaile baliokidearen kalkulua:

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{7835100^2 + 2851743^2} = 8337939,2 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Datu hauekin nekerako kalkulua egingo da Asme kodearen arabera:

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

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 8337939,2)^2 + (1 \cdot 5236000)^2} < \frac{980,66/2}{1,25}$$

$$r_{\min} = 28 \text{ [mm]} \rightarrow D_{\min} = 56 \text{ [mm]}$$

Asme kodearen arabera, abiadura handiko ardatzaren diametro minimoa 56 mm-koa izan beharko da.

### 3.8.2 ERRODAMENDUAK

Ardatzak indar axialik jaso behar ez duenez, arrabol zilindrikodun errodamendu bi aukeratuko dira.

#### **Bitza nominalaren kalkulua (L10):**

Kasu honetan L bizitzarako 25 urteko iraupena eta %65-ko denbora funtzionatzen egongo dela suposatuta da:

$$L = 0,65 \cdot 25[\text{urte}] \frac{365[\text{egun}]}{1[\text{urte}]} \frac{24[\text{h}]}{1[\text{egun}]} \frac{60[\text{min}]}{1[\text{h}]} \frac{1500[\text{bira}]}{1[\text{min}]} = 12811500000 \text{ [bira]}$$

$$L = 12811,5 \cdot 10^6 \text{ [bira]}$$

Bestalde, errodamenduen fidagarritasuna hurrengo eran kalkulatu da:

$$R_{\text{grupo}} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{\text{grupo}}} = \sqrt{0,95} = 0,975$$

Arrabol zilindrikodun errodamenduen  $L_{10}$  (A eta B):

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1,483}} = \frac{12811,5}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,975}\right)\right]^{1/1,483}}$$

$$= 32671,1 \text{ [milioi bira]}$$

Indar erradialen kalkulua:

$$F_{rA} = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{52234^2 + 19011,62^2} = 55586 \text{ [N]} = 55,59 \text{ [kN]}$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_X^2 + B_Y^2} = \sqrt{26117^2 + 9505,81^2} = 27793,13 \text{ [N]} = 27,8 \text{ [kN]}$$

Ahalmenen kalkulua:

$$C_A = F_{rA} \cdot L_{10}^{1/a} = 55,59 \cdot 32671,1^{3/10} = 1256,75 \text{ [kN]}$$

$$C_B = F_{rB} \cdot L_{10}^{1/a} = 27,8 \cdot 32671,1^{3/10} = 628,5 \text{ [kN]}$$

Datu hauekin TIMKEN katalogotik errodamendu egokiak aukeratuko dira:

Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number <sup>(b)</sup>	Mounting Data				Geo- metry Factor C <sub>g</sub>	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C <sub>0</sub>	Dynamic C <sub>10</sub> <sup>(1)</sup>		Chamfer r <sub>amin</sub>	Chamfer r <sub>1amin</sub>	Backing Diameter d <sub>s</sub>	Backing Diameter D <sub>s</sub>		s <sup>(d)</sup>	Oil RPM	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	RPM	RPM	kg lbs.
150.000 5.9055	225.000 8.8583	35.000 1.3780	188.500 6.6732	309 69500	231 51900	NU1030MA	2.1 0.08	1.5 0.06	194.6 6.48	205.5 8.09	4.9 0.19	0.115	3100 2500	4.90 10.80
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NU230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	4.0 0.16	0.109	2600 2300	11.60 25.60
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NJ230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	4.0 0.16	0.109	2600 2300	12.80 28.30
150.000 5.9055	270.000 10.6299	45.000 1.7717	182.000 7.1654	607 137000	506 114000	NUP230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	176.9 6.96	242.0 9.53	-	0.109	2600 2300	12.10 26.60
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	182.000 7.1654	998 224000	752 169000	NU2230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	173.5 6.83	242.0 9.53	6.0 0.24	0.123	2000 1800	18.60 40.90
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	182.000 7.1654	998 224000	752 169000	NJ2230EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	173.5 6.83	242.0 9.53	6.0 0.24	0.123	2000 1800	18.90 41.36
150.000 5.9055	270.000 10.6299	73.000 2.8740	242.000 9.5276	998 224000	752 169000	N2230EMB	3.0 0.12	3.0 0.12	182.0 7.17	250.5 9.86	6.0 0.24	0.123	2000 1800	18.40 40.40
150.000 5.9055	320.000 12.5984	65.000 2.5591	193.000 7.5984	951 214000	870 196000	NU330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	185.7 7.31	283.0 11.14	4.0 0.16	0.120	2100 1900	26.20 57.70
150.000 5.9055	320.000 12.5984	65.000 2.5591	193.000 7.5984	951 214000	870 196000	NJ330EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	185.7 7.31	283.0 11.14	4.0 0.16	0.120	2100 1900	26.70 58.80
150.000 5.9055	320.000 12.5984	108.000 4.2520	193.000 7.5984	1620 364000	1330 299000	NU2230EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	182.7 7.19	283.0 11.14	9.0 0.35	0.136	1600 1400	43.60 95.80
150.000 5.9055	320.000 12.5984	108.000 4.2520	193.000 7.5984	1620 364000	1330 299000	NJ2230EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	182.7 7.19	283.0 11.14	9.0 0.35	0.136	1600 1400	44.40 97.70
160.000 6.2992	240.000 9.4488	38.000 1.4961	180.000 7.0866	367 82500	276 62000	NU1032MA	2.1 0.08	1.5 0.06	173.9 6.85	220.0 8.66	4.4 0.17	0.121	3000 2400	5.90 13.00
160.000 6.2992	290.000 11.4173	48.000 1.8898	195.000 7.6772	695 156000	572 129000	NU232EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	189.6 7.46	259.0 10.20	4.2 0.17	0.115	2400 2100	14.50 31.80
160.000 6.2992	290.000 11.4173	48.000 1.8898	195.000 7.6772	695 156000	572 129000	NJ232EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	189.6 7.46	259.0 10.20	4.2 0.17	0.115	2400 2100	14.70 32.40
160.000 6.2992	290.000 11.4173	48.000 1.8898	195.000 7.6772	695 156000	572 129000	NUP232EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	189.6 7.46	259.0 10.20	-	0.115	2400 2100	15.00 33.00

43. taula. TIMKEN katalogotik aukeratutako errodamenduak.

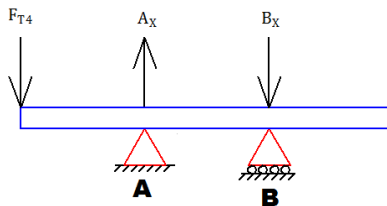
Aukeratutako errodamenduen ezaugarriak:

- A errodamendua:  
D = 320 [mm] d = 150 [mm] Width = 108 [mm] d<sub>s</sub> = 182,7 [mm]
- B errodamendua:  
D = 270 [mm] d = 150 [mm] Width = 73 [mm] d<sub>s</sub> = 173,5 [mm]

### 3.8.3 DEFLEXIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

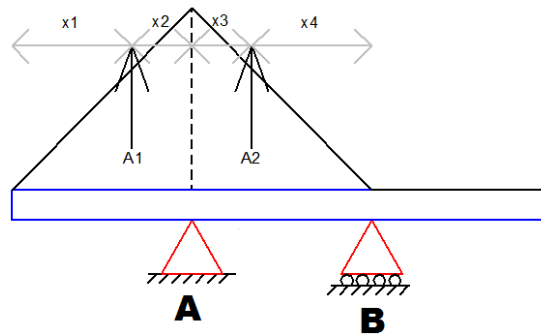
Aurreko kalkulan ikusi denez gero, X ardatza Y ardatza baino kritikoagoa izango da deflexioak eragingo duten indarrei begira. Horregatik bakarrik X ardatza konprobatuko da.

Abiadura handiko ardatzaren gainean dagozan indarrak irudian ikus daitezke:



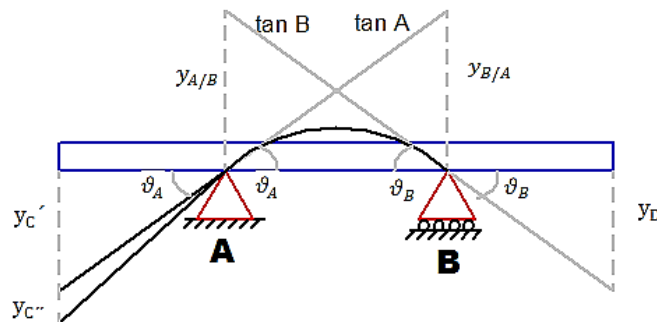
32. Irudia. Abiadura handiko ardatzaren gaineko indarrak.

Bestalde, irudian momentu makurtzaileen diagrama ikus daiteke:



33. Irudia. Momentu makurtzaileen diagrama.

Lehenik eta behin, ardatzaren deformatu hurbildua marrazten da eta puntuen tangentsiak deflexioen kalkulurako adierazten dira. 34. irudian deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak ikus ditzake:



34. Irudia. Deformatua eta beharrezko puntuetako ukitzailak.

A eta B sekzioak diametro berdina dutenez, bientzako inertzia momentua kalkulatu da:

$$I_z = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 = \frac{\pi}{2} \cdot 65^4 = 28039696 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Erabilitako materialaren Young-en modulua hurrengo izango da:

$$E = 210 \text{ [GPa]} = 210000 \text{ [MPa]}$$

Datu hauekin, A eta B sekzioko biraketa angeluak kalkulatu dira.

- A sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{B/A} = \frac{A_2 \cdot x_4}{E \cdot I_z} = \frac{7835100 \cdot 300}{210000 \cdot 28039696} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300 = 0,0399 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_A = \frac{y_{B/A}}{L_1} = \frac{0,0399}{300} = 0,000133 \text{ [rad]}$$



- B sekzioko biraketaren kalkulua:

$$y_{A/B} = \frac{A_2 \cdot x_3}{E \cdot I_z} = \frac{7835100 \cdot 300}{210000 \cdot 28039696} \cdot \frac{1}{3} \cdot 300 = 0,0199 \text{ [mm]}$$

$$\vartheta_B = \frac{y_{A/B}}{L_2} = \frac{0,0199}{300} = 0,0000669 \text{ [rad]}$$

Behin A eta B errodamenduak joango diren muturretan biraketa angelua kalkulatu, hurbileko balio onargarriekin konparatuko dira errodamendu mota bakoitzerako. Ikusi taula:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\vartheta_{max}$ )
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

43. Taula. Errodamenduentzako balore onargarri maximoak.

A muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_A = 0,000133 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

B muturreko arrabol zilindrikodun errodamendurako balio maximo onargarrien araberako frogaketa:

$$\vartheta_B = 0,0000669 \text{ [rad]} \ll \vartheta_{max} = 0,0012 \text{ [rad]}$$

Egiazta daitekeenez gero, abiadura txikiko ardatzeko A eta B errodamenduak balio onargarrien barruan daude.

### 3.8.4 BIBRAZIOEN ARABERAKO DIMENTSIONAKETA

Behin ardatza nekera dimentsionatuta egonez eta deflexioak egiaztatuz, ardatzaren abiadura kritikoaren kalkulua egingo da. Erabiliko den adierazpena halako modura sinplifikatzen da:

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Kalkulua honetarako deflexio maximoa behar izango da, horretarako C eta D sekzioko deflexioak lortuko dira eta handiena erabiliko da.

- C sekzioko deflexioa:

$$y_{C'} = \vartheta_A \cdot L_1 = 0,000133 \cdot 300 = 0,04 \text{ [mm]}$$

$$y_{C''} = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I_z} = \frac{7835100 \cdot 300}{210000 \cdot 28039696} \cdot \frac{2}{3} \cdot 300 = 0,04 \text{ [mm]}$$

$$y_C = y_{C'} + y_{C''} = 0,04 + 0,04 = 0,08 \text{ [mm]}$$

- D sekzioko deflexioa:

$$y_D = \vartheta_B \cdot L_2 = 0,0000669 \cdot 300 = 0,02 \text{ [mm]}$$

C sekzioko deflexioa handiagoa da, horren ondorioz, abiadura kritikoaren kalkulurako erabiliko da.

Abiadura kritikoa:

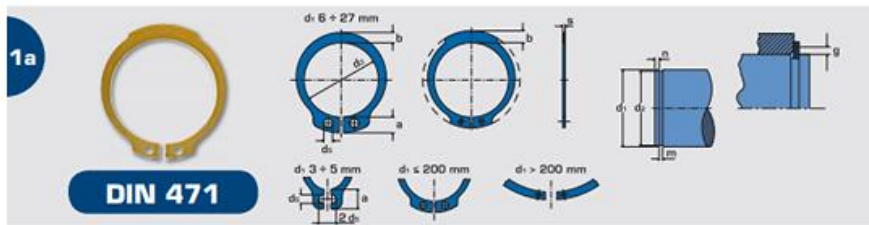
$$w_{\text{kritikoa}} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,08 \cdot 10^{-3}}} = 350,18 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 3344 \text{ [rpm]}$$

$$w_{\text{kritikoa}} = 3344 \text{ [rpm]} \gg w_{\text{ardatza}} = 1500 \text{ [rpm]}$$

Egiazta daitekeenez gero, abiadura kritikoa ardatzaren abiadura baino askoz handia da, erresonantzia sartuko ez duenagatiko.

### 3.8.5 ERRETENTZIO ERAZTUNAK

Abiadura handiko ardatzaren errodamenduak erretentzio eraztunen bitartez lotuta joango dira, transmisioa eratzten duten gainerako ardatzetan bezala. Erretentzio eraztunak BENERI enpresaren DIN 471 ardatzetarako eraztunak dira. Eraztun hauek, ardatzaren kanpoko diametroaren arabera katalogotik aukeratzeko dira. Horregatik, kasu honetan, DIN 471 ardatzetako erretentzio eraztun bi aukeratu dira 150 mm-ko diametroan ardatzerako. 44. taulan aukeratutako erretentzio eraztunak ikus daitezke:



Dimensiones in mm • Dimensiones en mm • Medidas en mm

d1	s	da	a	b	ds	ds	m	n	Fe	Fe	g	Fkg	Hub	K <sub>G</sub>					
			max		min		H12	min	min	min	min	min	min	min					
110	4,00	0/-0,10	103,0	0,54/-1,30	10,1	9,6	3,5	106,0	0/-0,040	4,15	6,0	113,00	457,00	3,5	66,90	4340	68,440	A4	A41
112	4,00	0/-0,10	105,0	0,54/-1,30	10,3	9,7	3,5	108,0	0/-0,040	4,15	6,0	115,00	457,00	3,5	66,90	4100	69,000	A4	A41
115	4,00	0/-0,10	108,0	0,54/-1,30	10,6	9,8	3,5	111,0	0/-0,040	4,15	6,0	118,20	438,60	3,5	65,50	3970	70,870	A4	A41
117	4,00	0/-0,10	110,0	0,54/-1,30	10,8	10,0	3,5	113,0	0/-0,040	4,15	6,0	120,00	437,00	3,5	65,60	3850	81,000	A4	A41
118	4,00	0/-0,10	110,0	0,54/-1,30	10,8	10,0	3,5	114,0	0/-0,040	4,15	6,0	121,00	430,00	3,5	64,80	3750	81,000	A4	A41
120	4,00	0/-0,10	113,0	0,54/-1,30	11,0	10,2	3,5	116,0	0/-0,040	4,15	6,0	123,50	424,80	3,5	64,50	3685	83,170	A4	A41
122	4,00	0/-0,10	115,0	0,54/-1,30	11,2	10,3	4,0	118,0	0/-0,030	4,15	6,0	125,00	418,00	4,0	56,60	3600	85,000	A5	A51
125	4,00	0/-0,10	118,0	0,54/-1,30	11,4	10,4	4,0	121,0	0/-0,030	4,15	6,0	128,70	411,50	4,0	56,50	3420	87,300	A5	A51
127	4,00	0/-0,10	120,0	0,54/-1,30	11,4	10,5	4,0	123,0	0/-0,030	4,15	6,0	130,00	407,00	4,0	56,10	3310	91,000	A5	A51
128	4,00	0/-0,10	120,0	0,54/-1,30	11,4	10,5	4,0	124,0	0/-0,030	4,15	6,0	131,00	401,00	4,0	55,80	3250	91,000	A5	A51
130	4,00	0/-0,10	123,0	0,63/-1,50	11,6	10,7	4,0	126,0	0/-0,030	4,15	6,0	134,00	395,50	4,0	55,20	3180	92,820	A5	A51
132	4,00	0/-0,10	125,0	0,63/-1,50	11,7	10,8	4,0	128,0	0/-0,030	4,15	6,0	136,00	396,00	4,0	55,60	3100	94,000	A5	A51
135	4,00	0/-0,10	128,0	0,63/-1,50	11,8	11,0	4,0	131,0	0/-0,030	4,15	6,0	139,20	389,50	4,0	55,40	2950	95,950	A5	A51
137	4,00	0/-0,10	130,0	0,63/-1,50	11,9	11,0	4,0	133,0	0/-0,030	4,15	6,0	141,00	380,00	4,0	54,40	2800	96,000	A5	A51
138	4,00	0/-0,10	130,0	0,63/-1,50	11,8	11,0	4,0	134,0	0/-0,030	4,15	6,0	142,00	381,00	4,0	54,70	2850	98,000	A5	A51
140	4,00	0/-0,10	135,0	0,63/-1,50	12,0	11,2	4,0	136,0	0/-0,030	4,15	6,0	144,50	376,50	4,0	54,40	2760	100,130	A5	A51
142	4,00	0/-0,10	135,0	0,63/-1,50	12,1	11,3	4,0	138,0	0/-0,030	4,15	6,0	146,00	370,00	4,0	54,00	2700	114,000	A5	A51
145	4,00	0/-0,10	138,0	0,63/-1,50	12,2	11,5	4,0	141,0	0/-0,030	4,15	6,0	148,60	367,00	4,0	53,80	2600	116,500	A5	A51
147	4,00	0/-0,10	140,0	0,63/-1,50	12,3	11,6	4,0	143,0	0/-0,030	4,15	7,0	151,00	361,00	4,0	53,50	2580	120,000	A5	A51
148	4,00	0/-0,10	140,0	0,63/-1,50	12,3	11,6	4,0	144,0	0/-0,030	4,15	7,0	152,00	357,00	4,0	53,00	2500	120,000	A5	A51
150	4,00	0/-0,10	142,0	0,63/-1,50	13,0	11,8	4,0	145,0	0/-0,030	4,15	7,5	153,00	357,50	4,0	53,40	2480	121,430	A5	A51
155	4,00	0/-0,10	146,0	0,63/-1,50	13,0	12,0	4,0	150,0	0/-0,030	4,15	7,5	158,00	352,80	4,0	52,60	2710	132,180	A5	A51
160	4,00	0/-0,10	151,0	0,63/-1,50	13,3	12,2	4,0	155,0	0/-0,030	4,15	7,5	166,10	348,20	4,0	52,20	2540	137,000	A5	A51
165	4,00	0/-0,10	156,5	0,63/-1,50	13,5	12,5	4,0	160,0	0/-0,030	4,15	7,5	172,50	345,30	5,0	41,40	2520	158,900	A5	A51
170	4,00	0/-0,10	160,5	0,63/-1,50	13,5	12,8	4,0	165,0	0/-0,030	4,15	7,5	178,10	348,20	5,0	41,80	2440	174,800	A5	A51
175	4,00	0/-0,10	165,5	0,63/-1,50	13,5	12,9	4,0	170,0	0/-0,030	4,15	7,5	185,50	342,10	5,0	40,70	2300	178,200	A5	A51
180	4,00	0/-0,10	170,4	0,63/-1,50	14,2	13,5	4,0	175,0	0/-0,030	4,15	7,5	192,20	345,30	5,0	41,40	2180	189,700	A5	A51

44. taula. Aukeratutako erretentzio eraztunak.

### 3.8.6 TXABETEN KALKULUA

Transmisioaren parte diren gainerako ardatzetan bezala, fabrikatzaile beraren (OPAC) DIN 6885-A txabeta paraleloak erabiliko dira.

Abadura handiko ardatzaren sekzioa 130 mm-ko kanpo diametroa du, eta diametro horren arabera b eta h parametroak taulan adierazten dira:

d	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																
h	2	3	4	5	6	8	7	6	6	6	7	7	8	8	9	10	11	12	14	14	15	16	18	18	20	22																
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500	

45. Taula. Txabetaren b eta h dimentsioak ardatzaren diametroaren arabera.

Balioak:

$$b = 32 \text{ [mm]}$$

$$h = 11 \text{ [mm]}$$

Txabeten aukeraketa OPAC enpresaren katalogoaren bitartez egingo da. Katalogoaren arabera txabetak altzairukoak (F-114) izango dira hurrengo erresistentzia mekaniko minimoarekin:

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ [MPa]}$$

Txabetaren gaineko indar jardulea:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{5,2234 \cdot 10^6}{130/2} = 80360 \text{ [N]}$$

Luzeeraren kalkulua ebakidurara:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{80360}{32 \cdot L} \leq \frac{600/2}{1,1}$$

$$L \geq 9,21 \text{ [mm]}$$

Luzeeraren kalkulua zapalketara:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{80360}{11 \cdot L/2} \leq \frac{600}{1,1}$$

$$L \geq 26,78 \text{ [mm]}$$

Ikus daitekeenez gero, zapalketagatiko hutsa ebakiduragatiko hutsa baino askoz murriztaileagoa da, horregatik zapalketagatiko hutsaren arabera txabeta antolamendu bat aukeratu behar izango da. Garrantzitsua da txabetetarako luzera maximo gomendagarriak ardatzaren diametroa 1.5 aldiz gaintu ez dezala, ardatzeko momentu tortsoarek deformazio gehiegi eragin ez izateko.

$$L \leq 1,5 \cdot D = 1,5 \cdot 130 = 195 \text{ [mm]}$$

Kasu honetan, katalogoan aukeratzeko luzera maximoa  $b = 32$  mm eta  $h = 11$  mm txabetarako  $L = 90$  mm da. Ikusi taula:

b	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
h	9	14	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	
I	70	+65	80	+75	90	+85	100	+95	110	+120	140	160	180
	80	70	90	80	100	90	110	100	+120	125	160	180	200
	90	+75	100	+85	110	+95	125	110	125	+130	180	200	220
	100	80	110	90	125	100	140	+120	+130	140	200	220	250
	110	+85	125	+95	140	110	160	125	140	+150	220	250	280
	125	90	140	100	160	+120	180	+130	+150	160	250	280	320
	140	+95	160	110	180	125	200	140	160	+170	280	320	360
	160	100	180	+120	200	140	220	+150	+170	180	320	360	400
	180	110	200	125	220	+150	250	160	180	200	360	400	
	200	+120	220	+130	250	160	280	+170	200	220	400		
	220	125	250	140	280	+170	315	180	220	250			
	250	+130	280	+150	315	180	355	200	250	280			
	280	140	315	160	355	200	400	220	280	+320			
		+150	+170		220		250	+320	+360				
		160	180		250		280	+360	400				
		+170	200		280		320	400					
		180	220		320		360						
	200	250		360		400							
	220	280											
	250	320											
	280												

46. Taula. DIN 6885-A Opac txabeta paraleloen luzeeraren aukeraketa.

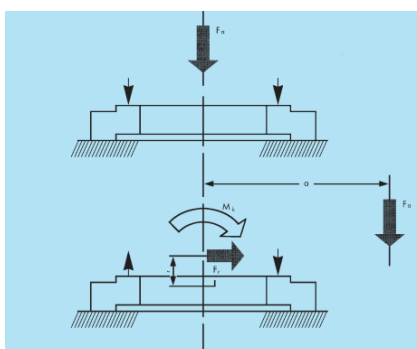
90 mm-ko luzeeradun txabeta bakarra jarriko da abiadura handiko ardatzak hirugarren etapako engranai gidatuarekin bat egiten duen muturrean.

### 3.9 ORIENTAZIO SISTEMAREN AUKERAKETA

Aerosorgailuaren orientazio sistema, errotore eolikoa eta gondola biratzeko erabiltzen den sistema da. Orientazio sistemak gondola dorreko goialdearekin elkartzen du dimentsio handiko boladun errodamendu baten bitartez.

#### 3.9.1 KARGA JARDULEAK

Kasu honetan ROTHE ERDE enpresaren dimentsio handiko errodamenduen katalogoa erabiliko da. Aukeratutako errodamenduak, boladun errodamenduz eta hortzdun koro batez erataka daude. Memorian egiazta daitekeenez gero, KD 600 serieko errodamenduak barruko hortzekin erabiltzea aukeratu da. 35. irudian ikus daitezke karga jardule ezberdinak:



35. Irudia. Roth Erde errodamenduaren gaineko kargak.

Lehenik, aurreko irudian irudikatutako kargak lortu behar izango dira. Irudian agertzen den indar erradiala, errotoreko palen gainean haizeak sortutako arraste-indarra da. Indar erradiala, hurrengo izango litzateke:

$$F_{\text{erradiala}} = 157,83 \text{ [KN]}$$

Bestalde, indar axiala gondolaren pisuak sortutako indarra izango da. Gondolaren masa antzeko ezaugarriko aerosorgailuetako datuetatik lortu da:

$$m_{\text{totala}} = m_{\text{gondola}} + m_{\text{errotore}} = 61000 + 34000 = 95000 \text{ [Kg]}$$

Kasu honetan, grabitate-zentroa dorreko ardatzean kokatzea aukeratu da, errodamenduaren zentroan hain zuzen ere. Hurbilketa bat izango da, errealitatean lerrokatze eza gertatuko litzateke, pisu osoak iraulketa-une bat sortuko denarik. Errodamenduaren gaineko karga axiala hurrengo da:

$$F_{\text{axiala}} = m_{\text{totala}} \cdot g = 95000 \cdot 9,81 = 931950 \text{ [N]} = 931,95 \text{ [KN]}$$

Grabitate-zentroa errodamenduko ardatzean kokatuta dagoela kontuan hartzerakoan, iraulketa-unean sortuko lukeen indar bakarra indar erradiala izango litzateke. Hau gertatzen da, errotorearen zentroan emanda aplikaturiko indarra errodamendutik 1,5 metroko distantziara dagoelako.

$$m_k = 157,83 \cdot 1,5 = 236,745 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

### 3.9.2 KARGA KONBINAKETAK

Lehenik eta behin, karga faktoreak aplikazioaren mendean egonez zehaztu behar dira. Hartarako taula erabiliko da:

Casos de aplicación	$f_{max}$	$f_L$	Vida útil, ejes a plena carga	
Grua flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	
Grua sobre vehículo (gancho)				
Grua de a bordo (cuchara)				
Mesa giratoria de soldadura				
Mesa giratoria (servicio continuo)	1,25	1,0	30.000	
Para este caso de aplicación obtener la vida útil para:				$M_{max} \leq 0,5 M_L$
				$0,5 M_L \leq M_{max} \leq 0,8 M_L$
				$M_{max} \geq 0,8 M_L$
grúa en base	1,15	1,0	45.000	
Grua giratoria (gancho)				
Grua de astillero				
Transportador giratorio (gancho)				
Cargador/descargador de buques	1,5	1,0	100.000	
Grua de acrílico				
Grua sobre vehículo				
Servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de carga				
Grua giratoria (cuchara/émán)	1,45	1,7	150.000	
Transportador giratorio (cuchara/émán)				
Puente grúa (cuchara/émán)				
Grua flotante (cuchara/émán)				
Mecanismo principal de giro de rotapalás	2,15	1,0	300.000	
Retro-cargadores				
Apiladores				
Cintas transportadoras en voladizo				
Grua off-shore	Dimensionado según norma especial			
Grua de ferrocarril	1,10	Para este caso de aplicación obtener la vida útil.		
Grua de a bordo (gancho)	1,00			
Apiladores	1,10			
Cintas transportadoras en voladizo				
Cintas transportadoras móviles				
Cintas transportadoras en voladizo				
Escavadora de cable/cucharas de anastre	1,25			
Pala oscilante	1,25			
Escavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320				
Con otros tipos de rodamientos				
Escavadora hidráulica hasta 1,5 m <sup>3</sup>	1,45			
Con más de 1,5 m <sup>3</sup>	Dimensionado según norma especial			
Carras para cucharas de colada	1,75			

47. Taula. Karga faktoreak.

Karga faktoreen balioak:

$$f_{stat} = 1,45$$

$$f_L = 2,15$$

Errodamenduaren aukeraketazuzenerako, katalogoaren arabera, bi hipotesi edo karga konbinazioak egin behar izango dira estatikarako kalkulurako. Behin bi hipotesiak kalkulaturak, baliorik handienak erabilikodira, kritikoenak izango direnez gero. Karga-konbinaketak hurrengoak dira:

- 1. Konbinaketa:

$$F_{axiala}' = (F_{axiala} + 5,046 \cdot F_{erradiala}) \cdot f_{stat} = (931,95 + 5,046 \cdot 157,83) \cdot 1,45 = 2506,12 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = m_K \cdot f_{stat} = 236,745 \cdot 1,45 = 341,86 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

- 2. Konbinaketa:

$$F_{axiala}' = (1,225 \cdot F_{axiala} + 2,676 \cdot F_{erradiala}) \cdot f_{stat} = (1,225 \cdot 931,95 + 2,676 \cdot 157,83) \cdot 1,45 = 2267,8 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = 1,225 \cdot m_K \cdot f_{stat} = 1,225 \cdot 236,745 \cdot 1,45 = 420,52 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

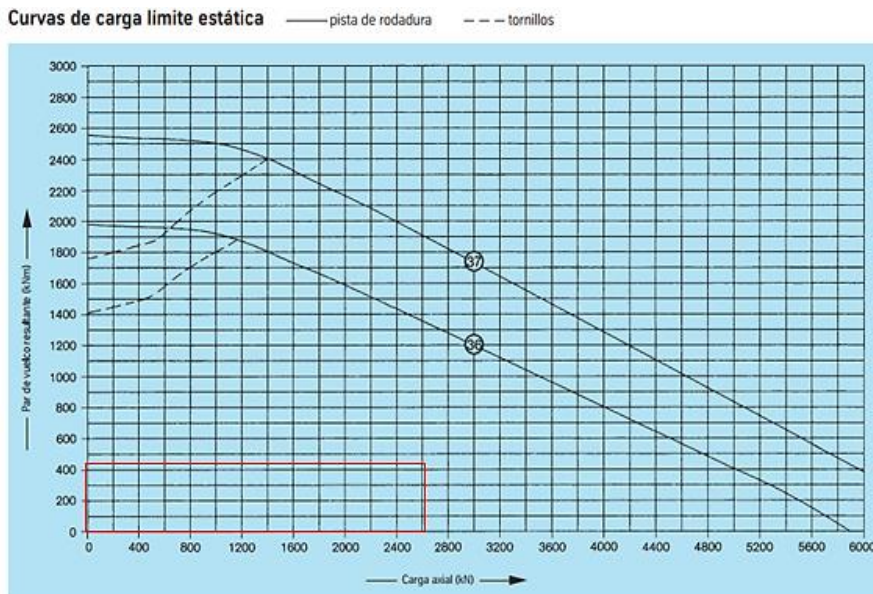
Bi konbinaketak kontuan izanda, balio kritikoak hurrengoak izango dira:

$$F_{axiala'} = 2506,12 \text{ [kN]}$$

$$m_K' = 420,52 \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

### 3.9.3 ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA: KARGA ESTATIKOKO KURBAK

Errodamendu egokia aukeratzeko, KD 600 serieko errodamenduaren karga estatikoko kurbak erabiliko dira. Katalogoaren arabera, aipaturiko kargak jasateko gai izango den kurba egokia, karga kritikoaren bitartez lortutako puntuaren gainetik geratuko dena izango da. 2. grafikoan aipaturiko kurbak ikus daitezke:



2. grafikoa. Erabilitako karga estatikoko bihurguneak.

Karga konbinazio kritikoena jasateko gai den bihurgune 36 bihurgunea da. Errodamendua aukeratzeko taula erabiliko du eta 36 bihurguneko errodamendua aukeratu da. 48. taula ikusi:

### Serie KD 600



#### Rodamientos con dentado interior

Número de plano Diámetro exterior rodadura D <sub>e</sub> [mm]	Peso [kg]	Diámetro exterior		Ancho total H [mm]	Diámetro exterior rodadura interior		Diámetro exterior rodadura exterior		Cambio lateral por eje n	Diámetro del tubo roscado del tornillo		Carga de engranaje m <sub>1</sub>	Diámetro		Ancho del eje				Diámetro paralelo H <sub>1</sub> [mm]	H <sub>2</sub> [mm]	Cambio de dientes z	Conexión D <sub>1</sub> , D <sub>2</sub> , D <sub>3</sub> [mm]	Ancho de los dientes		Ancho del eje b [mm]	Para longitudes admisibles nom. [mm]		Const.
		D <sub>1</sub> [mm]	D <sub>2</sub> [mm]		D <sub>3</sub> [mm]	L <sub>1</sub> [mm]	L <sub>2</sub> [mm]	B [mm]		H [mm]	Q [mm]		U [mm]	H <sub>1</sub> [mm]	H <sub>2</sub> [mm]	H <sub>3</sub> [mm]	H <sub>4</sub> [mm]	d					m	x - m		k - m	D <sub>N</sub>	
062.40.1500.000.19.1504 062.40.1500.001.29.1504	410	1634	1308	94	1582	1418	40	26	24	8	1498	1501	85	81	13	9	1320	12	110	-6,0	-	85	64,0	128,1	93,6	187,2	56	
062.40.1700.007.19.1503 062.40.1700.008.29.1503	475	1854	1498	94	1782	1618	44	26	24	11	1698	1701	85	81	13	9	1512	14	108	-7,0	-	85	74,7	149,4	109,2	218,4	57	

Corona dentada en material normalizado  
Corona dentada en material bonificado

48. taula. Rothe Erde enpresaren barruko hortzduen errodamenduen KD 600 seriea.

Aukeratutako KD 600 serieko barruko hortzdun errodamendua hurrengoa da:

062.40.1500.000.19.1504

### 3.9.4 BIZITZA BALIAGARRIAREN FROGAKETA

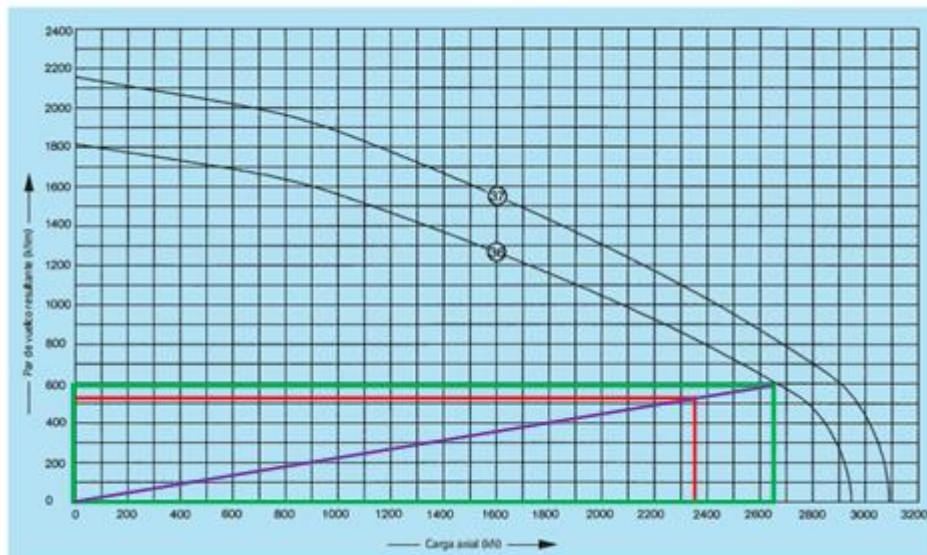
Behin estatikarako errodamenduaren kalkulua eginda, errodamenduaren bizitza baliagarria egiaztatu behar da. Hartarako  $f_L$  faktorea erabiliko da eta irakurketa kargak kalkulatu dira:

$$F_{axiala}' = (F_{axiala} + F_{erradiala}) \cdot f_L = (931,95 + 157,83) \cdot 2,15 = 2343,1 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = m_K \cdot f_L = 236,745 \cdot 2,15 = 509,1 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Karga hauek egiaztatu behar dira aukeratutako errodamenduaren bizitza baliagarriko kurban, hau da, 36 bihurgunean. Hurrengo grafikoan frogaketa ikus daiteke:

Curvas de vida útil · 30 000 giros



3. Grafikoa. Erabilitako bizitza erabilgarriko bihurguneak.

Egiazta daitekeenez gero, kargak aukeratutako errodamenduaren 38 kurbaren azpitik jarraitzen dute, errodamenduak baliozkoa izaten jarraitzen duenagatik. Taulan markatutako bizitza baliagarriaren kurbak dira 30000 birako bizitzarakoak dira, kasu honetan, bihurgune hori azpitik egoterakoan, aukeratutako errodamenduak bizitza baliagarri handiagoa du.

$$F_{axiala}'' = 2650 \text{ [KN]}$$

$$m_K'' = 600 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Errodamenduaren bizitza baliagarriaren kalkulua egiteko hurrengo balioak kalkulatu dira:

$$f_L = \frac{F_{axiala}''}{F_{axiala}'} = \frac{2650}{2343,1} = 1,14$$

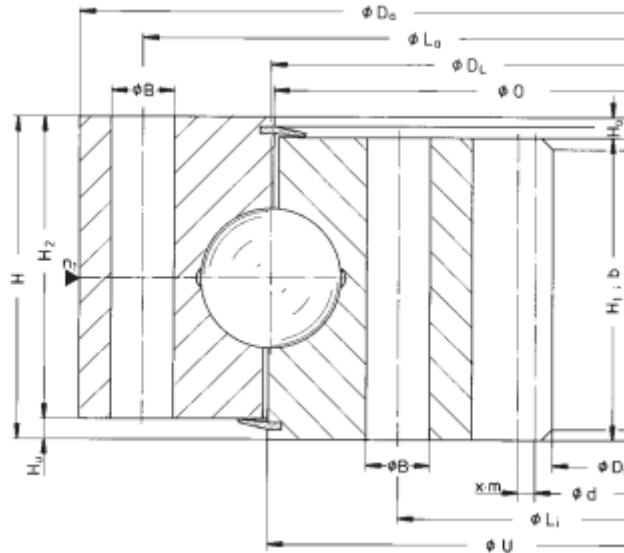
$$f_L = \frac{m_K''}{m_K'} = \frac{600}{509,1} = 1,18$$



Errodamenduraren bizitza baliagarriaren adierazpena,  $p=3$  izanik boladun errodamendua delako eta  $f_L$  koefizienterik txikiena erabiliz:

$$G = (f_L)^P \cdot 30.000 = (1,14)^3 \cdot 30.000 = 44446,32 \text{ [bira]}$$

Hurrengo irudian aukeratutako errodamenduaren geometria ikusi daiteke:



36. Irudia. KD 600 serieko errodamenduaren geometria.

Jada errodamenduaren aukeraketaren hasieran aipatu denez gero, errodamenduaren kalkulua grabitate-zentroaren posizioa dorrearen zentroan edo errodamenduaren zentroan kokatuta dagoela estimatuz egin da, iraulketa-une bakarrean arraste-indarrak sortutakoa zenagatiko. Errealitatean, lerrotatze ez bat egon liteke, zeinek une bat sortuko lukeen, horregatik kalkulu hau estimu bat izango da.

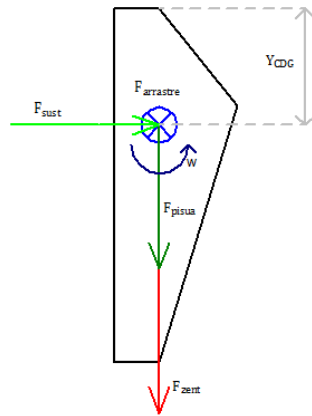
Bestalde, errodamendua dorrearen goiko diametroaren mendean egongo da, eta nahiz eta 36 bihurguneko errodamendua aukeratu, errealitatean barruko diametro handiago bat duen errodamendu bat aukeratu behar izango da. Errodamendu handiagoa aukeratu behar izatekotan, errodamenduak kargei eutsiko lieke errodamendu bat pairamen gehiagorekin izango litzatekeenez gero.

### 3.10 PALEN PAUSU ALDAKETAREN SISTEMA

Gaur egungo aerosorgailuak gondolaren orientazio sistema izan ezik, errodamenduak dauzkate paletan beren biraketarako ere. Errodamendu hauek, gondolako biraketa errodamendua bezala, estatikara kalkulatzeko dira. Paletako errodamenduaren kalkulurako ROTHE ERDE enpresaren katalogoa erabiliko da.

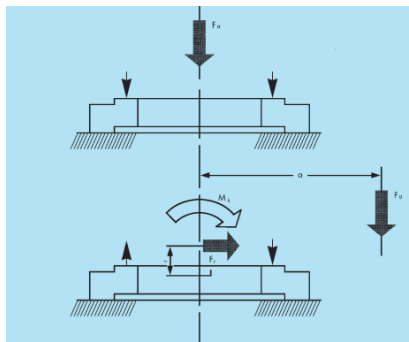
### 3.10.1 KARGA JARDULEAK

Palen gaineko indarren kalkulurako lehen pausoa, posizio desberdinak analizatzea da, kalkulua posizio kritikoenean egiteko. Kasu honetan, posizio kritiko bezala posizio bertikal baxua aukeratu da. Aipaturiko posizioan, palaren pisua eta palaren birak sortutako indar zentrifugoa duenez gehitu egiten dira, balio garaia hartuz. Hurrengo irudian posizio kritikoa eta palaren gainean jokatzen duten indarrak ikus ditzake:



37. irudia. Posizio kritikoa eta palaren gainean jokatzen duten indarrak.

Paletako errodamenduaren gaineko Indarrak jarduleak ikus daitezke hurrengo irudian:



38. irudia. Rothe Erde errodamenduaren gaineko kargak.

#### Indarren kalkulua:

Palen masa eragindako indarra:

$$F_{\text{pisua}} = m_{\text{pala}} \cdot g = 6000 \cdot 9,81 = 58860 \text{ [N]} = 58,86 \text{ [KN]}$$

Palen biraketagatik sortutako indar zentrifugoa:

$$F_{\text{zent}} = m_{\text{pala}} \cdot \omega_n^2 \cdot y_{\text{cdg}}$$

Non:

- $\omega_n = 18,27 \cdot \frac{2\pi}{60} = 1,92 \text{ [rad/s]}$
- $y_{\text{cdg}} = \frac{1}{3} \cdot L = \frac{1}{3} \cdot 34,75 = 11,59 \text{ [m]}$

Ondorioz:

$$F_{zent} = 6000 \cdot 1,92^2 \cdot 11,59 = 256360 \text{ [N]} = 256,36 \text{ [KN]}$$

Sustentazio indarra:

$$F_{sust} = \frac{T}{3 \cdot y_{cdg}} = \frac{522,34}{3 \cdot 11,59} = 15,03 \text{ [KN]}$$

Arraste indarra:

$$F_{arrastre} = \frac{F_{arrastre \text{ tot.}}}{3} = \frac{157,83}{3} = 52,61 \text{ [KN]}$$

Indar erradial baliokidearen modulua:

$$F_{erradial} = \sqrt{F_{arrastre}^2 + F_{sust}^2} = \sqrt{52,61^2 + 15,03^2} = 54,71 \text{ [KN]}$$

Indar axial totala:

$$N = F_{pisia} + F_{zent} = 58,86 + 256,36 = 315,22 \text{ [KN]}$$

Arrasteko indarra eragindako momentua:

$$M_{arrastre} = F_{arrastre} \cdot y_{cdg} = 52,61 \cdot 11,59 = 609,75 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Sustentazio indarra eragindako momentua:

$$M_{sust} = F_{sust} \cdot y_{cdg} = 15,03 \cdot 11,59 = 174,2 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Momentu baliokidea:

$$M_k = \sqrt{M_{arrastre}^2 + M_{sust}^2} = \sqrt{609,75^2 + 174,2^2} = 634,15 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

### 3.10.2 KARGA KONBINAKETAK

Kasu honetan, gondolaren orientazio errodamendurako bezala, barruko hortzdun KD 600 seriea erabiliko da palen errodamenduaren aukeraketarako.

Errodamenduaren aukeraketarako katalogoak markatzen dituen jarraibideei jarraituko da, horregatik, bi karga-konbinazio egingo dira. Behin bi konbinazioak kalkulatu, errodamenduakarga estatikoko kurbaren arabera aukeratuko da. Hartarako konbinaziorik kritikoa aukeratuko da.

“Fstat” karga estatikoko koefizientea gondolaren biraketa errodamenduaren kalkulan erabilitakoa izango da:

$$f_{stat} = 1,45$$

Karga konbinaketak hurrengoak dira:

- 1. Konbinaketa:

$$F_{axiala}' = (F_{axiala} + 5,046 \cdot F_{erradiala}) \cdot f_{stat} = (315,22 + 5,046 \cdot 54,71) \cdot 1,45 = 857,37 \text{ [KN]}$$

$$F_{axiala}' = (315,22 + 5,046 \cdot 54,71) \cdot 1,45 = 857,37 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = m_K \cdot f_{stat} = 634,15 \cdot 1,45 = 919,52 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

- 2. Konbinaketa:

$$F_{axiala}' = (1,225 \cdot F_{axiala} + 2,676 \cdot F_{erradiala}) \cdot f_{stat} = (1,225 \cdot 315,22 + 2,676 \cdot 54,71) \cdot 1,45 = 772,2 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = 1,225 \cdot m_K \cdot f_{stat} = 1,225 \cdot 634,15 \cdot 1,45 = 1126,41 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Egiaza daitekeenez gero, momentua edo indar axialaren arabeko karga konbinazio kritikoagoa desberdina da. Horregatik, kontserbadoreagoa izateko, indar axial eta iraulketa momentu handienak erabiliz kalkulua egingo da. Hauek erabiliko diren balioak dira:

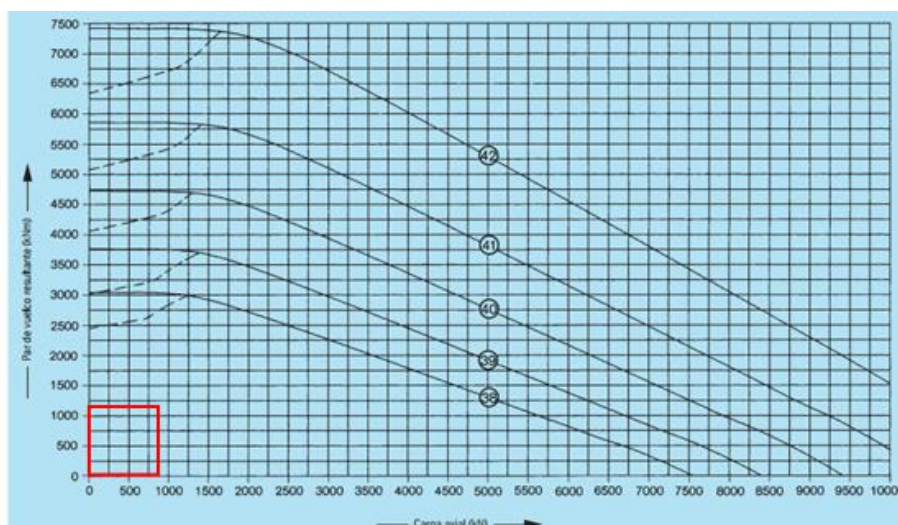
$$F_{axiala}' = 857,37 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = 1126,41 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

### 3.10.3 ERRODAMENDUAREN AUKERAKETA: KARGA ESTATIKOKO KURBAK

Behin bi karga-konbinazioak kalkulatu eta baliorik kritikoak lortuta, karga estatiko kurba egokia aukeratu da.

Kargak palan jasateko gai izango den kurba, karga-puntuaren gainetik geratzen den kurba izango da. Behin kurba lortuta, kurba bakoitza errodamendu mota bati dagokio, jada aukeratu egongo litzatekeenagatik. Grafikoan karga estatikoko kurbak ikus daitezke:



4. grafikoa. Karga estatikoko kurbak.

Kurba egokia 38 kurba da. Lerro etenak torlojututako loturen karga mugak dira. Ikus daitekeen bezala konbinazio kritikoari buruzko puntua lerro horren azpitik geratzen da, kurba zuzena izango litzatekeenagatiko. 38 kurbarako egokia den errodamendua hurrengoa (49. taula ikusi) da:

**Serie KD 600**



**Rodamientos con dentado interior**

Número de plano Diámetro círculo rodadura D <sub>a</sub> [mm]	Peso	Diámetro exterior D <sub>e</sub> [mm]	Diámetro interior D <sub>i</sub> [mm]	Alm. tal. H [mm]	Diámetro círculo taladro exterior L <sub>e</sub> [mm]	Diámetro círculo taladro interior L <sub>i</sub> [mm]	Carros/ taladro por círculo n	Diámetro del taladro B [mm]	Hendid. del taladro H [mm]	Carros/ de engr. en r <sub>e</sub>	O [mm]	U [mm]	Alm. del eje H <sub>1</sub> [mm]	Alm. del eje H <sub>2</sub> [mm]	Separación entre eje exterior/interior H <sub>3</sub> [mm]	Separación entre eje exterior/interior H <sub>4</sub> [mm]	Diámetro general d [mm]	H <sub>0</sub> [mm]	Carros/ de dientes z	Corrosión/ tal. m <sub>1</sub> x m <sub>2</sub> [mm]	Apert. column. en diam. k · m [mm]	Alm. del eje b [mm]	Peso la velocidad máxima nominal [kg]	Peso la velocidad máxima nominal [kg]	Cv [mm]
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	58
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	59
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

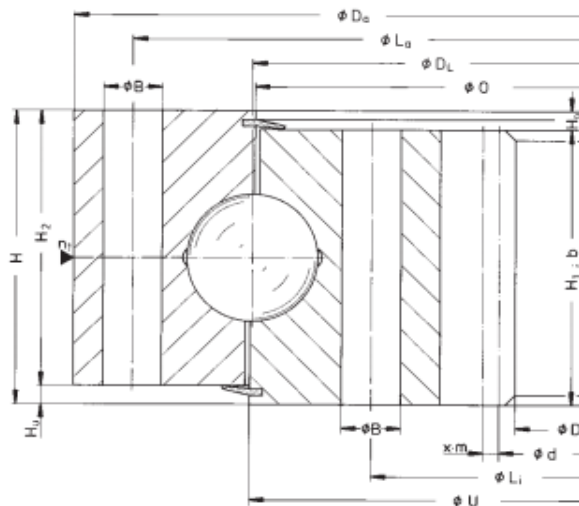
Aros en material bonificado

49. taula. Rothe Erde empresaren barruko hortzdun errodamenduen KD 600 seriea.

Aukeratutako KD 600 serieko barruko hortzdun errodamendua hurrengoa da:

062.50.1800.001.49.1504

39. irudian aurreko taularekin aukeratutako errodamenduaren ezaugarri orokorrak eta dimentsioak ikus daitezke:



39. irudia. KD 600 serieko errodamenduaren geometria.

### 3.10.4 BIZITZA BALIAGARRIAREN FROGAKETA

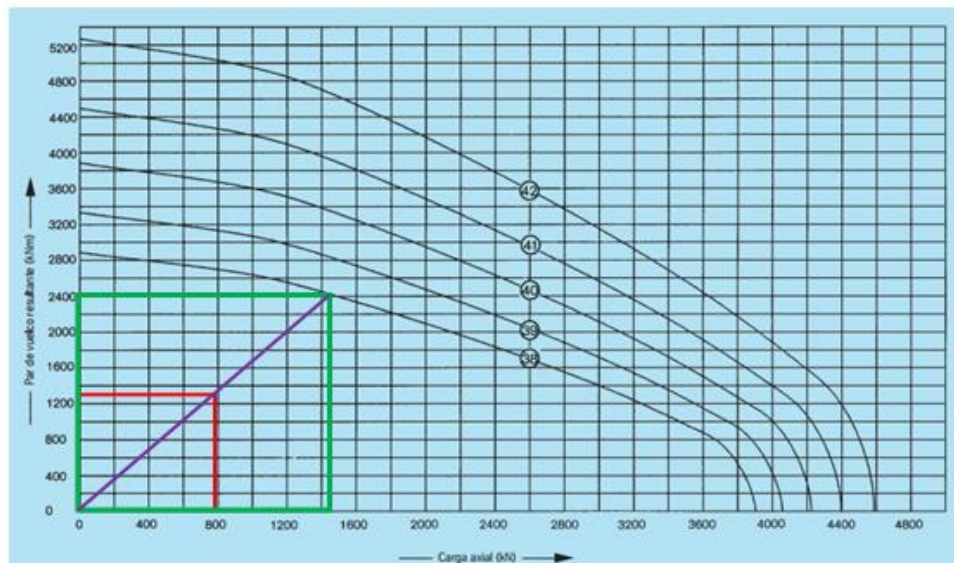
Behin estatikarako errodamenduaren kalkulua eginda, errodamenduaren bizitza baliagarria egiaztatu behar da. Hartarako  $f_L$  faktorea erabiliko da eta irakurketa kargak kalkulatu dira:

$$F_{axiala}' = (F_{axiala} + F_{erradiala}) \cdot f_L = (315,22 + 54,71) \cdot 2,15 = 795,35 \text{ [KN]}$$

$$m_K' = m_K \cdot f_L = 634,15 \cdot 2,15 = 1363,43 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Karga hauek egiaztatu behar dira aukeratutako errodamenduaren bizitza baliagarriko kurban, hau da, 38 bihurgunean. Hurrengo 5. grafikoan frogaketa ikus daiteke:

Curvas de vida útil · 30 000 giros



5. grafikoa. Erabilitako bizitza erabilgarriko bihurguneak.

Egiazta daitekeenez gero, kargak aukeratutako errodamenduaren 38 kurbaren azpitik jarraitzen dute, errodamenduak baliozkoa izaten jarraitzen duenagatik. Taulan markatutako bizitza baliagarriaren kurbak dira 30000 birako bizitzarakokoak dira, kasu honetan, bihurgune hori azpitik egoterakoan, aukeratutako errodamenduak bizitza baliagarri handiagoa du.

$$F_{axiala}'' = 1450 \text{ [KN]}$$

$$m_K'' = 2400 \text{ [KN} \cdot \text{m]}$$

Errodamenduaren bizitza baliagarriaren kalkulua egiteko hurrengo balioak kalkulatu dira:

$$f_L = \frac{F_{axiala}''}{F_{axiala}'} = \frac{1450}{795,35} = 1,83$$

$$f_L = \frac{m_K''}{m_K'} = \frac{2400}{1363,43} = 1,76$$

Errodamenduraren bizitza baliagarriaren adierazpena,  $p=3$  izanik boladun errodamendua delako eta  $f_L$  koefizienterik txikiena erabiliz:

$$G = (f_L)^P \cdot 30.000 = (1,76)^3 \cdot 30.000 = 163553,28 \text{ [bira]}$$

Bilbon, 2018ko Ekainaren 28an

Ingeniari Tekniko Mekanikoa

Jon Escribano Garro

Sinatua:

A handwritten signature in black ink, consisting of several overlapping loops and a long horizontal stroke at the end, representing the name Jon Escribano Garro.