Universidad del País Vasco | Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

GRADO EN INGENIERÍA MÉCANICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2016 / 2017

TÍTULO DEL TFG

DISEÑO Y CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE UN VOLKSWAGEN GOLF TDI

nombre del documento

DOCUMENTO 3: ANEXO DE CÁLCULOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO	DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA
NOMBRE Ane	NOMBRE Juan Antonio
APELLIDOS González Jiménez	APELLIDOS Santos Pera
DNI	DEPARTAMENTO Expresión gráfica y Proyectos de ingeniería
FDO.:	FDO.:
FECHA: 22-06-2017	FECHA: 22-06-2017

Anexo II

DOCUMENTO 3: ANEXO DE CÁLCULOS

3.1 INTRODUCCIÓN

Para poder realizar los cálculos necesarios hay que utilizar los datos de partida que el cliente nos ha solicitado y los datos que podemos encontrar en la ficha técnica del vehículo. En la siguiente tabla se muestran dichos datos:

DATOS DE PARTIDA	
Tracción	Delantera
Numero de marchas	5
Cilindrada	1896
Potencia máxima del motor	90 CV
Régimen de potencia máxima	4000 rpm
Par máximo	210 Nm /2500rpm
Régimen de par máximo	1900-2500 rpm
Peso del vehículo	1285 kg
Velocidad máxima	176 km/h
Ruedas	195/65 R15
Relación de transmisión	
1ª marcha	3.78
2ª marcha	2.06
3ª marcha	1.35
4ª marcha	0.97
5ª marcha	0.74
Marcha atrás	3.60

Tabla 3.1: datos departida

En la tabla 3.1 aparecen datos como la relación de transmisión de cada marcha, los cuales son muy importantes para los cálculos, estos datos se han obtenido de la página web www.arpem.com

Características técnicas Volkswagen Golf 1.9 Tdi 90 CV

Alimentación	Inyector bomba, turbo variable e intercooler
Relación de compresión	19,0: 1
Diámetro x Carrera (mm)	79,5 mm x 95,5 mm
Embrague	Monodisco en seco
Transmisión	Manual de 5 velocidades
Relaciones	3,78/2,06/1,35/0,97/0,74; Marcha atrás: 3,60

Imagen 3.1: relaciones de transmisión

3.2 CÁLCULO DE LAS FUERZAS RESISTENTES

Como ya hemos dicho estas fuerzas son las que se oponen al movimiento o avance del vehículo. Los cálculos de estas resistencias se han obtenido según el libro de Francisco Muñoz Gracia. Estas son las cuatro resistencias que se oponen al avance del vehículo:

- Resistencia por rodadura (R_r)
- Resistencia por pendiente (R_p)
- Resistencia por inercia (R_i)
- Resistencia por aire (R_a)

3.2.1 Resistencia por rodadura

Cuando un vehículo apoya las ruedas sobre un terreno, se crea una adherencia entre las dos superficies de contacto que se puede representar como una fuerza entre ambas superficies de sentido contrario al movimiento del vehículo. Se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$R_r = (P + P_c) \cdot \mu_r \qquad \textit{Fórmula 3.1}$$

Donde:

P: es el peso de vehículo

P_c: carga máxima que el vehículo puede soportar

$\mu_{r:}$ coeficiente de rodadura

El peso del vehículo y la carga máxima que puede soportar se pueden obtener de la ficha técnica del vehículo, P=1285kg y P_c=565kg. Los coeficientes de rodadura se obtienen de un tabla que aparece en el libro del autor Francisco Muñoz Gracia, para los cálculos $\mu_r$debe de tener un valor comprendido entre 0.02-0.03. Por tanto la fuerza por rodadura es:

Naturaleza del suelo	Coeficiente de rodadura (μ_r)
Cemento	0,0125
Empedrado seco	0,015
Carretera asfaltada	0,02 – 0,03
Terreno natural duro.	0,08
Terreno de consistencia media	0,110
Terreno arenoso	0,15 – 0,30

Imagen 3.2: coeficientes de rodadura

$$R_r = (1285 + 565) \cdot 0.025 = 46.25kg$$

3.2.2 Resistencia por pendiente

La resistencia por pendiente es debida a la pendiente de la carretera. La pendiente máxima fijada es de un 30%. Se verifica:

$$R_p = (P + P_c) \cdot imax$$ *Fórmula 3.2*

Donde:

P: es el peso de vehículo

P_c: carga máxima que el vehículo puede soportar

imax: pendiente de 30%

Los datos que tenemos para el peso del vehículo y la carga máxima que soporta son los mismos que en el punto anterior, P=1285kg y P_c=565kg. El cliente ha fijado una pendiente máxima de un 30% que se usara para realizar el siguiente cálculo:

$$R_p = (1285 + 565) \cdot 0.3 = 555kg$$

3.2.3 Resistencia de inercia

Esta resistencia aparece al minorar o acelerar la velocidad del vehículo. Esta originada por un incremento de velocidad de 0 a 100 quilómetros por hora con un tiempo de 12.9 segundos y con un peso de 1285 kg.

Es debida a la inercia que tiene el vehículo por el hecho de encontrarse a una velocidad. Siempre que acelere o aminore la marcha aparecerá esta resistencia. Para el cálculo de esta fuerza se supondrá la inercia que tiene de 0 a 100 quilómetros con un tiempo de 12.9 segundos y con un peso del vehículo de 1285kg. Para ello se usaran estas dos fórmulas:

$$F_i = m_v \cdot a \qquad \textit{Fórmula 3 3}$$

$$v = v_o + a \cdot t \qquad \textit{Fórmula 3.4}$$

Dónde:

v_o:velocidad inicial

v:velocidad

a: aceleración

t: tiempo

P: masa del vehículo

F_i: fuerza de inercia

$$v_o = 0 \rightarrow v = a \cdot t$$

$$v = 100\frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1000m}{1km} = 27.77\frac{m}{s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{27.77\,{}^{m}/_{s}}{12.9s} = 2.15\,{}^{m}/_{s^2}$$

$$F_i = 1285kg \cdot 2.15\,{}^{m}/_{s^2} = 2762.75N \cdot \frac{1kg}{9.81N} = 281.98kg = R_i$$

3.2.4 Resistencia del aire

Se ha comprobado que la resistencia que ofrece el aire a un vehículo es proporcional a la superficie recta transversal S del vehículo (en metros cuadrados). Aparte de estar relacionada con la estética del vehículo también está relacionada con el consumo del vehículo, cuando más resistencia más consume el vehículo. Se obtiene con la siguiente fórmula:

$$R_a = \frac{\delta \cdot C \cdot S \cdot V^2}{2 \cdot g}$$ *Fórmula 3.5*

Dónde:

S: superficie recta transversal del vehículo

C: coeficiente de proporcionalidad que depende de la forma del vehículo

δ=peso del aire

V= velocidad máxima

g=gravedad

C es un coeficiente de proporcionalidad que esta proporcionado por el fabricante, en este caso su valor es de 0.32. Donde la velocidad máxima del vehículo y las medidas necesarias del vehículo se obtienen de su ficha técnica.

$$v = 176\frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1000m}{1km} = 48.88\, {}^{m}/_{s}$$

$$S = \frac{1759mm \cdot 1485mm}{1000^2} = 2.612\, m^2$$

$$R_a = \frac{1.20\, {}^{kg}/_{m^3} \cdot 0.32 \cdot 2.612\, m^2 \cdot (48.88\, {}^{m}/_{s})^2}{2 \cdot 9.81\, {}^{m}/_{s^2}} = 122.14kg$$

3.3 EMBRAGUE

Este mecanismo es muy importante para transmitir el giro del motor a la caja de cambios, también para poder realizar los cambios de marcha necesarios según la velocidad a la que circule el vehículo. O para desconectar el motor de la transmisión. Como se ha dicho en el Documento 2: Memoria se usara un embrague de fricción por discos, ya que es uno de los más empleados para los vehículos. El embrague esta embragado cuando el par del motor llega al eje de entrada de la caja de cambios (eje primario). Si, por el contrario, el par del motor no llega al eje citado, se dice que el embrague esta desembragado. El embrague debe de ser elástico para cambiar de marcha suavemente y así tener una conducción cómoda.

3.3.1 Material empleado

Normalmente el material empleado para forros de embrague de fricción es el tipo orgánico, en este caso el tejido es de fibras de metal entre tejido compactado de aramida o fibra de vidrio. Este material tiene una vida útil larga y trabaja en un amplio rango de temperaturas y periodo de desgaste inicial casi nulo. También se consigue un acoplamiento suave y progresivo.

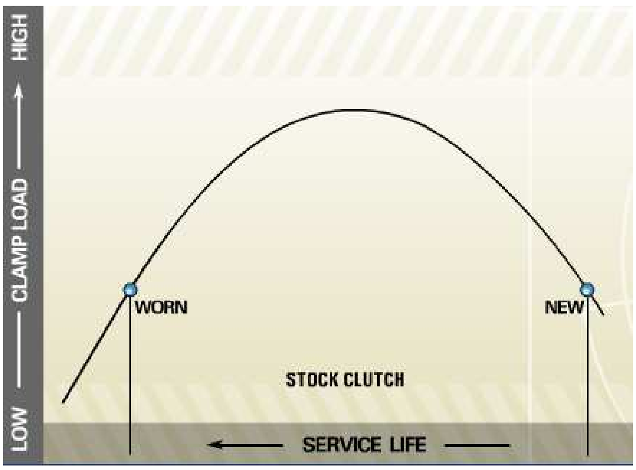


Imagen 3.3: comportamiento del material de fricción

Todo material de fricción, como puede observarse en la figura se puede observar que durante su inicio de vida tienen un funcionamiento diferente respecto de su funcionamiento normal en el que el desgaste generado, así como las temperaturas alcanzadas, son mayores y, por lo tanto, la presión aplicada debe disminuirse.

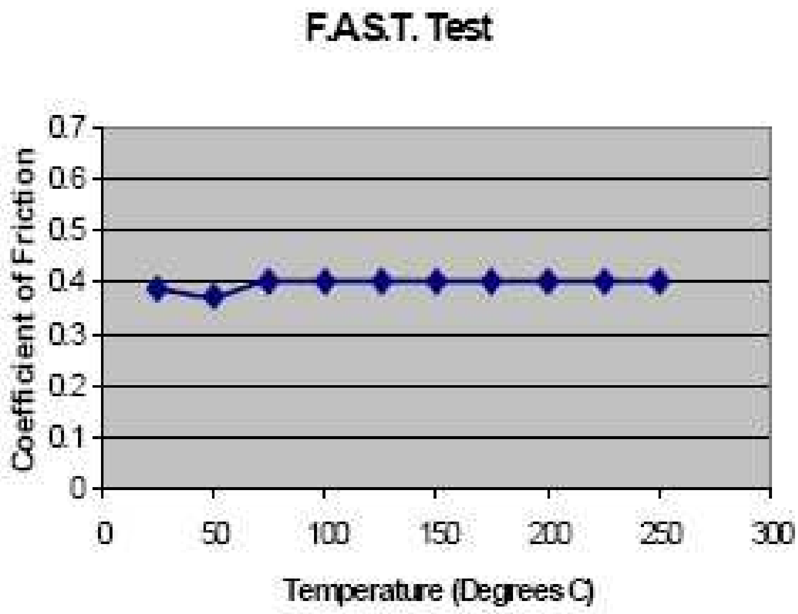


Imagen 3.4: rango de temperaturas de trabajo

En la figura anterior se puede ver el coeficiente de fricción y el amplio rango de temperaturas al que trabaja el embrague.

3.3.2 Dimensiones del embrague

Para empezar con el cálculo del embrague lo primero que se debe determinar son el radio interior y el radio exterior, ya que estos radios son los que están en contacto con el volate de inercia y transmiten el par su giro. Según el autor Francisco Muños Gracia conviene que el par máximo transmisible por el embrague M_1, tenga un cierto margen de seguridad con respecto al par máximo del motor M, ya que a medida que trabaja el disco disminuye el coeficiente de rozamiento f y por otra parte, los muelles también experimentan deformación como consecuencia de las altas temperaturas a que van sometidos dando lugar a una pérdida de presión, y por consiguiente a una disminución de presión. Por lo tanto:

$$M_1 = 1.5 \cdot M \qquad \textit{Fórmula 3.6}$$

$$M_1 = 1.5 \cdot 210\ Nm = 315Nm \cdot \frac{1kg}{9.81N} \cdot \frac{100cm}{1m} = 3211.01kgcm$$

Para calcular el diámetro exterior del embrague usaremos la siguiente formula:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{2.75 \cdot p_{max} \cdot \mu}} \qquad \textit{Fórmula 3.7}$$

Donde:

M_1: par máximo del motor

p_{max}: presión para un funcionamiento suave 2.4kg/cm^2

μ: coeficiente de rozamiento

R_{ext}: radio exterior del disco de embrague

Según el libro Manuel Cascajosa, la presión recomendada para un funcionamiento suave es de 2.4kg/cm^2 y el coeficiente de fricción para este material es de 0.4. Conociendo estos datos y sabiendo que el par es de 3211,01 kgcm:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{3211.01}{2.75 \cdot 2.4 \cdot 0.4}} = 10.67cm$$

Generalmente en la práctica se adopta una relación de:

$$R_{int} = 0.7 \cdot R_{ext} = 0.7 \cdot 10.67 = 7.47cm \qquad \textit{Fórmula 3.8}$$

A continuación usando la hipótesis de desgaste uniforme, ya que es la más conservadora calcularemos la presión, la fuerza axial y par de rozamiento que puede soportar el embrague:

Calculo de la presión:

$$p = p_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R_{ext}} \qquad \textit{Fórmula 3.9}$$

Como ya conocemos todos los datos para esta fórmula, aplicándola conseguimos una presión del siguiente valor:

$$p = 2.4 \cdot \frac{7.47}{10.67} = 1.68\, {}^{kg}/_{cm^2}$$

Calculo de la fuerza axial:

$$F_a = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} d \cdot F_a = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} p \cdot dA = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} \left(\frac{p_{max} \cdot R_{int}}{R}\right) \cdot 2\pi \cdot dR =$$

$$2\pi \cdot p_{max} \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \qquad \textit{Fórmula 3.10}$$

Luego:

$$F_a = 2\pi \cdot 2.4 \cdot 7.47(10.67 - 7.47) = 360.46kg$$

Calculo de par torsor:

$$T_{roz} = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} R \cdot F_n = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} R \cdot p \cdot \mu \cdot dA = \int_{R_{int}}^{R_{ext}} R \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R} \cdot 2\pi \cdot R \cdot dR$$

$$T_{roz} = \pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot R_{int}\left({R_{ext}}^2 - {R_{int}}^2\right) = \frac{n \cdot \mu \cdot F_a \cdot (R_{ext} + R_{int})}{2} \qquad \textit{Fórmula 3.11}$$

Dónde :

n: Es el número de caras.

μ: Es el coeficiente de rozamiento.

Fa: Es la fuerza axial.

$$T_{roz} = \frac{2 \cdot 0.4 \cdot 360.46 \cdot (10.67 + 7.47)}{2} = 2615.5\ kgcm \cdot \frac{9.81N}{1kg} \frac{1m}{100cm} = 256.58Nm$$

Como el par máximo que genera el motor es de 210 Nm y el embrague que se utilizara puede soportar hasta un par de 256.58 Nm por lo que se puede deducir que el diseño del embrague es correcto.

3.3.3 Energía necesaria para el desembrague

Según el libro de Muñoz Gracia, para desembragar es preciso aplicar sobre el pedal cierta energía, cuyo valor dependerá lógicamente del par transmisible por el embrague. Esta energía depende del esfuerzo aplicado sobre el pedal que debe de hacer el conductor (q) el cual es de 12kg y el recorrido de trabajo del pedal (e). El recorrido del pedal de embrague para turismos no debe de ser mayor de 75mm:

$$Em = q \cdot e \qquad \textit{Fórmula 3.12}$$

Dónde:

Em: energía muscular máxima

$$Em = 12 \cdot 0.075 = 0.9\ kg \cdot m$$

Para desembragar se tiene que mover el disco una distancia de entre 1,5-2,5 mm. Tomando que los diámetros mínimo y máximo del forro sean del orden de$Dmax$= 45cm y $Dmin$= 17cm el coeficiente de proporcionalidad vendrá dado por:

$$\left.\begin{array}{l} 0.15 = K \cdot \sqrt{17} \rightarrow K = 0.0364 \\ \\ 0.25 = K \cdot \sqrt{45} \rightarrow K = 0.0373 \end{array}\right\} K = 0.037$$

Por lo tanto se puede establecer que el desplazamiento a realizar por el plato de presión para que se produzca el desembrague venga dado por:

$$e_1 = 0.037 \cdot \sqrt{D_{ext}} \qquad \textit{Fórmula 3.13}$$

D_{ext}*: diametro exterior del embrague expresado en cm*

$$e_1 = 0.037 \cdot \sqrt{2 \cdot 10.67} = 0.171cm$$

Luego la energía, incluyendo las pérdidas de que existen en el interior del embrague, queda:

$$E = 0.055 \cdot F_a \cdot \sqrt{D_{ext}} = 0.055 \cdot 360.46 \cdot \sqrt{2 \cdot 10.67} = 91.58kg \qquad \textit{Fórmula 3.14}$$

El recorrido de trabajo del embrague dependerá de la energía y de la fuerza que el conductor haga sobre el sobre el pedal:

$$e = \frac{E}{q} = \frac{91.58}{12} = 7.63\ cm \qquad \text{Fórmula 3.15}$$

El desplazamiento total del pedal de embrague vendrá dado por la suma de los desplazamientos (e) y muerto (2.5 cm), es decir:

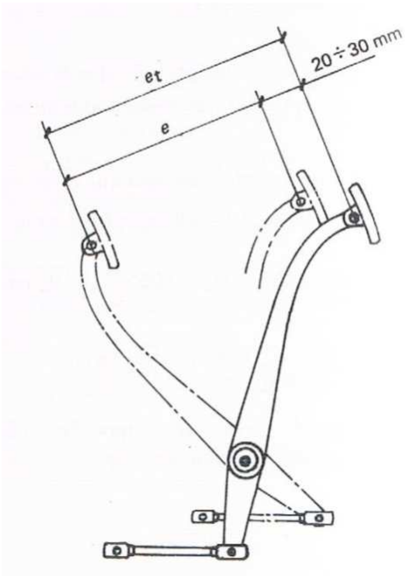
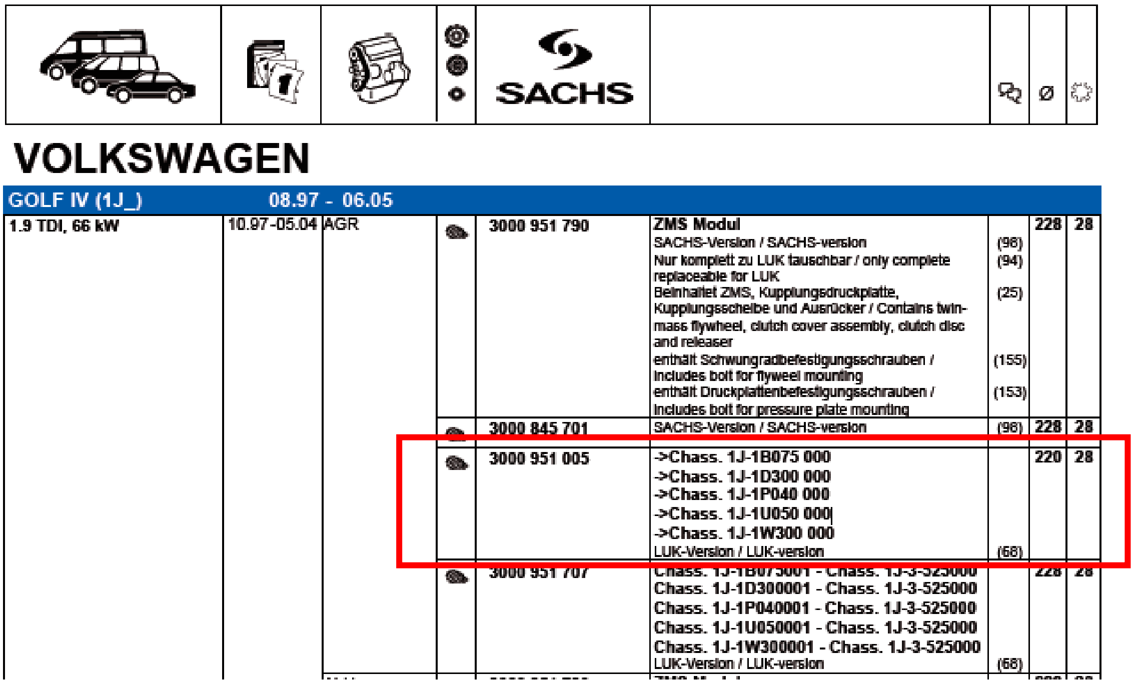


Imagen 3.5: *desplazamiento del pedal*

$$e_{total} = e + 2.5 = 7.63 + 2.5 = 10.13\ cm \qquad \text{Fórmula 3.16}$$

3.3.4 Elección del embrague

Del siguiente catalogo SACHS se elegirá un embrague:



1.9 TDI, 66 kW	10.97-05.04	AGR	3000 951 790	ZMS Modul		228	28
				SACHS-Version / SACHS-version	(98)		
				Nur komplett zu LUK tauschbar / only complete replaceable for LUK	(94)		
				Beinhaltet ZMS, Kupplungsdruckplatte, Kupplungsscheibe und Ausrücker / Contains twin-mass flywheel, clutch cover assembly, clutch disc and releaser	(25)		
				enthält Schwungradbefestigungsschrauben / Includes bolt for flyweel mounting	(155)		
				enthält Druckplattenbefestigungsschrauben / Includes bolt for pressure plate mounting	(153)		
			3000 845 701	SACHS-Version / SACHS-version	(98)	228	28
			3000 951 005	->Chass. 1J-1B075 000 ->Chass. 1J-1D300 000 ->Chass. 1J-1P040 000 ->Chass. 1J-1U050 000 ->Chass. 1J-1W300 000 LUK-Version / LUK-version	(68)	220	28
			3000 951 707	Chass. 1J-1B075001 - Chass. 1J-3-525000 Chass. 1J-1D300001 - Chass. 1J-3-525000 Chass. 1J-1P040001 - Chass. 1J-3-525000 Chass. 1J-1U050001 - Chass. 1J-3-525000 Chass. 1J-1W300001 - Chass. 1J-3-525000 LUK-Version / LUK-version	(68)	228	28

Imagen 3.6: catálogo Sachs

En la imagen 3.6 se puede ver que el diámetro del embrague seleccionado es de 220 mm, el cual es correcto porque el calculado en el apartado anterior es de 213.4mm. Al lado del diámetro del embrague viene el número de dientes el cual es 28.

3.3.5 Estriado del embrague

El disco de embrague va colocado en el eje primario mediante un estriado. De esta manera eldisco de embrague queda fijo en el eje y se transmite la energía correctamente. Para eso el estriado del eje debe de tener cierta longitud. Esta longitud se calculara mediante la norma DIN5840:

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} \qquad \textit{Fórmula 3.17}$$

Dónde:

F_u=fuerza tangencial en el eje

K= factor de soporte

h= altura portante de los nervios

z= numero de dientes

P= presión en los flancos de los nervios

Lo primero, se debe de calcular la fuerza tangencial en el eje. Según el libro Decker "Elementos de máquinas "se tiene aplicar la siguiente formula:

$$F_u = \frac{T}{r} \qquad \textit{Fórmula 3.18}$$

Dónde:

T= momento torsor que puede transmitir el embrague

r= radio del eje

$$F_u = \frac{256580Nmm}{30mm/2} = 17105.33N$$

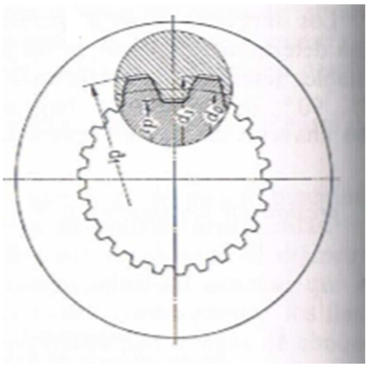
Sabiendo el número de dientes son 28 y que el diámetro del eje es de 30mm, de la siguiente tabla se consigue el que debe de tener el estriado:

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

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	**0,6**	**0,75**	**0,8**	**1**	**1,25**	**1,5**	**1,75**	**2**	**2,5**	**3**	**4**	**5**	**6**
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		

Imagen 3.7: DIN 5480

En la siguiente imagen aparecen la dimensiones que debe de tener este estriado:



<u>Imagen 3.8:</u> dimensiones de DIN5480

A continuación se aplicara las formulas3.19, 3.20, 3.21, para conseguir los datos necesarios y usar la fórmula 3.17. Sabiendo que $P = 100\,{}^{N}/_{mm^2}$ y que $K = 1.35$ para dentados envolventes.

Dónde:

d_2: diámetro interior

d_3: diámetro exterior

d_1: diámetro de refencia

h: altura de

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 30 - 2 \cdot 1 = 28mm \qquad \textit{Fórmula 3.19}$$

$$d_3 = d_1 - 0.2 \cdot m = 30 - 0.2 \cdot 1 = 29.08mm \qquad \textit{Fórmula 3.20}$$

$$h = 0.5 \cdot (d_3 - d_2) = 0.5 \cdot (29.08 - 28) = 0.54 \qquad \textit{Fórmula 3.21}$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1.35 \cdot \frac{17105.33}{0.54 \cdot 100 \cdot 28} = 15.27mm$$

La largura mínima del nervado del eje debe de ser de 15.27 milímetros.

3.4 CAJA DE CAMBIOS

La caja de cambios es la encargada de transformar la velocidad o el par que le llega del motor. También es la encargada de cambiar el sentido del giro. De esta manera se puede regular el giro del motor y usarlo de manera óptima, y así transmitir la potencia a las ruedas.

La reducción de las marchas se consigue mediante los engranajes que se encuentran en los dos ejes de marcha hacia delante y en el eje de marcha atrás. La caja tiene cinco marchas hacia delante y una hacia atrás. En los siguientes puntos aparte de calcular los engranajes y los ejes de la caja de cambios se calcularan otras características y elementos necesarios como la relación de cada marcha o los rodamientos

Si la relación de transmisión es muy pequeña el vehículo tendrá más fuerza para subir pendientes pero su velocidad será muy pequeña. Mientras que si la relación de transmisión es muy grande no podrá subir pendientes y le costara iniciar la marcha. Por eso la caja de cambios tiene tanta importancia, para poder seleccionar las diferentes relaciones de marcha según las necesidades.

3.4.1 Cálculo de la relación del diferencial

El diferencial es el mecanismo encargado de que las ruedas giren según convenga cuando el vehículo circula por una curva. Para ello desmultiplica las revoluciones del motor a la ruedas. Esta relación es siempre la misma, no se puede cambiar como las relaciones de marcha. Para el cálculo de esta relación se va a usar el método que se explica en el libro de Francisco Muñoz Gracia.

Imagen 3.9: datos de la rueda

$$n_{rueda} = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot ø_{rueda}}$$ *Fórmula 3.22*

*D*onde:

n_{rueda}: revoluciones en las ruedas en rpm

v_{max}: velocidad máxima del vehículo en m/s (48.88m/s)

$ø_{rueda}$: diámetro de la rueda en m

Todos estos datos se pueden obtener de la ficha técnica del vehículo. Menos el diámetro de la rueda que es necesario hacer varios cálculos que se explicaran a continuación. Estos son los datos que tenemos de las ruedas del vehículo 195/65R15:195 mm de ancho, perfil de 65% de ancho y unas llantas de 15plg.

$$ø_{rueda} = 15pgl \cdot \frac{25.4mm}{1pgl} + 2 \cdot 0.65 \cdot 195 = 634.5mm$$

Este diámetro calculado es el ideal pero hay que tener en cuenta el peso de coche por ello se va a multiplicar por 0.95:

$$ø_{rueda} = 634.5mm \cdot 0.95 = 602.775mm = 0.602775m$$

Volviendo a la fórmula 3.22:

$$n_{rueda} = \frac{48.88 \cdot 60}{\pi \cdot 0.602775} = 1549.02\, rpm$$

Para calcular la relación del diferencial:

$$r_d = \frac{n_{max}}{r_5 \cdot n_{rueda}} \qquad \text{Fórmula 3.23}$$

Dónde:

r_5:relación de la 5º marcha

r_d: relación del diferencial

n_{max}: revoluciones del motor a máxima potencia

$$r_d = \frac{4000}{0.74 \cdot 1549.02} = 3.4896 \rightarrow 0.2866$$

Con estos datos podemos conseguir la velocidad en las ruedas de cada marcha y la velocidad del coche en cada marcha. Para eso vamos a utilizar la siguiente formula.

$$w_{rueda} = \frac{v_{coche}}{R_{rueda}} = w_{motor} \cdot i_{dif} \cdot i_{cc} \qquad \text{Fórmula 3.24}$$

Dónde:

w_{rueda}: revoluciones de las ruedas

v_{coche}: velocidad del vehículo a 1000rpm

R_{rueda}: radio de la rueda en m

w_{motor}:potencia del motor a rpm

i_{cc}: relación de transmisión de cada marcha

i_{dif}:relación del diferencial

$$w_5 = 4000 \cdot \frac{1}{0.74 \cdot 3.4896} = 1549\ rpm$$

$$w_4 = 4000 \cdot \frac{1}{0.97 \cdot 3.4896} = 1181.71\ rpm$$

$$w_3 = 4000 \cdot \frac{1}{1.35 \cdot 3.4896} = 849.08\ rpm$$

$$w_2 = 4000 \cdot \frac{1}{2.06 \cdot 3.4896} = 556.44\ rpm$$

$$w_1 = 4000 \cdot \frac{1}{3.78 \cdot 3.4896} = 303.24\ rpm$$

$$w_1 = 4000 \cdot \frac{1}{3.60 \cdot 3.4896} = 318.4\ rpm$$

$$v_5 = \frac{1549 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.3014}{\frac{1000}{3600}} = 176\ {}^{km}/_{h}$$

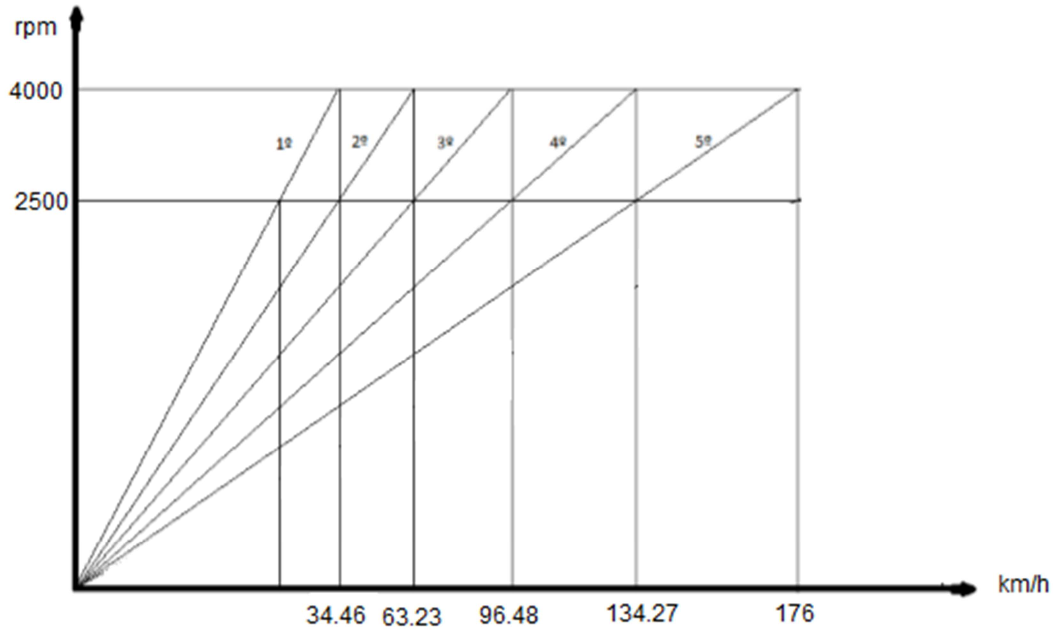
En este formula se puede comprobar que los cálculos son correctos ya que en la quina velocidad nos da la velocidad máxima proporcionada por el fabricante.

$$v_4 = \frac{1181.71 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.3014}{\frac{1000}{3600}} = 134.27\ {}^{km}/_{h}$$

$$v_3 = \frac{849.08 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.3014}{\frac{1000}{3600}} = 96.48\ {}^{km}/_{h}$$

$$v_2 = \frac{556.44 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.3014}{\frac{1000}{3600}} = 63.23\ {}^{km}/_{h}$$

$$v_1 = \frac{303.24 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.3014}{\frac{1000}{3600}} = 34.46\ {}^{km}/_{h}$$



<u>Gráfico 3.1:</u> diagrama de velocidades

3.4.2 Comprobación de la primera velocidad

Como ya se ha explicado en el punto 3.4 la primera velocidad tiene que ser capaz de superar las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo, por eso a continuación se va a hacer una pequeña comprobación para saber si la primera marcha es capaz de vencer dichas fuerzas. De esta manera se determina cual es el par máximo al que se ven sometidas las ruedas debido a dichas resistencias. No se tendrá en cuenta la resistencia del aire porque el vehículo no circula a mucha velocidad en esta marcha, solo se tendrá en cuenta a partir de los 80 km /h. Por lo tanto:

$$F_R = R_r + R_p + R_i$$ *Fórmula 3.25*

$$T_R = \frac{F_r \cdot \text{Ø}_{rueda}}{2}$$ *Fórmula 3.26*

Dónde:

F_R: es la fuerza total de resistencia en la rueda motriz.

T_R: es el par resistente en la rueda motriz

$$F_R = R_r + R_p + R_i = 46.25 + 555 + 281.98 = 883.23kg$$

$$T_R = \frac{F_R \cdot ø_{rueda}}{2} = \frac{883.23kg \cdot 0.602775m}{2} = 266.21kgm \cdot \frac{9.81N}{1kg} = 2611.52Nm$$

Este es el par producido por las fuerzas resistentes. El par producido por el motor del vehículo estudiado debe de superar el par calculado anteriormente para conseguir movimiento. Tenemos las siguientes fórmulas de relación de transmisión de la caja de cambios y la relación de transmisión del diferencial:

$$r_{cc} = \frac{w_{cc}}{w_m} = \frac{T_m}{T_{cc}}$$ *Fórmula 3.27*

$$r_d = \frac{w_{rueda}}{w_{cc}} = \frac{T_{cc}}{T_{rueda}}$$ *Fórmula 3.28*

Si se multiplican estas dos fórmulas obtenemos lo siguiente:

$$r_{cc} \cdot r_d = \frac{T_m \cdot \cancel{T_{cc}}}{\cancel{T_{cc}} \cdot T_{rueda}} \rightarrow T_{rueda} = \frac{T_m}{r_1 \cdot r_d}$$

Donde:

T_m: el par máximo del motor

r_1: relación de la primera marcha

$$T_{rueda} = \frac{210}{\frac{1}{3.78} \cdot \frac{1}{3.4896}} = 2770.04Nm$$

$$T_{rueda} = 2770.04Nm > 2611.52Nm = T_R$$

Viendo estos resultados se comprueba que la primera marcha es capaz de vencer las resistencias que se oponen al movimiento, porque el par que reciben las ruedas motrices es mayor que el que genera las fuerzas resistentes.

3.4.3 Comprobación de la quinta marcha

Al igual que se ha comprobado la primera marcha también se va a comprobar que la quinta marcha es capaz de vencer las fuerzas resistentes. En esta comprobación si hay que tener en cuenta la resistencia del aire, ya que en esta marcha se circula a más de 80 km/h.Las marchas largas como la quinta no se usan para vencer resistencias de grandes pendientes, por ello no se tendrá en cuenta en esta comprobación. Tampoco se tiene en cuenta la resistencia por inercia ya que no se dan grandes aceleraciones.

$$F_R = R_r + R_a = 46.25 + 122.14 = 168.39k$$

$$T_R = \frac{F_r \cdot ø_{rueda}}{2} = \frac{168.39kg \cdot 0.602775m}{2} = 50.75kgm \cdot \frac{9.81N}{1kg} = 497.86Nm$$

$$T_{rueda} = \frac{T_m}{r_5 \cdot r_d}$$ *Fórmula 3.29*

$$T_{rueda} = \frac{210}{\frac{1}{0.74} \cdot \frac{1}{3.4896}} = 542.28Nm$$

$$T_{rueda} = 542.28Nm > 497.86Nm = T_R$$

Viendo estos resultados se comprueba que la quinta marcha es capaz de vencer las resistencias que se oponen al movimiento, porque el par que reciben las ruedas motrices es mayor que el que genera las fuerzas resistentes.

3.4.4 Cálculo de engranajes

En este apartado se van a calcular los datos necesarios de los engranajes, como su módulo o el número de dientes. Vamos a tratar de que los engranajes tengan el menos número de dientes posibles. Para más detalles ir a la página xx de la memoria.

3.4.4.1 Cálculo de los dientes de los engranajes

Para este cálculo nos hemos basado en la norma UNE18016. Se han optado por engranajes cilíndricos con dientes helicoidales porque estos hacen más fuerza a la hora de transmitir el giro del motor. Debemos tener en cuenta que el diámetro de las ruedas no sea excesivo, ya que esto encarecería mucho la fabricación de la caja de cambios. Para que los dientes no se desgasten demasiado y no haya problemas con los engranajes se debe de cumplir las siguientes condiciones: que todas la parejas de engranajes entre sí sean del mismo módulo y que la distancia entre ejes debe de ser la misma para cada par de ruedas.

Los dientes y el ángulo de inclinación de estos esta relacionados con el módulo de los engranajes. Esta relación se puede ver claramente en la siguiente formula:

$$d = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_1{}')}{2 \cdot cos\beta_a}$$ *Fórmula 3.30*

Los dientes están relacionas con la relación de transmisión

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_1{}'} = \frac{1}{3.78} \rightarrow 3.78 \cdot Z_1 = Z_1{}'$$

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_2{}'} = \frac{1}{2.06} \rightarrow 2.06 \cdot Z_2 = Z_2{}'$$

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z_3{}'} = \frac{1}{1.35} \rightarrow 1.35 \cdot Z_3 = Z_3{}'$$

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z_4{}'} = \frac{1}{0.97} \rightarrow 0.97 \cdot Z_4 = Z_4'$$

$$i_5 = \frac{Z_5}{Z_5{}'} = \frac{1}{0.74} \rightarrow 0.74 \cdot Z_5 = Z_5{}'$$

$$i_{MA} = \frac{Z_M}{Z_M{}'} = \frac{1}{3.60} \rightarrow 3.60 \cdot Z_M = Z_M{}'$$

$$4.78 \cdot Z_1 = 3.06 \cdot Z_2 = 2.35 \cdot Z_3 = 1.97 \cdot Z_4 = 1.74 \cdot Z_5 = 4.60 \cdot Z_M$$

$$\frac{4.78 \cdot Z_1}{4.78} = \frac{3.06 \cdot Z_2}{4.78} = \frac{2.35 \cdot Z_3}{4.78} = \frac{1.97 \cdot Z_4}{4.78} = \frac{1.74 \cdot Z_5}{4.78} = \frac{4.60 \cdot Z_M}{4.78}$$

$$Z_1 < Z_M < Z_2 < Z_3 < Z_4 < Z_5$$

Sabiendo que:

$$z_{min} = \frac{12}{cos(\beta_a)^3} \geq 14 \rightarrow 14 \cdot cos(20°)^3 = 11.62 \approx 12\ dientes$$ *Fórmula 3.31*

Z_1como mínimo debe de tener 12 dientes

$$Z_1' = 3.87 \cdot Z_1 = 3.78 \cdot 12 = 45$$

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_1{}'} = \frac{45}{12} = 3.75$$

$$Z_2 = 12 = \frac{3.06 \cdot Z_2}{4.78} \rightarrow Z_2 = 18 \rightarrow Z_2' = 2.06 \cdot Z_2 = 2.06 \cdot 18 = 37$$

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_2{}'} = \frac{37}{18} = 2.055$$

$$Z_3 = 12 = \frac{2.35 \cdot Z_3}{4.78} \rightarrow Z_3 = 24 \rightarrow Z_3' = 1.35 \cdot Z_3 = 1.35 \cdot 24 = 32$$

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z_3{}'} = \frac{32}{24} = 1.33$$

$$Z_4 = 12 = \frac{1.97 \cdot Z_4}{4.78} \rightarrow Z_4 = 30 \rightarrow Z_4' = 0.97 \cdot Z_4 = 0.97 \cdot 30 = 29$$

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z_4{}'} = \frac{29}{30} = 0.966$$

$$Z_5 = 12 = \frac{1.74 \cdot Z_5}{4.78} \rightarrow Z_5 = 32 \rightarrow Z_5' = 0.74 \cdot Z_5 = 0.74 \cdot 32 = 24$$

$$i_5 = \frac{Z_5}{Z_5{}'} = \frac{24}{32} = 0.75$$

$$Z_M = 12 = \frac{4.60 \cdot Z_M}{4.78} \rightarrow Z_M = 12 \rightarrow Z_M' = 3.60 \cdot Z_M = 3.60 \cdot 13 = 43$$

$$i_{ma} = \frac{Z_M}{Z_M{}'} = \frac{43}{12} = 3.61$$

Relación de transmisión	Nº de dientes	Relación obtenida
$\boldsymbol{i_1 = 3.78}$	$Z_1 = 12$ $Z_1{}' = 45$	$i_1 = 3.75$
$\boldsymbol{i_2 = 2.06}$	$Z_2 = 18$ $Z_2{}' = 37$	$i_2 = 2.055$
$\boldsymbol{i_3 = 1.35}$	$Z_3 = 24$ $Z_3{}' = 32$	$i_3 = 1.33$
$\boldsymbol{i_4 = 0.97}$	$Z_4 = 30$ $Z_4{}' = 29$	$i_4 = 0.966$
$\boldsymbol{i_5 = 0.74}$	$Z_5 = 32$ $Z_5{}' = 24$	$i_5 = 0.75$
$\boldsymbol{i_{MA} = 3.60}$	$Z_M = 12$ $Z_M{}' = 43$ $Z_x = 16$	$i_{MA} = 3.58$

Tabla 3.2: dientes y relaciones de transmisión obtenidas

Podemos ver que los resultados no varían mucho, por lo tanto se da por válido el número de dientes de cada engranaje.

Para el cálculo de la marcha atrás hay que tener en cuenta que se usan tres ruedas, $Z_M, Z_M´\ y\ Z_X$. Esta rueda con número de dientes Z_X es necesaria para invertir el sentido del giro de la marcha y se llama rueda inversora, de lo contrario el coche no andaría marcha atrás. Esta rueda no tiene relación con el valor de la relación de transmisión. Se puede coger un valor cualquiera para los dientes, en este caso va a ser de 16.

3.4.4.2 Cálculo del ángulo beta (β_a)

El ángulo de hélice nos indica que trayectoria deben de seguir los dientes de cada engranaje para el correcto funcionamiento. Como los ejes de esta caja de cambios son paralelos el ángulo β de cada par de engranajes que estén en contacto será el mismo. Para realizar el cálculo debemos de tener en cuenta lo siguiente:

$$z_{min} = \frac{12}{\cos(\beta_a)^3} \geq 14 \rightarrow \beta_a = 18.21° = \beta_{a1} = \beta_{a1}'$$

$$\frac{12+45}{\cos(18.21°)} = \frac{18+37}{\cos(\beta_{a2})} \rightarrow \beta_{a2} = \beta_{a2}' = 23.57°$$

$$\frac{12+45}{\cos(18.21°)} = \frac{24+32}{\cos(\beta_{a3})} \rightarrow \beta_{a3} = \beta_{a3}' = 21.05°$$

$$\frac{12+45}{\cos(18.21°)} = \frac{30+29}{\cos(\beta_{a4})} \rightarrow \beta_{a4} = \beta_{a4}' = 10.5°$$

$$\frac{12+45}{\cos(18.21°)} = \frac{32+32}{\cos(\beta_{a5})} \rightarrow \beta_{a5} = \beta_{a5}' = 23.57°$$

Los engranajes de la marcha atrás al ser engranajes rectos no tienen ángulo de inclinación.

3.4.4.3 Determinación del módulo

En este apartado se va a calcular el módulo de todos los pares de engranajes. Para ello se aplicaran las fórmulas según la norma DIN tanto como para el desgaste de diente y su duración de vida. Esta norma nos plantea la siguiente ecuación:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot bd_1^2 \cdot (\cos\beta)^3}{\Psi \cdot Z^2}}$$ *Fórmula 3.32*

$$bd_1^2 = 445000 \cdot \frac{N(i \pm 1)}{K \cdot n \cdot i}$$ *Fórmula 3. 33*

Sustituyendo la ecuación 3.33 en la 3.32 se consigue la siguiente:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i \pm 1) \cdot (\cos\beta)^3}{\Psi \cdot Z^2 \cdot K \cdot n \cdot i}}$$ *Fórmula 3 34*

Dónde:

N: Es la potencia en cv

i: Es la relación de transmisión de la marcha que se estudie

β: Es el ángulo de inclinación de la hélice

K: Resistencia para una duración de servicio

n: son las revoluciones del engranaje

Ψ : Es el factor de guiado entre engranajes (tablas)

Z: Es el número de dientes

Para el cálculo de este módulo se utilizara β=20º, así según el libro Francisco Muñoz Gracia calcularemos el modulo aparente. Con este módulo calcularemos el valor real de β_a y del módulo. Empleando varias fórmulas calcularemos las distintas medidas o datos necesarios para los engranajes.

Es importante saber que el sistema de transmisión de un automóvil se diseña para aguantar unos 300.000 km más o menos. Por ello hay que fijar las horas de funcionamiento de cada marcha, ya que no todas se usan el mismo tiempo. Fijando la velocidad media del automóvil 60 km/h llegamos a la conclusión de que la transmisión tendrá una vida útil de 5000h:

$$\frac{300000\ km}{60\ {}^{km}/_{h}} = 5000h$$

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24h/día	100000-200000

Imagen 3.10: duraciones

Estas 5000h se repartirán de la siguiente manera:

1ª marcha → 200h

2ª marcha → 500h

3ª marcha → 1450h

4ª marcha → 1500h

5ª marcha → 1200h

Marcha Atrás → 150h

$$Suma = 5000h$$

Se tomará como material de las ruedas un acero 40NiCrMo7de una resistencia K=80 Kg/cm2.

Ψ se le denomina factor de forma o factor de guiado entre engranajes, es adimensional. En la siguiente tabla se muestran los valores más recomendados en función de la aplicación del engranaje, en este caso su valor es de 10:

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

Imagen 3.11: factor de guiado

Como se ha mencionado antes K tiene un valor de 80Kg/cm2, pero este valor es para una duración de servicio de 5000h. Cada marcha tiene una duración diferente de horas, por eso a este factor habrá que multiplicarlo por otro factor (φ) que tendrá diferentes valores según la duración de la marcha. En la primera tabla se muestra el valor de K según el material pero para una duración de 5000h y en la segunda se muestran los valores que puede tomar φ según las horas de servicio.

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	min
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/mm²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm²	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
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Imagen 3.12: valores de K admisible

- <u>Primera velocidad</u>

N=90CV

i=3.78

n=4000rpm

Z=12

Ψ=10

β=18.21º

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 2.984$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot (3.78 \pm 1) \cdot (\cos 18.21)^3}{10 \cdot 12^2 \cdot 80 \cdot 2.984 \cdot 4000 \cdot 3.78}} = 3.16mm$$

- <u>Segunda velocidad</u>

N=90CV

i=2.06

n=4000rpm

Z=18

Ψ=10

β=23.57º

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 2.2$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot (2.06 \pm 1) \cdot (\cos 23.57)^3}{10 \cdot 18^2 \cdot 80 \cdot 2.2 \cdot 4000 \cdot 2.06}} = 2.71\ mm$$

- <u>Tercera velocidad</u>

N=90CV

i=1.35

n=4000rpm

Z=24

Ψ=10

β=21.05º

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 1.53$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot (1.35 \pm 1) \cdot (\cos 21.05)^3}{10 \cdot 24^2 \cdot 80 \cdot 1.53 \cdot 4000 \cdot 1.35}} = 2.72mm$$

- <u>Cuarta velocidad</u>

N=90CV

i=0.97

n=4000rpm

Z=30

Ψ=10

β=10.5º

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 1.2$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot (0.97 \pm 1) \cdot (\cos 10.5)^3}{10 \cdot 30^2 \cdot 80 \cdot 0.97 \cdot 4000 \cdot 1.2}} = 2.82mm$$

- Quinta velocidad

N=90CV

i=0.74

n=4000rpm

Z=32

Ψ=10

β=21.05º

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 1.6$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot (0.74 \pm 1) \cdot (\cos 21.05)^3}{10 \cdot 32^2 \cdot 80 \cdot 0.74 \cdot 4000 \cdot 1.6}} = 2.44mm$$

- Marcha atrás

Según la norma DIN para engranajes de dientes rectos se deben emplear unas fórmulas distintas a las anteriores, ya que en los otros casos los engranajes eran helicoidales. Estas son las fórmulas que hay que emplear para el cálculo del módulo en base a duración y desgaste.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i \pm 1)}{\Psi \cdot Z^2 \cdot K \cdot n \cdot i \cdot sin\, \alpha \cdot cos\, \alpha}}$$ *Fórmula 3.35*

Donde:

N: Es la potencia en cv

i: Es la relación de transmisión de la marcha que se estudie

K: Resistencia para una duración de servicio

n: son las revoluciones del engranaje

Ψ : Es el factor de guiado entre engranajes (tablas)

Z: Es el número de dientes

α: Angulo de presión.

Al igual que en los engranajes rectos usaremos los datos proporcionados por el fabricante. En el caso de α al ser engranajes rectos su valor es de 20º. Para obtener el módulo de los engranajes de marcha atrás este cálculo habrá que hacerlo dos veces, ya que para la marcha atrás se necesitan tres engranajes. Para obtener el valor de i hay que tener en cuenta el valor de Z_x.

Para estas ruedas se tomara como valor de la resistencia K=80 Kg/cm2. Este habrá que mayorarlo por φ. Como la marcha atrás se usa de media unas 1250 horas el factor de mayoración es de 3.2. Ψ al igual que en los demás cálculos su valor será de 10.

- Por una parte:

  N=90CV

  $i = \frac{Z_X}{Z_M} = \frac{16}{12} = 1.33$

  n=4000rpm

  Z=12

  Ψ=10

  α=20º

  $K_{adm} = K \cdot \varphi = 80\ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 3.2 = 256\,{}^{kg}/_{cm^2}$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 90 \cdot (1.33 \pm 1)}{10 \cdot 12^2 \cdot 256 \cdot 4000 \cdot 1.33 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 0.36\ cm$$

- Y por otra parte:

  N=90CV

  $$\mathrm{i} = \frac{\mathrm{Z_M}'}{\mathrm{Z_X}} = \frac{43}{16} = 2.69$$

  n=4000rpm

  Z=43

  Ψ=10

  α=20º

  $$\mathrm{K_{adm}} = \mathrm{K} \cdot \varphi = 80\ ^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{cm}^2} \cdot 3.2 = 256\ ^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{cm}^2}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 90 \cdot (2.69 \pm 1)}{10 \cdot 47^2 \cdot 256 \cdot 4000 \cdot 2.69 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 0.14\ cm$$

Viendo los resultados obtenidos en todas las ruedas, se elegirá un módulo normalizado que pertenezca a la serie I de 4mm. Valido tanto como para las ruedas helicoidales como para las rectas.

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	

Tabla 3.3: Módulos nominales

3.4.4.4 Cálculo de las dimensiones de los engranajes

Como se ha dicho antes, mediante las fórmulas que hay en el libro del autor Francisco Muñoz Gracia, se calcularan todas las dimensiones de los engranajes.

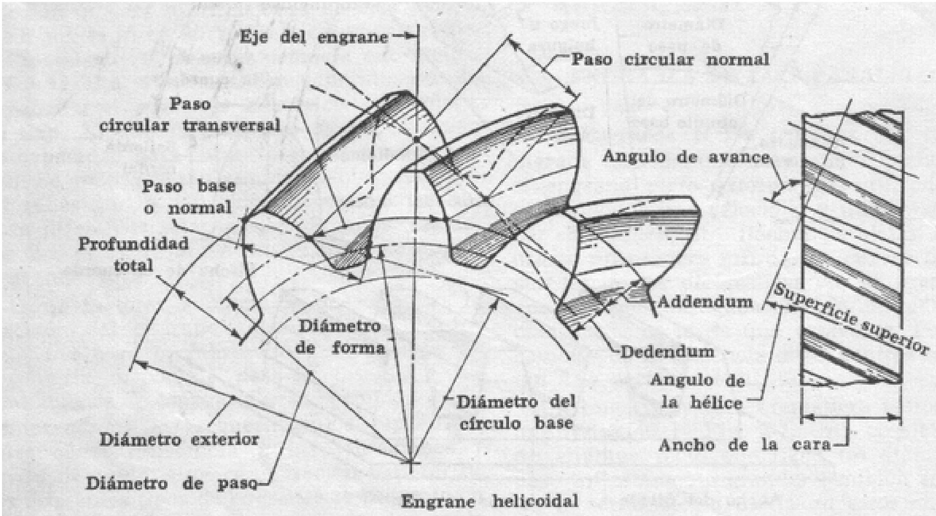


Imagen 3.13: dimensiones de un engranaje helicoidal

- Primera velocidad:

Engranaje fijo:

Numero de dientes $Z_1 = 12$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 18.21} = 4.21\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a = 18.21°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.21 = 13.22mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 18.21} \cdot 12 = 50.53mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{50.53}{2} = 25.265mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{12}{\cos 18.21} + 2\right) = 58.53mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{58.53}{2} = 29.265\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{12}{\cos 18.21} - 2.5\right) = 40.53mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{40.53}{2} = 10.265\ mm$

Engranaje loco:

Numero de dientes $Z_1{}' = 45$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = \frac{4}{\cos 18.21} = 4.21\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a{}' = 18.21°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.21 = 13.22mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 18.21} \cdot 45 = 189.5mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{189.5}{2} = 94.75\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{45}{\cos 18.21} + 2\right) = 197.5mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{197.5}{2} = 98.75\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{34}{\cos 18.21} - 2.5\right) = 179.5mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{179.5}{2} = 89.75\ mm$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + \frac{Z'}{\cos\beta_a'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{12}{\cos 18.21} + \frac{45}{\cos 18.21}\right) = 120.01mm$$

Al ser ejes paralelos $\cos\beta_a = \cos\beta_a'$

- Segunda velocidad:

Engranaje fijo:

Numero de dientes $Z_2 = 18$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 23.57} = 4.36\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a = 23.57°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.71mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 23.57} \cdot 18 = 78.55mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{78.55}{2} = 39.275\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{18}{\cos 23.57} + 2\right) = 86.55mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{86.55}{2} = 43.275\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{18}{\cos 23.57} - 2.5\right) = 68.55\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{58.11}{2} = 34.275\ mm$

Engranaje loco:

Numero de dientes $Z_2' = 37$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 23.57} = 4.36\, mm$

Angulo de presión real $\alpha_r{}' = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a{}' = 23.57°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.71mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 23.57} \cdot 37 = 161.47mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{161.47}{2} = 80.735\, mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{37}{\cos 23.57} + 2\right) = 169.47mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{169.47}{2} = 84.735\, mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{37}{\cos 23.57} - 2.5\right) = 151.47mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{151.47}{2} = 75.735\, mm$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + \frac{Z'}{\cos\beta_a{}'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{18}{\cos 23.57} + \frac{37}{\cos 23.57}\right) = 120.01mm$$

Al ser ejes paralelos $\cos\beta_a = \cos\beta_a{}'$

- <u>Tercera velocidad:</u>

<u>Engranaje fijo:</u>

Numero de dientes $Z_3 = 24$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 21.05} = 4.286\, mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a = 21.05°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.46mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 21.05} \cdot 24 = 102.86mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{102.86}{2} = 51.43\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{24}{\cos 21.05} + 2\right) = 110.86mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{110.86}{2} = 55.43\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{24}{\cos 20} - 2.5\right) = 92.86\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{92.86}{2} = 46.43\ mm$

<u>Engranaje loco:</u>

Numero de dientes $Z_3{}' = 32$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 21.05} = 4.286\ \ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r{}' = 20º$

Angulo de inclinación real $\beta_a{}' = 21.05°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.46mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 21.05} \cdot 32 = 137.15mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{137.15}{2} = 68.575\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{32}{\cos 21.05} + 2\right) = 145.15\ mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{145.15}{2} = 72.575\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{32}{\cos 21.05} - 2.5\right) = 127.15mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{127.15}{2} = 63.757\ mm$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + \frac{Z'}{\cos{\beta_a}'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{24}{\cos 21.05} + \frac{32}{\cos 21.05}\right) = 120\ mm$$

Al ser ejes paralelos $\cos\beta_a = \cos{\beta_a}'$

- Cuarta velocidad:

Engranaje fijo:

Numero de dientes $Z_4 = 30$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 10.5} = 4.07\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a = 10.5°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 12.78mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 10.5} \cdot 30 = 122.04mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{122.04}{2} = 61.02\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{30}{\cos 10.5} + 2\right) = 130.04mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{130.04}{2} = 65.02\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{30}{\cos 10.5} - 2.5\right) = 112.04\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{112.04}{2} = 56.02\ mm$

Engranaje loco:

Numero de dientes $Z_4 = 29$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = \frac{4}{\cos 10.5} = 4.07\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a{}' = 10.5°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 12.78mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 10.5} \cdot 29 = 117.98mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{117.98}{2} = 58.99\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{29}{\cos 10.5} + 2\right) = 125.98mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{125.98}{2} = 62.99\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{29}{\cos 10.5} - 2.5\right) = 107.98\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{107.98}{2} = 53.99\ mm$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + \frac{Z'}{\cos \beta_a{}'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{30}{\cos 10.5} + \frac{29}{\cos 10.5}\right) = 120mm$$

Al ser ejes paralelos $\cos\beta_a = \cos\beta_a{}'$

- Quinta velocidad:

Engranaje fijo:

Numero de dientes $Z_5 = 32$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 21.05} = 4.286\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente$\beta_a = 21.05°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.46mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 21.05} \cdot 32 = 137.15mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{137.15}{2} = 68.575\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{32}{\cos 21.05} + 2\right) = 145.15\ mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{145.15}{2} = 72.575\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{32}{\cos 21.05} - 2.5\right) = 127.15mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{127.15}{2} = 63.757\ mm$

Engranaje loco:

Numero de dientes $Z_3 = 24$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = \frac{4}{\cos 21.05} = 4.286\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a{}' = 21.05°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.46mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 21.05} \cdot 24 = 102.86mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{102.86}{2} = 51.43\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{24}{\cos 21.05} + 2\right) = 110.86mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{110.86}{2} = 55.43\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{24}{\cos 20} - 2.5\right) = 92.86\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{92.86}{2} = 46.43\ mm$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + \frac{Z'}{\cos\beta_a{}'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{24}{\cos 21.05} + \frac{32}{\cos 21.05}\right) = 120\ mm$$

Al ser ejes paralelos $\cos\beta_a = \cos\beta_a{}'$

- <u>Marcha atrás</u>

En este caso se tienen que calcular las tres ruedas que se van a usar

<u>Piñón:</u>

Numero de dientes $Z_M = 12$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Diámetro primitivo $D_P = m \cdot Z = 4 \cdot 13 = 48\ mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{52}{2} = 24\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot (z + 2) = 4 \cdot (12 + 2) = 56\ mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{56}{2} = 28\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot (z - 2.5) = 4 \cdot (12 - 2.5) = 38\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{38}{2} = 19\ mm$

<u>Rueda inversora:</u>

Numero de dientes $Z_X = 16$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Diámetro primitivo $D_P = m \cdot Z = 4 \cdot 16 = 64\ mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{64}{2} = 32\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot (z + 2) = 4 \cdot (16 + 2) = 72\ mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{72}{2} = 36\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot (z - 2.5) = 4 \cdot (16 - 2.5) = 54\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{54}{2} = 27\ mm$

<u>Rueda:</u>

Numero de dientes $Z_5' = 43$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Diámetro primitivo $D_P = m \cdot Z = 4 \cdot 43 = 172\ mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{172}{2} = 86\ mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot (z + 2) = 4 \cdot (43 + 2) = 180\ mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{180}{2} = 90\ mm$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot (z - 2.5) = 4 \cdot (43 - 2.5) = 162\ mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{196}{2} = 81\ mm$

El ancho de las ruedas viene expresado por la siguiente formula, donde los datos a introducir (factor de forma o guiado y el modulo) ya son conocidos:

$$b = \Psi \cdot m = 10 \cdot 4 = 40mm \qquad \textit{Fórmula 3.36}$$

3.4.4.5 Cálculo de los ángulos de las ruedas helicoidales

Primera marcha

$$\cos\beta_{a1} = \frac{\tan\alpha_{r1}}{\tan\alpha_{a1}} \rightarrow \tan\alpha_{a1} = \frac{\tan\alpha_{r1}}{\cos\beta_{a1}} = \frac{\tan 20}{\cos 18.21} \rightarrow \alpha_{a1} = 20.96°$$

$$\cos\alpha_{a1} = \frac{\tan\beta_{r1}}{\tan\beta_{a1}} \rightarrow \tan\beta_{r1} = \cos\alpha_{a1} \cdot \tan\beta_{a1} = \cos 20.96 \cdot \tan 18.21 \rightarrow \beta_{r1} = 17.07°$$

Segunda marcha

$$\cos\beta_{a2} = \frac{\tan\alpha_{r2}}{\tan\alpha_{a2}} \rightarrow \tan\alpha_{a2} = \frac{\tan\alpha_{r2}}{\cos\beta_{a2}} = \frac{\tan 20}{\cos 23.57} \rightarrow \alpha_{a2} = 21.66°$$

$$\cos\alpha_{a2} = \frac{\tan\beta_{r2}}{\tan\beta_{a2}} \rightarrow \tan\beta_{r2} = \cos\alpha_{a2} \cdot \tan\beta_{a2} = \cos 21.66 \cdot \tan 23.57 \rightarrow \beta_{r2} = 22.07°$$

Tercera marcha

$$\cos\beta_{a3} = \frac{\tan\alpha_{r3}}{\tan\alpha_{a3}} \rightarrow \tan\alpha_{a3} = \frac{\tan\alpha_{r3}}{\cos\beta_{a3}} = \frac{\tan 20}{\cos 21.05} \rightarrow \alpha_{a3} = 21.3°$$

$$\cos\alpha_{a3} = \frac{\tan\beta_{r3}}{\tan\beta_{a3}} \rightarrow \tan\beta_{r3} = \cos\alpha_{a3} \cdot \tan\beta_{a3} = \cos 21.3 \cdot \tan 21.05 \rightarrow \beta_{r3} = 19.73°$$

Cuarta marcha

$$\cos\beta_{a4} = \frac{\tan\alpha_{r4}}{\tan\alpha_{a4}} \rightarrow \tan\alpha_{a4} = \frac{\tan\alpha_{r4}}{\cos\beta_{a4}} = \frac{\tan 20}{\cos 10.5} \rightarrow \alpha_{a4} = 20.31°$$

$$\cos\alpha_{a4} = \frac{\tan\beta_{r4}}{\tan\beta_{a4}} \rightarrow \tan\beta_{r4} = \cos\alpha_{a4} \cdot \tan\beta_{a4} = \cos 20.31 \cdot \tan 10.5 \rightarrow \beta_{r2} = 9.86°$$

Quinta marcha

$$\cos\beta_{a5} = \frac{\tan\alpha_{r5}}{\tan\alpha_{a5}} \rightarrow \tan\alpha_{a5} = \frac{\tan\alpha_{r5}}{\cos\beta_{a5}} = \frac{\tan 20}{\cos 23.57} \rightarrow \alpha_{a5} = 21.66°$$

$$\cos\alpha_{a5} = \frac{\tan\beta_{r5}}{\tan\beta_{a5}} \rightarrow \tan\beta_{r5} = \cos\alpha_{a5} \cdot \tan\beta_{a5} = \cos 21.66 \cdot \tan 23.57 \rightarrow \beta_{r5} = 22.07$$

3.4.4.6 Relación de trasmisión del diferencial

Para la determinación de la relación de transmisión de par de reducción final partimos de la relación de transmisión calculada en el apartado anterior que se cálculo para conseguir una velocidad máxima fijada de antemano.

Conocemos la reducción teórica cuyo valor es:$r_d = 3.4483$, por tanteo tenemos que conseguir una relación que se aproxime a esta pero evitando que el número de dientes sea elevado para evitar el sobredimensionamiento de la caja. Tanteando tenemos que:

$$r_d = \frac{Z_p}{Z_c} = \frac{18}{62} = 0.29$$ *Fórmula 3. 37*

3.4.4.7 Cálculo del módulo del diferencial.

Este mecanismo se encarga de que las ruedas motrices giren a velocidades diferentes cuando se circula por una curva y está compuesto por varios tipos de engranajes: cónicos, helicoidales… Por ahora solo se analizaran el piñón y la corona. Estos engranajes son cilíndricos helicoidales, por eso se usara la fórmula3.38 que se usó para calcular el módulo de los engranajes de las marchas. Al igual que la caja de cambios, se quiere que el diferencial tenga una vida útil de 5000h. Mirando en la tabla 3.11 se puede ver que el coeficiente de mayoración es igual a 1.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i \pm 1) \cdot (\cos\beta)^3}{\Psi \cdot Z^2 \cdot K \cdot n \cdot i}}$$ *Fórmula 3.38*

N=90CV

i=3.4483

n=4000rpm

Z=18

Ψ=10

β=20°

$K_{adm} = K \cdot \varphi = 80 \ {}^{kg}/_{cm^2} \cdot 1$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 90 \cdot \pm \cdot (\cos 20)^3}{10 \cdot 18^2 \cdot 80 \cdot 4000 \cdot 3.4483}} = 3.46\, mm$$

Al igual que en las demás ruedas, se ha elegido un engranaje cilíndrico helicoidal de la serie I de 4 mm.

3.4.4.8 Dimensionamiento de las ruedas

Piñon:

Numero de dientes $Z_P = 18$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = \frac{4}{\cos 20} = 4.26 \text{ mm}$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.38mm$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 20} \cdot 18 = 76.62mm$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{76.62}{2} = 38.31mm$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{18}{\cos 20} + 2\right) = 84.62mm$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{84.62}{2} = 42.31 \text{ mm}$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{12}{\cos 20} - 2.5\right) = 66.62mm$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{66.62}{2} = 33.31 \text{ mm}$

Corona:

Numero de dientes $Z_C = 62$

Módulo normal $m_n = 4mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = \frac{4}{\cos 20} = 4.26 \text{ mm}$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20º$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a' = 20°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12.57\text{mm}$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = \pi \cdot 4.26 = 13.38\text{mm}$

Diámetro primitivo $D_P = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = \frac{4}{\cos 20} \cdot 62 = 263.92\text{ mm}$

Radio primitivo $R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{263.92}{2} = 131.96\text{ mm}$

Diámetro exterior $D_e = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2\right) = 4 \cdot \left(\frac{62}{\cos 20} + 2\right) = 271.92\text{ mm}$

Radio exterior $R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{271.92}{2} = 135.96\text{ mm}$

Diámetro interior $D_i = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2.5\right) = 4 \cdot \left(\frac{62}{\cos 20} - 2.5\right) = 253.92\text{ mm}$

Radio interior $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{253.92}{2} = 126.96\text{ mm}$

Distancia entre ejes:

Distancia entre centros de las ruedas

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + \frac{Z'}{\cos \beta_a'}\right) = \frac{4}{2} \cdot \left(\frac{18}{\cos 20} + \frac{62}{\cos 20}\right) = 170.27\text{ mm}$$

Al ser ejes paralelos $\cos \beta_a = \cos \beta_a'$

$$\cos \beta_{adif} = \frac{\tan \alpha_{rdif}}{\tan \alpha_{adif}} \rightarrow \tan \alpha_{adif} = \frac{\tan \alpha_{rdif}}{\cos\beta_{adif}} = \frac{\tan 20}{\cos 20} \rightarrow \alpha_{adif} = 21.17°$$

$$\cos \alpha_{adif} = \frac{\tan \beta_{rdif}}{\tan \beta_{adif}} \rightarrow \tan \beta_{rdif} = \cos \alpha_{adif} \cdot \tan \beta_{adif} = \cos 21.17 \cdot \tan 20 \rightarrow \beta_{rdif} = 18.75°$$

3.4.5 Fuerzas sobre los dientes

En los dientes de los engranajes actúan diferentes fuerzas. Estas fuerzas aparecen debido al contacto que hay entre los dientes. Cuando el motor gira a la revoluciones del par máximo estas fuerzas serán máximas también, es decir con T=210Nm y n=1900.

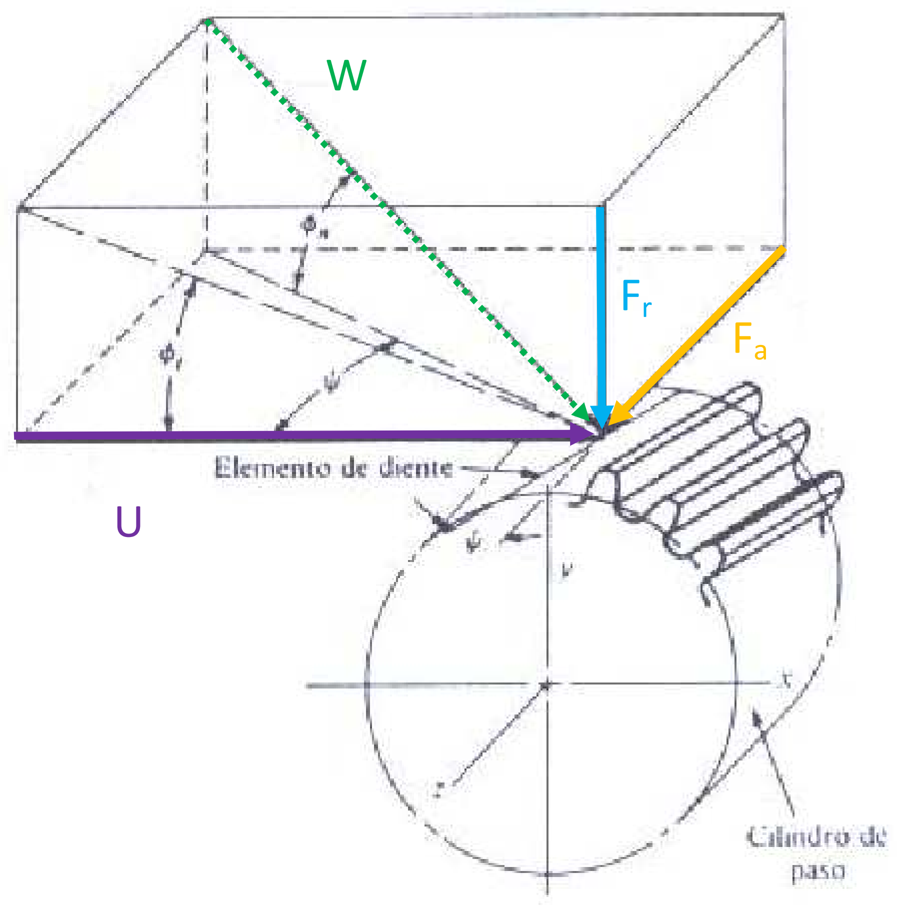


Imagen 3.14: fuerzas sobre los dientes helicoidales

En el caso de un engranaje cilíndrico helicoidal, dichas fuerzas se calculan mediante las siguientes formulas:

$$U = \frac{T}{R_p}$$ *Fórmula 3. 39*

Esta es la fuerza tangencial, y es igual a la división entre el par máximo y el radio primitivo de la rueda.

$$F_r = U \cdot tan\, \alpha_a \qquad \textit{Fórmula 3.40}$$

Esta otra es la fuerza tangencial radial, se obtiene mediante una multiplicación entre la fuerza tangencial y el tangente del ángulo de presión aparente. Por ultimo esta la fuerza axial, muy parecida a la anterior pero en este caso se usa el ángulo de inclinación aparente del diente.

$$F_a = U \cdot tan\, \beta_a \qquad \textit{Fórmula 3. 41}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_r^2 + F_a^2} \qquad \textit{Fórmula 3. 42}$$

W es la fuerza resultante de las tres fuerzas y se obtiene con la fórmula 3.42. En la imagen 3.15 aparecen dibujadas todas las fuerzas sobre el diente de un engranaje.

- Primera velocidad

$$U = \frac{210000N \cdot mm}{25.265mm} = 8311.9N$$

$$F_r = 8311.9 \cdot \tan 20.96 = 3183.98N$$

$$F_a = 8311.9 \cdot \tan 18.21 = 2734.42N$$

$$W = \sqrt{8311.9^2 + 3183.98^2 + 2734.42^2} = 9311.42N$$

- Segunda velocidad

$$U = \frac{210000N \cdot mm}{39.275mm} = 5346.91\ N$$

$$F_r = 5346.91 \cdot \tan 21.66 = 2123.47N$$

$$F_a = 5346.91 \cdot \tan 23.53 = 2328.23N$$

$$W = \sqrt{8187.13^2 + 2123.47^2 + 2328.23^2} = 8772.624N$$

- Tercera velocidad

$$U = \frac{210000N \cdot mm}{51.43mm} = 4083.21\ N$$

$$F_r = 4083.21\ \cdot \tan 21.3 = 1591.98N$$

$$F_a = 4083.21\ \cdot \tan 21.05 = 1571.5N$$

$$W = \sqrt{4083.21^2 + 1591.98^2 + 1571.5^2} = 4655.82N$$

- Cuarta velocidad

$$U = \frac{210000N \cdot mm}{61.02mm} = 3441.5\ N$$

$$F_r = 3441.5\ \cdot \tan 20.31 = 1273.73N$$

$$F_a = 3441.5 \cdot \tan 10.5 = 637.84N$$

$$W = \sqrt{3441.5\ ^2 + 1273.73^2 + 637.84^2} = 3724.67N$$

- Quinta velocidad

$$U = \frac{210000N \cdot mm}{68.575mm} = 3062.34\ N$$

$$F_r = 3062.34\ \cdot \tan 21.66 = 1216.18N$$

$$F_a = 3062.34 \cdot \tan 23.53 = 1333.45N$$

$$W = \sqrt{3062.34\ ^2 + 1216.18^2 + 1333.45^2} = 3554.6N$$

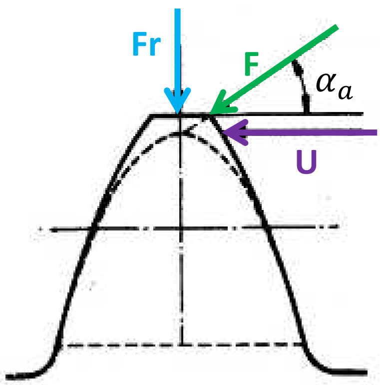
- Marcha atrás

En el caso de las ruedas de marcha atrás no hay ángulo de inclinación del diente. Al no haber dicho ángulo tampoco se creara fuerza axial en el diente. Por lo tanto estas son las fórmulas que se van a usar:

$$U = \frac{T}{R_p}$$ *Fórmula 3. 43*

$$F_r = U \cdot tan\, \alpha_a$$ *Fórmula 3. 44*

$$W = \sqrt{U^2 + F_r^2}$$ *Fórmula 3. 45*



<u>Imagen 3.15</u>: fuerzas sobre un diete recto

$$U = \frac{210000\ N \cdot mm}{24mm} = 8750\ N$$

$$F_r = 8076.92 \cdot \tan 20 = 3184.74\ N$$

$$W = \sqrt{8076.92^2 + 2939.76^2} = 859528\ N$$

3.4.6 Cálculo de las fuerzas en el diferencial

Las fuerzas que parecen en el diferencial no son siempre las mismas, varían en función de la marcha que se elegida al circular, por ellos con cada marcha se transmite un momento torsor diferente. Con los datos obtenidos hasta ahora y usando varias fórmulas obtendremos las fuerzas que aparecen en los dientes de estos engranajes. En la foto 3.17 se puede ver el engranaje corona.

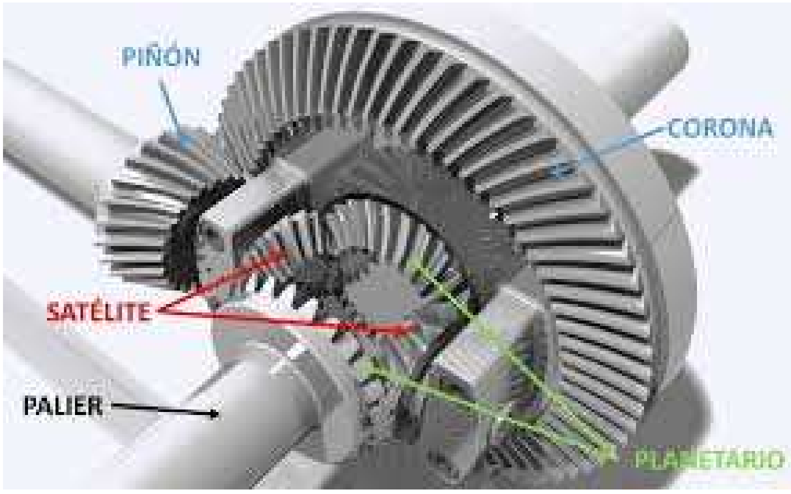


Imagen 3.16: *diferencial*

Para los cálculos se usaran las siguientes formulas y estas habrá que aplicarlas en el engranaje piñón ya que es el que está colocado en el eje secundario:

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{dif}} \quad \text{Fórmula 3.46}$$

$$F_r = U \cdot tan\, \alpha_a \quad \text{Fórmula 3.47}$$

$$F_a = U \cdot tan\, \beta_a \quad \text{Fórmula 3.48}$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{dif}}$$

Dónde:

U: fuerza tangencial

F_r= fuerza radial

F_a= fuerza axial

i_{cc}= relación de transmisión de cada marcha

T_{motor}=momento torsor generado por el motor

T_{motor}= momento torsor que parece en el diferencial

R_{PDF}= radio del diferencial obtenido en el apartado 3.4.4.8

El radio del diferencial también se puede obtener de la siguiente formula:

$$R_{PDF} = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot cos\beta_a} = \frac{4 \cdot 18}{2 \cdot cos\,20°} = 38.31\ mm$$ *Fórmula 3.49*

- Primera velocidad

$$T_{motor} = 210\ Nm$$

$$\frac{1}{3.78} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 3.78 = 793.8\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{793.8Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 20720.44\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 20720.44 \cdot \tan 21.17 = 8024.45\ Nm$$

$$F_a = U \cdot \tan\beta_a = 20720.44 \cdot \tan 20 = 7541.62\ Nm$$

$$W = \sqrt{20720.44^2 + 8024.45^2 + 7541.62^2} = 23464.96\ Nm$$

- Segunda velocidad

$$\frac{1}{2.06} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 2.06 = 432.6\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{432.6Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 11292.1\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 11292.1 \cdot \tan 21.17 = 4373.11\ Nm$$

$$F_a = U \cdot \tan\beta_a = 11292.1 \cdot \tan 20 = 4110\ Nm$$

$$W = \sqrt{11292.1^{\,2} + 4373.11^{\,2} + 4110^{\,2}} = 12787.8\ Nm$$

- Tercera velocidad

$$\frac{1}{1.35} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 1.35 = 283.5\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{283.5Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 7400.15\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 7400.15 \cdot \tan 21.17 = 2865.87\ Nm$$

$$F_a = U \cdot \tan\beta_a = 7400.15 \cdot \tan 20 = 2693.43\ Nm$$

$$W = \sqrt{7400.15^{\,2} + 2865.87^{\,2} + 2693.43^{\,2}} = 8380.33\ Nm$$

- Cuarta velocidad

$$\frac{1}{0.97} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 0.97 = 203.7\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{203.7Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 5317.15\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 5317.15 \cdot \tan 21.17 = 2059.18\ Nm$$

$$F_a = U \cdot \tan\beta_a = 5317.15 \cdot \tan 20 = 1935.28\ Nm$$

$$W = \sqrt{5317.15^{\,2} + 2059.18^{\,2} + 1935.28^{\,2}} = 6021.43\ Nm$$

- Quinta velocidad

$$\frac{1}{0.74} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 0.74 = 155.4\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{155.4Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 4056.38\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 4056.38 \cdot \tan 21.17 = 1570.92\ Nm$$

$$F_a = U \cdot \tan\beta_a = 4056.38 \cdot \tan 20 = 1476.4\ Nm$$

$$W = \sqrt{4056.38^{\ 2} + 1570.92^{\ 2} + 1476.4^{\ 2}} = 4593.67\ Nm$$

- Marcha atrás

En los engranajes rectos solo se generan dos fuerzas, la tangencial y la radial, por lo tanto la fuerza axial va a ser cero. Esto se debe de tener en cuenta por que en el diferencial también la fuerza axial será cero.

$$\frac{1}{3.60} = \frac{210}{T_{dif}} \rightarrow T_{dif} = T_{motor} \cdot i_{cc} = 210 \cdot 3.60 = 756\ Nm$$

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{PDF}} = \frac{756Nm \cdot \frac{1000mm}{1m}}{38.31mm} = 19733.75\ Nm$$

$$F_r = U \cdot \tan\alpha_a = 19733.75 \cdot \tan 21.17 = 7642.33\ Nm$$

$$W = \sqrt{19733.75^{\ 2} + 7642.33^{\ 2}} = 21161.9\ Nm$$

3.4.7 Cálculo de los ejes.

En este apartado se calcularan los diámetros del eje primario y secundario. Los ejes tienen que aguantar las fuerzas producidas por los engranajes por ello deben de tener un diámetro en concreto dependiendo de las fuerzas para que no se produzca el fallo a fatiga. Para ello se usara el método ASME ya que sus cálculos son rápidos y sencillos. La fórmula del código ASME es la siguiente**:**

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \qquad \textit{Fórmula 3.50}$$

Dónde:

r= es el radio mínimo que debe de tener el eje

CS=coeficiente de seguridad

σ_{yp}= Tensión de fluencia del acero 40NiCrMo7

J=momento elástico, se puede expresar de la siguiente manera:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 \qquad \textit{Fórmula 3.51}$$

C_m= coeficiente para fatiga e impacto para el momento flector

C_t= coeficiente para fatiga e impacto para el momento torsor

M= momento flector

T= momento torsor

Para los engranajes se ha utilizado un acero 40NiCrMo7, muy utilizado para piezas y herramientas sometidas a grandes exigencias. Se usa para cigüeñales, piñones, arboles de transmisión…

Propiedades mecánicas	
	Bonificado
Resistencia a la tracción	95 - 105 kgf/mm²
Límite de fluencia	60 - 74 kgf/mm²
Dureza (HB)	280 - 340
Elongación	10 - 18 %

Imagen 3.17: propiedades mecánicas del acero 40NiCrMo7

De la imagen 3.18 se puede obtener el dato σ_{yp}, que es de 74 kg/mm^2. Este dato debe de pasarse a MPa.

$$\sigma_{yp} = \frac{74\,kg}{mm^2} \cdot \frac{1000mm^2}{1m^2} \cdot \frac{9.81\,N}{1\,kg} = 725940000Pa = 725.94MPa$$

De la tabla 3.4 se pueden obtener los datos para los coeficientes de fatiga e impacto de los momentos torsor y flector. Al ser un eje giratorio con cargas aplicadas gradualmente sus valores serán los siguientes:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, solo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Cargas aplicadas repentinamente, grandes impactos.	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 3.4: valor de los factores

3.4.7.1 Eje primario

Primero se va a calcular el eje primario, cada marcha genera diferentes fuerzas y cada engranaje está colocado a una distancia de los apoyos, por eso el diámetro del eje tendrá valores diferentes. Lo primero es saber la disposición de los elementos. A continuación se calculara el diámetro mínimo que debe tener el eje para cada marcha. Los momentos se han calculado a mano y se han comprobado mediante el programa GIM. Los gráficos e imágenes se han obtenido también con el programa GIM

- Primera velocidad

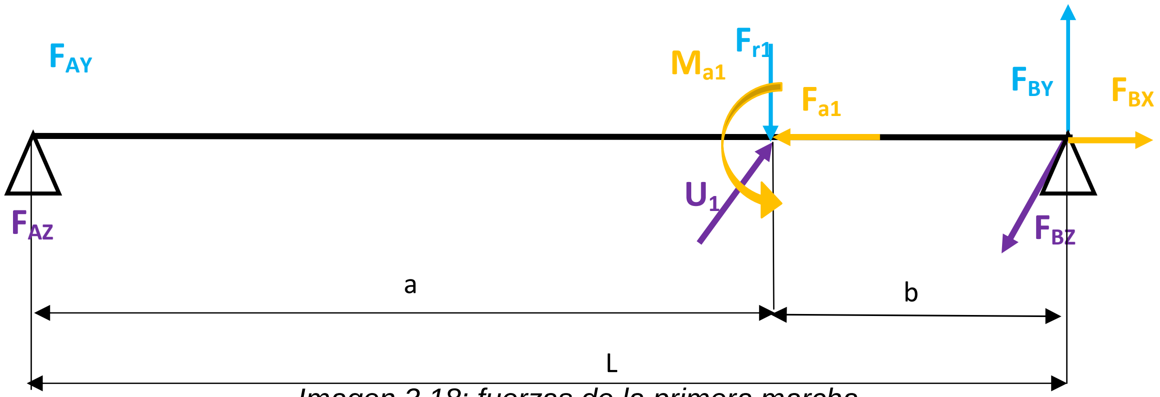


Imagen 3.18: fuerzas de la primera marcha

L=400mm

a=295mm

b=105mm

$U = 8311.9N$

$F_r = 3183.98N$

$F_a = 2734.42N$

$R_P = 25.265mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 2734.42N \cdot 25.265mm = 69085.12Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios y calculamos los momentos:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{BX} = F_a = 2734.42N$$

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + M_a + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 69085.12Nmm + 3183.98N \cdot 105mm = 0$$

$$F_{AY} = 1008.51N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$1008.51 + F_{BY} - 3183.98 = 0$$

$$F_{BY} = 2175.47N$$

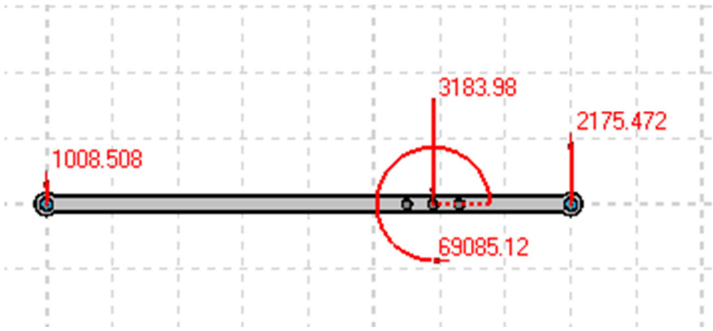


Imagen 3.19: reacciones del eje y

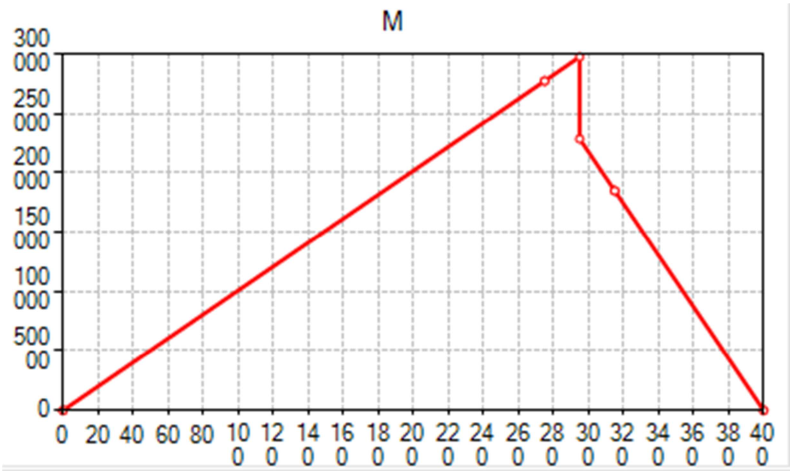


Gráfico 3.2: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 277339.57\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AZ} \cdot 400mm - 8311.9N \cdot 105mm = 0$$

$$F_{AZ} = 2181.87N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$2181.87 + F_{BZ} - 8311.9 = 0$$

$$F_{BZ} = 6130.03\ N$$

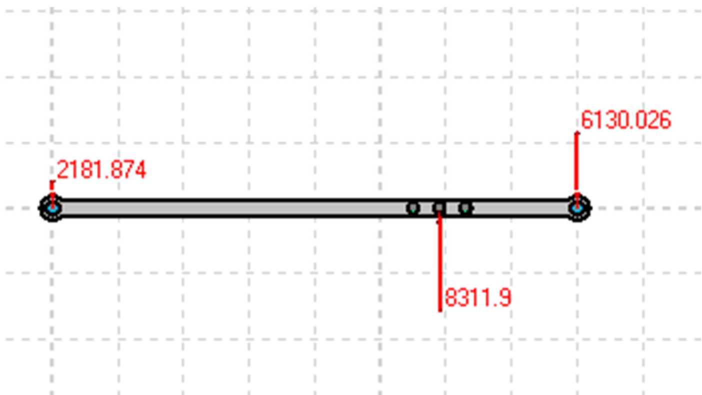


Imagen 3.20: reacciones en el eje z

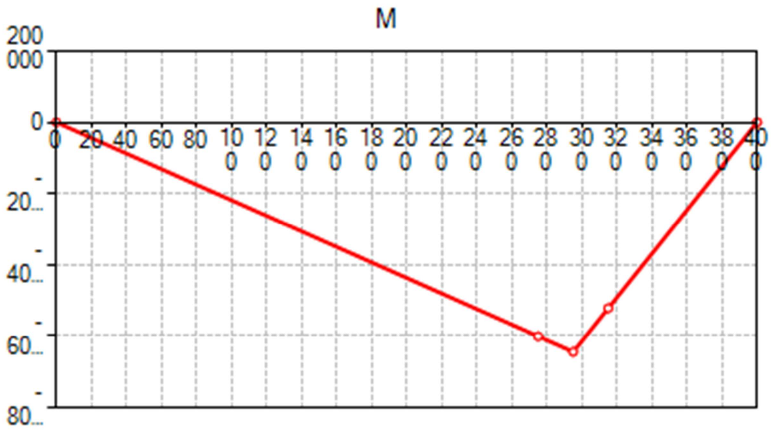


Gráfico 3.3: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 600015.3\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{277339.57^2 + 600015.3^2} = 661011.04\ Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 8311.9N \cdot 25.265mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 661011.04)^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 15.26mm \rightarrow ø \geq 30.52mm$$

La sección del eje donde este colocada la rueda de la primera marcha tiene que tener un diámetro más grande del valor calculado, de esta manera no se dará el fallo. Sabiendo esto, se escogerá un diámetro nominal del catálogo "Ejes Ina".

- Segunda velocidad

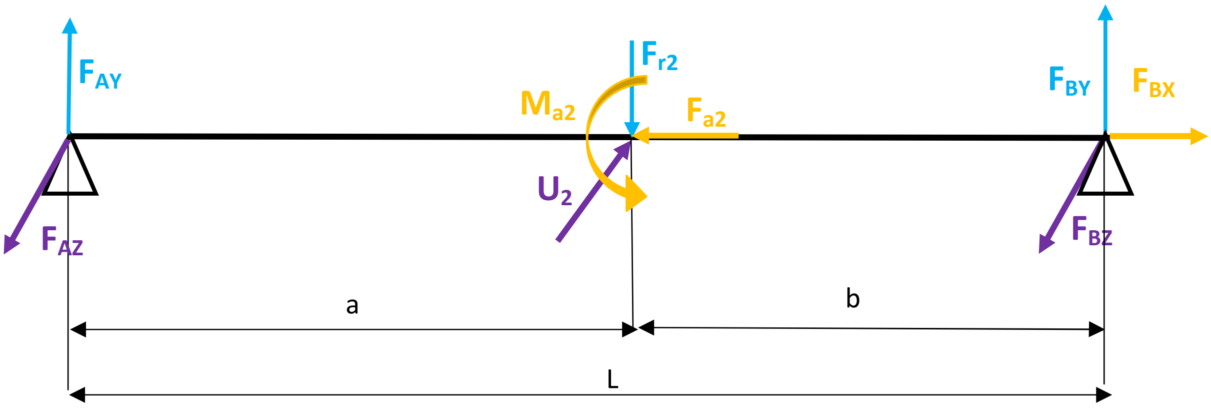


Imagen 3.21: fuerzas de la segunda marcha

L=400mm

a=230mm

b=170mm

$U = 5346.91N$

$F_r = 2123.47N$

$F_a = 2328.23N$

$R_P = 39.275mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 2328.23N \cdot 39.275mm = 91429.6Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{BX} = F_a = 2328.23N$$

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + M_a + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 91429.6Nmm + 2123.47N \cdot 170mm = 0$$

$$F_{AY} = 1131.05N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$1131.05 + F_{BY} - 2123.47 = 0$$

$$F_{BY} = 992.42N$$

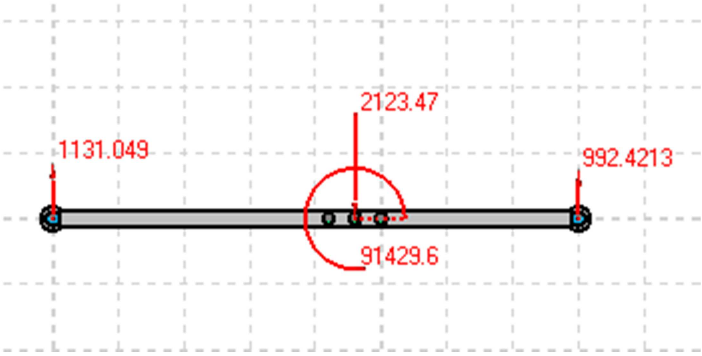


Imagen 3.22: reacciones en el eje y

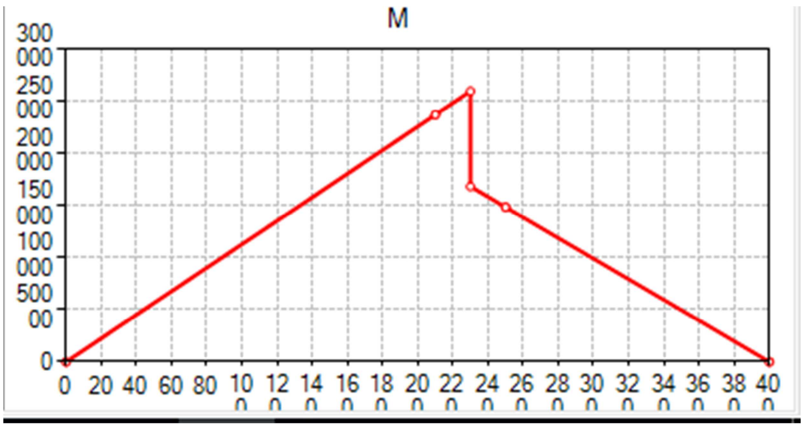


Gráfico 3.4:momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 237520.24\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AY} \cdot 400mm - 5346.91N \cdot 170mm = 0$$

$$F_{AZ} = 2272.44N$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$2272.44 + F_{BZ} - 5346.91 = 0$$

$$F_{BZ} = 3074.47\ N$$

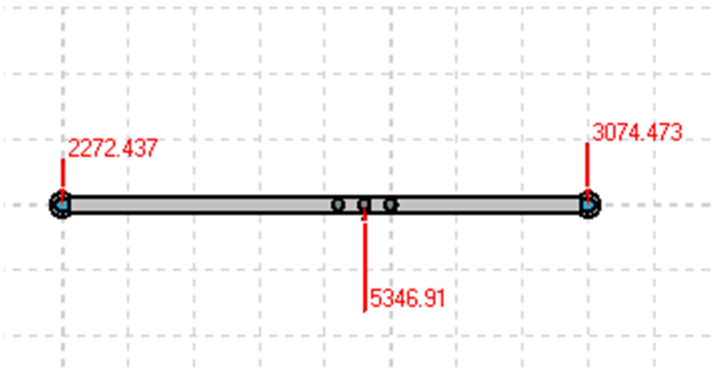


Imagen 3.23: reacciones en el eje z

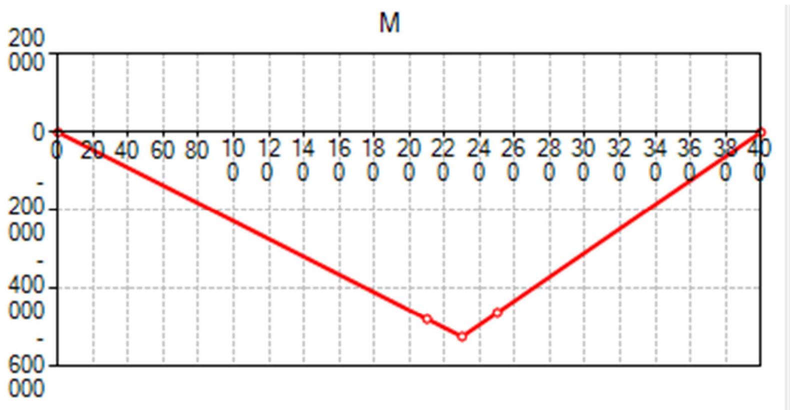


Gráfico 3.5: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 477211.72\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{237520.24^2 + 477211.72^2} = 533054.3\ Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 5346.9 \cdot 39.27mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 533054.3)^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 14.26mm \rightarrow ø \geq 28.52mm$$

28.52 mm será el diámetro mínimo para esta sección. Con este dato podemos elegir un diámetro nominal para esta sección del eje primario.

- Tercera velocidad

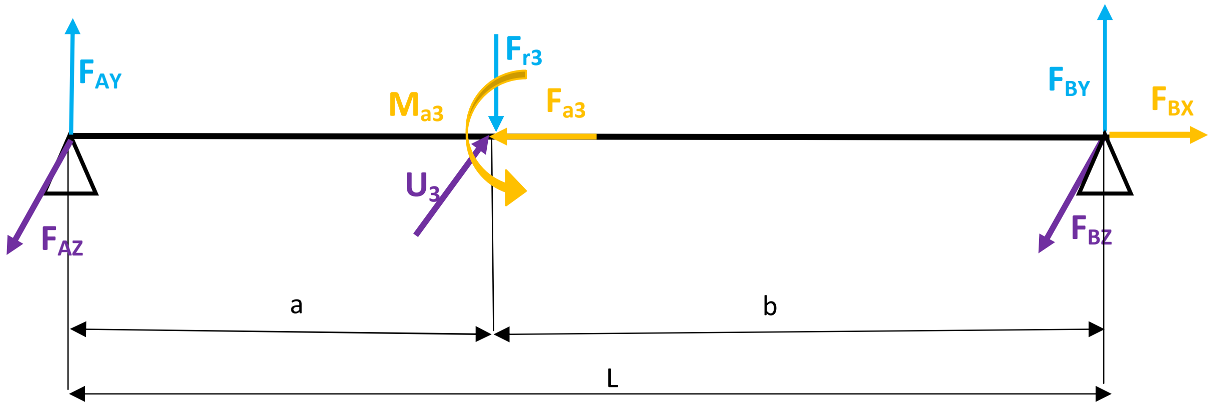


Imagen 3.24: fuerzas de la tercera marcha

L=400mm

a=225mm

b=175mm

$U = 4083.21N$

$F_r = 1591.98N$

$F_a = 1571.5N$

$R_P = 51.43mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 1571.5N \cdot 51.43mm = 80822.25Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{BX} = F_a = 1571.5N$$

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + M_a + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 80822.25Nmm + 1591.98N \cdot 225mm = 0$$

$$F_{AY} = 1097.54N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$1097.54 + F_{BY} - 1591.98 = 0$$

$$F_{BY} = 494.44N$$

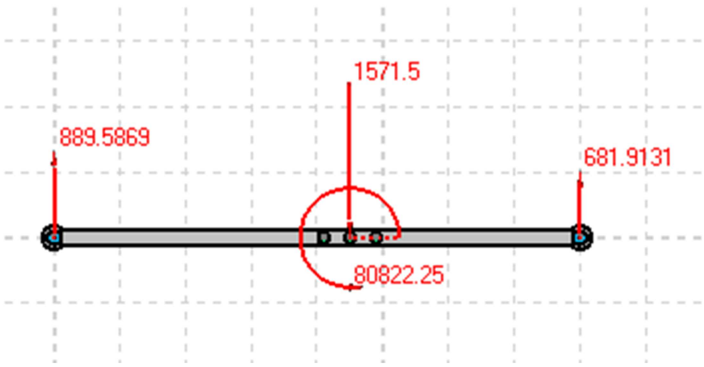


Imagen 3.25: reacciones en el eje y

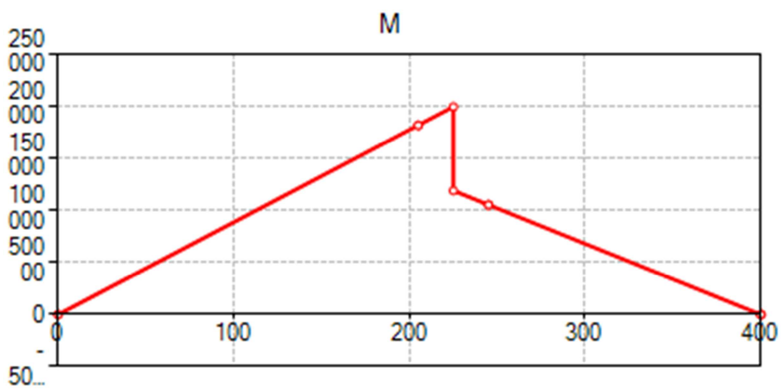


Gráfico 3.6: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 182365.31\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AY} \cdot 400mm - 4083.21N \cdot 225mm = 0$$

$$F_{AZ} = 2296.81N$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$2296.81 + F_{BZ} - 4083.21 = 0$$

$$F_{BZ} = 1786.4\ N$$

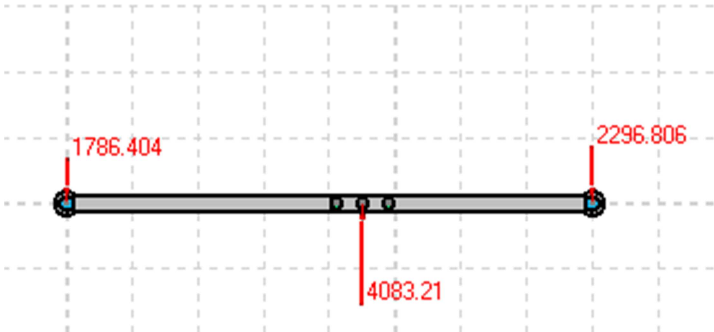


Imagen 3.26: reacciones en el eje z

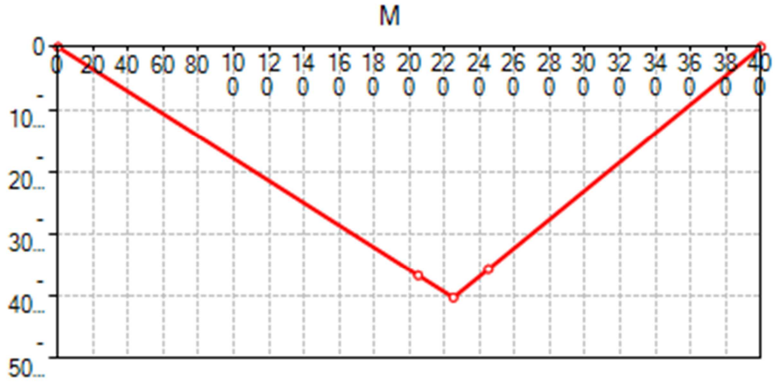


Gráfico 3.7: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 366212.9\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{182365.31^2 + 366212.9^2} = 406107.56\ Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 4083.21N \cdot 51.43mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 406107.56\ )^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 13.12mm \rightarrow ø \geq 26.24mm$$

26.24 es el diámetro mínimo que debe de tener esta sección para que no se el fallo.

- Cuarta velocidad

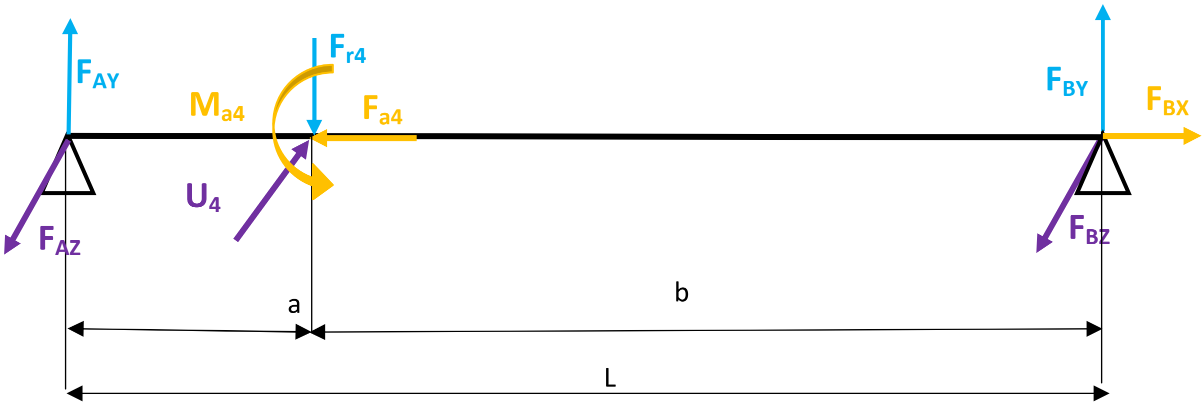


Imagen 3.27: fuerzas de la cuarta marcha

L=400mm

a=95mm

b=305mm

$U = 3441.5N$

$F_r = 1273.73N$

$F_a = 637.84N$

$R_P = 61.02mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 637.84N \cdot 61.02mm = 38920.99Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{BX} = F_a = 637.84N$$

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + M_a + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 38920.99Nmm + 1273.73N \cdot 305mm = 0$$

$$F_{AY} = 1068.52N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$1068.52 + F_{BY} - 1273.73 = 0$$

$$F_{BY} = 205.51N$$

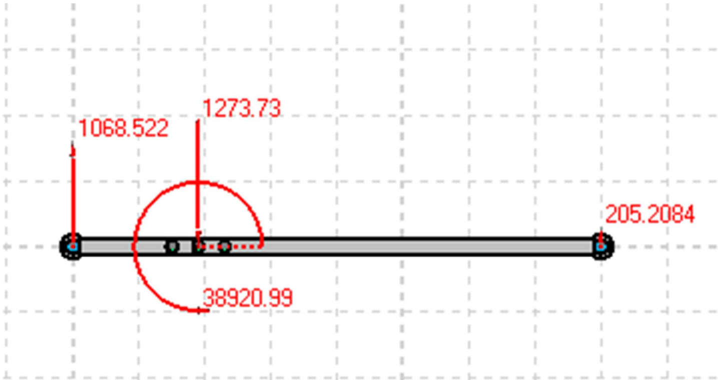


Imagen 3.28: reacciones en el eje y

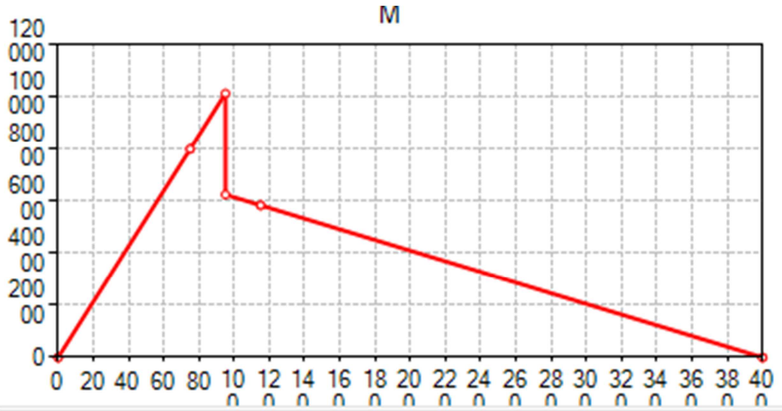


Gráfico 3.8 momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 80139.12\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AY} \cdot 400mm - 3441.5N \cdot 305mm = 0$$

$$F_{AZ} = 2624.14N$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$2624.14 + F_{BZ} - 3441.5 = 0$$

$$F_{BZ} = 817.36\ N$$

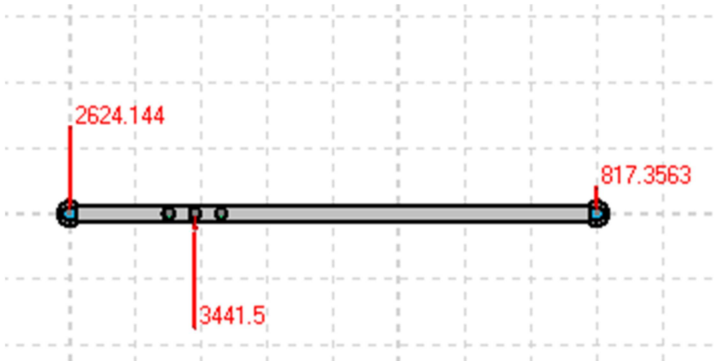


Imagen 3.29: reacciones en el eje z

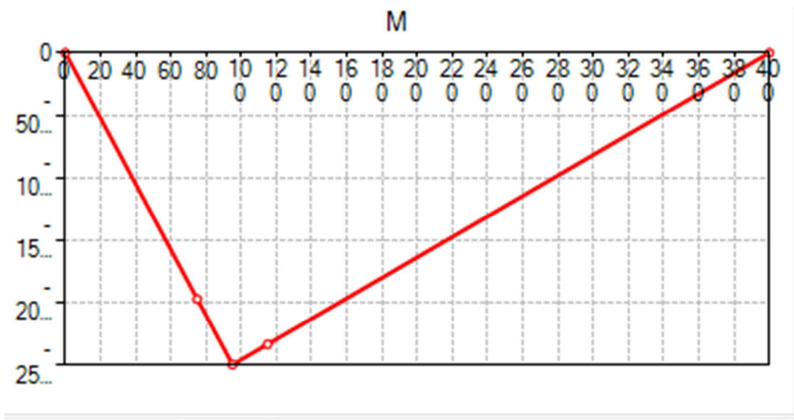


Gráfico 3.9: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 232946.62\ Nmm$$

Los momentos máximos se dan en diferentes secciones, por lo que analizarán las dos.

El momento flector total será de:

$$M_{T1} = \sqrt{80139.12^2 + 196810.78^2} = 212501.2\ Nmm$$

$$M_{T2} = \sqrt{58484.4^2 + 232946.65^2} = 240176.11\ Nmm$$

La sección 2 es más crítica.

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 3441.5N \cdot 61.02mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 240176.11)^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 11.8mm \rightarrow ø \geq 23.6mm$$

El diámetro mínimo para esta sección debe de ser de 23.6 mm para que el eje no se rompa.

- Quinta velocidad

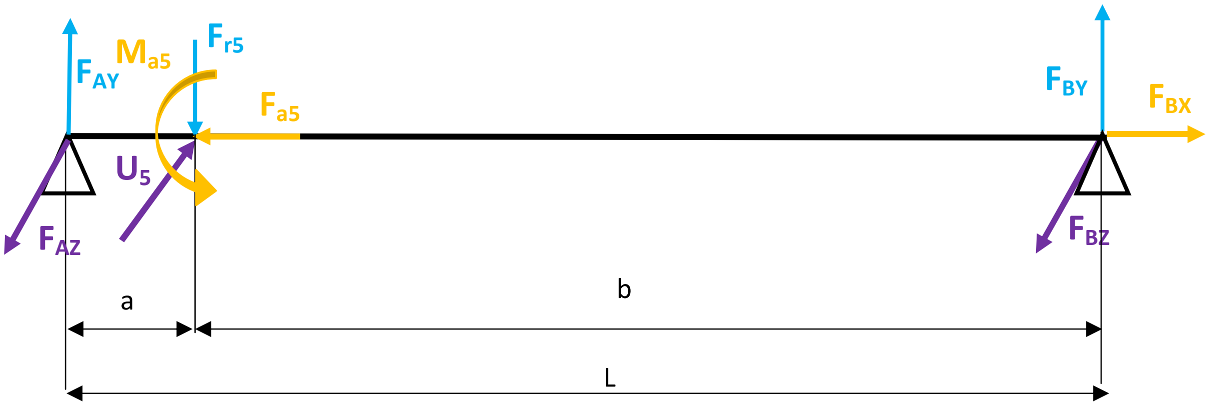


Imagen 3.30: fuerzas de la quinta marcha

L=400mm

a=40mm

b=360mm

$U = 3062.34N$

$F_r = 1216.18N$

$F_a = 1333.45N$

$R_P = 68.575mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 1333.45N \cdot 68.575mm = 91441.33Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{BX} = F_a = 1333.45N$$

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + M_a + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 91441.33Nmm + 1216.18N \cdot 360mm = 0$$

$$F_{AY} = 1323.16N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$1323.16 + F_{BY} - 1216.18 = 0$$

$$F_{BY} = -106.98N$$

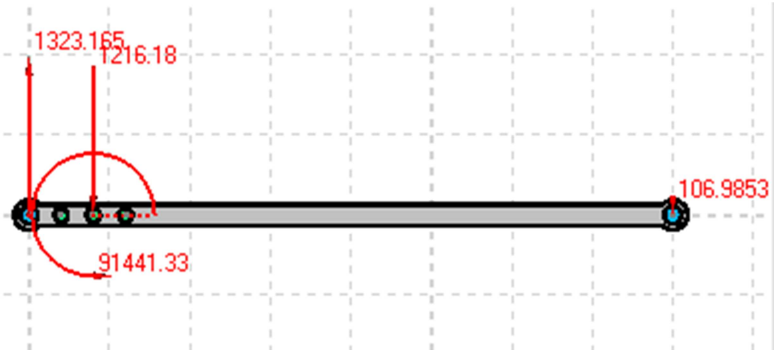


Imagen 3.31: reacciones en el eje y

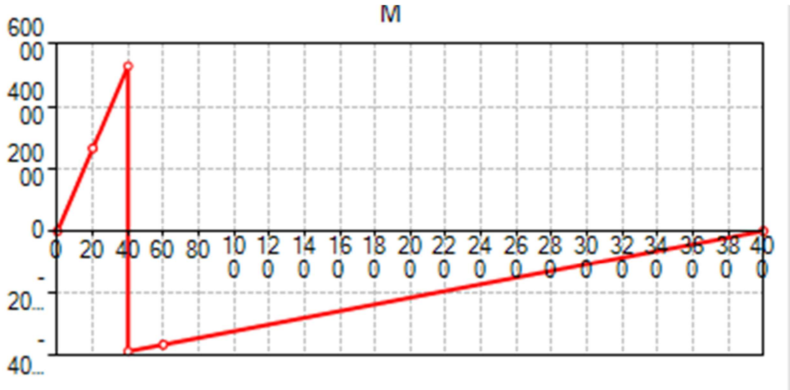


Gráfico 3 10: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 36375.01\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AY} \cdot 400mm - 3062.34N \cdot 360mm = 0$$

$$F_{AZ} = 2756.11N$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$2756.11 + F_{BZ} - 3062.34 = 0$$

$$F_{BZ} = 306.19\ N$$

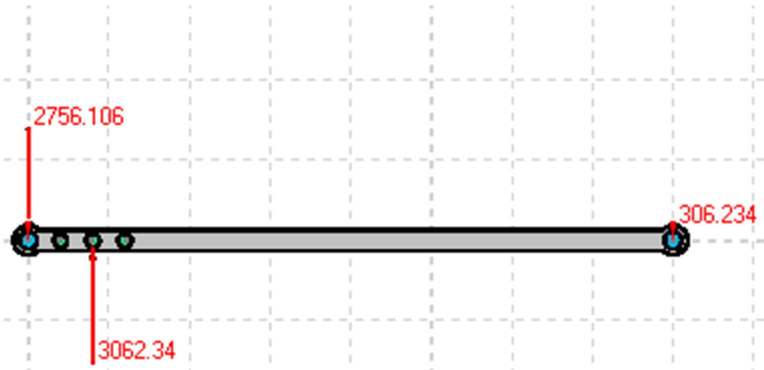


Imagen 3.32: reacciones en el eje z

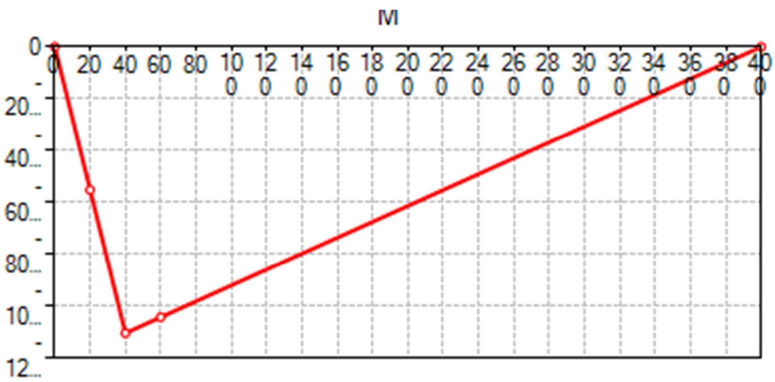


Gráfico 3.11:momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 104119.56\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{36375.01^2 + 104119.56^2} = 110290.63\ Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 3062.34N \cdot 68.575mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 110290.63)^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 9.8mm \rightarrow ø \geq 19.6mm$$

El diámetro de esta sección como mínimo debe de tener 19.6 mm, pero como este tamaño de diámetro no existe se debe elegir uno nominal.

- Marcha atrás

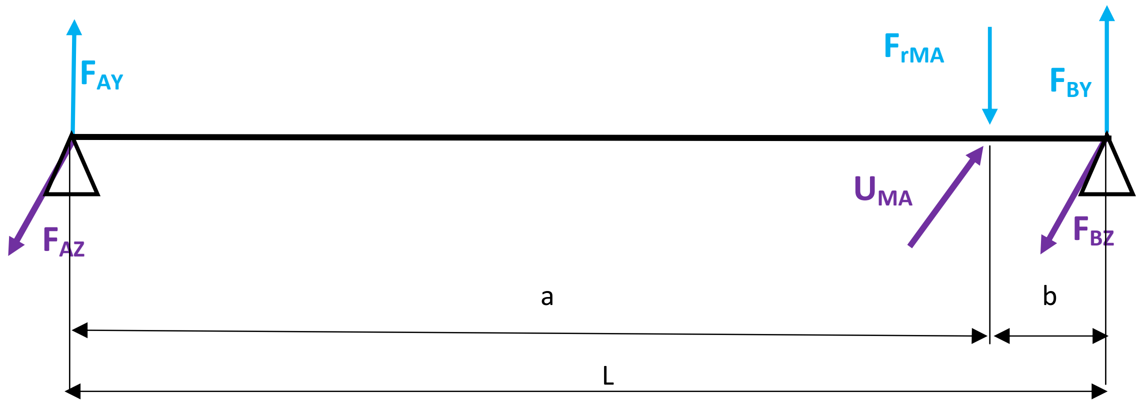


Imagen 3.33: fuerzas de la marcha atrás

L=400mm

a=360mm

b=40mm

$U = 8750N$

$F_r = 3184.74N$

$F_a = 0N$

$R_P = 24mm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje Y:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{AY} \cdot L + F_r \cdot b = 0$$

$$-F_{AY} \cdot 400mm + 3184.74N \cdot 40mm = 0$$

$$F_{AY} = 318.47N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$318.47 + F_{BY} - 3184.74 = 0$$

$$F_{BY} = 2866.27N$$

Imagen 3.34: reacciones en el eje y

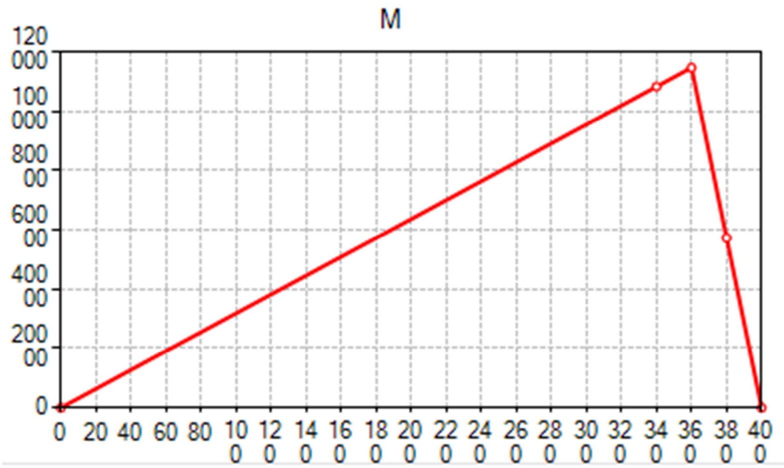


Gráfico 3.12: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 108232.8\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{AZ} \cdot a - U \cdot b = 0$$

$$F_{AY} \cdot 400mm - 8750N \cdot 40mm = 0$$

$$F_{AZ} = 875N$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} - U = 0$$

$$875 + F_{BY} - 8750 = 0$$

$$F_{BY} = 7875\ N$$

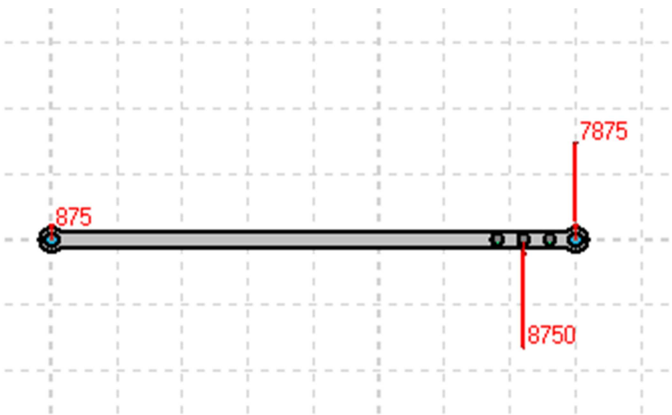


Imagen 3.35: reacciones en el eje z

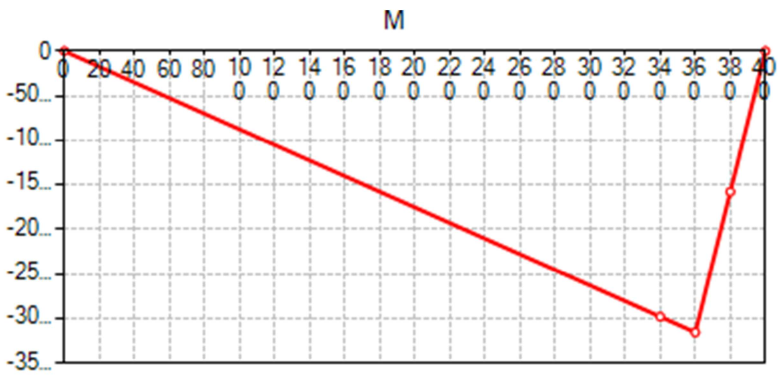


Gráfico 3.13: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 297500\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{108281.16^2 + 297500^2} = 316592.9Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 8750N \cdot 24mm = 210000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 316592.9)^2 + (1 \cdot 210000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 12.22\ mm \rightarrow ø \geq 24.44\ mm$$

La sección donde se encuentra la rueda de la marcha atrás debe de tener un diámetro igual o superior a 24.44 mm.

3.4.7.2 Eje secundario

Al igual que se ha calculado el eje primario también es necesario calcular el eje secundario, en el cada marcha generara una fuerza. También habrá que tener en cuenta las fuerzas que se generan en el diferencial dependiendo de la marcha. La disposición de los elementos en el eje secundario será de la siguiente manera

A continuación se va a calcular el diámetro mínimo que debe tener el eje para cada marcha:

- Primera velocidad

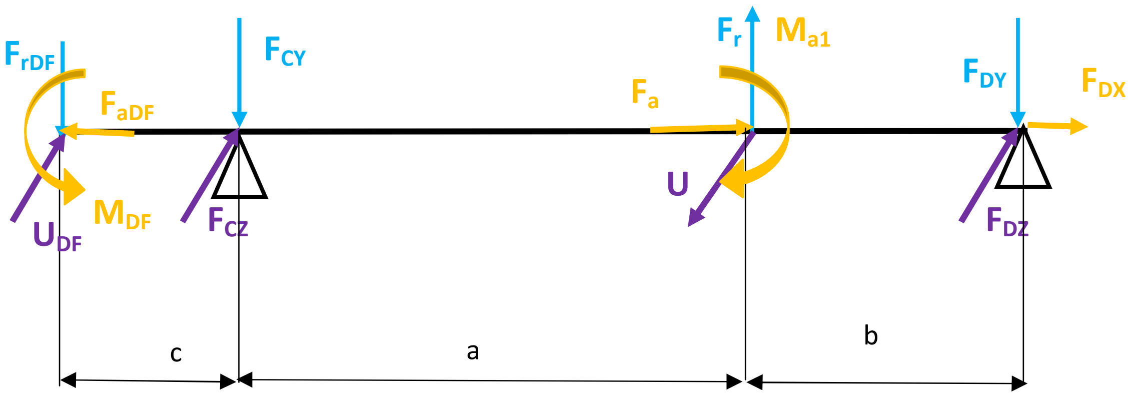


Imagen 3.36: fuerzas dela primera marcha

L=450mm

a=295mm

b=105mm

c=50mm

$U = 8311.9N$ $U_{DF} = 20720.44N$

$F_r = 3183.98N$ $F_{rDF} = 8024.45N$

$F_a = 2734.42N$ $F_{aDF} = 7541.62N$

$R_P = 94.75\ mm$ $R_{PDF} = 38.31\ mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 2734.42N \cdot 94.75mm = 259086.3Nmm$

$M_{aDF} = F_{aDF} \cdot R_{PDF} = 7541.62N \cdot 38.31mm = 288919.46Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_a - F_{aDF} + F_{DX} = 0$$

$$2734.42 - 7541.62 + F_{DX} = 0$$

$$F_{DX} = 4807.2N$$

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{rDF} \cdot L + F_{CY} \cdot (a+b) + M_a - M_{aDF} - F_r \cdot b = 0$$

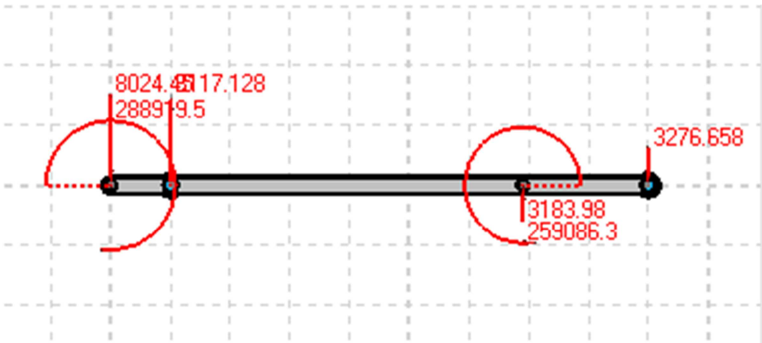
$$8024.45 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm + 259086.3Nmm - 288919.46 - 3183.98N \cdot 105mm = 0$$

$$F_{CY} = -8117.13N$$

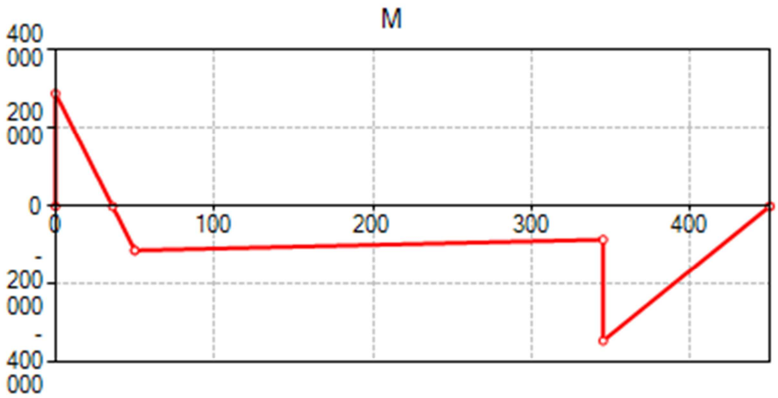
$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-8024.45 - (-8117.13) - F_{DY} + 3183.98 = 0$$

$$F_{DY} = 3091.3N$$



<u>Imagen 3.37</u>: reacciones en el eje y



<u>Gráfico 3.14:</u> momentos en el eje y

$$M_{max,y} = -344048.74\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a+b) + U \cdot b = 0$$

$$-20720.44 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 8311.9N \cdot 105mm = 0$$

$$F_{CZ} = -21128.62N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$20720.44 + (-21128.62) + F_{DZ} - 8311.9 = 0$$

$$F_{DZ} = 8720.08\ N$$

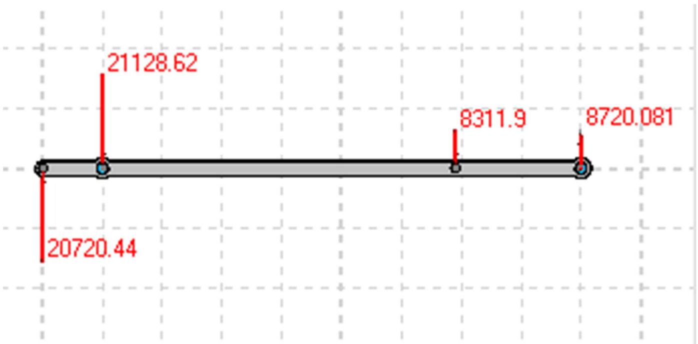


Imagen 3.38: reacciones en el eje z

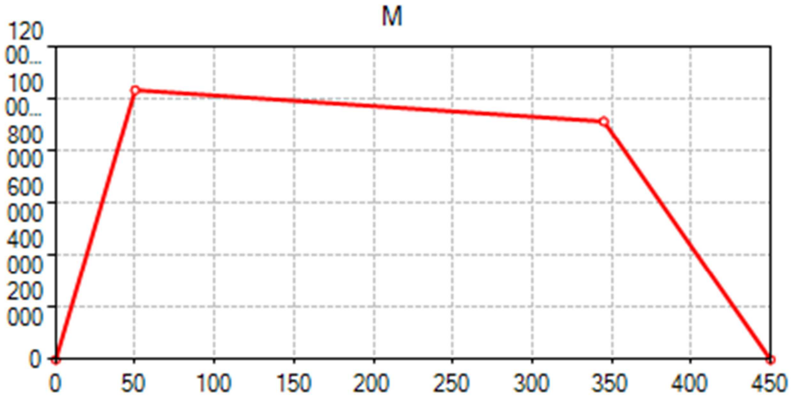


Gráfico 3.15: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 1036022\ Nmm$$

En este caso los momentos máximos en cada eje son en secciones diferentes por lo que habrá que analizar las dos secciones y usar la que tenga el momento total más alto.

$$M_{T1} = \sqrt{344048.74^2 + 1036022^2} = 1091655.22Nmm$$

$$M_{T1} = \sqrt{112303.04^2 + 915608.9^2} = 9222470.4Nmm$$

Se usara el momento flector 1.

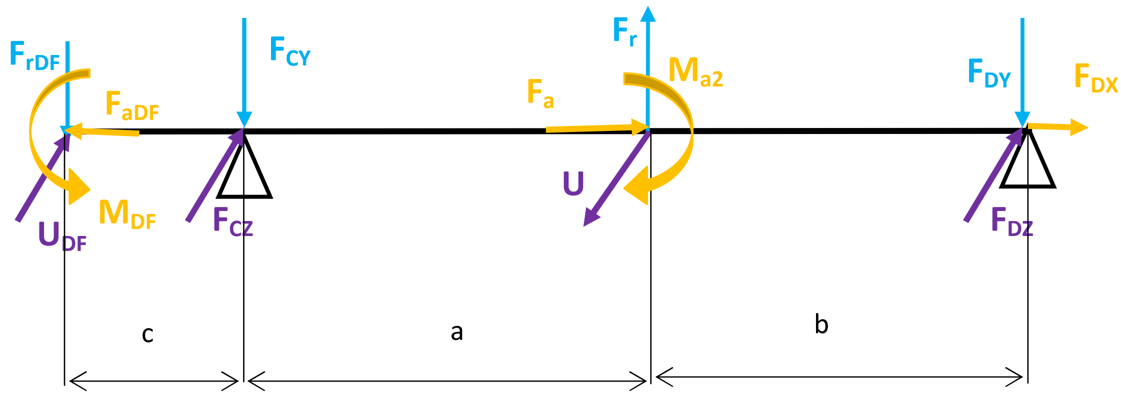
El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 8311.9N \cdot 94.75mm = 787552.53Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 1091655.22)^2 + (1 \cdot 787552.53)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 18.5mm \rightarrow ø \geq 37mm$$

- Segunda velocidad



<u>Imagen 3.39</u>: fuerzas de la segunda marcha

L=450mm

a=230mm

b=170mm

c=50mm

$U = 5346.9N$ $U_{DF} = 11292.1N$

$F_r = 2123.47N$ $F_{rDF} = 4373.11N$

$F_a = 2328.23N$ $F_{aDF} = 4110N$

$R_P = 80.735\ mm$ $R_{PDF} = 38.31\ mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 2328.23N \cdot 80.735mm = 187969.65Nmm$

$M_{aDF} = F_{aDF} \cdot R_{PDF} = 4110N \cdot 38.31mm = 157454.1Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_a - F_{aDF} + F_{DX} = 0$$

$$4110 - 2328.23 + F_{DX} = 0$$

$$F_{DX} = 1781.77N$$

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{rDF} \cdot L + F_{CY} \cdot (a+b) + M_a - M_{aDF} - F_r \cdot b = 0$$

$$4373.11 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm + 187969.65 - 157454.1 - 2123.47N \cdot 170mm = 0$$

$$F_{CY} = -4093.54N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-4373.11 - (-4093.54) - F_{DY} + 2123.47 = 0$$

$$F_{DY} = 2403.04N$$

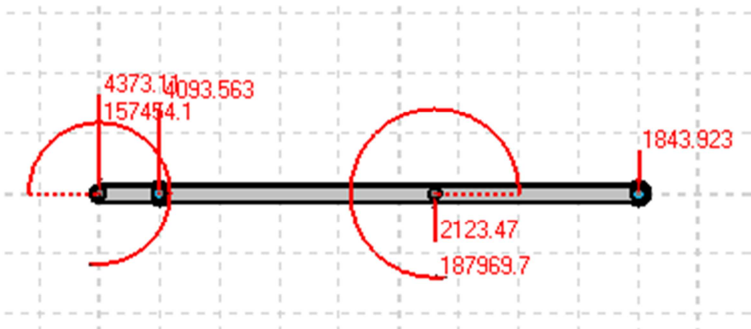


Imagen 3.40: reacciones en el eje y

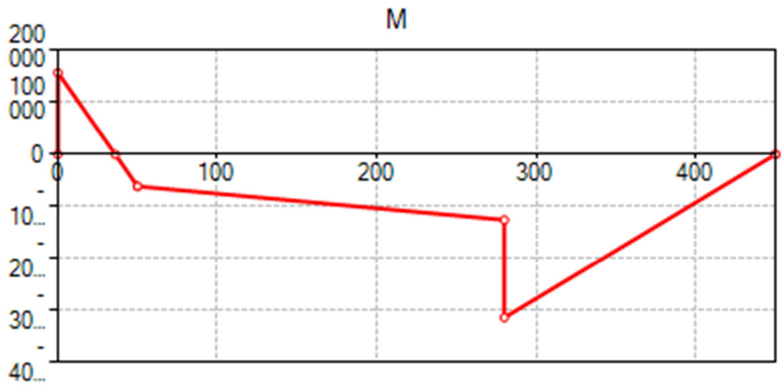


Gráfico 3.16: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = -313472.15\ Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a + b) + U \cdot b = 0$$

$$-11292.1 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 5346.9N \cdot 170mm = 0$$

$$F_{CZ} = -10431.18N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$11292.1 + (-10431.18) + F_{DZ} - 5346.9 = 0$$

$$F_{DZ} = 4485.98\ N$$

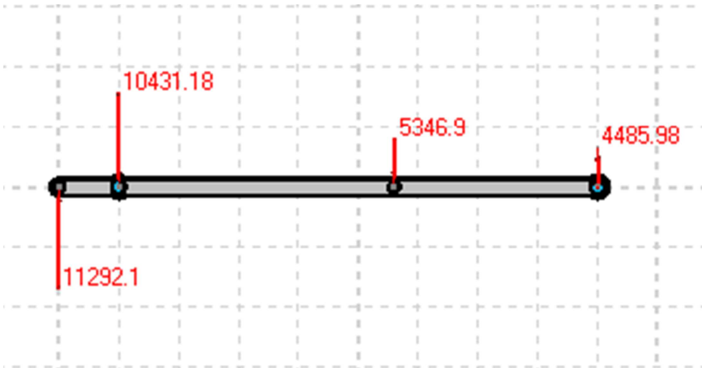


Imagen 3.41: reacciones en el eje y

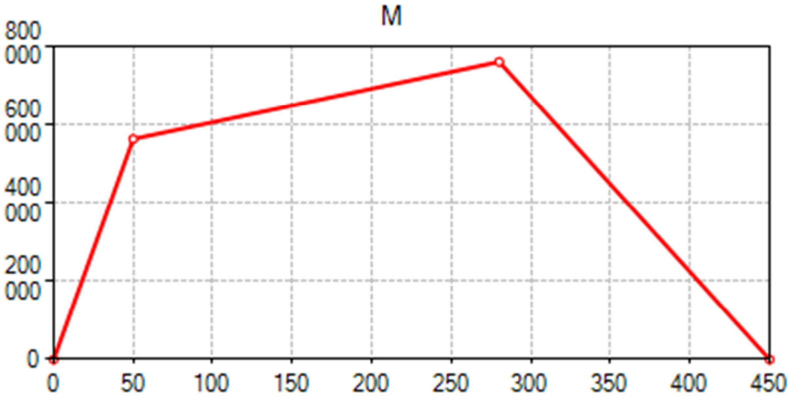


Gráfico 3.17: momentos en el eje y

$$M_{max,z} = 762616.6\ Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{313472.15^2 + 762616.6^2} = 824529.5Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 5346.9N \cdot 80.735mm = 431682Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 824529.5)^2 + (1 \cdot 431682)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 16.6mm \rightarrow ø \geq 33.2mm$$

- Tercera velocidad

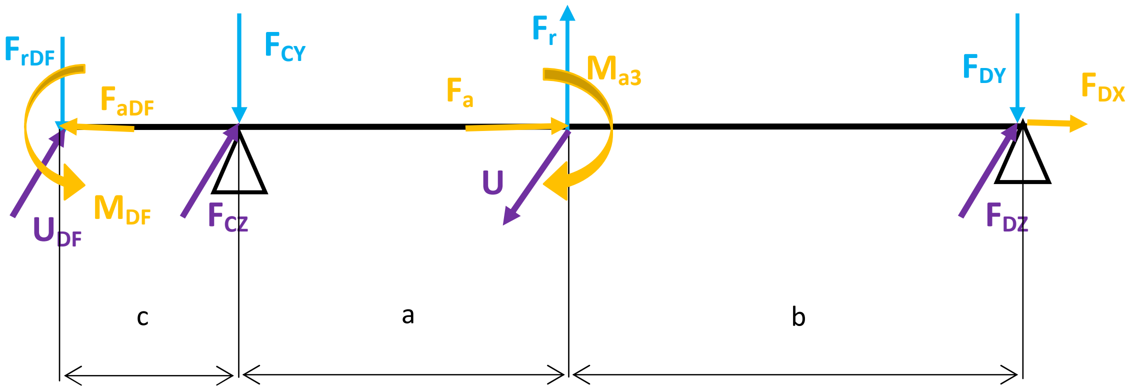


Imagen 3.42: fuerzas de la tercera marcha

L=450mm

a=175mm

b=225mm

c=50mm

$U = 4083.21N$ $\quad$ $U_{DF} = 7400.15N$

$F_r = 1591.98N$ $\quad$ $F_{rDF} = 2865.87N$

$F_a = 1571.5N$ $\quad$ $F_{aDF} = 2693.43N$

$R_P = 68.575\ mm$ $\quad$ $R_{PDF} = 38.31\ mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 1571.5N \cdot 68.575mm = 107765.61Nmm$

$M_{aDF} = F_{aDF} \cdot R_{PDF} = 2693.43N \cdot 38.31mm = 103185.3Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_a - F_{aDF} + F_{DX} = 0$$

$$1571.5 - 2693.43 + F_{DX} = 0$$

$$F_{DX} = 1121.9N$$

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{rDF} \cdot L + F_{CY} \cdot (a+b) + M_a - M_{aDF} - F_r \cdot b = 0$$

$$2865.87 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm + 107765.61 - 103185.3 - 1591.98N \cdot 225mm = 0$$

$$F_{CY} = -2340.06N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-2865.87 - (-2340.06) - F_{DY} + 1591.98 = 0$$

$F_{DY} = 1066.17N$

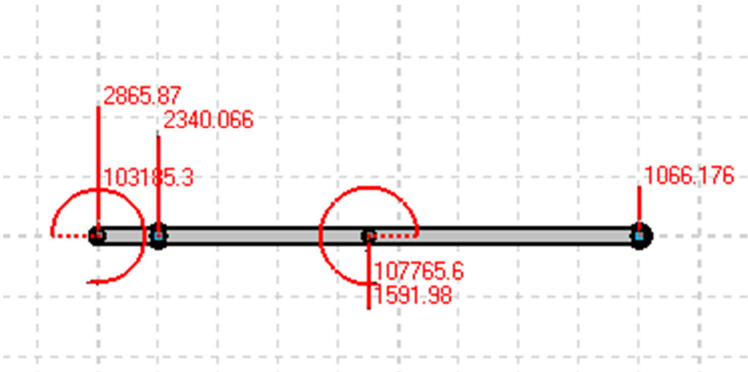


Imagen 3.43: reacciones en el eje y

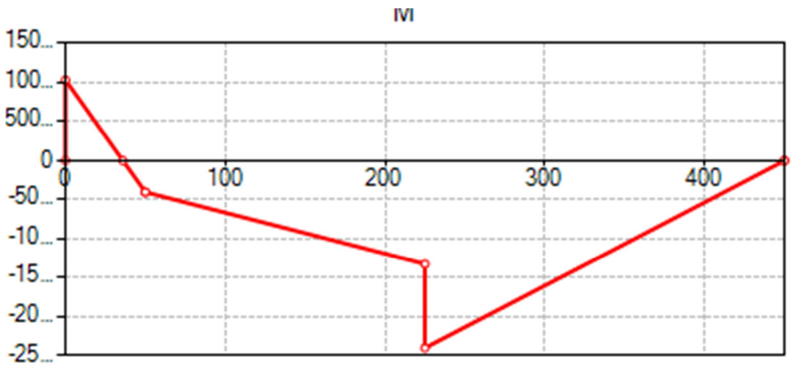


Gráfico 3.18: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 239890.56Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a+b) + U \cdot b = 0$$

$$-7400.15 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 4083.21N \cdot 225mm = 0$$

$$F_{CZ} = -6028.37N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$7400.15 + (-6028.37) + F_{DZ} - 4083.21 = 0$$

$$F_{DZ} = 2711.42N$$

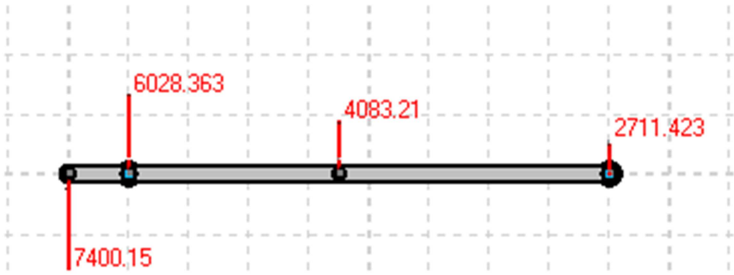


Imagen 3.44: reacciones en el eje z

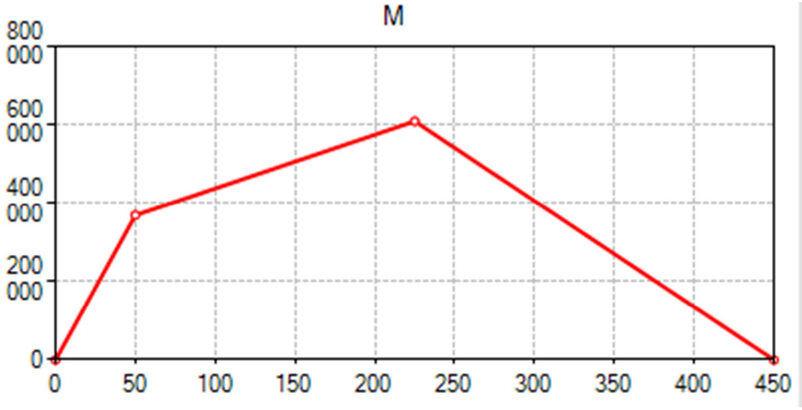


Gráfico 3.19: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 610069Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{239890.56^2 + 610069^2} = 655539.22Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 4083.21N \cdot 68.575mm = 280006.13Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 655539.22)^2 + (1 \cdot 280006.13)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 15.3mm \rightarrow ø \geq 30.6mm$$

- Cuarta velocidad

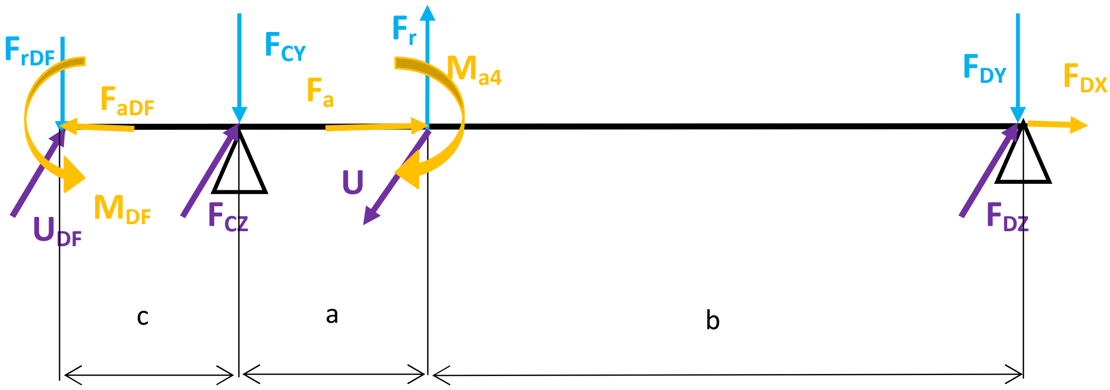


Imagen 3.45: fuerzas de la cuarta marcha

L=450mm

a=95mm

b=305mm

c=50mm

$U = 3441.5N$ $U_{DF} = 5317.15N$

$F_r = 1273.73N$ $F_{rDF} = 2059.18N$

$F_a = 637.84N$ $F_{aDF} = 1935.28N$

$R_P = 58.99\ mm$ $R_{PDF} = 38.31\ mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 637.84N \cdot 58.99\ mm = 37626.18Nmm$

$M_{aDF} = F_{aDF} \cdot R_{PDF} = 1935.28N \cdot 38.31mm = 74140.58Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_a - F_{aDF} + F_{DX} = 0$$

$$637.84 - 1935.28 + F_{DX} = 0$$

$$F_{DX} = 1297.44N$$

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{rDF} \cdot L + F_{CY} \cdot (a+b) + M_a - M_{aDF} - F_r \cdot b = 0$$

$$2059.18 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm + 37626.18 - 74140.58 - \ 1273.73N \cdot 305mm = 0$$

$$F_{CY} = -1254.07N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-2059.18 - (-1254.07) + F_{DY} - 1273.73 = 0$$

$$F_{DY} = 468.63N$$

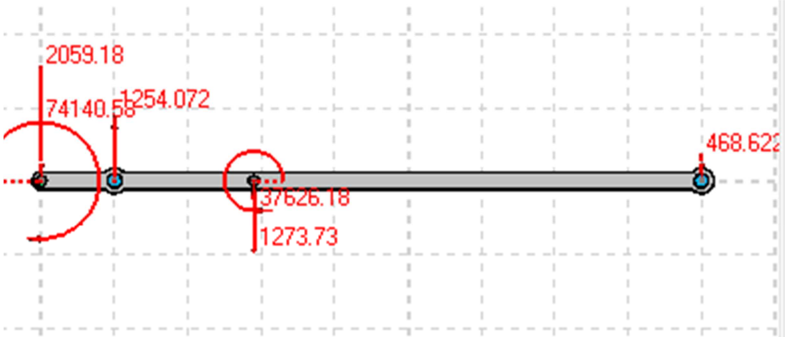


Imagen 3.46: reacciones en el eje y

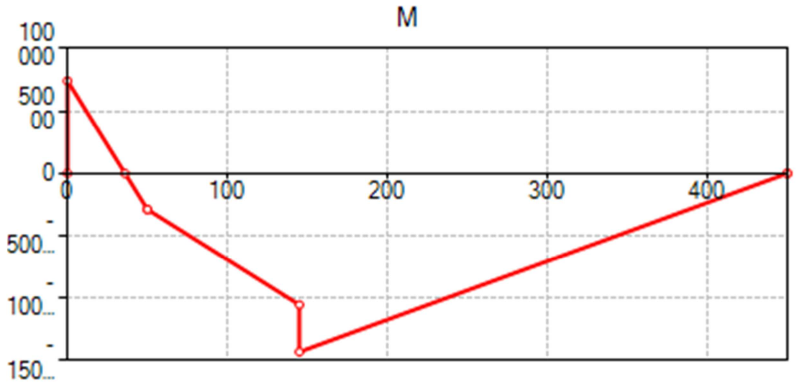


Gráfico 3.20: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 142934.1Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a+b) + U \cdot b = 0$$

$$-5317.15 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 3441.5N \cdot 305mm = 0$$

$$F_{CZ} = -3357.65N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$5317.15 + (-3357.65) + F_{DZ} - 3441.5 = 0$$

$$F_{DZ} = 1481.98N$$

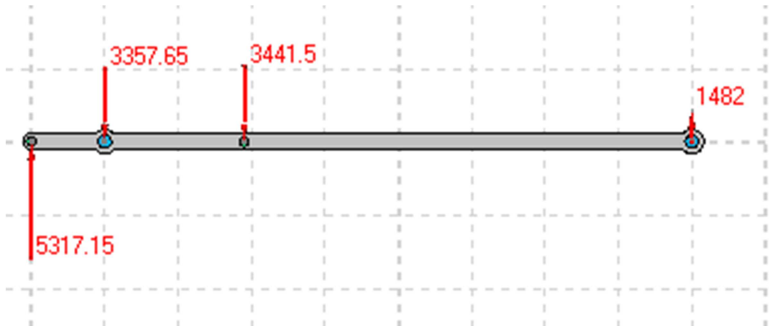


Imagen 3.47: reacciones en el eje z

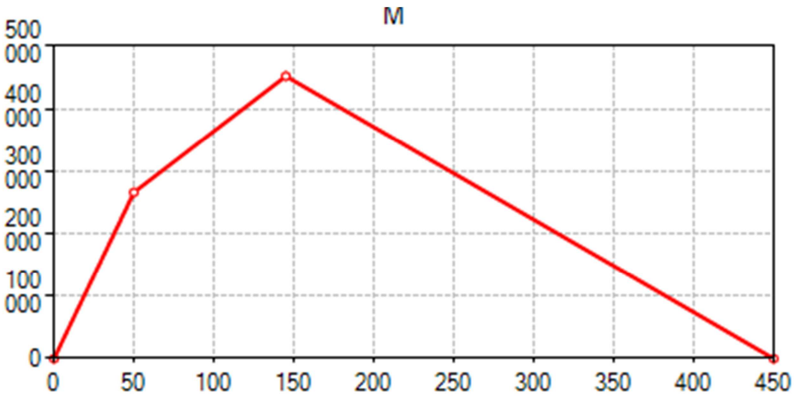


Gráfico 3.21: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 452003.9Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{452003.9^2 + 142934.1^2} = 474065.06Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 3441.5N \cdot 58.99mm = 203014.08Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 474065.06)^2 + (1 \cdot 203014.08)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 13.7mm \rightarrow ø \geq 27.4mm$$

- Quinta velocidad

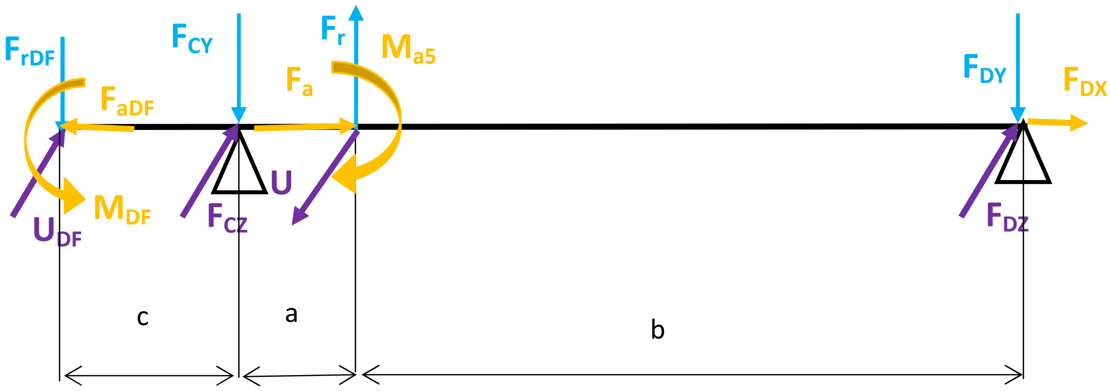


Imagen 3.48: fuerzas de la quinta velocidad

L=450mm

a=40mm

b=360mm

c=50mm

$U = 3062.34N$ $U_{DF} = 4056.38N$

$F_r = 1216.18N$ $F_{rDF} = 1570.92N$

$F_a = 1333.45N$ $F_{aDF} = 1476.4N$

$R_P = 51.43\ mm$ $R_{PDF} = 38.31\ mm$

$M_a = F_a \cdot R_P = 3062.34N \cdot 51.43\ mm = 68579.33Nmm$

$M_{aDF} = F_{aDF} \cdot R_{PDF} = 4056.38N \cdot 38.31mm = 56560.88Nmm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje X:

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_a - F_{aDF} + F_{DX} = 0$$

$$1333.45 - 1476.4 + F_{DX} = 0$$

$$F_{DX} = 142.95N$$

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow +F_{rDF} \cdot LF_{CY} \cdot (a+b) + M_a - M_{aDF} - F_r \cdot b = 0$$

$$1570.92 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm + 68579.33 - 56560.88 - \ 1216.18N \cdot 360mm = 0$$

$$F_{CY} = -702.77N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-1570.92 - (-702.77) - F_{DY} + 1216.18 = 0$$

$$F_{DY} = 348.03N$$

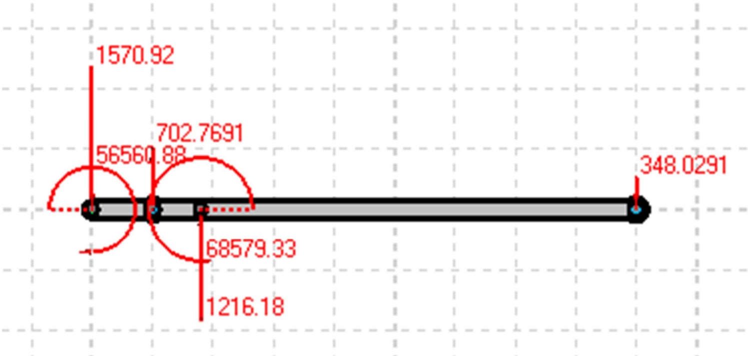


Imagen 3.49: reacciones en el eje y

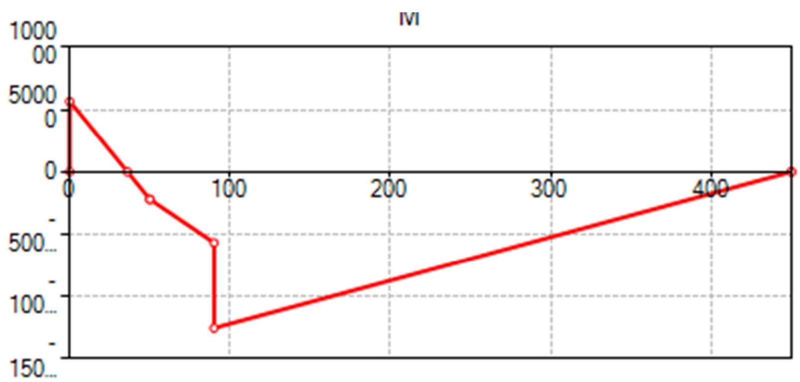


Gráfico 3.22: momentos en el eje y

$$M_{max,y} = 125290.42Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a+b) + U \cdot b = 0$$

$$-4056.38 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 3062.34N \cdot 360mm = 0$$

$$F_{CZ} = -1807.32N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$4056.38 + (-1807.32) + F_{DZ} - 3062.34 = 0$$

$$F_{DZ} = 813.28N$$

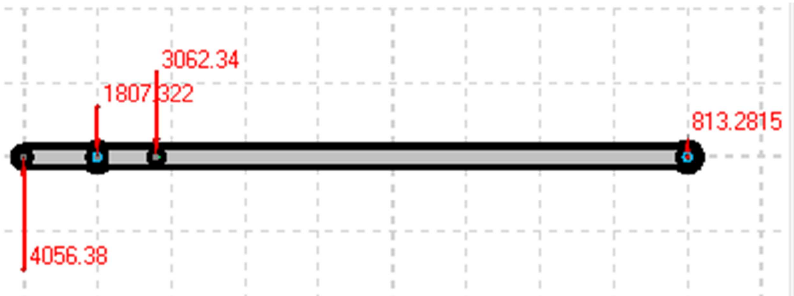


Imagen 3.50: reacciones en el eje z

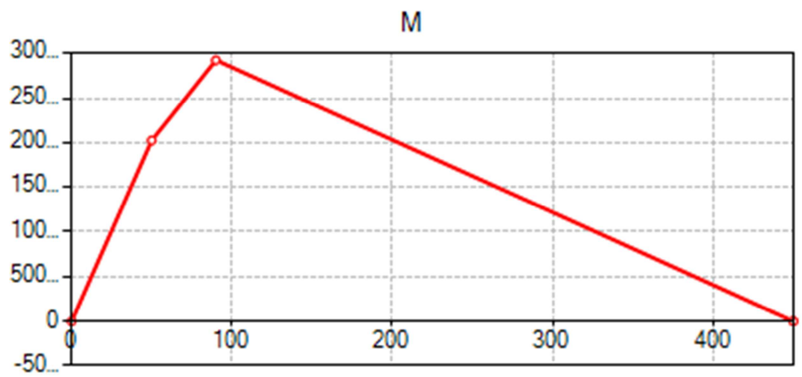


Imagen 3.51: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 292781.4Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{292781.4^2 + 125290.42^2} = 318462.93Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 3062.34N \cdot 51.43mm = 157496.15Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 318462.93)^2 + (1 \cdot 157496.15)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 12.1mm \rightarrow ø \geq 24.2mm$$

- Marcha atrás

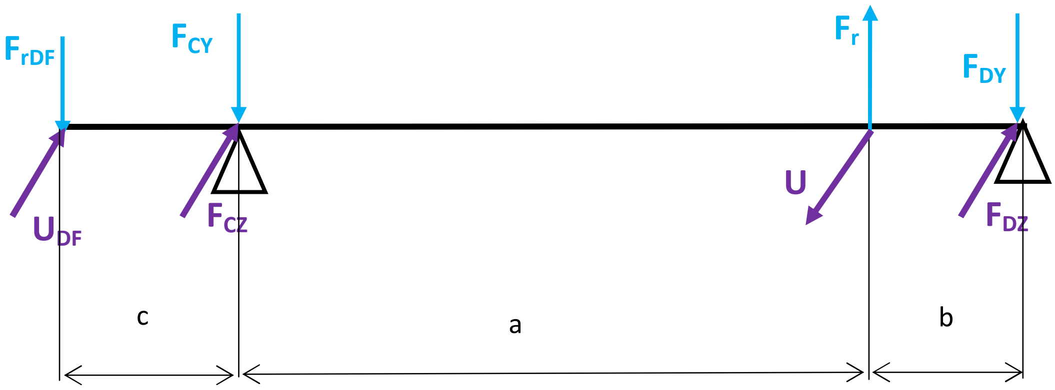


Imagen 3.52: fuerza de la marcha atrás

L=450mm

a=360mm

b=40mm

c=50mm

$U = 8750N$ $\quad U_{DF} = 19733.75N$

$F_r = 3184.74N$ $\quad F_{rDF} = 7642.33N$

$R_P = 94\ mm$ $\quad R_{PDF} = 38.31\ mm$

Planteamos sumatorio de momentos y fuerzas en los ejes que sean necesarios:

Eje Y:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{rDF} \cdot L + F_{CY} \cdot (a+b) - F_r \cdot b = 0$$

$$7642.33 \cdot 450 + F_{CY} \cdot 400mm - 3184.74N \cdot 40mm = 0$$

$$F_{CY} = -8279.15N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{rDF} - F_{CY} - F_{DY} + F_r = 0$$

$$-7642.33 - (-8279.15) - F_{DY} + 3184.74 = 0$$

$$F_{DY} = 3821.56N$$

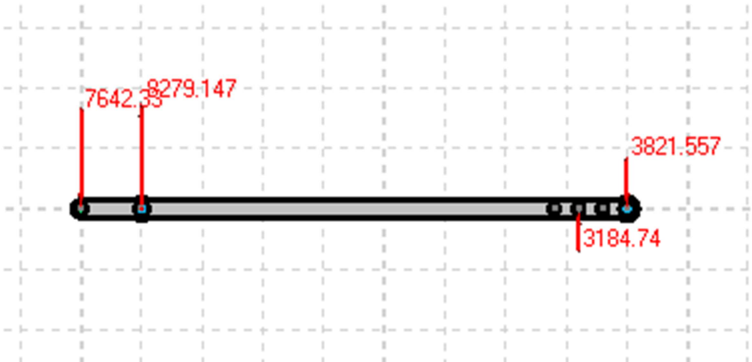


Imagen 3.53: reacciones en el eje y

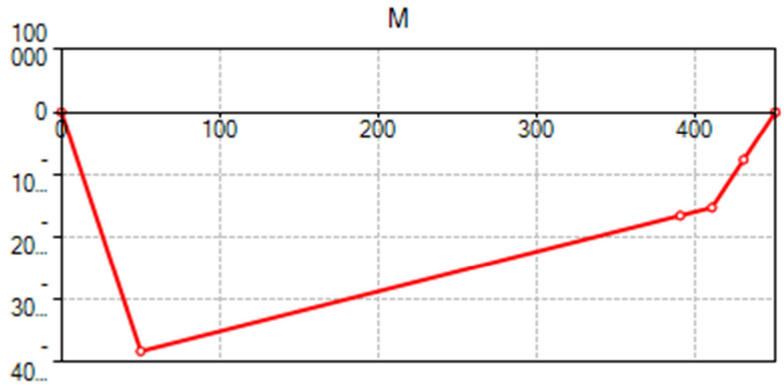


Gráfico 3.23: momentos en el eje y

Cogeremos los momentos que se encuentran a los 340mm, ya que tiene un cambio de sección y este podría romper.

$$M_{max,y} = 382116.5Nmm$$

Eje Z:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -U_{DF} \cdot L - F_{CZ} \cdot (a + b) + U \cdot b = 0$$

$$-19733.75 \cdot 450 - F_{CY} \cdot 400mm + 8750N \cdot 40mm = 0$$

$$F_{CZ} = -21325.46N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow U_{DF} + F_{CZ} + F_{DZ} - U = 0$$

$$19733.75 + (-21325.46) + F_{DZ} - 8750 = 0$$

$$F_{DZ} = 10341.71N$$

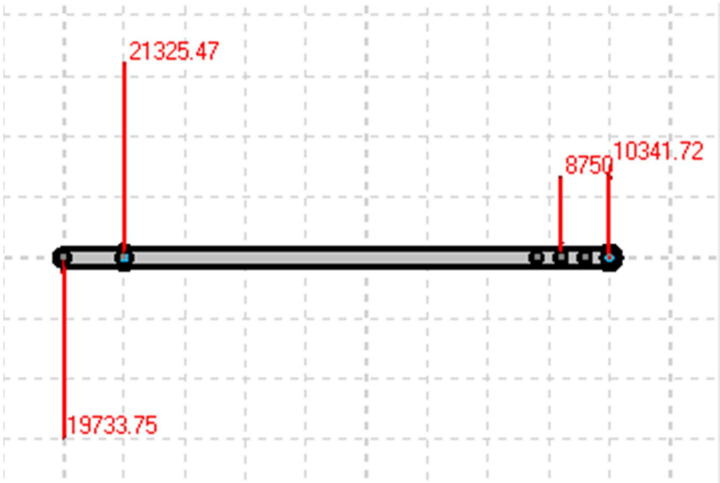


Imagen 3.54: reacciones en el eje z

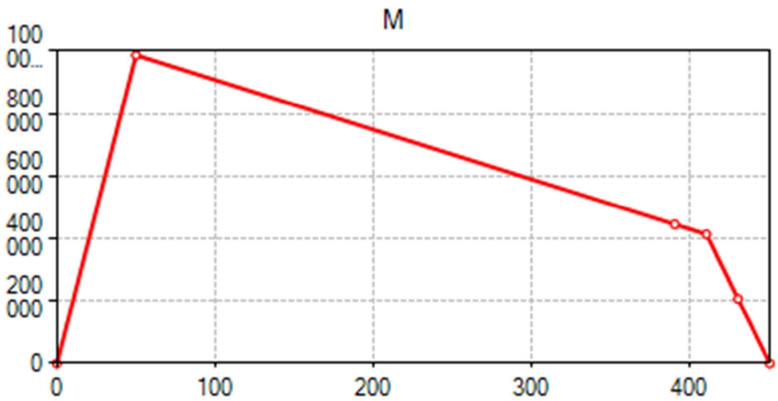


Grafico 3.24: momentos en el eje z

Cogeremos los momentos que se encuentran a los 340mm, ya que tiene un cambio de sección y este podría romper.

$$M_{max,z} = 445503.12Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{382116.5^2 + 445503.12^2} = 586929.34Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 8750N \cdot 94mm = 822500Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 586929.34)^2 + (1 \cdot 822500)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 14.5mm \rightarrow ø \geq 29mm$$

De la siguiente imagen se obtendrán todos los diámetros nominales necesarios. La imagen 3.55 es una tabla de diámetros nominales obtenida del catálogo Ejes Ina.

d_{LW}		kg/m	$L_{máx}$	Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión[4] X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18	h6 µm	t_1 µm	t_2[2] µm	templada Rht[3] mín. mm
4	**W 4**	0,1	2500	●	–	●	0– 8	4	5	0,4
5	**W 5**	0,15	3600	●	–	–	0– 8	4	5	0,4
6	**W 6**	0,22	4000	●	●	●	0– 8	4	5	0,4
8	**W 8**	0,39	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
10	**W 10**	0,61	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
12	**W 12**	0,89	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
14	**W 14**	1,21	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
15	**W 15**	1,37	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
16	**W 16**	1,57	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
17	**W 17**	1,78	6000	●	–	–	0–11	5	8	0,6
18	**W 18**	1,98	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
20	**W 20**	2,45	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
24	**W 24**	3,55	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
25	**W 25**	3,83	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
30	**W 30**	5,51	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
32	**W 32**	6,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
35	**W 35**	7,56	6000	●	–	–	0–16	7	11	1,5
40	**W 40**	9,8	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5

Imagen 3.55: valores de diámetros nominales

3.4.8 Análisis de la marcha atrás.

3.4.8.1 Posición de la rueda inversora

La marcha atrás usa una tercera rueda para invertir el sentido del giro. Por eso las ruedas deben de estar colocadas en una posición exacta. La distancia entre la rueda del eje primario y la del eje secundario es la misma que en los demás pares de engranajes, la distancia de funcionamiento:

$$d = 120.01mm$$

La rueda inversora tendrá unas distancias respecto a las ruedas anteriores y estará colocada con un ángulo concreto. Para calcular estas distancias y el ángulo se usara la siguiente formula:

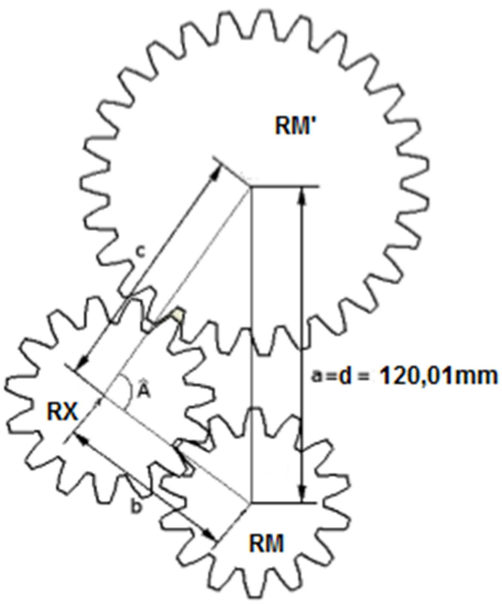


Imagen 3.56: posición de la marcha atrás

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot cos\hat{A} \qquad \textit{Fórmula 3.52}$$

Dónde:

a: es la distancia de funcionamiento que es igual a 120.01mm

b: es la distancia entre el piñón y la rueda inversora

c: es la distancia entre la rueda y la rueda inversora

$$b = \frac{m}{2} \cdot (Z'_M + Z_X) = \frac{4}{2} \cdot (43 + 16) = 118\,mm \qquad \textit{Fórmula 3.53}$$

$$c = \frac{m}{2} \cdot (Z_M + Z_X) = \frac{4}{2} \cdot (12 + 16) = 56\,mm \qquad \textit{Fórmula 3.54}$$

Aplicando la formula anterior conseguimos el ángulo:

$$120.01^2 = 118^2 + 56^2 - 2 \cdot 118 \cdot 56 \cdot cos\hat{A} \rightarrow \hat{A} = 78.46°$$

3.4.8.2 Cálculo del eje de marcha atrás.

El eje de marcha atrás tiene la rueda inversora directamente mecanizada. Por eso se estudiara el diámetro mínimo que debe de tener este eje para que no de fallo. Se usara el código ASME igual que con los otros dos ejes. Sabiendo las fuerzas que actúan en este eje se plantean sumatorio de momentos y fuerzas tanto como en el eje Y y en el eje Z. no hay fuerzas axiales ya que los dientes de estas ruedas son rectos.

Si estudiamos el eje y tendremos las siguientes reacciones en el eje:

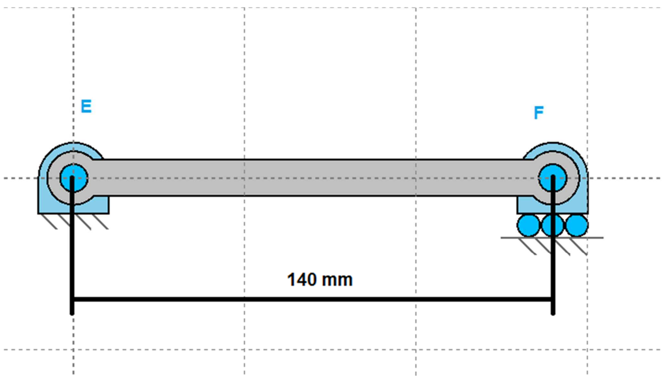


Imagen 3.57: eje marcha atrás

Eje Y:

$$\sum M_F = 0 \rightarrow F_{FY} \cdot (140) - F_r \cdot 90 = 0$$

$$F_{FY} \cdot (140) - 3184.74 \cdot 90 = 0$$

$$F_{CY} = 2047.33N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{EY} + F_r - F_{FY} = 0$$

$$-F_{EY} + 3184.74 - 2047.33 = 0$$

$$F_{DY} = 1137.41N$$

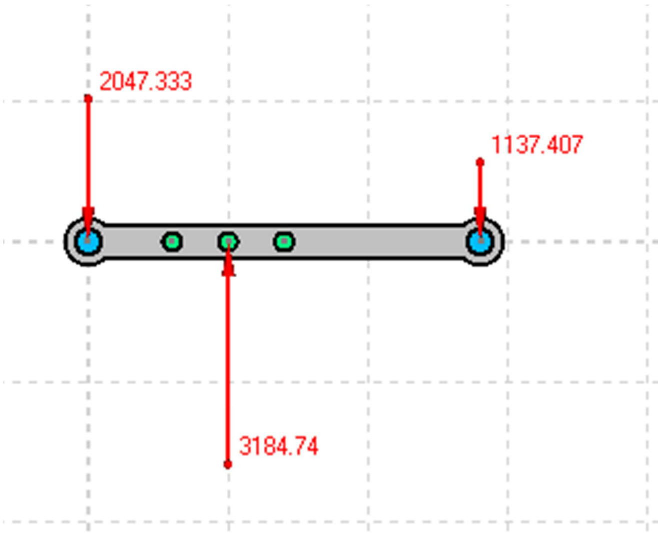


Imagen 3.58: *Reacciones en el eje y*

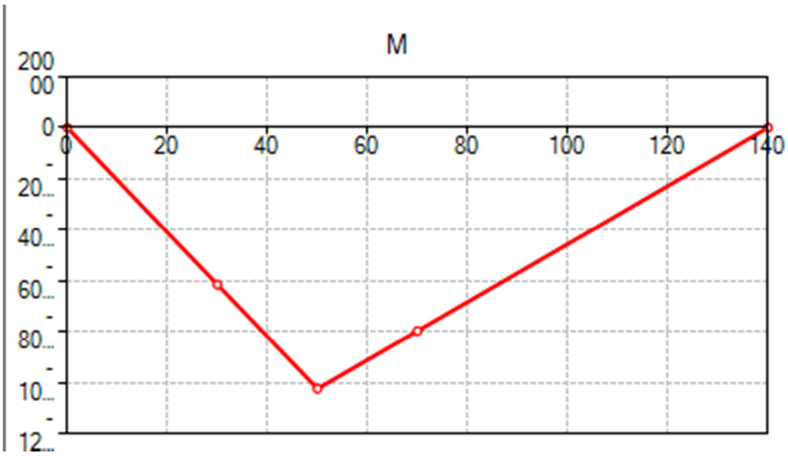


Gráfico 3.25: momentos en el eje y

$$M_{max,Y} = 79618.5Nmm$$

Eje X:

$$\sum M_F = 0 \rightarrow F_{FX} \cdot (140) - U \cdot 90 = 0$$

$$F_{FZ} \cdot (140) - 8750 \cdot 90 = 0$$

$$F_{CY} = 5625N$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -F_{EY} + F_r - F_{FY} = 0$$

$$-F_{EZ} + 8750 - 5625 = 0$$

$$F_{DY} = 3125N$$

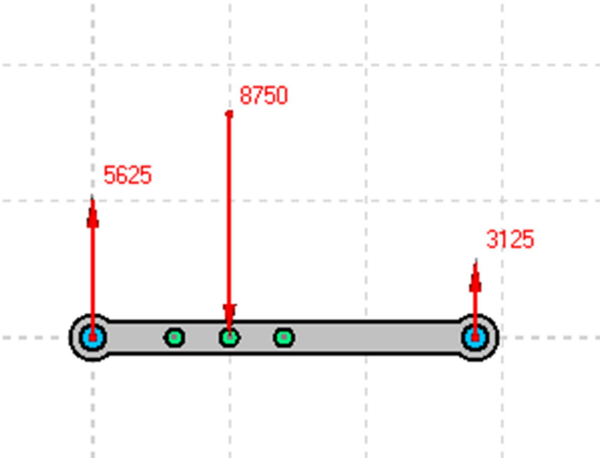


Imagen 3.59: reacciones en el eje z

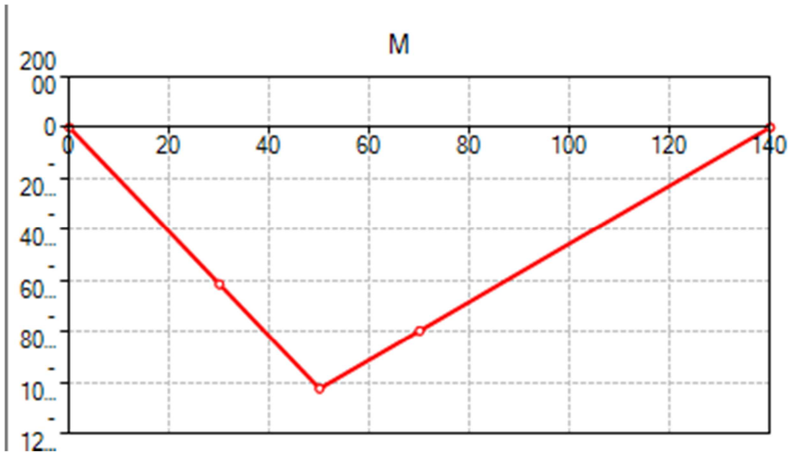


Gráfico 3.26: momentos en el eje z

$$M_{max,z} = 218750Nmm$$

El momento flector total será de:

$$M_T = \sqrt{79618.5^2 + 2187502^2} = 232788.9Nmm$$

El momento torsor total:

$$T_T = U \cdot R_P = 8750N \cdot 32mm = 280000Nmm$$

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 232788.9)^2 + (1 \cdot 280000)^2} \leq \frac{725.94}{2 \cdot 2}$$

$$r = 9.96mm \rightarrow ø \geq 19.95mm$$

El diámetro mínimo que debe de tener este eje es de 19.94 mm. Pero este diámetro no es nominal por lo que de la 3.55 se elegirá un diámetro nominal de 20mm.

3.4.9 Elección de los rodamientos para los apoyos

Los rodamientos deben de soportar cargas axiales y radiales. Estas cargas varían según la marcha que se elija. Para una correcta elección de los rodamientos lo primero es calcular a fatiga, ya que giraran a una w y las cargas que deben de soportar son constantes. Tanto el eje primario como el secundario llevan rodamientos. Primero se calcularan los del eje primario ya que es más fácil y después el secundario. Los rodamientos se escogerán del catálogo SKF o de la tabla de productos de www.skf.com.

3.4.9.1 Eje primario

El eje primario debe de llevar un rodamiento en el apoyo A y otro en el apoyo B. Para calcular los rodamientos hay que tener en cuenta las reacciones que se generan en los apoyos:

Marcha	Carga radial (A)	Carga radial (B)	Carga axial
1	2403.67N	6504.6N	2734.42N
2	2538.36N	3230.68N	2328.23N
3	2545.57N	1853.56N	1571.5N
4	2833.35N	842.8N	637.84N
5	3057.27N	324.34N	1333.45N
Marcha atrás	859.53N	7735.72N	ON

Tabla 3.5: fuerzas en el eje primario

Antes de empezar con calcular hay que recordar que los rodamientos también tienen una vida útil, por ello se debe de tener en cuenta la duración de cada marcha.

MARCHA	DURACION	PORCENTAJE
1	200h	4%
2	500h	10%
3	1450h	29%
4	1500h	30%
5	1200h	24%
MARCHA ATRÁS	150h	3%

Tabla 3 6:duración de cada marcha

El apoyo A solo tiene fuerza radial, por lo que su cálculo será más sencillo. Al no tener fuerza axial el rodamiento que se va a emplear va a ser de rodillos cilíndricos.

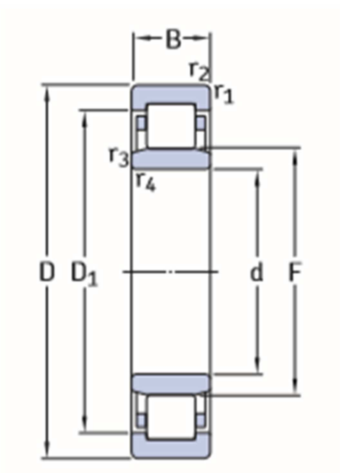


Imagen 3.60: rodamiento de rodillos cilíndricos

Según el catálogo de SKF para un correcto cálculo se deben de emplear las siguientes fórmulas.

$$F_{ei} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$ *Fórmula 3.55*

Dónde*:*

F_{ei}: :es la fuerza equivalente de cada marcha

$X\ e\ Y$: factores de la tabla 3.74

F_r: fuerza radial

F_a: fuerza axial

V: factor de relación

El valor del factor de relación varía dependiendo de que anillo gira, si el anillo interior gira su valor será 1 y si el anillo exterior gira su valor será de 1.2. En nuestro caso es el anillo interior el que gira con el eje. X e Y son unas constantes, su valor se puede obtener de la siguiente tabla. Aunque si el rodamiento no debe de soportar fuerza axial sus valores siempre será X=1 e Y=0.

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 2403.676 + 0 = 2403.67N$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 2538.36 + 0 = 2538.36N$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 2545.57 + 0 = 245.57N$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 2833.35 + 0 = 2833.35N$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3057.27 + 0 = 3057.27N$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 859.53 + 0 = 859.53N$$

La fuerza F_e que debe de soportar un rodamiento suele mayorarse por un factor de aplicación de carga. En este caso las cargas se mayoraran por 1.2.

$$F_{e1} = 2403.676 \cdot 1.2 = 2884.4N$$

$$F_{e2} = 2538.36 \cdot 1.2 = 3046.03N$$

$$F_{e3} = 2545.57 \cdot 1.2 = 3054.68N$$

$$F_{e4} = 2833.35 \cdot 1.2 = 3400.02N$$

$$F_{e4} = 3057.27 \cdot 1.2 = 3668.70N$$

$$F_{eMA} = 859.53 \cdot 1.2 = 1031.44N$$

Aplicando la siguiente formula podemos sacar la carga equivalente que soportara el rodamiento. q es la duración de cada marcha pero debemos usarla en porcentajes.

$$F_e = \sqrt[3]{{F_{e1}}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + {F_{e2}}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \cdots + {F_{en}}^3 \cdot \frac{q_n}{100}}$$ *Fórmula 3.56*

$$F_e = \sqrt[3]{2.88^3 \cdot \frac{4}{100} + 3.046 +^3 \cdot \frac{10}{100} + 3.05^3 \cdot \frac{29}{100} + 3.4^3 \cdot \frac{30}{100} + 3.67^3 \cdot \frac{24}{100} + 1.03^3 \cdot \frac{3}{100}} = 3.3kN$$

Como ya se ha dicho antes los rodamientos también tienen una vida útil y al igual que la caja de cambios se de 5000h tal y como muestra la imagen 3.10. Con este dato y las revoluciones que soporta el eje podemos calcular la duración de vida del rodamiento en revoluciones, es decir cuántas revoluciones aguantara antes de que se dé el fallo.

Con una fiabilidad R del 90% y la vida se procederá al cálculo de la vida útil:

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}}$$ *Fórmula 3.57*

$$L_{10} = \frac{750 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.90}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 755.02 \cdot 10^6\ rev$$

El siguiente paso será calcular la capacidad dinámica. Con este dato y el diámetro del eje se deberá elegir un rodamiento del catálogo SKF.

$$C = F_e \cdot {L_{10}}^{\frac{1}{a}}$$ *Fórmula 3.58*

Donde $a = 3$ para los rodamientos de bolas y $a = 10/3$ para rodamientos de cilindros.

$$C = 3.3 \cdot 755.02^{\frac{3}{10}} = 24.1kN$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	
			dinámica	estática
d	D	B	C	C_0
mm			kN	
25	52	18	34,1	34
cont.	52	18	34,1	34
	52	18	34,1	34

Imagen 3.61: rodamientos para el apoyo A

El apoyo B además de fuerza radial también debe de soportar fuerza axial, por lo que en este caso se debe de usar un rodamiento de bolas. Para el cálculo de este rodamiento se va a usar un proceso iterativo aplicando las mismas fórmulas que en rodamiento anterior. Hay que tener en cuenta lo siguiente:

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e$$ *Fórmula 3 59*

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$ *Fórmula 3.60*

Hemos tomado como e=21 por lo que X=0.56 e Y=1.63

Primera marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2734.42}{6504.6} = 0.42 \geq 0.27 \rightarrow X = 0.56\ e\ Y = 1.63$$

$$F_{e1} = 0.56 \cdot 1 \cdot 6504.6 + 1.63 \cdot 2734.42 = 8099.68N \cdot 1.2 = 9720N$$

Segunda marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2328.23}{3230.68} = 0.72 \geq 0.27 \rightarrow X = 0.56\ e\ Y = 1.63$$

$$F_{e2} = 0.56 \cdot 1 \cdot 3230.68 + 1.63 \cdot 2328.23 = 5604.2N \cdot 1.2 = 6725.03N$$

Tercera marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1571.5}{1853.56} = 0.62 \geq 0.27 \rightarrow X = 0.56 \; e \; Y = 1.63$$

$$F_{e3} = 0.56 \cdot 1 \cdot 2545.57 + 1.63 \cdot 1571.5 = 3599.54N \cdot 1.2 = 4320N$$

Cuarta marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{637.84}{842.8} = 0.75 \geq 0.27 \rightarrow X = 0.56e \; Y = 1.63$$

$$F_{e4} = 0.56 \cdot 1 \cdot 842.8 + 1.63 \cdot 637.84 = 1511.65N \cdot 1.2 = 1813.98N$$

Quinta marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1333.45}{324.34} = 4.11 \geq 0.27 \rightarrow X = 0.56 \; e \; Y = 1.63$$

$$F_{e5} = 0.56 \cdot 1 \cdot 324.34 + 1.63 \cdot 1333.45 = 2355.45N \cdot 1.2 = 2824.54N$$

Marcha atrás:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{7735.72} = 0 \leq 0.27 \rightarrow X = 1 \; e \; Y = 0$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 7735.72 + 0 = 7735.72N \cdot 1.2 = 9282.86N$$

Carga equivalente:

$$F_e = \sqrt[3]{9.72^3 \cdot \frac{4}{100} + 6.73^3 \cdot \frac{10}{100} + 4.32^3 \cdot \frac{29}{100} + 1.25^3 \cdot \frac{30}{100} + 2.83^3 \cdot \frac{24}{100} + 9.28^3 \cdot \frac{3}{100}} = 4.93kN$$

$$C = 4.93 \cdot 755.02^{\frac{1}{3}} = 44.89kN$$

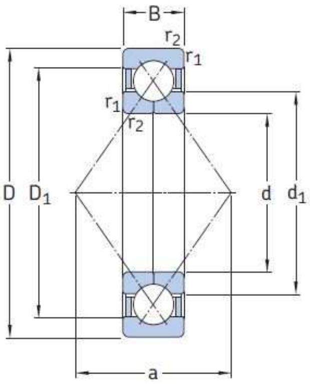


Imagen 3.62: rodamiento de bolas

El rodamiento seleccionado será el siguiente:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	
			dinámica	estática
d	D	B	C	C_0
mm			kN	
30	62	16	37,5	30,5
	72	19	53	41,5
	72	19	53	41,5

Imagen 3.63: rodamientos para el apoyo B

A continuación hay que comprobar si el rodamiento es correcto, para ello se repetirá el proceso anterior pero esta vez interpolando en la imagen 3.64 con los resultados de la división entre la carga axial y la capacidad extática del rodamiento.

		$F_a/(VF_r)\le e$		$F_a/(VF_r)>e$	
F_a/C_0	e	X	Y	X	Y
0.014*	0.19	1	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1	0	0.56	1.71
0.07	0.27	1	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1	0	0.56	1.55
0.11	0.30	1	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1	0	0.56	1
*Usar 0.014 si Fa/C0<0.014					

Imagen 3.64: valores para los factores X e Y

Primera velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2734.72}{41500} = 0.066$$

$$\frac{0.07 - 0.056}{1.63 - 1.71} = \frac{0.07 - 0.066}{1.63 - Y} \rightarrow Y = 1.65\ y\ X = 0.56$$

Segunda velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2328.23}{41500} = 0.056 \rightarrow Y = 1.71\ y\ X = 0.56$$

Tercera velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1571.5}{41500} = 0.038$$

$$\frac{0.042 - 0.028}{1.85 - 1.99} = \frac{0.042 - 0.038}{1.85 - Y} \rightarrow Y = 1.89\ y\ X = 0.56$$

Cuarta velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1333.45}{51000} = 0.015$$

$$\frac{0.021 - 0.014}{2.15 - 2.30} = \frac{0.021 - 0.015}{2.15 - Y} \rightarrow Y = 2.27\ y\ X = 0.56$$

Quinta velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1333.45}{41500} = 0.032$$

$$\frac{0.042 - 0.28}{1.85 - 1.99} = \frac{0.042 - 0.032}{1.85 - Y} \rightarrow Y = 1.88\ y\ X = 0.56$$

$$F_{e1} = 0.56 \cdot 1 \cdot 6504.6 + 1.65 \cdot 2734.42 = 8154.37N \cdot 1.2 = 9785.24N$$

$$F_{e2} = 0.56 \cdot 1 \cdot 3230.68 + 1.71 \cdot 2328.23 = 5790.45N \cdot 1.2 = 6948.54N$$

$$F_{e3} = 0.56 \cdot 1 \cdot 1853.56 + 1.89 \cdot 1571.5 = 4008.12N \cdot 1.2 = 4809.74N$$

$$F_{e4} = 0.56 \cdot 1 \cdot 842.8 + 2.27 \cdot 1571.5 = 4039.27N \cdot 1.2 = 4847.13N$$

$$F_{e5} = 0.56 \cdot 1 \cdot 3057.27 + 1.88 \cdot 1333.45 = 4218.9N \cdot 1.2 = 5062.68N$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 7735.72 + 0 = 7735.72N \cdot 1.2 = 9282.86N$$

La fuerza equivalente será:

$$F_e = \sqrt[3]{9.78^3 \cdot \frac{4}{100} + 6.95^3 \cdot \frac{10}{100} + 4.81^3 \cdot \frac{29}{100} + 4.85^3 \cdot \frac{30}{100} + 5.062^3 \cdot \frac{24}{100} + +9.28^3 \cdot \frac{3}{100}} = 5.77kN$$

$$C = 5.77 \cdot 755.02^{\frac{1}{3}} = 52.54kN$$

$$53kN < 52.53kN$$

Si volvemos a mirar la carga dinámica del rodamiento seleccionado comprobamos que es válido.

3.4.9.2 Eje secundario

El eje secundario también tendrá dos rodamientos. Para su cálculo tendremos que tener en cuenta las fuerzas en los apoyos C y D.

Marcha	Carga radial (C)	Carga radial (D)	Carga axial (C)
1	22634.2N	9315.38N	4807.2N
2	11205.65N	4850.15N	1781.77N
3	6466.6N	2913.51N	1121.9N
4	3584.2N	1554.31N	1297.44N
5	1939.15N	884.62N	142.95N
Marcha atrás	8574.92N	10380.57N	ON

Tabla 3.7: fuerzas en el eje secundario

El apoyo C solo tiene fuerza radial, por lo que su cálculo será más sencillo. Al no tener fuerza axial el rodamiento que se va a emplear va a ser de rodillos cilíndricos.

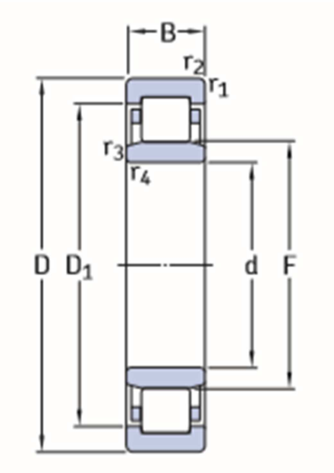


Imagen 3.65: rodamiento de rodillos cilíndricos.

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 22634.2 + 0 = 22634.2N$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 11205.65 + 0 = 11205.65N$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 6466.6 + 0 = 6466.6N$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3584.2 + 0 = 3584.2N$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 1939.15 + 0 = 1939.15N$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 8574.92 + 0 = 10380.57N$$

La fuerza F_e que debe de soportar un rodamiento suele meyorarse por un factor de aplicación de carga. En este caso las cargas se mayoraran por 1.2.

$$F_{e1} = 22634.2 \cdot 1.2 = 27161.04N$$

$$F_{e2} = 11205.65 \cdot 1.2 = 13446.78N$$

$$F_{e3} = 6466.6 \cdot 1.2 = 7759.92N$$

$$F_{e4} = 3584.2 \cdot 1.2 = 4301.04N$$

$$F_{e4} = 1939.15 \cdot 1.2 = 2326.98N$$

$$F_{eMA} = 8574.92 \cdot 1.2 = 10289.9N$$

Aplicando la siguiente formula podemos sacar la carga equivalente que soportara el rodamiento. q es la duración de cada marcha pero debemos usarla en porcentajes.

$$F_e = \sqrt[3]{27.16^3 \cdot \frac{4}{100} + 13.45^3 \cdot \frac{10}{100} + 7.76^3 \cdot \frac{29}{100} + 4.3^3 \cdot \frac{30}{100} + 2.33^3 \cdot \frac{24}{100} + 10.3^3 \cdot \frac{3}{100}} = 10.7kN$$

A continuación se calculara la vida del rodamiento según cada marcha:

$$L_1 = 200h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 1549 \frac{rev}{min} = 46.47 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_2 = 500h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 1181.71 \frac{rev}{min} = 35.45 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_3 = 1450h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 849.08 \frac{rev}{min} = 73.87 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_4 = 1500h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 556.44 \frac{rev}{min} = 50.1 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_5 = 1200h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 303.24 \frac{rev}{min} = 21.83 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{MA} = 150h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot 318.4 \frac{rev}{min} = 2.86 \cdot 10^6\ rev$$

$$L = \sum L_i = 230.58 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{230.58 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.90}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 231.54 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 10.7 \cdot 231.54^{\frac{3}{10}} = 54.8kN$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	
			dinámica	estática
d	D	B	C	C_0
mm			kN	
25	62	24	64	55

<u>Imagen 3.66:</u> rodamiento para el apoyo C

El apoyo D además de fuerza radial también debe de soportar fuerza axial, por lo que en este caso se debe de usar un rodamiento de bolas. Para el cálculo de este rodamiento se va a usar el proceso iterativo que se ha usado para el rodamiento en el apoyo A. Hay que tener en cuenta lo siguiente:

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \qquad \textit{Fórmula 3.61}$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \qquad \textit{Fórmula 3.62}$$

Hemos tomado como e=21 por lo que X=0.56 e Y=1.63

Primera marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4807.2}{9315.38} = 0.52 > 0.27 \rightarrow X = 0.56\ e\ Y = 1.63$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 0.56 \cdot 9315.38 + 1.63 \cdot 4807.2 = 13052.35N \cdot 1.2 = 15662.82N$$

Segunda marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1781.77}{4850.15} = 0.37 > 0.27 \rightarrow X = 0.56\ e\ Y = 1.63$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 0.6 \cdot 4850.15 + 1.63 \cdot 1781.77 = 5620.37N \cdot 1.2 = 6744.44N$$

Tercera marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1121.9}{2913.51} = 0.38 > 0.27 \rightarrow = 0.56 \; e \; Y = 1.63$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 0.56 \cdot 2913.51 + 1.63 \cdot 1121.9 = 3460.26N \cdot 1.2 = 4152.31N$$

Cuarta marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1297.44}{884.62} = 0.36 > 0.27 \rightarrow X = 0.56 \; e \; Y = 1.63$$

$$F_{e4} = 0.56 \cdot 1 \cdot 3584.2 + 1.63 \cdot 1297.44 = 4121.98N \cdot 1.2 = 4946.37N$$

Quinta marcha:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{142.95}{884.62} = 0.16 < 0.27 \rightarrow X = 1 \; e \; Y = 0$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 884.62 + 0 = 884.62N \cdot 1.2 = 1061.54N$$

Marcha atrás:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{10380.57} = 0 \leq 0.27 \rightarrow X = 1 \; e \; Y = 0$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 10380.57 + 0 = 10380.57N \cdot 1.2 = 12456.68N$$

Carga equivalente:

$$F_e = \sqrt[3]{15.66^3 \cdot \frac{4}{100} + 6.74^3 \cdot \frac{10}{100} + 4.15^3 \cdot \frac{29}{100} + 3.58^3 \cdot \frac{30}{100} + 1.06^3 \cdot \frac{24}{100} + 12.45^3 \cdot \frac{3}{100}} = 6.52kN$$

$$C = 6.52 \cdot 231.54^{\frac{1}{3}} = 40.03kN$$

El rodamiento seleccionado será el de la imagen 3.68. Se ha optado por poner este rodamiento porque cumple las solicitaciones anteriores y a su vez tenga el diámetro que necesitamos:

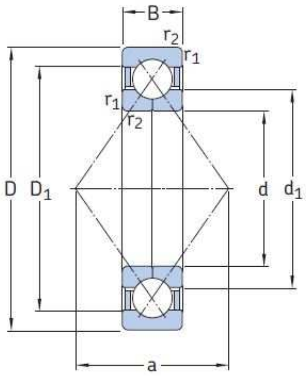


Imagen 3.67: rodamiento de bolas

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	
			dinámica	estática
d	D	B	C	C_0
mm			kN	
50	110	27	118	100
50	90	20	65.5	61
50	110	27	118	100

Imagen 3.68: rodamiento para el apoyo D

A continuación hay que comprobar si el rodamiento es correcto, para ello se repetirá el proceso anterior pero esta vez interpolando en la imagen 3.64 con los resultados de la división entre la carga axial y la capacidad extática del rodamiento. Es el mismo proceso que se ha hecho en el eje primario

Primera velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4807.2}{64000} = 0.075$$

$$\frac{0.084 - 0.07}{1.55 - 1.63} = \frac{0.084 - 0.075}{1.55 - Y} \rightarrow Y = 1.6 \; y \; X = 0.56$$

Segunda velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1781.77}{64000} = 0.027$$

$$\frac{0.028 - 0.021}{1.99 - 2.15} = \frac{0.028 - 0.027}{1.99 - Y} \rightarrow Y = 2.01 \ y \ X = 0.56$$

Tercera velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1121.9}{64000} = 0.018$$

$$\frac{0.021 - 0.014}{2.15 - 2.30} = \frac{0.021 - 0.018}{2.15 - Y} \rightarrow Y = 2.21 \ y \ X = 0.56$$

Cuarta velocidad:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1297.44}{64000} = 0.020$$

$$\frac{0.021 - 0.014}{2.15 - 2.30} = \frac{0.021 - 0.020}{2.15 - Y} \rightarrow Y = 2.17 \ y \ X = 0.56$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 0.56 \cdot 9315.38 + 1.6 \cdot 4807.2 = 12908.13N \cdot 1.2 = 15489.76N$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 0.56 \cdot 4850.15 + 2.01 \cdot 1781.77 = 6297.44N \cdot 1.2 = 7556.93N$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 0.56 \cdot 2913.51 + 2.21 \cdot 1121.9 = 4110.96N \cdot 1.2 = 4933.16N$$

$$F_{e4} = 0.56 \cdot 1 \cdot 1554.31 + 2.17 \cdot 1297.44 = 3685.85N \cdot 1.2 = 4423.03N$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 884.62 + 0 = 884.62N \cdot 1.2 = 1061.54N$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 10380.57 + 0 = 10380.57N \cdot 1.2 = 12456.68N$$

La fuerza equivalente será:

$$F_e = \sqrt[3]{15.5^3 \cdot \frac{4}{100} + 7.55^3 \cdot \frac{10}{100} + 4.93^3 \cdot \frac{29}{100} + 4.42^3 \cdot \frac{30}{100} + 1.06^3 \cdot \frac{24}{100} + 12.45^3 \cdot \frac{3}{100}} = 6.76kN$$

$$C = 6.76 \cdot 231.54^{\frac{1}{3}} = 41.51kN$$

$$65.5kN < 41.51kN$$

Si volvemos a mirar la carga dinámica del rodamiento seleccionado comprobamos que es válido.

3.4.10Elección de los rodamientos para las ruedas locas

Las ruedas locas son los engranajes que giran locos. Estos están colocados en el eje secundario y giran hasta que el sincronizador los une al eje, para que giren solidariamente con él y así transmitir la fuerza. Para que los engranajes giren locos necesitan un rodamiento, normalmente suelen ser de aguja. Estos rodamientos deben de ser capaces de soportar las fuerzas que se generan en cada marcha.

Los rodamientos de agujas tienen una gran capacidad de carga y una pequeña sección transversal, por ello son los más usados. Este tipo de rodamiento no aguanta carga axial:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \rightarrow Fa = 0 \rightarrow X = 1 \; e \; Y = 0$$

Para poder hacer un correcto cálculo de estos rodamientos debemos saber cuáles son las fuerzas que se crean en los engranajes, ya que estas afectaran a la vida del rodamiento:

MARCHA	FUERZA TANGENCIAL	FUERZA RADIAL
1	8311.9N	3183.98N
2	5346.91N	2123.47N
3	4083.21N	1591.98N
4	3441.5N	1273.73N
5	3062.34N	116.18N
MARCHA ATRAS	8076.92N	2939.76N

Tabla 3.8: fuerzas en las ruedas locas

Se usara la fórmula 3.63 para calcular la fuerza total que se genera en cada marcha y que afectara al rodamiento:

$$F_T = \sqrt{U^2 + F_r^2} \qquad \text{Fórmula 3.63}$$

Primera velocidad

$$F_T = \sqrt{8311.9^2 + 3183.98^2} = 8900.86N$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 8900.86 + 0 = 8900.86N$$

$$L_1 = 46.47 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{46.47 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.90}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 46.78 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 8.9 \cdot 46.78^{\frac{1}{3}} = 32.06kN$$

Dimensiones principales				Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
d	D	B	C	C	C_0
mm				kN	
50	72	22		47.3	85
50	80	28		62.7	104
50	72	40		73.7	150
50	72	23	22	40.2	69.5
50	72	23	22	40.2	69.5

Imagen 3.69: rodamiento para la primera marcha

Segunda velocidad

$$F_T = \sqrt{5346.91^2 + 2123.47^2} = 5753.13N$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 5753.13 + 0 = 5753.13N$$

$$L_2 = 35.45 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{35.45 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.95}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 36.42 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 5.75 \cdot 36.42^{\frac{1}{3}} = 19.06kN$$

Mirando el resultado de la carga dinámica se opta por el siguiente rodamiento:

Dimensiones principales				Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
d	D	B	C	C	C_0
mm				kN	
40	62	23	22	36.9	58.5
40	62	23	22	36.9	58.5
40	65	22		42.9	72
40	62	22		42.9	71
40	62	40		67.1	125
40	55	30		45.7	108
40	55	20		31.4	65.5

Imagen 3.70: rodamientos para la tercera ,archa

Tercera velocidad

$$F_T = \sqrt{4083.21^2 + 1591.98^2} = 4382.58N$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 4382.58 + 0 = 4382.58N$$

$$L_3 = 73.87 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{73.87 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.95}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 74.27 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 4.38 \cdot 74.27^{\frac{1}{3}} = 18.41kN$$

Mirando la carga equivalente y el diámetro que tiene el eje se opta por usar el mismo rodamiento que para la segunda marcha.

Dimensiones principales				Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
d	D	B	C	C	C_0
mm				kN	
40	62	23	22	36.9	58.5
40	62	23	22	36.9	58.5
40	65	22		42.9	72
40	62	22		42.9	71
40	62	40		67.1	125
40	55	20		45.7	108
40	55	20		31.4	65.5

Imagen 3.71: rodamientos para ña segunda marcha

Cuarta velocidad

$$F_T = \sqrt{3441.5^2 + 1273.73^2} = 3669.65N$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3669.65 + 0 = 3669.65N$$

$$L_4 = 50.1 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{50.1 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.95}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 50.43 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 3.67 \cdot 50.43^{\frac{1}{3}} = 13.56kN$$

Dimensiones principales				Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
d	D	B	C	C	C_0
mm				kN	
32	47	30		36.9	76.5
32	47	20		25.1	46.5
32	52	36		47.3	90
32	52	20		30.8	51

Imagen 3.72: rodamiento para la cuarta marcha

Quinta velocidad

$$F_T = \sqrt{3062.34^2 + 1216.18^2} = 3295N$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3295 + 0 = 3295N$$

$$L_5 = 21.83 \cdot 10^6\ rev$$

$$L_{10} = \frac{21.83 \cdot 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \left[ln\left(\frac{1}{0.95}\right)\right]^{\frac{1}{1.483}}} = 9.24 \cdot 10^6\ rev$$

$$C = 3.3 \cdot 21.97^{\frac{1}{3}} = 28.26kN$$

Dimensiones principales				Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
d	D	B	C	C	C_0
mm				kN	
32	47	30		36.9	76.5
32	47	20		25.1	46.5
32	52	36		47.3	90
32	52	20		30.8	51

Imagen 3.73: rodamiento para la quinta velocidad

3.4.11 Sincronizadores

Los sincronizadores son elementos que fijan los engranajes locos al eje secundario. Mediante ellos, se consigue hacer la selección de las marchas. El sincronizador se encuentra fijo en el eje secundario gracias a un estriado. Lo primero que se debe de calcular es la longitud de este estriado, luego se comprobará que es capaz de soportar el par que debe de transmitir. Para ello se va a usar la norma DIN 5480.

Imagen 3.74: sincronizador

3.4.11.1 Longitud del estriado

Se usaran las siguientes formulas:

$$l_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot p \cdot z}$$ *Fórmula 3.64*

Dónde:

$\mathrm{F_u}$: es la fuerza tangencial en el eje $= {}^{\mathrm{T}}/_{\mathrm{r}}$

k: es el factor de soporte. Es igual a 1.35 por de dentado envolvente.

h: altura portante de los nervios

p: es la presión en los flancos de los nervios o en las ranuras del cubo.

z:número de nervios en la periferia

- Sincronizador para la primera y segunda velocidad:

$$F_u = \frac{787.55Nm}{0.025m} = 31502N$$

Sabiendo que el diámetro del eje es de 50mm y que el estriado tiene 18 dientes y un módulo de 2,5mm:

$$h = 0.5 \cdot (d_3 - d_2) = 0.5 \cdot (49.5 - 45) = 2.25$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1.35 \cdot \frac{31502}{2.25 \cdot 100 \cdot 18} = 13.12mm$$

- Sincronizador para la tercera y cuarta velocidad:

$$F_u = \frac{280Nm}{0.02} = 14000N$$

Sabiendo que el diámetro del eje es de 40mm y que el estriado tiene 18 dientes y un módulo de 2mm:

$$h = 0.5 \cdot (d_3 - d_2) = 0.5 \cdot (39.6 - 36) = 1.8$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1.35 \cdot \frac{14000}{1.8 \cdot 80 \cdot 18} = 7.3mm$$

- Sincronizador para la quinta velocidad:

$$F_u = \frac{157.5Nmm}{0.016} = 9843.75N$$

Sabiendo que el diámetro del eje es de 32mm y que el nervado tiene 14 dientes y un módulo de 1mm:

$$h = 0.5 \cdot (d_3 - d_2) = 0.5 \cdot (31.6 - 28) = 1.8$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1.35 \cdot \frac{9843.75}{1.8 \cdot 80 \cdot 14} = 6.6mm$$

3.4.11.2 Dimensión de los sincronizadores

Los sincronizadores trabajan exactamente igual a un embrague cónico. Esta conicidad hace que la rueda a la que va a ajustar sea solidaria con el eje. La única diferencia es que el sincronizador tiene un dentado para que encaje perfectamente. El cálculo lo vamos a suponer sin que tenga el dentado; por tanto, vamos a comprobar si la conicidad soporta el par que se transmite.

$$Fa = 2\pi \cdot p \cdot ri \cdot (re - ri)$$ *Fórmula 3.65*

$$Troz = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p \cdot ri \cdot (re^2 - ri^2)}{sin\alpha}$$ *Fórmula 3. 66*

- Sincronizador de primera y segunda marcha:

$$re = 35\ mm$$

$$r_i = \frac{re}{1.2} = \frac{35}{1.2} = 29.16 = 30mm$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 30 \cdot (35 - 30) = 30000\pi$$

$$Troz = \frac{\pi \cdot 0.4 \cdot 100 \cdot 30 \cdot (35^2 - 30^2)}{sin30°} = 2450.44Nm$$

El sincronizador aguanta ya que $T_1 = 787.55N < 2450.44N$

- Sincronizador de primera y segunda marcha:

$$re = 30mm$$

$$r_i = \frac{re}{1.2} = \frac{30}{1.2} = 25mm$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 25 \cdot (30 - 25) = 25000\pi$$

$$Troz = \frac{\pi \cdot 0.4 \cdot 100 \cdot 25 \cdot (30^2 - 25^2)}{sin30°} = 1727.8Nm$$

El sincronizador aguanta ya que $T_3 = 280N < 1727.8N$

- Sincronizador de primera y segunda marcha:

$$re = 25\ mm$$

$$r_i = \frac{re}{1.2} = \frac{25}{1.2} = 20.83 = 21mm$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 21 \cdot (25 - 21) = 16800\pi$$

$$Troz = \frac{\pi \cdot 0.4 \cdot 100 \cdot 21 \cdot (25^2 + 21^2)}{sin30°} = 971.13Nm$$

El sincronizador aguanta ya que $T_3 = 157.5N < 971.13N$

3.4.12 Anillas de seguridad

Se usaran anillas de seguridad para impedir que los elementos montados en el eje secundario tengan desplazamiento axial. Se ha optado por usar una anilla DIN 471. Esta anilla de seguridad es de uso interior, por eso el eje tiene ranura axial. Las anillas se fabrican de muchos tipos de materiales, ésta está fabricada de acero mejorado Ck60.

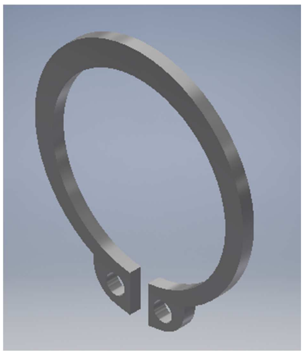


Imagen 3.75: anilla de seguridad

3.5 DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS DEL DIFERENCIAL

El diferencial está compuesto por varios elementos, dos satélites, dos planetarios, el piñón y la corona. En el apartado 3.4.4.8 hemos calculado las dimensiones tanto del piñón como de la corona. En este apartado se van a calcular las dimensiones de los planetarios y los satélites. Estas son rueda cónicas con dientes rectos. Al igual que el piñón y la corona estas ruedas tendrán un módulo de 4mm de la serie I. Con las siguientes formulas se van a calcular las dimensiones y ángulos de estas ruedas:

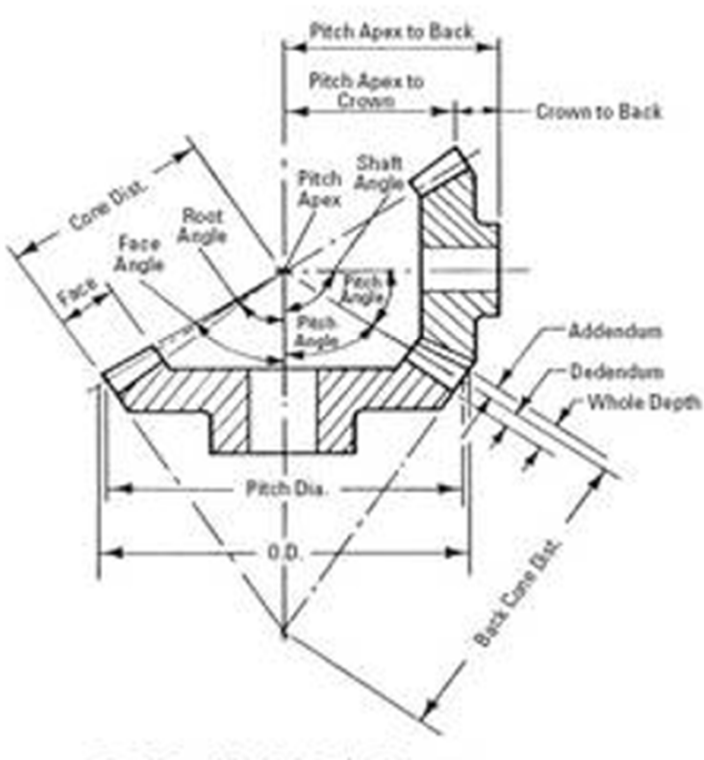


Imagen 3.76: satélites y planetarios

α: ángulo entre ejes

Angulo de los conos primitivos:

$$\theta_S = \frac{arctan(sin(\alpha))}{\frac{Zp}{Zs}+cos(\alpha)}$$ *Fórmula 3.67*

$$\theta_p = \alpha - \theta_s$$ *Fórmula 3 68*

Diámetro primitivo:

$$d = Z \cdot m \qquad \textit{Fórmula 3.69}$$

Radio primitivo:

$$R = \frac{d}{2} \qquad \textit{Fórmula 3.70}$$

Distancia cono:

$$R_e = \frac{d}{2 \cdot sin(\theta)} \qquad \textit{Fórmula 3.71}$$

Addenddum:

$$ha = 1 \cdot m \qquad \textit{Fórmula 3.72}$$

Deddenddum:

$$hf = 1.25 \cdot m \qquad \textit{Fórmula 3.73}$$

Angulo dedendum:

$$\theta_d = arctan\left(\frac{hf}{Re}\right) \qquad \textit{Fórmula 3.74}$$

Ángulo adendum:

$$\theta_a = arctan\left(\frac{ha}{Re}\right) \qquad \textit{Fórmula 3.75}$$

Anchura del diente:

$$b = \Psi \cdot m \qquad \textit{Fórmula 3.76}$$

Ángulo de cabeza:

$$R_c = \frac{m \cdot z}{2} + m \cdot cos\theta \qquad \textit{Fórmula 3.77}$$

Ángulo de fondo:

$$R_f = \frac{m \cdot z}{2} - 1.25 \cdot m \cdot cos\theta \qquad \textit{Fórmula 3.78}$$

3.5.1 Dimensiones de los satélites:

Supondremos que los satélites tendrán 15 dientes, sabemos de apartados anteriores que Ψ=10 y m=4mm.

$$\alpha = 90°$$

$$\theta_S = arctan \cdot \left(\frac{\sin(90)}{\frac{17}{15} + \cos(90)} \right) = 41.42°$$

$$d = 15 \cdot 4 = 60mm$$

$$R = \frac{60}{2} = 30mm$$

$$R_e = \frac{60}{2 \cdot \sin(41.42°)} = 45.35mm$$

$$ha = 1 \cdot 4 = 4mm$$

$$hf = 1.25 \cdot 4 = 5mm$$

$$\theta_d = \arctan\left(\frac{5}{45.35}\right) = 6.3°$$

$$\theta_a = \arctan\left(\frac{4}{45.35}\right) = 5.04°$$

$$b = 10 \cdot 4 = 40mm$$

$$R_c = \frac{4 \cdot 15}{2} + 4 \cdot cos41.42° = 33mm$$

$$R_f = \frac{4 \cdot 15}{2} - 1.25 \cdot 4 \cdot cos41.42° = 26.25mm$$

3.5.2 Dimensiones de los planetarios:

Supondremos que los planetarios tendrán 17 dientes, sabemos de apartados anteriores que Ψ=10 y m=4mm.

$$\alpha = 90°$$

$$\Theta_p = 90 - 41.42° = 48.58°$$

$$d = 17 \cdot 4 = 68mm$$

$$R = \frac{68}{2} = 34mm$$

$$R_e = \frac{68}{2 \cdot \sin(48.58°)} = 45.35mm$$

$$ha = 1 \cdot 4 = 4mm$$

$$hf = 1.25 \cdot 4 = 5mm$$

$$\Theta_d = \arctan\left(\frac{5}{45.35}\right) = 6.3°$$

$$\Theta_a = \arctan\left(\frac{4}{45.35}\right) = 5.04°$$

$$b = 10 \cdot 4 = 40mm$$

$$R_c = \frac{4 \cdot 17}{2} + 4 \cdot cos\ 48.58° = 36.65mm$$

$$R_f = \frac{4 \cdot 17}{2} - 1.25 \cdot 4 \cdot cos\ 48.58° = 30.7mm$$

3.5.3 Largura del nervado para el piñón

Sabiendo el piñón diferencial debe de transmitir un par torsor máximo de 724.142 Nm se usara el mismo procedimiento que en los estriados anteriores:

$$F_u = \frac{724.142Nmm}{0.0125m} = 57931.36N$$

Sabiendo que el diámetro del eje es de 32mm y que el nervado tiene 8 dientes:

$$h = 0.5 \cdot (d_3 - d_2) = 0.5 \cdot (24.75 - 22.5) = 1.375$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1.35 \cdot \frac{57931.36}{1.375 \cdot 80 \cdot 18} = 39.49mm$$

Como el ancho del piñón es de 40 mm por motivos del diseño y funcionamiento se pondrá el estriado de 40mm.