

emeri ta zabal 2020



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

FDO.: FECHA:	FDO.: FECHA:
-----------------	-----------------

ÍNDICE ANEXOS

3.1 Datos de partida	3
3.2 Cálculos previos	5
3.2.1 Radio real de la rueda	5
3.3 Dinámica del vehículo	8
3.3.1 Resistencia a la rodadura	8
3.3.2 Resistencia por pendiente	9
3.3.3 Resistencia aerodinámica	9
3.3.4 Resistencia a la inercia	11
3.3.5 Velocidad máxima	11
3.3.6 Aceleración máxima de 0 a 100 km/h	12
3.3.7 Pendiente máxima capaz de superar	13
3.4 Dimensionamiento de la transmisión	15
3.4.1 Dimensionamiento del embrague	15
3.4.2 Dimensionamiento de la caja de cambios	18
3.4.2.1 Relación de transmisión	18
3.4.2.2 Dimensionamiento de engranajes	21
3.4.2.3 Esfuerzos sobre los engranajes	51
3.4.2.4 Dimensionamiento de los ejes	64
3.4.2.4.1 Esfuerzos y diagramas	64
3.4.2.4.2 Diámetro mínimo necesario	88
3.4.2.5 Chavetas de los ejes	90
3.4.2.6 Embragues de arrastre o contacto positivo	94
3.4.2.7 Cálculo de rodamientos	96
3.4.2.7.1 Eje primario	98
3.4.2.7.2 Eje intermedio	100
3.4.2.7.3 Eje secundario	105
3.4.2.8 Elección de casquillos	111
3.4.3 Dimensionamiento de la transmisión secundaria	112
3.4.3.1 Dimensionamiento del eje de transmisión	112
3.4.3.2 Junta cardan	116
3.4.3.3 Apoyos de transmisión secundaria	118
3.5 Dimensionamiento del chasis.....	123
3.5.1 Cálculos previos	123

3.5.2	Solicitaciones del chasis	126
3.5.2.1	Esfuerzos producidos por aceleración rectilínea	126
3.5.2.2	Esfuerzos producidos por frenada rectilínea	131
3.5.2.3	Esfuerzos producidos en el paso por curva	134
3.5.3	Simulación de elementos finitos	144
3.5.3.1	Aceleración máxima	144
3.5.3.2	Frenada máxima	145
3.5.3.3	Paso por curva	146

3.1. DATOS DE PARTIDA

Los requisitos de diseño de esta motocicleta vienen definidos por las especificaciones de la ficha técnica del propio vehículo. A continuación, se muestra las especificaciones técnicas definidas por el fabricante, necesarias para comenzar con los cálculos de diseño de este proyecto.

- **Potencia máxima:** 55 kW / 75 CV
- **Régimen de potencia máxima:** 8.500 rpm
- **Par máximo:** 6,8 m. daN
- **Régimen de par máximo:** 6750 rpm
- **Peso total:** 228 Kg
- **Peso total con carga autorizado:** 450 Kg
- **Número de marchas:** 5
- **Reducción primaria:** 35/18 (1,94)
- **Relación de marchas:**
 - 1ª marcha: 37/16
 - 2ª marcha: 35/23
 - 3ª marcha: 32/27
 - 4ª marcha: 29/30
 - 5ª marcha: 24/28
- **Reducción secundaria (cardan):** 32/10 (3,20)
- **Neumáticos:**
 - Delantero: 100/90 H 18
 - Trasero: 130/90 H 17

Chasis:

	K 75 y C
Longitud (mm)	2 220
Ancho total con retrovisor (mm)	900
Altura total (mm)	1 300
Altura hasta el sillín (mm)	760
Distancia entre ejes en vacío (mm)	1 516
Altura al suelo en vacío (mm)	175
Peso total con carga autorizado (Kg)	228
Reparto delantero/trasero /Kg)	105/123
Reparto delantero/trasero (%)	46/54

Figura 1. Dimensiones y peso de la BMW K75.

Dado que el fabricante no especifica todas las medidas necesarias del chasis, se han realizado mediciones sobre un chasis real de este modelo. A pesar de que estas mediciones no serán exactamente iguales que las reales, se ha intentado obtener las medidas más semejantes a la realidad, de forma que cumpla las mismas solicitudes que el chasis real.

3.2. CÁLCULOS PREVIOS

Se realizarán los cálculos de ciertos valores que serán necesarios para realizar el diseño de esta motocicleta.

3.2.1. Radio real de la rueda

Se va a proceder a explicar cómo se interpretan los códigos que vienen marcados en los neumáticos, que serán los que definan el radio real de la rueda.

Los neumáticos permitidos para esta motocicleta vienen definidos en el manual de taller del fabricante:

	Delantera	Trasera
K 75 C y K 75 (87 a 89)	100/90 H 18	120/90 H 18
K 75 (1990)	100/90 H 18	130/90 H 17
K 75 S y RT	100/90 V 18	130/90 V 17

Figura 2. Neumaticos BMW K75 según el manual de taller.

La rueda trasera lleva montado un neumático 130/90 H 17. En este caso se combinan tres tipos de mediciones, 130 en milímetros, 90 en porcentaje y 17 en pulgadas. Para poder explicarlo se utilizará la sección de un neumático.

- **130/90 H 17**: Indica el ancho nominal o el ancho de sección del neumático en milímetros. En este caso 130 mm.



Figura 3. Ancho nominal del neumático.

- 130/90 H 17: Este número designa la altura de la sección del neumático, pero en porcentaje sobre el ancho (130 mm).

$$130 * 0,90 = 117 \text{ mm}$$

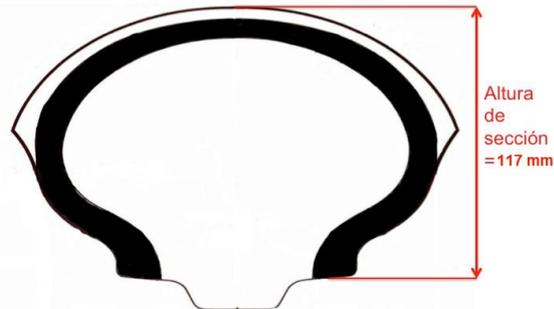


Figura 4. Altura de la sección del neumático.

- 130/90 **H** 17: Esta letra especifica el código de velocidad del neumático. Es decir, la velocidad máxima permitida para este neumático. En este caso H (210 km/h).

Código	mph	km/h	Código	mph	km/h
A1	3	5	L	75	120
A2	6	10	M	81	130
A3	9	15	N	87	140
A4	12	20	P	94	150
A5	16	25	Q	100	160
A6	19	30	R	106	170
A7	22	35	S	112	180
A8	25	40	T	118	190
B	31	50	U	124	200
C	37	60	H	130	210
D	40	65	V	149	240
E	43	70	Z	más de 149	más de 240
F	50	80	W	168	270
G	56	90	(W)	más de 168	más de 270
J	62	100	Y	186	300
K	68	110	(Y)	más de 186	más de 300

Figura 5. Códigos de velocidad del neumático.

- 130/90 H **17**: Esta medida denomina el diámetro de la llanta, que es la pieza donde va encajado el neumático. Se designa en pulgadas.

$$17" \cdot 25,4 = 431,8 \text{ mm}$$

Con todos estos datos se puede obtener el diámetro completo de la rueda:

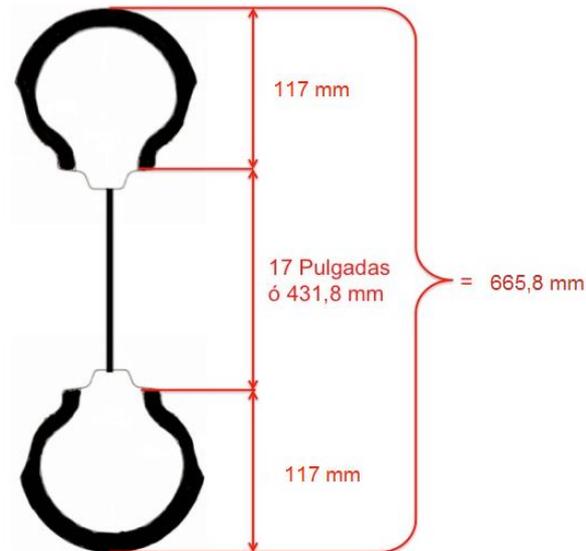


Figura 6. Diámetro completo del neumático.

Por lo tanto, el radio de la rueda desde el centro de la rueda hasta el contacto con el suelo será la mitad del diámetro:

$$\text{Radio total de la rueda trasera} = \frac{665,8}{2} = 332,9 \text{ mm}$$

De esta misma manera se obtiene el radio real de la rueda delantera:

$$100/90 \text{ H } 18 = \frac{(100 \cdot 0,9) \cdot 2 + 18 \cdot 25,4}{2} = 318,6 \text{ mm}$$

3.3. DINÁMICA DEL VEHÍCULO

Para poder comenzar con el diseño de la motocicleta se deberán obtener ciertos valores debidos a diferentes situaciones, las cuales cualquier motocicleta debe ser capaz de afrontar.

3.3.1. Resistencia a la rodadura

Esta resistencia se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos. Este valor se obtiene de unas tablas de manera aproximada ya que no todas las carreteras se encuentran en las mismas condiciones.

C_r	d	Descripción
0.0002 a 0.0010	0.5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre rieles de acero
	0.1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0.0025		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0.005		Rieles estándar de tranvía
0.0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares ³
0.006 a 0.01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0.010 a 0.015		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0.02		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0.030 a 0.035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0.055 a 0.065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0.34		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Tabla 1. Valores del coeficiente de resistencia a la rodadura.

Aunque el usuario de esta motocicleta podría llegar a circular por cualquier tipo de terreno, se ha decidido suponer que la mayor parte de su vida la hará por superficies asfaltas, que es para lo que están diseñadas este tipo de motos.

$$R_r = P_T \cdot \mu_{rod} = 4500 \cdot 0,035 = 157,5 N$$

Donde:

R_r = Resistencia a la rodadura [N]

P_T = Peso total con carga autorizado [N]

μ_{rod} = Coeficiente de rodadura

3.3.2. Resistencia por pendiente

Esta resistencia depende directamente del peso del vehículo. En un tramo ascendente deberá vencer la oposición resistente. En cambio, en un tramo descendente, deberá soportar el impulso. Las pendientes se expresan en tanto por ciento; de forma que una pendiente ascendente del 10%, presentará un ascenso de 10 m por cada 100 m recorridos de forma horizontal. Para la obtención del esfuerzo resistente se multiplicará el peso total del vehículo por el porcentaje de pendiente.

$$R_p = P_T \cdot \%_{pen} = 4500 \cdot \frac{x}{100} = 45x \text{ N}$$

La fórmula queda planteada ya que se utilizará en un apartado futuro.

Donde:

R_p = Resistencia por pendiente [N]

P_T = Peso total con carga autorizado [N]

$\%_{pen}$ = porcentaje de pendiente

3.3.3. Resistencia aerodinámica

Esta resistencia se expresa como la fuerza que necesita para superar la oposición generada por el aire. Esta dependerá de las dimensiones del vehículo, de su forma, de la temperatura, presión del aire, ráfagas y dirección del viento y la velocidad a la que se circule.

Para determinar este esfuerzo se utiliza el coeficiente CX, que es el valor del coeficiente aerodinámico. Mide la facilidad o dificultad con que un objeto penetra en el aire. La resistencia aerodinámica es el producto de la sección frontal por este coeficiente CX.

Descripción de la moto	Piloto tumbado	Piloto sentado
Yamaha Venture		0,75
Honda V65 Magna		0,61
Honda Blackbird	0,44 / 0,49	0,72 / 0,81
Honda VF1000F	0,40	0,46 / 0,45
Aprilia Mille	0,52	0,61
Ducati 916	0,49 / 0,57 / 0,53	0,61 / 0,69 / 0,61
BMW R1100 RT	0,53	0,97
BMW K100RS	0,40	0,43
Yamaha R1 (1998)	0,57	0,62
Yamaha FJ1100	0,43	0,48
Kawasaki GPZ900R	0,36	0,43
Suzuki GSX1100EF	0,41	0,44
Suzuki GSXR750	0,32	
Suzuki Hayabusa	0,31	
Kawasaki ZX-12R	0,34	
Yamaha OW69	0,32	
Honda 1996 RS125	0,20	
Honda 1990 RS125	0,19	
Honda RS500	0,24	
Rifle faired Yamaha	0,15	

Tabla 2. Coeficientes aerodinámico multiplicado por el area

Se utilizará el coeficiente aerodinámico de su hermana mayor BMW K100, dado que todos los componentes de la motocicleta son los mismos exceptuando el motor. Dado que la posición de conducción más común para el piloto en este tipo de motocicletas es sentado, se utilizará dicho valor.

La velocidad máxima de esta motocicleta es de 200 km/h según su ficha técnica.

Teniendo en cuenta que:

$$R_a = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A \cdot v^2}{2} = \frac{1,225 \cdot 0,43 \cdot 55,56^2}{2} = 812,88 \text{ N}$$

Donde:

R_a = Resistencia aerodinámica [N]

C_x = Coeficiente aerodinámico

ρ = Densidad del aire [kg/m³]

A= Área de la sección frontal [m²]

v= Velocidad vehículo [m/s]

3.3.4. Resistencia a la inercia

Es la resistencia que se opone a que haya una variación en el desplazamiento de las masas. Cuando el vehículo está acelerando actúa como una fuerza resistente. En cambio, cuando un vehículo esté decelerando actúa como fuerza impulsora poniéndose al frenado.

Esta fuerza se obtiene del producto de la masa del vehículo por la aceleración. Según las especificaciones técnicas esta moto acelera de 0 a 100 km/h en 4,6 segundos.

$$R_i = m_T \cdot a = 450 \cdot 6,04 = 2717,61 \text{ N}$$

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} = \frac{27,78 - 0}{4,6} = 6,04 \text{ m}^2/\text{s}$$

Donde:

R_i = Resistencia a la inercia [N]

m_T = Masa total con carga autorizada [kg]

a = Aceleración [m/s^2]

v_f = Velocidad final [m/s]

v_o = Velocidad inicial [m/s]

t = Tiempo [s]

3.3.5. Velocidad máxima

Se procederá a calcular la velocidad máxima teórica de la motocicleta cuando la motocicleta se encuentra a su par máximo, es decir, cuando la motocicleta aproveche al máximo el rendimiento del carburante así como la vida del motor, dando la mejor relación consumo-potencia posible. Esta se alcanzará en la quinta marcha de la caja de cambios.

$$T_5 = T_{max} \cdot i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan} = 68 \cdot \frac{35}{18} \cdot \frac{24}{28} \cdot \frac{32}{10} = 362,67 \text{ Nm}$$

$$F_5 = \frac{T_5}{r_{rueda}} = \frac{362,67}{0,3329} = 1090 \text{ N}$$

Donde:

T_5 = Par de salida en 5ª [N·m]

F_5 = Fuerza aplicada por la rueda trasera en 5ª [N]

T_{max} = Par máximo del motor [N·m]

i_{eje1} = Reducción eje primario

i_{eje2} = Reducción eje secundario

i_{cardan} = Reducción transmisión secundaria (cardan)

Realizando un equilibrio de fuerzas se obtendrá la velocidad teórica máxima que podría alcanzar la motocicleta en una carretera asfalta con una pendiente del 0%.

$$F_5 = R_r + R_a$$

$$1090 = 157,5 + \frac{1,225 \cdot 0,43 \cdot v_{max}^2}{2}$$

$$v_{max} = 59,50 \text{ m/s} = 214,2 \text{ km/h}$$

La velocidad teórica máxima obtenida se aproxima mucho a la velocidad máxima definida por el fabricante (200 km/h). Esta pequeña variación puede deberse a haber tenido en cuenta otras situaciones resistentes.

3.3.6. Aceleración máxima de 0 a 100 km/h

Se procederá a calcular si es capaz de alcanzar la aceleración máxima que se especifica en la ficha técnica de la motocicleta.

$$T_1 = T_{max} \cdot i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan} = 68 \cdot \frac{35}{18} \cdot \frac{37}{16} \cdot \frac{32}{10} = 978,44 \text{ Nm}$$

$$F_1 = \frac{T_1}{r_{rueda}} = \frac{978,44}{0,3329} = 2939,15 \text{ N}$$

Donde:

T_1 = Par de salida en 1ª [N·m]

F_1 = Fuerza aplicada por la rueda trasera en 1ª [N]

T_{max} = Par máximo del motor [N·m]

i_{eje1} = Reducción eje primario

i_{eje2} = Reducción eje secundario

i_{cardan} = Reducción transmisión secundaria (cardan)

La fuerza de inercia del apartado 3.3.4 está calculada para una aceleración de 0 a 100 km/h en 4,6 segundos, por lo que deberá superar esta fuerza.

$$F_1 = R_r + R_i$$

$$2939,15 > 157,5 + 2717,61$$

$$2939,15 \text{ N} > 2875,11 \text{ N}$$

La fuerza ofrecida por el motor es mayor que las fuerzas de oposición ante esta situación.

3.3.7. Pendiente máxima capaz de superar

Se procederá a calcular la pendiente máxima que puede superar la motocicleta. Este cálculo se realizará en la primera marcha de la caja de cambios dado que es en la cual tiene más par. En este caso la fuerza de inercia no puede ser la misma, ya que no se puede alcanzar la máxima velocidad en el mismo tiempo en una pendiente ascendente. Por ello se recalculará esta fuerza de inercia para el triple del tiempo.

$$R_i = m_T \cdot a = 450 \cdot 6,04 = 1041,75 \text{ N}$$

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} = \frac{27,78 - 0}{12} = 2,31 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$T_1 = T_{max} \cdot i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan} = 68 \cdot \frac{35}{18} \cdot \frac{37}{16} \cdot \frac{32}{10} = 978,44 \text{ Nm}$$

$$F_1 = \frac{T_1}{r_{rueda}} = \frac{978,44}{0,3329} = 2939,15 \text{ N}$$

Donde:

T_1 = Par de salida en 1ª [N·m]

F_1 = Fuerza aplicada por la rueda trasera en 1ª [N·m]

T_{max} = Par máximo del motor [N·m]

i_{eje1} = Reducción eje primario

i_{eje2} = Reducción eje secundario

i_{cardan} = Reducción transmisión secundaria (cardan)

Realizando un equilibrio de fuerzas se obtendrá la pendiente máxima que podría superar la motocicleta en una carretera asfalta.

$$F_1 = R_r + R_i + R_p$$

$$2939,15 = 157,5 + 1041,75 + 4500 \cdot \frac{x}{100}$$

$$x = 38,66 \%$$

Podrá superar una pendiente del 38,66%, superior al valor de la mayoría de las carreteras con grandes pendientes.

3.4. DIMENSIONAMIENTO DE LA TRANSMISIÓN

3.4.1. Dimensionamiento del embrague

El embrague nos permitirá cambiar de marcha de forma suave, ya que es el encargado de acoplar y desacoplar el motor con la transmisión. En la actualidad los embragues en seco están compuestos por materiales orgánicos que permiten un accionamiento suave, capaces de soportar altas temperaturas y con una larga vida útil.

El embrague de esta motocicleta está compuesto por un único disco de fricción en seco de asbestos tejido sobre acero.

Material Combination	Coefficient of Friction		Temp. (max)	Pressure (Max)
	Wet	Dry	Deg.C	MPa
Cast Iron/Cast Iron	0,05	0,15-0,20	300	0,8
Cast Iron/Steel	0,06	0,15-0,20	300	0,8-1,3
Hard Steel/Hard Steel	0,05	0,15-0,20	300	0,7
Wood/Cast Iron-steel	0,16	0,2-0,35	150	0,6
Leather/Cast Iron-steel	0,12-0,15	0,3-0,5	100	0,25
Cork/Cast Iron- Steel	0,15-0,25	0,3-0,5	100	0,1
Felt/Cast Iron- Steel	0,18	0,22	140	0,06
Woven Asbestos/Cast Iron- Steel	0,1-0,2	0,3-0,6	250	0,7
Moulded Asbestos/Cast Iron- Steel	0,08-0,12	0,2-0,5	250	1,0
Impregnated Asbestos/Cast Iron- Steel	0,12	0,32	350	1,0
Carbon-graphite/Cast Iron- Steel	0,05-0,1	0,25	500	2,1
Kelvar/Cast Iron- Steel	0,05-0,1	0,35	325	3,0

Tabla 3. Características de los materiales utilizados en los embragues.

$$\mu = 0,6$$

$$T_{max}^a = 250^{\circ}C$$

$$P_{max} = 0,7 \text{ MPa} = 0,7 \text{ N/mm}^2 = 71,38 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = 165 \text{ mm}$$

$$d = 140 \text{ mm}$$

Para realizar el cálculo se aplicará la hipótesis de desgaste uniforme, que es la que más se acerca a la realidad.

$$T_{roz} = \frac{\pi}{8} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d \cdot (D^2 - d^2)$$

$$T_{roz} = \frac{\pi}{8} \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot 140 \cdot (165^2 - 140^2)$$

$$T_{roz} = 176066,63 \text{ Nmm} = 176,07 \text{ Nm}$$

Donde:

T_{roz} = Par capaz de soportar por el embrague [N·mm]

μ = Coeficiente de rozamiento

p_{max} = Presión máxima aguantada por el embrague [N/mm²]

D = Diámetro mayor del disco [mm]

d = Diámetro menor del disco [mm]

A continuación, se procederá a calcular el par producido por el motor a potencia máxima y se comparará con el que es capaz de soportar el embrague. La potencia máxima del motor se da a 8500rpm y son 75CV.

$$Pot_{max} = 75 \text{ CV} = 55125 \text{ W}$$

$$\omega = 8500 \text{ rpm} = 890,12 \text{ rad/s}$$

$$T_{motor} = \frac{Pot_{max}}{\omega} = \frac{55125}{890,12} = 61,93 \text{ Nm}$$

Donde:

Pot_{max} = Potencia máxima del motor [W]

ω = Velocidad angular [rad/s]

T_{motor} = Par tursor máximo del motor [Nm]

El par máximo soportado por el embrague es mayor que el par máximo generado por el motor, por lo que el embrague nunca patinará:

$$176,07 \text{ Nm} > 61,93 \text{ Nm}$$

Según las recomendaciones de los fabricantes no es aconsejable sobredimensionar en exceso un embrague, ya que esto implica una gran inercia. En la siguiente tabla se muestra la recomendación de los fabricantes de cuantas veces mayor que el par a transmitir tiene que ser T_{roz} en función de la inercia de la máquina donde se vaya a montar.

tipo de maquina receptora	tipo de máquina motriz			
	motor eléctrico	motor explosión 4 ó 6 cilindros	motor explosión 2 ó 3 cilindros	motor explosión monocilindro
J muy reducido (bombas centrífugas, pequeños ventiladores, compresor centrífugo)	1.5	1.8	2	2.5
J pequeño (elevadores, grandes ventiladores, transportadores a cinta, maquinas herramientas para madera y metal, pequeña máquina textil)	1.7	2	2.2	2.8
J mediano (horno rotativo, montacargas, mezcladoras, cizalla, máquina de estampar, bomba y compresor de pistón, afiladora, máquina textil pesada, molinos)	2	2.3	2.5	3.2
J elevado y fuertes puntas de carga (palas, pulidoras, tractores, laminadoras de metales ligeros, trituradoras, grandes ventiladores, prensas de matricular, locomotoras, bombas grandes de pistón, grúas)	2.5	2.7	3	3.5
J muy elevado y fuertes puntas de carga (prensas de forjar, compresor de pistón grande, laminadoras para acero y caucho, sierras alternativas, rodillos transportadores, limadoras, bancos de estiraje, plegadoras, grandes trituradores, calandras para papel, centrifugadoras)	3	3.2	3.5	4

Tabla 4. Características de los materiales utilizados en los embragues.

Según la tabla:

$$61,3 \cdot 2,5 = 153,25 \text{ Nm} < 176,07 \text{ Nm}$$

Esta ligeramente sobredimensionado, pero dentro de los valores aceptables según los fabricantes. A pesar de que este es el diseño elegido por el fabricante, se procederá a calcular el diámetro para el par que tiene que soportar. De esta manera se obtendrá un embrague más reducido, por lo tanto, más económico.

$$T_{roz} = 153,25 \text{ Nm} = 153250 \text{ Nmm}$$

$$153250 = \frac{\pi}{8} \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot d \cdot (165^2 - d^2)$$

$$d = 144,15 \text{ mm}$$

Dimensiones del embrague	
Diseño Inicial	Diseño Final
D= 165 mm	D= 165 mm
d= 140 mm	D= 144,15 mm

Tabla 5. Diseño del embrague inicial y final.

Al tratarse de una diferencia mínima en el diseño del embrague se ha optado por utilizar el diseño del embrague comercial utilizado por BMW.

3.4.2. Dimensionamiento de la caja de cambios

La caja de cambios es la encargada de transformar el par motor según las necesidades de la situación. Se encarga de que el vehículo sea capaz de superar las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo, ya calculadas en el apartado de dinámica del vehículo (3.3). Las primeras marchas tendrán gran fuerza y podrán vencer pendientes con mayor facilidad, a consta de tener una velocidad más escasa. Por el contrario, las ultimas velocidades permiten alcanzar una mayor velocidad con la limitación de no poder superar grandes pendientes.

3.4.2.1. Relaciones de transmisión

Se procederá a calcular las reducciones de cada marcha y la velocidad del vehículo a revoluciones de potencia máxima en cada una de ellas, dicha potencia se da a 8500 rpm. Para ello se tendrá que tener en cuenta la reducción entre el eje primario y el intermedio, la reducción entre el eje intermedio y secundario, la reducción del eje cardan y el radio de la rueda.

$$\omega = 8500 \text{ rpm} = 890,12 \text{ rad/s}$$

- **Primera marcha:**

$$i_{total1} = i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan}$$

$$i_{total1} = \frac{35}{18} \cdot \frac{37}{16} \cdot \frac{32}{10} = 14,4$$

$$v_1 = \frac{\omega \cdot r_{rueda}}{i_{total1}} = \frac{890,12 \cdot 0,3329}{14,4} = 20,58 \text{ m/s} = 74,08 \text{ km/h}$$

- **Segunda marcha:**

$$i_{total2} = i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan}$$

$$i_{total2} = \frac{35}{18} \cdot \frac{35}{23} \cdot \frac{32}{10} = 9,472$$

$$v_2 = \frac{\omega \cdot r_{rueda}}{i_{total2}} = \frac{890,12 \cdot 0,3329}{9,472} = 31,28 \text{ m/s} = 112,62 \text{ km/h}$$

- **Tercera marcha:**

$$i_{total3} = i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan}$$

$$i_{total3} = \frac{35}{18} \cdot \frac{32}{27} \cdot \frac{32}{10} = 7,36$$

$$v_3 = \frac{\omega \cdot r_{rueda}}{i_{total3}} = \frac{890,12 \cdot 0,3329}{7,36} = 40,26 \text{ m/s} = 144,94 \text{ km/h}$$

- **Cuarta marcha:**

$$i_{total4} = i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan}$$

$$i_{total4} = \frac{35}{18} \cdot \frac{29}{30} \cdot \frac{32}{10} = 6,016$$

$$v_4 = \frac{\omega \cdot r_{rueda}}{i_{total4}} = \frac{890,12 \cdot 0,3329}{6,016} = 49,25 \text{ m/s} = 177,32 \text{ km/h}$$

- **Quinta marcha:**

$$i_{total5} = i_{eje1} \cdot i_{eje2} \cdot i_{cardan}$$

$$i_{total5} = \frac{35}{18} \cdot \frac{24}{28} \cdot \frac{32}{10} = 5,344$$

$$v_5 = \frac{\omega \cdot r_{rueda}}{i_{total5}} = \frac{890,12 \cdot 0,3329}{5,344} = 55,45 \text{ m/s} = 199,62 \text{ km/h}$$

Donde:

i_{totalx} = Reducción total de la marcha "x"

i_{eje1} = Reducción eje primario

i_{eje2} = Reducción eje secundario

i_{cardan} = Reducción transmisión secundaria (cardan)

ω = Velocidad angular [rad/s]

v_x = Velocidad del vehículo en la marcha "x" a 8500 rpm [m/s]

RESUMEN VELOCIDADES A MÁXIMA POTENCIA (8500 rpm)	
Primera marcha	74,08 km/h
Segunda marcha	112,62 km/h
Tercera marcha	144,94 km/h
Cuarta marcha	177,32 km/h
Quinta marcha	199,62 km/h

Tabla 6. Velocidades máximas de cada marcha a 8500 rpm.

3.4.2.2. Dimensionamiento de engranajes

Se procederá a los engranajes del sistema de transmisión. Es de vital importancia tener en cuenta que estos engranajes no pueden ser muy grandes, dado que esto haría que la caja de cambios fuera muy voluminosa y cara. Esto resultaría un problema debido al reducido espacio de las motocicletas. Así mismo, se considera importante que un par de engranajes estén en contacto permanente (engranajes de toma constante), por lo que tendrá una relación 1:2.

Para que no haya problemas de engrane y los dientes no se desgaten demasiado pronto, conviene que la distancia entre los ejes sea lo más precisa posible, para que la distancia entre cualquier pareja de engranajes sea la misma.

Por ello se deben cumplir una serie de condiciones:

- 1- Todas las parejas de engranajes entre si deben ser del mismo modulo.
- 2- La distancia entre ejes debe ser la misma para cada par de ruedas.

Se obtendrá el módulo de dichos engranajes mediante la fórmula de Lewis, la cual analiza el fallo por una tensión excesiva, y la fórmula de Hertz, la cual analiza el fallo superficial. Estas fórmulas se aplicarán a los engranajes que se vean afectados cuando la primera o segunda estén engrandas, dado a su elevado par debido a la gran reducción; y cuando la quinta esté engranada, ya que es la marcha que más uso se le dará y la que a mayor número de revoluciones gira. Estas tres son las situaciones más desfavorables.

El ángulo de contacto entre dientes es de 20° , ya que esta normalizado. El material elegido para todos los engranajes es un acero con un tratamiento térmico de temple y revenido F-154 (dureza 300 BHN):

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130 - 172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172 - 227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248 - 323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303 - 406	172
	Carburizado	55 Rc	375 - 447	189
	Carburizado	60 Rc	413 - 482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310 - 375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254 - 289	138

Tabla 7. Valores de la tensión admisible para el fallo por rotura del diente del acero.

La tensión admisible para estos engranajes es de 298 MPa (3038,5 kg/cm²).

Además, todos los engranajes seguirán un factor de guiado tabulado:

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)

Tabla 8. Valores recomendados del factor de forma Ψ .

Debido las aplicaciones que tienen los engranajes se considera apropiado un factor de guiado igual a 12:

$$\Psi = 12$$

También se tendrán en cuenta los valores tabulados del factor de forma de Lewis que varían dependiendo del número de dientes del engranaje, así como el factor de forma.

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

Tabla 9. Valores del factor de forma de Lewis Y.

Se procederá a calcular el ángulo β_a de los engranajes, dado que se trata de engranajes helicoidales. Este cálculo indica el ángulo que tiene que tener cada engranaje para tener un correcto funcionamiento. Cada par de engranajes que está en contacto debe tener el mismo β_a . Para realizar el cálculo se tendrá en cuenta que tienen que mantener la misma distancia de funcionamiento:

- Distancia entre el eje primario e intermedio:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_a} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m}{2 \cdot \cos 20} \cdot (35 + 18) = 28,2m$$

- Distancia entre el eje intermedio y secundario:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} \cdot (z_3^1 + z_4^1) = \frac{m}{2 \cdot \cos 30} \cdot (16 + 37) = 30,6m$$

Ahora se calculará el ángulo de inclinación de cada engranaje de la transmisión entre eje intermedio y secundario:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} \cdot (z_3^1 + z_4^1) \rightarrow 30,6m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} \cdot (16 + 37) \rightarrow \beta_{a_1} = 30^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_2}} \cdot (z_3^2 + z_4^2) \rightarrow 30,6m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_2}} \cdot (23 + 35) \rightarrow \beta_{a_2} = 18,61^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_3}} \cdot (z_3^3 + z_4^3) \rightarrow 30,6m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_3}} \cdot (27 + 32) \rightarrow \beta_{a_3} = 15,41^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_4}} \cdot (z_3^4 + z_4^4) \rightarrow 30,6m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_4}} \cdot (30 + 29) \rightarrow \beta_{a_4} = 15,41^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_5}} \cdot (z_3^5 + z_4^5) \rightarrow 30,6m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_5}} \cdot (28 + 24) \rightarrow \beta_{a_5} = 31,8^\circ$$

Donde:

d = Distancia entre ejes [mm]

m = Modulo del engranaje [mm]

z = Número de dientes

β_a = Ángulo de inclinación debido a la helicoidalidad[°]

Se estima que la duración de la caja de cambios apropiada para este tipo de motocicletas es de 200.000 km. Dado que la velocidad media de estas motocicletas es de 80 km/h (combinando el uso urbano con el de carretera), se pueden obtener las horas que durara esta caja de cambios:

$$\text{Duración (horas)} = \frac{200.000 \text{ km}}{80 \text{ km/h}} = 2500 \text{ h}$$

Además, se estima el porcentaje de uso de cada marcha:

PORCENTAJE DE USO DE CADA MARCHA		
Primera marcha	6%	150 h
Segunda marcha	18%	450 h
Tercera marcha	21%	525 h
Cuarta marcha	20%	500 h
Quinta marcha	35%	875 h
Total	100%	2500 h

Tabla 10. Porcentaje y horas de uso de cada marcha.

Se comprobarán todos los engranajes de la caja de cambios que se vean afectados cuando la primera, la segunda y la quinta marcha se encuentren engranadas. Esto es debido al gran par que transmite causado por la reducción y el elevado uso, siendo estas las marchas más críticas. Esta comprobación se realizará a máxima potencia (8500 rpm).

Cuando hay alguna marcha engranada la transmisión se realiza mediante un total de 6 engranajes: un par del eje primario al intermedio, otro par del intermedio al secundario y otro par en la transmisión secundaria. En el siguiente esquema se puede apreciar las posiciones que ocupa cada engranaje, pudiendo ser las posiciones 3 y 4 cualquiera par de engranajes de las marchas 1, 2, 3, 4 y 5:

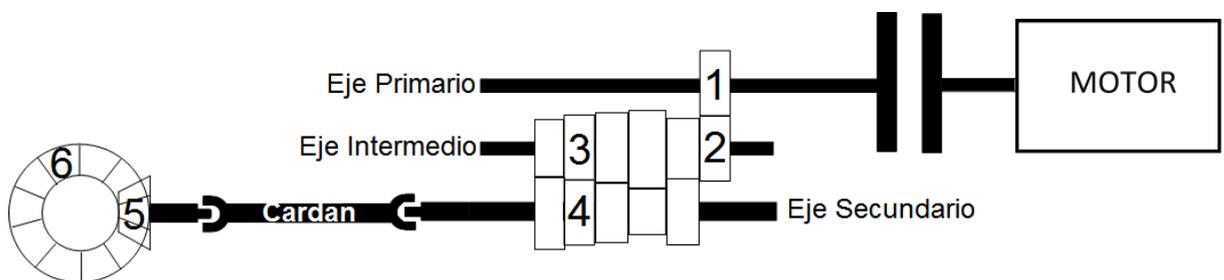


Figura 7. Esquema del sistema de transmisión.

- **PRIMER ENGRANAJE:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 20° y el número de dientes es de 18.

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 20}{1,5 \cdot 8500 \cdot 18 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,309}}$$

$$m \geq 0,157 \text{ cm}$$

Donde:

m = Módulo del engranaje [cm]

Pot = Potencia máxima [CV]

w = Velocidad angular del engranaje [rpm]

z = Número de dientes

Ψ = Factor de forma

σ_{adm} = Tensión admisible para el fallo por rotura de diente [kg/cm^2]

Y = Factor de forma de Lewis

Ecuación de Hertz

Para poder realizar la comprobación de Hertz se deberá calcular la K_{adm} , que se obtendrá del producto del coeficiente φ y del valor K_{5000} , determinados en las siguientes tablas:

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

Tabla 11. Tabla de valores de K_{5000} .

Como se puede apreciar en la *Figura 7*, estos engranajes están siempre transmitiendo par, por lo que su duración estimada será del 100% (2500 h de servicio).

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

Tabla 12. Tabla de valores φ .

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 1,25 \cdot 60 = 75$$

$$T_1 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{890,11} = 61,93 Nm = 631,51 kgcm$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 631,51 \cdot \cos^4 20 \cdot (1,94 \pm 1)}{75 \cdot 12 \cdot 18^2 \cdot 1,94 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,25 cm$$

$$m \geq 0,17 cm$$

Donde:

m= Módulo del engranaje [cm]

T= Par máximo [kg·cm]

i= Relación de transmisión

K_{adm} = Presión admisible de rodadura [kg/cm²]

α = Ángulo de contacto [°]

• **SEGUNDO ENGRANAJE:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 20° y el número de dientes es de 35.

Ecuación de Lewis

Este engranaje gira a una velocidad angular diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{35}{18} \rightarrow w = \frac{8500}{35/18} = 4371,43 \text{ rpm}$$

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 35 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,374

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 20}{1,5 \cdot 4371 \cdot 35 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,374}}$$

$$m \geq 0,148 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Igual que en el engranaje 1, la duración estimada de uso será la misma (2500 h de servicio).

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 1,25 \cdot 60 = 75$$

$$T_2 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_2^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 20 \cdot (1,94 \pm 1)}{75 \cdot 12 \cdot 35^2 \cdot 1,94 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,202 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,138 \text{ cm}$$

• **TERCER ENGRANAJE EN PRIMERA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 30° y el número de dientes es de 16. Dado que el engranaje 3 está unido al eje intermedio, igual que el engranaje 2, giraran a la misma velocidad (4371,43 rpm).

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 30}{1,5 \cdot 4371,43 \cdot 16 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,296}}$$

$$m \geq 0,202 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

A diferencia de los dos primeros engranajes, este no estará en continuo uso. Únicamente cuando la primera marcha este seleccionada. Su duración estimada será de 150 h de servicio, por lo que se recalculará la K_{adm} .

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

Tabla 13. Tabla de valores φ .

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 3,2 \cdot 60 = 192$$

$$T_3 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_3 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_3^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 30 \cdot (2,3125 \pm 1)}{192 \cdot 12 \cdot 16^2 \cdot 2,3125 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,218 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,16 \text{ cm}$$

• **CUARTO ENGRANAJE EN PRIMERA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 30° y el número de dientes es de 37. Habrá que calcular la velocidad angular de nuevo, ya que esta será diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{37}{16} \rightarrow w = \frac{4371,43}{37/16} = 1890,35 \text{ rpm}$$

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 37 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,381

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 30}{1,5 \cdot 1890,35 \cdot 37 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,381}}$$

$$m \geq 0,18 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Al igual que el engranaje 3, su duración estimada será de 150 h de servicio.

Para esta velocidad angular hay que recalcular K₅₀₀₀:

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

Tabla 14. Tabla de valores de K_{5000} .

Mediante una interpolación y los datos de la tabla se ha obtenido $K_{5000}=78$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 3,2 \cdot 78 = 249,6$$

$$T_4 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{197,95} = 278,47 \text{ Nm} = 2839,6 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2839,6 \cdot \cos^4 30 \cdot (2,3125 \pm 1)}{249,6 \cdot 12 \cdot 37^2 \cdot 2,3125 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,15 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,11 \text{ cm}$$

• **TERCER ENGRANAJE EN SEGUNDA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de $18,61^\circ$ y el número de dientes es de 23. Dado que el engranaje 3 está unido al eje intermedio, igual que el engranaje 2, giraran a la misma velocidad (4371,43 rpm).

Ecuación de Lewis

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 23 dientes se ha interpolado el valor, $Y=0,334$.

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 18,61}{1,5 \cdot 4371,43 \cdot 23 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,334}}$$

$$m \geq 0,177 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

A diferencia de los dos primeros engranajes, este no estará en continuo uso. Únicamente cuando la segunda marcha este seleccionada. Su duración estimada será de 450 h de servicio, por lo que se recalculará la K_{adm} .

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

Tabla 15. Tabla de valores φ .

Se interpolará entre los valores de la tabla para obtener φ :

$$\varphi = 2,28$$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,28 \cdot 60 = 136,8$$

$$T_3 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_3 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_3^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 18,61 \cdot (1,52 \pm 1)}{136,8 \cdot 12 \cdot 23^2 \cdot 1,52 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,227 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,13 \text{ cm}$$

• **CUARTO ENGRANAJE EN SEGUNDA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 18,61° y el número de dientes es de 35. Habrá que calcular la velocidad angular de nuevo, ya que esta será diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{35}{23} \rightarrow w = \frac{4371,43}{35/23} = 2872,65 \text{ rpm}$$

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 35 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,374

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 18,61}{1,5 \cdot 2872,65 \cdot 35 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,374}}$$

$$m \geq 0,17 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Al igual que el engranaje 3, su duración estimada será de 450 h de servicio.

Para esta velocidad angular $K_{5000}=60$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,28 \cdot 60 = 136,8$$

$$T_4 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{300,82} = 183,25 \text{ Nm} = 1868,63 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1868,63 \cdot \cos^4 18,61 \cdot (1,52 \pm 1)}{136,8 \cdot 12 \cdot 35^2 \cdot 1,52 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,197 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,12 \text{ cm}$$

• **TERCER ENGRANAJE EN TERCERA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de $15,41^\circ$ y el número de dientes es de 27. Dado que el engranaje 3 está unido al eje intermedio, igual que el engranaje 2, giraran a la misma velocidad (4371,43 rpm).

Ecuación de Lewis

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 27 dientes se ha interpolado el valor, $Y=0,35$.

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 15,41}{1,5 \cdot 4371,43 \cdot 27 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,35}}$$

$$m \geq 0,166 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

A diferencia de los dos primeros engranajes, este no estará en continuo uso. Únicamente cuando la segunda marcha este seleccionada. Su duración estimada será de 525 h de servicio, por lo que se recalculará la K_{adm} .

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

Tabla 16. Tabla de valores φ .

Se interpolará entre los valores de la tabla para obtener φ :

$$\varphi = 2,16$$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,16 \cdot 60 = 129,6$$

$$T_3 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_3 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_3^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 15,41 \cdot (1,18 \pm 1)}{129,6 \cdot 12 \cdot 27^2 \cdot 1,18 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,19 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,08 \text{ cm}$$

• **CUARTO ENGRANAJE EN TERCERA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 15,41° y el número de dientes es de 32. Habrá que calcular la velocidad angular de nuevo, ya que esta será diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{32}{27} \rightarrow w = \frac{4371,43}{32/27} = 3688,4 \text{ rpm}$$

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 32 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,365

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 15,41}{1,5 \cdot 3688,4 \cdot 32 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,365}}$$

$$m \geq 0,163 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Al igual que el engranaje 3, su duración estimada será de 525 h de servicio.

Para esta velocidad angular $K_{5000}=60$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,16 \cdot 60 = 129,6$$

$$T_4 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{386,25} = 142,72 \text{ Nm} = 1455,34 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1455,34 \cdot \cos^4 15,41 \cdot (1,18 \pm 1)}{129,6 \cdot 12 \cdot 32^2 \cdot 1,18 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,15 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,167 \text{ cm}$$

• **TERCER ENGRANAJE EN CUARTA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de $15,41^\circ$ y el número de dientes es de 30. Dado que el engranaje 3 está unido al eje intermedio, igual que el engranaje 2, giraran a la misma velocidad (4371,43 rpm).

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 15,41}{1,5 \cdot 4371,43 \cdot 30 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,359}}$$

$$m \geq 0,159 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

A diferencia de los dos primeros engranajes, este no estará en continuo uso. Únicamente cuando la segunda marcha este seleccionada. Su duración estimada será de 500 h de servicio, por lo que se recalculará la K_{adm} .

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

Tabla 17. Tabla de valores φ .

Se interpolará entre los valores de la tabla para obtener φ :

$$\varphi = 2,2$$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,2 \cdot 60 = 132$$

$$T_3 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_3 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_3^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 15,41 \cdot (1,03 \pm 1)}{132 \cdot 12 \cdot 30^2 \cdot 1,03 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,209 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,05 \text{ cm}$$

• **CUARTO ENGRANAJE EN CUARTA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 15,41° y el número de dientes es de 29. Habrá que calcular la velocidad angular de nuevo, ya que esta será diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{29}{30} \rightarrow w = \frac{4371,43}{29/30} = 4522,17 \text{ rpm}$$

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 29 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,356.

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 15,41}{1,5 \cdot 4522,17 \cdot 29 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,356}}$$

$$m \geq 0,159 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Al igual que el engranaje 3, su duración estimada será de 500 h de servicio.

Para esta velocidad angular $K_{5000}=60$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 2,2 \cdot 60 = 132$$

$$T_4 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{473,56} = 116,4 \text{ Nm} = 1186,95 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1186,95 \cdot \cos^4 15,41 \cdot (1,03 \pm 1)}{132 \cdot 12 \cdot 29^2 \cdot 1,03 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,15 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,167 \text{ cm}$$

• **TERCER ENGRANAJE EN QUINTA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 31,8° y el número de dientes es de 35. Dado que el engranaje 3 está unido al eje intermedio, igual que el engranaje 2, giraran a la misma velocidad (4371,43 rpm).

Ecuación de Lewis

Al no haber un valor del factor de forma de Lewis Y tabulado para 35 dientes se ha interpolado el valor, Y=0,374.

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 31,8}{1,5 \cdot 4371,43 \cdot 35 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,374}}$$

$$m \geq 0,142 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

A diferencia de los dos primeros engranajes, este no estará en continuo uso. Únicamente cuando la primera marcha este seleccionada. Su duración estimada será de 875 h de servicio, por lo que se recalculará la K_{adm} .

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

Tabla 18. Tabla de valores φ .

Se interpolará entre los valores de la tabla para obtener φ :

$$\varphi = 1,83$$

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 1,83 \cdot 60 = 109,8$$

$$T_3 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{457,77} = 120,42 \text{ Nm} = 1227,94 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_3^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1227,94 \cdot \cos^4 31,8 \cdot (1,17 \pm 1)}{109,8 \cdot 12 \cdot 35^2 \cdot 1,17 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,166 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,07 \text{ cm}$$

• **CUARTO ENGRANAJE EN QUINTA:**

Es un engranaje cilíndrico helicoidal con un ángulo de inclinación de 31,8° y el número de dientes es de 30. Habrá que calcular la velocidad angular de nuevo, ya que esta será diferente debido a la relación de transmisión.

$$i = \frac{30}{35} \rightarrow w = \frac{4371,43}{30/35} = 5100 \text{ rpm}$$

El factor de forma de Lewis Y tabulado para 30 dientes es Y=0,359

Ecuación de Lewis

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot \cos 31,8}{1,5 \cdot 5100 \cdot 30 \cdot 12 \cdot 3038,5 \cdot 0,359}}$$

$$m \geq 0,145 \text{ cm}$$

Ecuación de Hertz

Al igual que el engranaje 3, su duración estimada será de 875 h de servicio.

$$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000} = 1,83 \cdot 60 = 109,8$$

$$T_4 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{534,07} = 103,22 \text{ Nm} = 1052,55 \text{ kgcm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot \cos^4 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1052,55 \cdot \cos^4 31,8 \cdot (1,17 \pm 1)}{109,8 \cdot 12 \cdot 30^2 \cdot 1,17 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,15 \text{ cm}$$

$$m \geq 0,06 \text{ cm}$$

RESUMEN DE MODULOS		
	Lewis	Hertz
Primer engranaje	$m \geq 0,157 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,25 \text{ cm}}$ $m \geq 0,17 \text{ cm}$
Segundo engranaje	$m \geq 0,148 \text{ cm}$	$m \geq 0,202 \text{ cm}$ $m \geq 0,138 \text{ cm}$

Tabla 19. Tabla resumen de los módulos de los engranajes.

RESUMEN DE MODULOS			
		Lewis	Hertz
En Primera	Tercer Engranaje	$m \geq 0,202 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,218 \text{ cm}}$ $m \geq 0,16 \text{ cm}$
	Cuarto Engranaje	$m \geq 0,18 \text{ cm}$	$m \geq 0,15 \text{ cm}$ $m \geq 0,11 \text{ cm}$
En Segunda	Tercer Engranaje	$m \geq 0,177 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,227 \text{ cm}}$ $m \geq 0,13 \text{ cm}$
	Cuarto Engranaje	$m \geq 0,17 \text{ cm}$	$m \geq 0,197 \text{ cm}$ $m \geq 0,12 \text{ cm}$
En Tercera	Tercer Engranaje	$m \geq 0,166 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,19 \text{ cm}}$ $m \geq 0,08 \text{ cm}$
	Cuarto Engranaje	$m \geq 0,163 \text{ cm}$	$m \geq 0,15 \text{ cm}$ $m \geq 0,167 \text{ cm}$
En Cuarta	Tercer Engranaje	$m \geq 0,159 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,209 \text{ cm}}$ $m \geq 0,05 \text{ cm}$
	Cuarto Engranaje	$m \geq 0,159 \text{ cm}$	$m \geq 0,15 \text{ cm}$ $m \geq 0,167 \text{ cm}$
En Quinta	Tercer Engranaje	$m \geq 0,142 \text{ cm}$	$\underline{m \geq 0,166 \text{ cm}}$ $m \geq 0,07 \text{ cm}$
	Cuarto Engranaje	$m \geq 0,145 \text{ cm}$	$m \geq 0,15 \text{ cm}$ $m \geq 0,06 \text{ cm}$

Tabla 20. Tabla resumen de los módulos de los engranajes.

Se tomará el mismo módulo para todos los engranajes que pertenezcan a la transmisión primaria (engranajes del 1 al 4). Los engranajes 5 y 6 (transmisión secundaria) tendrán distinto módulo.

Para la elección de los módulos de los engranajes se usarán valores normalizados mostrados en la siguiente tabla, preferiblemente de la serie I:

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

Tabla 21. Tabla resumen de los módulos normalizados de los engranajes.

Para los engranajes de la transmisión primaria se ha escogido un módulo $m=2,5$ y para los engranajes de la transmisión secundaria $m=3$.

A continuación, se procederá a calcular los radios primitivos y anchura de cada engranaje:

Radio Primitivos

- Engranajes de los ejes primario e intermedio:

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{2,5 \cdot 18}{2 \cdot \cos 20} = 23,94 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{2,5 \cdot 35}{2 \cdot \cos 20} = 46,56 \text{ mm}$$

- Engranajes de los ejes intermedio y secundario:

$$R_3^1 = \frac{m \cdot z_3^1}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} = \frac{2,5 \cdot 16}{2 \cdot \cos 30} = 23,09 \text{ mm}$$

$$R_4^{1'} = \frac{m \cdot z_4^{1'}}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} = \frac{2,5 \cdot 37}{2 \cdot \cos 30} = 53,4 \text{ mm}$$

$$R_3^2 = \frac{m \cdot z_3^2}{2 \cdot \cos \beta_{a_2}} = \frac{2,5 \cdot 23}{2 \cdot \cos 18,61} = 30,34 \text{ mm}$$

$$R_4^{2'} = \frac{m \cdot z_4^{2'}}{2 \cdot \cos \beta_{a_2}} = \frac{2,5 \cdot 35}{2 \cdot \cos 18,61} = 46,16 \text{ mm}$$

$$R_3^3 = \frac{m \cdot z_3^3}{2 \cdot \cos \beta_{a_3}} = \frac{2,5 \cdot 27}{2 \cdot \cos 15,41} = 35 \text{ mm}$$

$$R_4^{3'} = \frac{m \cdot z_4^{3'}}{2 \cdot \cos \beta_{a_3}} = \frac{2,5 \cdot 32}{2 \cdot \cos 15,41} = 41,49 \text{ mm}$$

$$R_3^4 = \frac{m \cdot z_3^4}{2 \cdot \cos \beta_{a_4}} = \frac{2,5 \cdot 30}{2 \cdot \cos 15,41} = 38,9 \text{ mm}$$

$$R_4^{4'} = \frac{m \cdot z_4^{4'}}{2 \cdot \cos \beta_{a_4}} = \frac{2,5 \cdot 29}{2 \cdot \cos 15,41} = 37,6 \text{ mm}$$

$$R_3^5 = \frac{m \cdot z_3^5}{2 \cdot \cos \beta_{a_5}} = \frac{2,5 \cdot 28}{2 \cdot \cos 31,8} = 41,18 \text{ mm}$$

$$R_4^{5'} = \frac{m \cdot z_4^{5'}}{2 \cdot \cos \beta_{a_5}} = \frac{2,5 \cdot 24}{2 \cdot \cos 31,8} = 35,3 \text{ mm}$$

Donde:

m = Modulo del engranaje [mm]

β_a = Ángulo de inclinación debido a la helicoidalidad[°]

R_3^x = Radio del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x [mm]

$R_4^{x'}$ = Radio del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x [mm]

z_3^x = N° de dientes del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x

$z_4^{x'}$ = N° de dientes del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x

- Engranajes de la transmisión secundaria:

Para obtener las dimensiones de los engranajes de la transmisión secundaria se ha utilizado el módulo de cálculo de engranajes del programa Autodesk Inventor, el cual, definiendo los valores de módulo, número de dientes y ángulo de contacto te calcula las dimensiones del engranaje.

Engranaje 5:

$$z = 10$$

$$m = 3$$

$$\alpha = 20^\circ$$

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

$$a = 16 \text{ mm}$$

$$b = 26,4 \text{ mm}$$

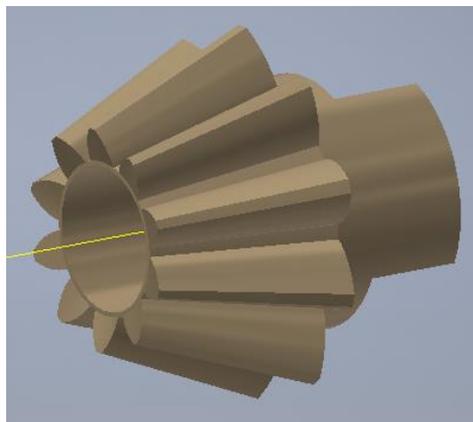


Figura 8. Engranaje cónico 5.

Engranaje 6:

$$z = 32$$

$$m = 3$$

$$\alpha = 20^\circ$$

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

$$a = 56 \text{ mm}$$

$$b = 92 \text{ mm}$$

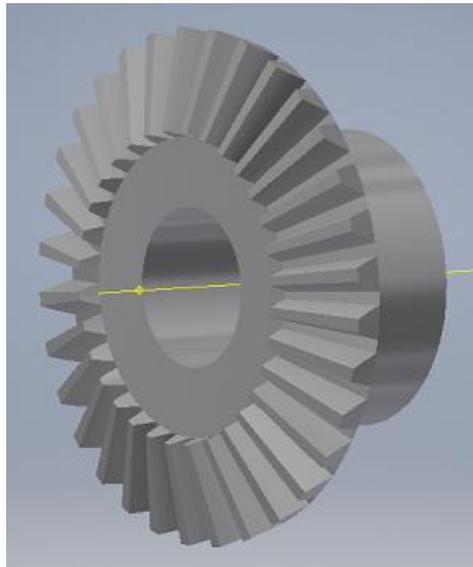


Figura 9. Engranaje cónico 6.

Donde:

z = Número de dientes

m = Módulo

α = Ángulo de contacto [°]

e = Longitud de contacto [mm]

a = Diámetro interior [mm]

b = Diámetro exterior [mm]

RESUMEN DE RADIOS PRIMITIVOS ENGRANAJES 3 Y 4					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Tercer Engranaje	23,09 mm	30,34 mm	35 mm	38,9 mm	41,18 mm
Cuarto Engranaje	53,4 mm	46,16 mm	41,49 mm	37,6 mm	35,3 mm

Tabla 22. Tabla resumen de los radios primitivos de los engranajes de los ejes intermedio y secundario.

Anchura

Para todos los engranajes de la transmisión primaria (todos los que están situados en los ejes primario, intermedio y secundario):

$$b = \Psi \cdot m = 12 \cdot 2,5 = 30 \text{ mm}$$

Comprobación de la distancia entre ejes

- Distancia entre el eje primario e intermedio:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_a} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 20} \cdot (35 + 18) = 70,5 \text{ mm}$$

- Distancia entre el eje intermedio y secundario:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_1}} \cdot (z_3^1 + z_4^1) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 30} \cdot (16 + 37) = 76,5 \text{ mm}$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_2}} \cdot (z_3^2 + z_4^2) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 18,61} \cdot (23 + 35) = 76,5 \text{ mm}$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_3}} \cdot (z_3^3 + z_4^3) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 15,41} \cdot (27 + 32) = 76,5 \text{ mm}$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_4}} \cdot (z_3^4 + z_4^4) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 15,41} \cdot (30 + 29) = 76,5 \text{ mm}$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a_5}} \cdot (z_3^5 + z_4^5) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos 31,8} \cdot (28 + 24) = 76,5 \text{ mm}$$

Donde:

d = Distancia entre ejes [mm]

m = Modulo del engranaje [mm]

z = Número de dientes

β_a = Ángulo de inclinación debido a la helicoidalidad[°]

Queda comprobado que todos los pares de engranajes de los ejes intermedio-secundario se encuentran a la misma distancia, por lo que todas las parejas mantendrán el contacto estando montados sobre el mismo eje.

Ángulo de los engranajes helicoidales

- Transmisión del eje primario al intermedio:

$$\cos \beta_a = \frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} \rightarrow \cos 20 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_a} \rightarrow \alpha_a = 21,17^\circ$$

$$\cos \alpha_a = \frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} \rightarrow \cos 21,17 = \frac{\tan \beta_r}{\tan 20} \rightarrow \beta_r = 18,75^\circ$$

- Transmisión del eje intermedio al secundario:

- o Engranajes de primera:

$$\cos \beta_{a_1} = \frac{\tan \alpha_{r_1}}{\tan \alpha_{a_1}} \rightarrow \cos 30 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_{a_1}} \rightarrow \alpha_{a_1} = 22,8^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_1} = \frac{\tan \beta_{r_1}}{\tan \beta_{a_1}} \rightarrow \cos 22,8 = \frac{\tan \beta_{r_1}}{\tan 30} \rightarrow \beta_{r_1} = 28,02^\circ$$

- o Engranajes de segunda:

$$\cos \beta_{a_2} = \frac{\tan \alpha_{r_2}}{\tan \alpha_{a_2}} \rightarrow \cos 18,61 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_{a_2}} \rightarrow \alpha_{a_2} = 21^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_2} = \frac{\tan \beta_{r_2}}{\tan \beta_{a_2}} \rightarrow \cos 21 = \frac{\tan \beta_{r_2}}{\tan 18,61} \rightarrow \beta_{r_2} = 17,45^\circ$$

- Engranajes de tercera:

$$\cos \beta_{a_3} = \frac{\tan \alpha_{r_3}}{\tan \alpha_{a_3}} \rightarrow \cos 15,41 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_{a_3}} \rightarrow \alpha_{a_3} = 20,68^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_3} = \frac{\tan \beta_{r_3}}{\tan \beta_{a_3}} \rightarrow \cos 20,68 = \frac{\tan \beta_{r_3}}{\tan 15,41} \rightarrow \beta_{r_3} = 14,46^\circ$$

- Engranajes de cuarta:

$$\cos \beta_{a_4} = \frac{\tan \alpha_{r_4}}{\tan \alpha_{a_4}} \rightarrow \cos 15,41 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_{a_4}} \rightarrow \alpha_{a_4} = 20,68^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_4} = \frac{\tan \beta_{r_4}}{\tan \beta_{a_4}} \rightarrow \cos 20,68 = \frac{\tan \beta_{r_4}}{\tan 15,41} \rightarrow \beta_{r_4} = 14,46^\circ$$

- Engranajes de quinta:

$$\cos \beta_{a_5} = \frac{\tan \alpha_{r_5}}{\tan \alpha_{a_5}} \rightarrow \cos 31,8 = \frac{\tan 20}{\tan \alpha_{a_5}} \rightarrow \alpha_{a_5} = 23,18^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_5} = \frac{\tan \beta_{r_5}}{\tan \beta_{a_5}} \rightarrow \cos 23,18 = \frac{\tan \beta_{r_5}}{\tan 31,8} \rightarrow \beta_{r_5} = 29,68^\circ$$

3.4.2.3. Esfuerzos sobre los engranajes

Los engranajes soportan varias fuerzas debidas al contacto entre ellos y la transmisión que realizan. Estas fuerzas posteriormente serán soportadas por los ejes, por lo que será necesario calcularlas. Estos cálculos se realizarán a potencia máxima ya que es la solicitud más crítica. Como ya se ha mencionado previamente todos los engranajes tendrán un ángulo de contacto $\alpha_r = 20^\circ$, y cada engranaje tendrá su propio ángulo de inclinación debido a ser helicoidales. El estudio se realizará por pares de engranajes.

Las fórmulas necesarias para estos cálculos son las siguientes:

$$T = F_t \cdot R_{prim} \rightarrow F_t = \frac{T}{R_{prim}}$$

$$F_t = F \cdot \cos \alpha_r \cdot \cos \beta_a$$

$$F_r = F \cdot \cos \beta_r \cdot \sin \alpha_a = F_t \cdot \tan \alpha_a$$

$$F_a = F \cdot \sin \beta_r = F_t \cdot \tan \beta_a$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

Donde:

T_x = Momento torsor en el respectivo eje [N·mm]

F_t = Fuerza tangencial [N]

F_r = Fuerza radial [N]

F_a = Fuerza axial [N]

F = Fuerza resultante [N]

R_1 = Radio del engranaje situado en el eje primario [mm]

R_2 = Radio del engranaje situado en el eje intermedio que recibe el par del eje primario [mm]

R_3^x = Radio del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x [mm]

$R_4^{x'}$ = Radio del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x [mm]

α = Ángulo de contacto [°]

m = Módulo [mm]

- **Transmisión del eje primario al intermedio:**

Con la potencia máxima y el régimen de giro del motor se obtiene el par torsor que ofrece el motor:

$$T_1 = \frac{Pot}{\omega} = \frac{55125}{890,11} = 61,93 Nm = 61930 Nmm$$

Primer engranaje

Radio= $R_1 = 23,94$ mm

$$F_t = \frac{61930}{23,94} = 2586,88 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_a = 2586,88 \cdot \tan 21,17 = 1001,83 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_a = 2586,88 \cdot \tan 20 = 941,54 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{2586,88^2 + 1001,83^2 + 941,54^2} = 2929,52 \text{ N}$$

Segundo engranaje

$$\text{Radio} = R_2 = 46,56 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje intermedio.

$$F_t = 2586,88 \text{ N}$$

$$F_r = 1001,83 \text{ N}$$

$$F_a = 941,54 \text{ N}$$

$$F = 2929,52 \text{ N}$$

$$T_{interm} = 2586,88 \cdot 46,56 = 120445,13 \text{ Nmm}$$

- **Transmisión del eje intermedio al secundario:**

- **PRIMERA**

Tercer engranaje

$$\text{Radio} = R_3^1 = 23,09 \text{ mm}$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{120445,13}{23,09} = 5216,33 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{a_1} = 5216,33 \cdot \tan 22,8 = 2192,74 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_{a_1} = 5216,33 \cdot \tan 30 = 3011,65 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{5216,33^2 + 2192,74^2 + 3011,65^2} = 6410,01 \text{ N}$$

Cuarto engranaje

$$\text{Radio} = R_4^1 = 53,4 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje secundario.

$$F_t = 5216,33 \text{ N}$$

$$F_r = 2192,74 \text{ N}$$

$$F_a = 3011,65 \text{ N}$$

$$F = 6410,01 \text{ N}$$

$$T_{sec} = 5216,33 \cdot 53,4 = 278552,02 \text{ Nmm}$$

○ SEGUNDA

Tercer engranaje

$$\text{Radio} = R_3^2 = 30,34 \text{ mm}$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{120445,13}{30,34} = 3969,85 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{a_2} = 3969,85 \cdot \tan 21 = 1523,88 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_{a_2} = 3969,85 \cdot \tan 18,61 = 1336,77 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{3969,85^2 + 1523,88^2 + 1336,77^2} = 4457,45 \text{ N}$$

Cuarto engranaje

$$\text{Radio} = R_4^{2'} = 46,16 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje secundario.

$$F_t = 3969,85 \text{ N}$$

$$F_r = 1523,88 \text{ N}$$

$$F_a = 1336,77 \text{ N}$$

$$F = 4457,45 \text{ N}$$

$$T_{sec} = 3969,85 \cdot 46,16 = 183248,27 \text{ Nmm}$$

○ TERCERA

Tercer engranaje

$$\text{Radio} = R_3^3 = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{120445,13}{35} = 3441,29 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{a_3} = 3441,29 \cdot \tan 20,68 = 1298,98 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_{a_3} = 3441,29 \cdot \tan 15,41 = 948,53 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{3441,29^2 + 1298,98^2 + 948,53^2} = 3798,62 \text{ N}$$

Cuarto engranaje

$$\text{Radio} = R_4^{3'} = 41,49 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje secundario.

$$F_t = 3441,29 \text{ N}$$

$$F_r = 1298,98 \text{ N}$$

$$F_a = 948,53 \text{ N}$$

$$F = 3798,62 \text{ N}$$

$$T_{sec} = 3441,29 \cdot 41,49 = 142779,12 \text{ Nmm}$$

○ CUARTA

Tercer engranaje

$$\text{Radio} = R_3^4 = 38,9 \text{ mm}$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{120445,13}{38,9} = 3096,27 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{a_4} = 3096,27 \cdot \tan 20,68 = 1168,75 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_{a_4} = 3096,27 \cdot \tan 15,41 = 853,44 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{3096,27^2 + 1168,75^2 + 853,44^2} = 3417,78 \text{ N}$$

Cuarto engranaje

$$\text{Radio} = R_4^{4'} = 37,6 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje secundario.

$$F_t = 3096,27 \text{ N}$$

$$F_r = 1168,75 \text{ N}$$

$$F_a = 853,44 \text{ N}$$

$$F = 3417,78 \text{ N}$$

$$T_{sec} = 3096,27 \cdot 37,6 = 116419,75 \text{ Nmm}$$

○ QUINTA

Tercer engranaje

$$\text{Radio} = R_3^5 = 41,18 \text{ mm}$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{120445,13}{41,18} = 2924,84 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{a_5} = 2924,84 \cdot \tan 23,18 = 1252,38 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_{a_5} = 2924,84 \cdot \tan 15,41 = 806,18 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{2924,84^2 + 1252,38^2 + 806,18^2} = 3282,24 \text{ N}$$

Cuarto engranaje

$$\text{Radio} = R_4^{5'} = 35,3 \text{ mm}$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto. La fuerza tangencial generará un par torsor sobre el eje secundario.

$$F_t = 2924,84 \text{ N}$$

$$F_r = 1252,38 \text{ N}$$

$$F_a = 806,18 \text{ N}$$

$$F = 3282,24 \text{ N}$$

$$T_{sec} = 2924,84 \cdot 35,3 = 103246,75 \text{ Nmm}$$

- **Transmisión secundaria:**

La transmisión secundaria recibe la potencia de la caja de cambios a través de un eje cardan, al cual acaba transmitiéndolo a la rueda a través de un par de engranajes cónicos rectos, con un ángulo de contacto de 20°. El par torsor que soporta el eje secundario de la transmisión primaria será el que reciba el quinto engranaje (obtenido en el apartado 3.4.1.3 subapartado cuarto engranaje de cada marcha). A pesar de que en las juntas cardan habrá una pequeña pérdida de potencia, no se tendrá en cuenta ya que realizará que los cálculos sean más conservadores. Al tratarse de engranajes cónicos rectos se utilizarán unas fórmulas diferentes a las anteriormente usadas:

$$T = F_t \cdot R_{prim} \rightarrow F_t = \frac{T}{R_{medio}}$$

$$F_t = F \cdot \cos \alpha \rightarrow F = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$F_a = F \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta$$

$$F_r = F \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

Donde:

T = Momento torsor [N·mm]

F_t = Fuerza tangencial [N]

F_r = Fuerza radial [N]

F_a = Fuerza axial [N]

F = Fuerza resultante [N]

R_5 = Radio del engranaje situado en el eje cardan [mm]

R_6 = Radio del engranaje situado en la rueda motriz [mm]

α = Ángulo de contacto [°]

θ = Ángulo de conicidad [°]

○ PRIMERA

Quinto engranaje

$$R_{p_5} = 15 \text{ mm}$$

$$e = 42,89 \text{ mm}$$

$$\theta = 25^\circ$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 278552,02 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{T}{R_{p_5}} = \frac{278552,02}{15} = 18570,13 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta = 18570,13 \cdot \tan 20 \cdot \cos 25 = 6125,71 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta = 18570,13 \cdot \tan 20 \cdot \sin 25 = 2856,47 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{18570,13^2 + 6125,71^2 + 2856,47^2} = 19761,92 \text{ N}$$

Sexto engranaje

$$R_{p_6} = 48 \text{ mm}$$

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

$$\theta = 25^\circ$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto.

$$F_t = 18570,13 \text{ N}$$

$$F_r = 6125,71 \text{ N}$$

$$F_a = 2856,47 \text{ N}$$

$$F = 19761,92 \text{ N}$$

○ SEGUNDA

Quinto engranaje

$$R_{p_5} = 15 \text{ mm}$$

$$e = 42,89 \text{ mm}$$

$$\theta = 25^\circ$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 183248,27 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{T}{R_{p_5}} = \frac{183248,27}{15} = 12216,55 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta = 12216,55 \cdot \tan 20 \cdot \cos 25 = 4029,86 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta = 12216,55 \cdot \tan 20 \cdot \sin 25 = 1879,15 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{12216,55^2 + 4029,86^2 + 1879,15^2} = 13000,58 \text{ N}$$

Sexto engranaje

$$R_{p_6} = 48 \text{ mm}$$

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

$$\theta = 25^\circ$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto.

$$F_t = 12216,55 \text{ N}$$

$$F_r = 4029,86 \text{ N}$$

$$F_a = 1879,15 \text{ N}$$

$$F = 13000,58 \text{ N}$$

○ TERCERA

Quinto engranaje

$$R_{p_5} = 15 \text{ mm}$$

$$e = 42,89 \text{ mm}$$

$$\theta = 25^\circ$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 142779,12 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{T}{R_{p_5}} = \frac{142779,12}{15} = 9518,61 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta = 9518,61 \cdot \tan 20 \cdot \cos 25 = 3139,89 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta = 9518,61 \cdot \tan 20 \cdot \sin 25 = 1464,16 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{9518,61^2 + 3139,89^2 + 1464,16^2} = 10129,49 \text{ N}$$

Sexto engranaje

$$R_{p_6} = 48 \text{ mm}$$

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

$$\theta = 25^\circ$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto.

$$F_t = 9518,61 \text{ N}$$

$$F_r = 3139,89 \text{ N}$$

$$F_a = 1464,16 \text{ N}$$

$$F = 10129,49 \text{ N}$$

○ CUARTA

Quinto engranaje

$$R_{p_5} = 15 \text{ mm}$$

$$e = 42,89 \text{ mm}$$

$$\theta = 25^\circ$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 116419,75 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{T}{R_{p_5}} = \frac{116419,75}{15} = 7761,32 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta = 7761,32 \cdot \tan 20 \cdot \cos 25 = 2560,22 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta = 7761,32 \cdot \tan 20 \cdot \sin 25 = 1193,85 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{7761,32^2 + 2560,22^2 + 1193,85^2} = 8259,42 \text{ N}$$

Sexto engranaje

$$R_{p_6} = 48 \text{ mm}$$

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

$$\theta = 25^\circ$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto.

$$F_t = 7761,32 \text{ N}$$

$$F_r = 2560,22 \text{ N}$$

$$F_a = 1193,85 \text{ N}$$

$$F = 8259,42 \text{ N}$$

○ QUINTA

Quinto engranaje

$$R_{p_5} = 15 \text{ mm}$$

$$e = 42,89 \text{ mm}$$

$$\theta = 25^\circ$$

$$\text{Par torsor} = T_{interm} = 103246,75 \text{ Nmm}$$

$$F_t = \frac{T}{R_{p_5}} = \frac{103246,75}{15} = 6883,12 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta = 6883,12 \cdot \tan 20 \cdot \cos 25 = 2270,53 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta = 6883,12 \cdot \tan 20 \cdot \sin 25 = 1058,76 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{6883,12^2 + 2270,53^2 + 1058,76^2} = 7324,86 \text{ N}$$

Sexto engranaje

$$R_{p_6} = 48 \text{ mm}$$

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

$$\theta = 25^\circ$$

Este segundo engranaje recibirá las mismas fuerzas que el anterior, pero en sentido opuesto.

$$F_t = 6883,12 \text{ N}$$

$$F_r = 2270,53 \text{ N}$$

$$F_a = 1058,76 \text{ N}$$

$$F = 7324,86 \text{ N}$$

3.4.2.4. Dimensionamiento de los ejes

Se va a proceder a dimensionar los ejes que soportan los engranajes de la caja de cambios, formada por el eje primario, el intermedio y el secundario. Este cálculo se realizará mediante el código ASME, ya que utiliza unos coeficientes en los que están incluidas las cargas de impacto y fatiga que se producen por el giro constante.

Estos ejes soportarán los esfuerzos calculados en el apartado anterior, los cuales generarán esfuerzos flectores y torsores sobre los ejes.

El acero que se usará para el diseño de estos ejes será el AISI-SAE 4110 con una tensión de fluencia de $\sigma_{yp} = 690 \text{ MPa}$, ya que es uno de los aceros para ejes más usados, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un coste moderado.

Previamente se realizará el cálculo de todos los esfuerzos que soportan los ejes y que tramiten a los apoyos, en este caso los rodamientos. Datos que se usarán posteriormente para la elección de ellos. Para la obtención de los esfuerzos de los ejes se calcularán los diagramas de momentos en los diferentes planos.

3.4.2.4.1. Esfuerzos y diagramas de momentos.

- EJE PRIMARIO

$$\begin{cases} A_x = 941,54 \text{ N} \\ A_y = -973,47 \text{ N} \\ A_z = 2294,05 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = -28,37 \text{ N} \\ B_z = 292,85 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

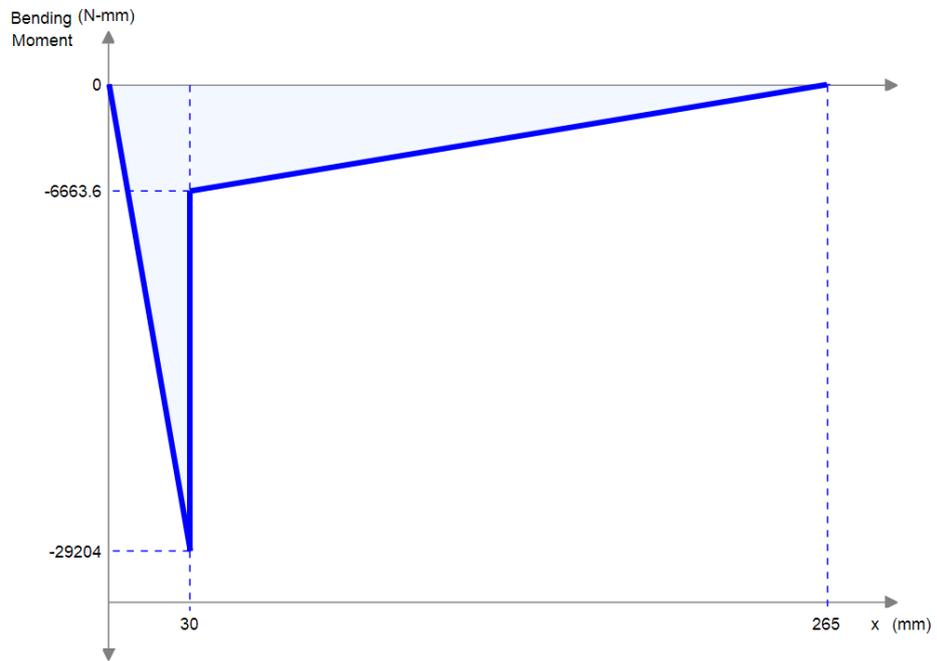


Figura 10. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

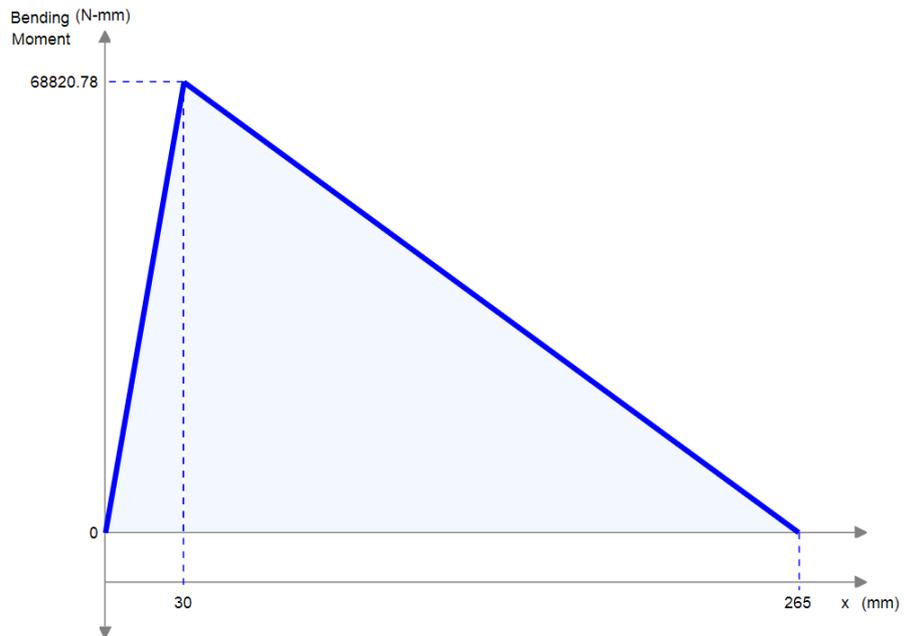


Figura 11. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

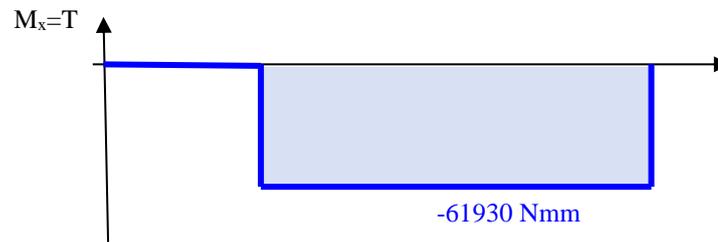


Figura 12. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{29204,21^2 + 68820,78^2} = 74760,86 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 61930 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

○ EJE INTERMEDIO

❖ Primera Marcha

$$\begin{cases} A_x = 3953,2 \text{ N} \\ A_y = 736,78 \text{ N} \\ A_z = 1703,5 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = -1927,7 \text{ N} \\ B_z = -4332,95 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

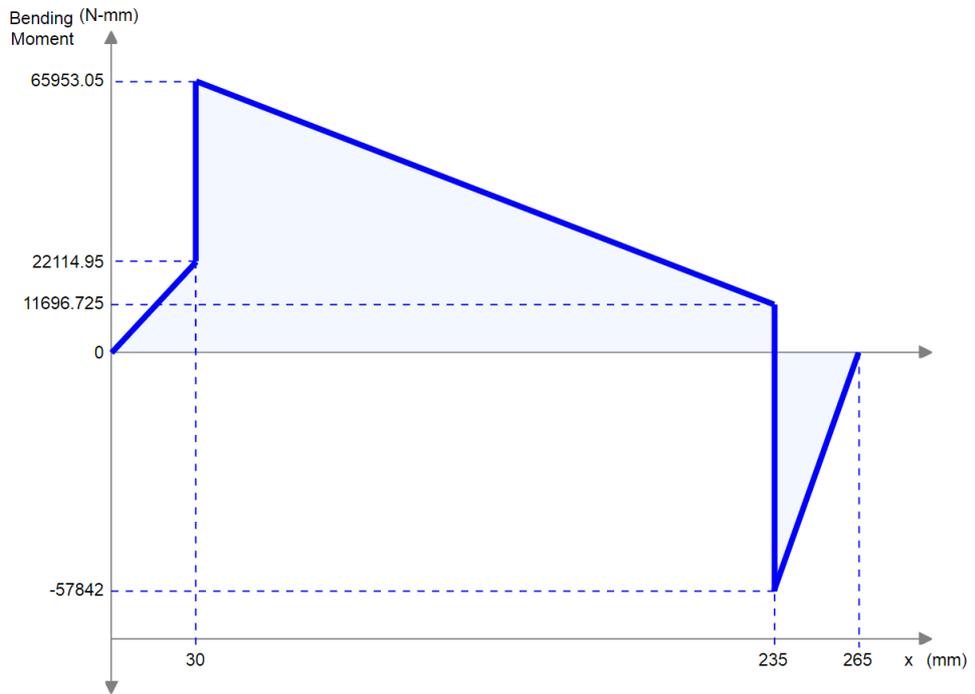


Figura 13. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

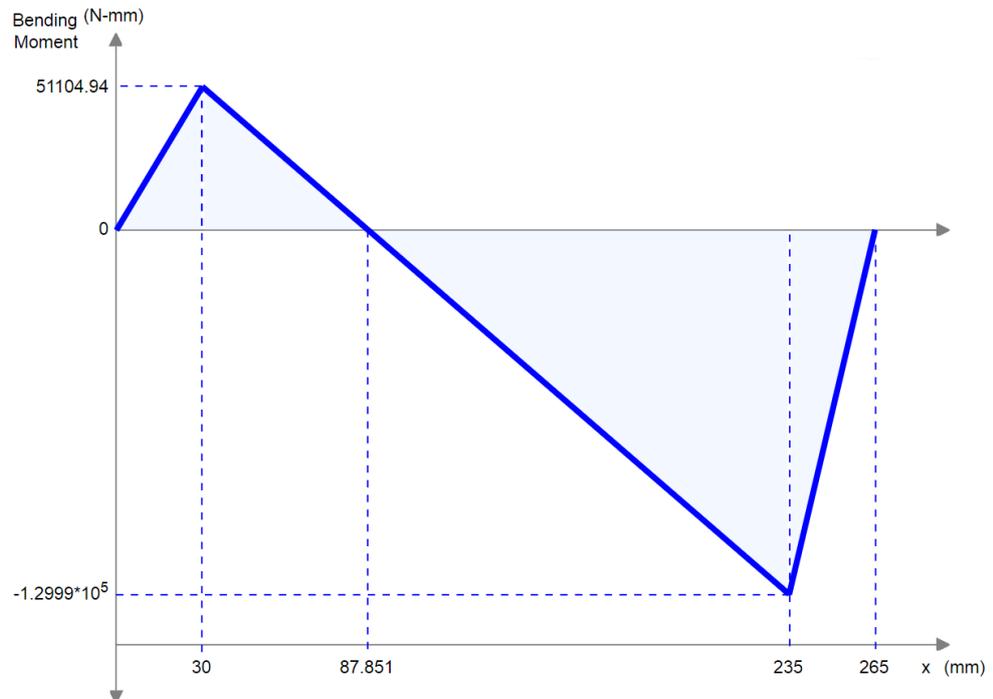


Figura 14. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

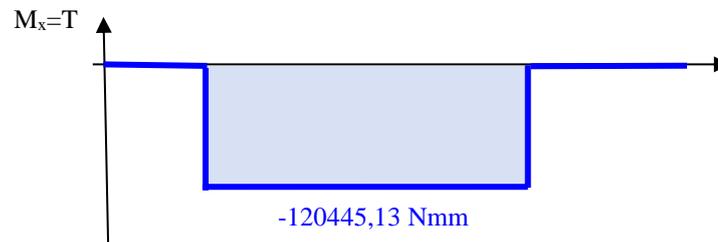


Figura 15. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME. En este caso, al no coincidir los momentos máximos en ambos planos se calcularán los dos casos y se utilizara el mayor valor.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{65953,05^2 + 51104,94^2} = 83435,72 \text{ Nmm}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{57842^2 + 129990^2} = 142278,24 \text{ Nmm} \rightarrow \text{Mayor}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Segunda Marcha

$$\begin{cases} A_x = 2278,31 \text{ N} \\ A_y = 187,98 \text{ N} \\ A_z = 496,36 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = -708,98 \text{ N} \\ B_z = -1879,3 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

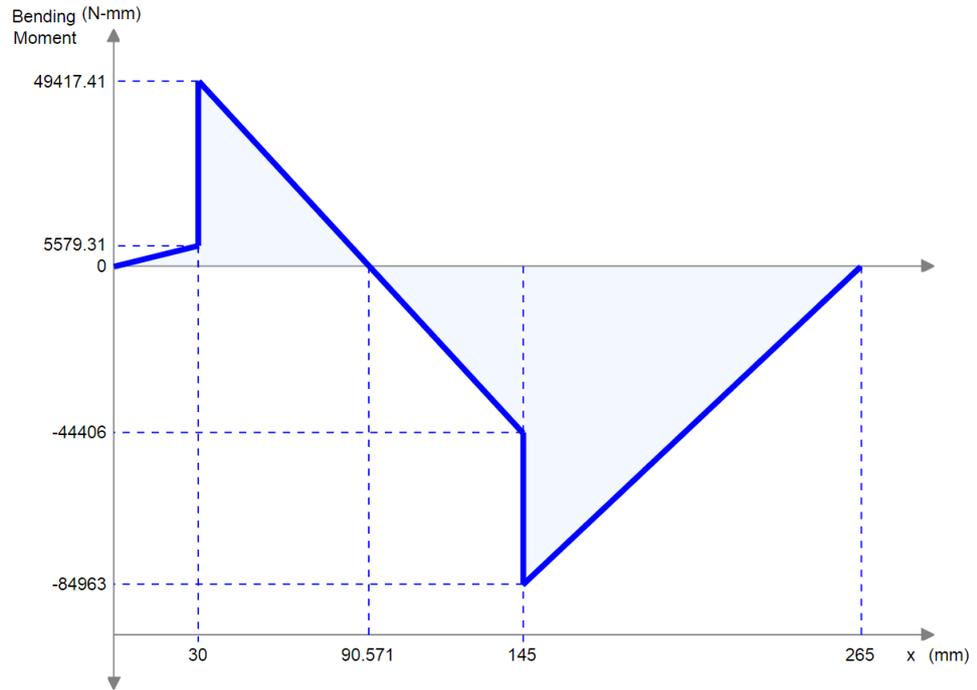


Figura 16. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

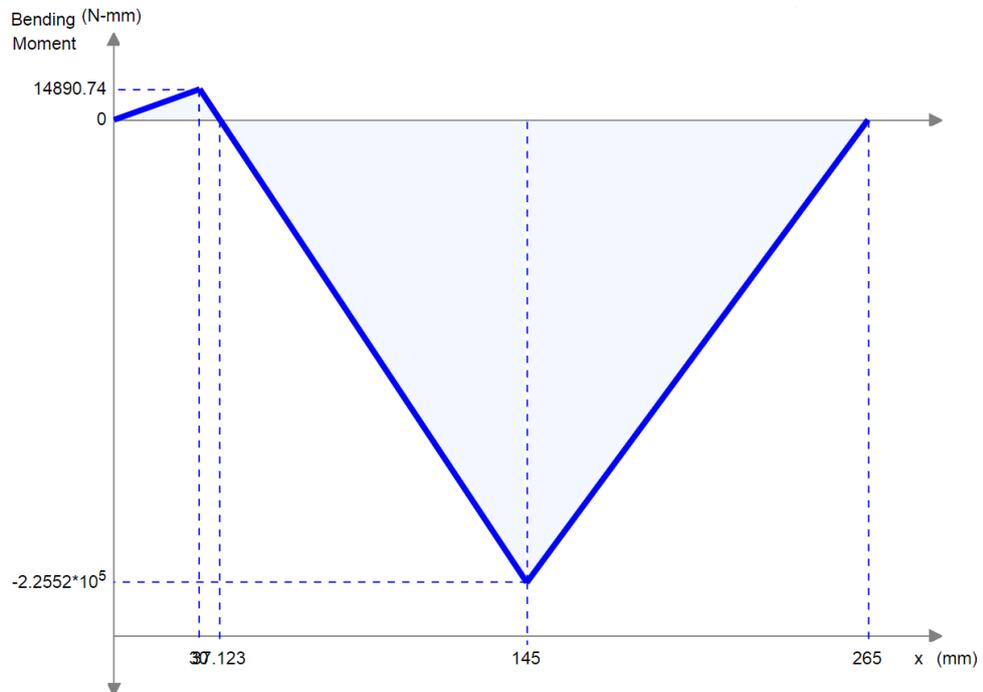


Figura 17. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

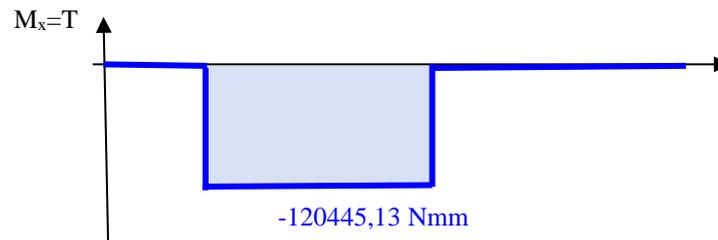


Figura 18. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{84963^2 + 225520^2} = 240993,74 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Tercera Marcha

$$\begin{cases} A_x = 1890,07 \text{ N} \\ A_y = 63,71 \text{ N} \\ A_z = 216,27 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = -361,16 \text{ N} \\ B_z = -1070,7 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

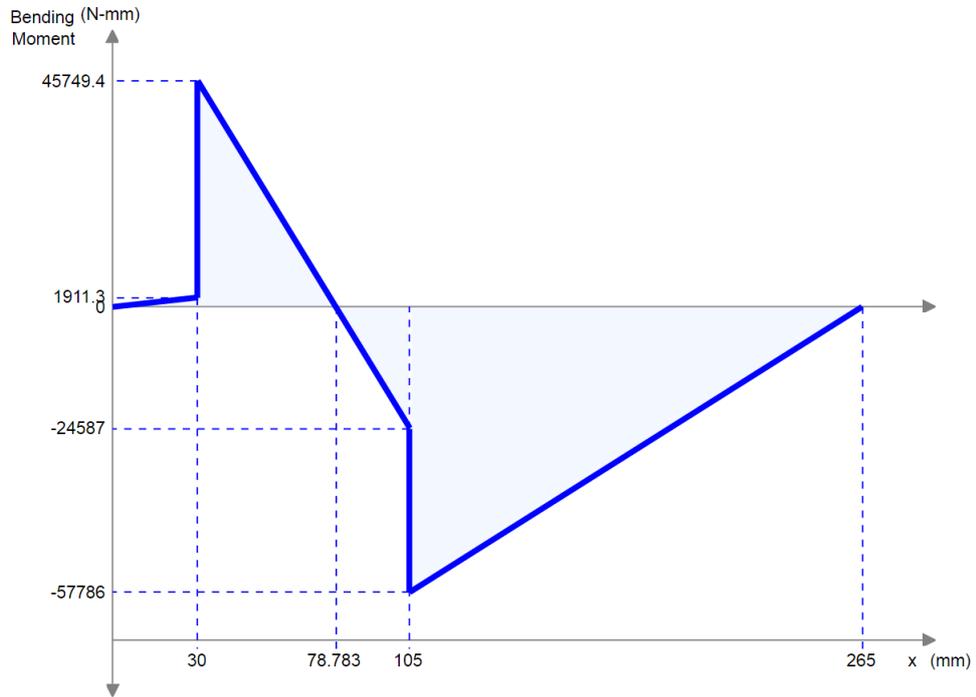


Figura 19. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

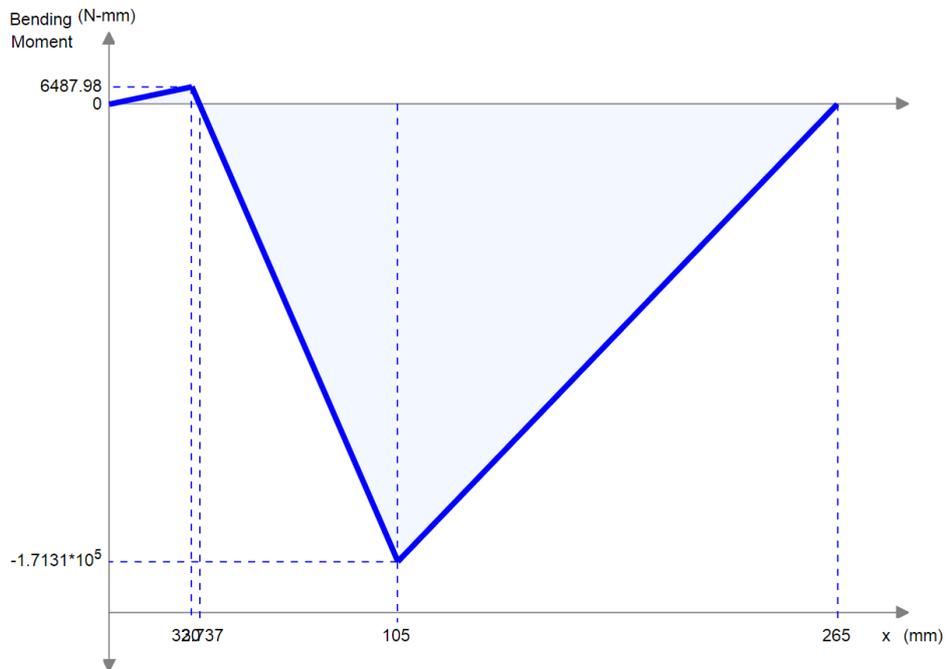


Figura 20. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

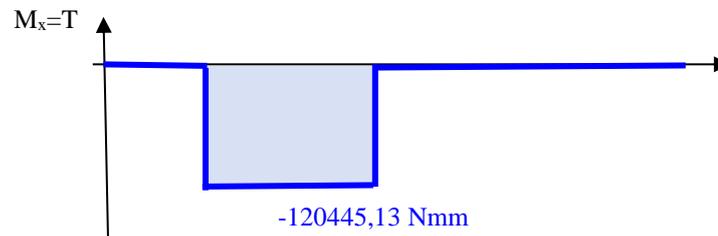


Figura 21. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{57786^2 + 171310^2} = 180793,63 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Cuarta Marcha

$$\begin{cases} A_x = 1794,98 \text{ N} \\ A_y = 539,54 \text{ N} \\ A_z = 1476,14 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 706,46 \text{ N} \\ B_z = -1985,5 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

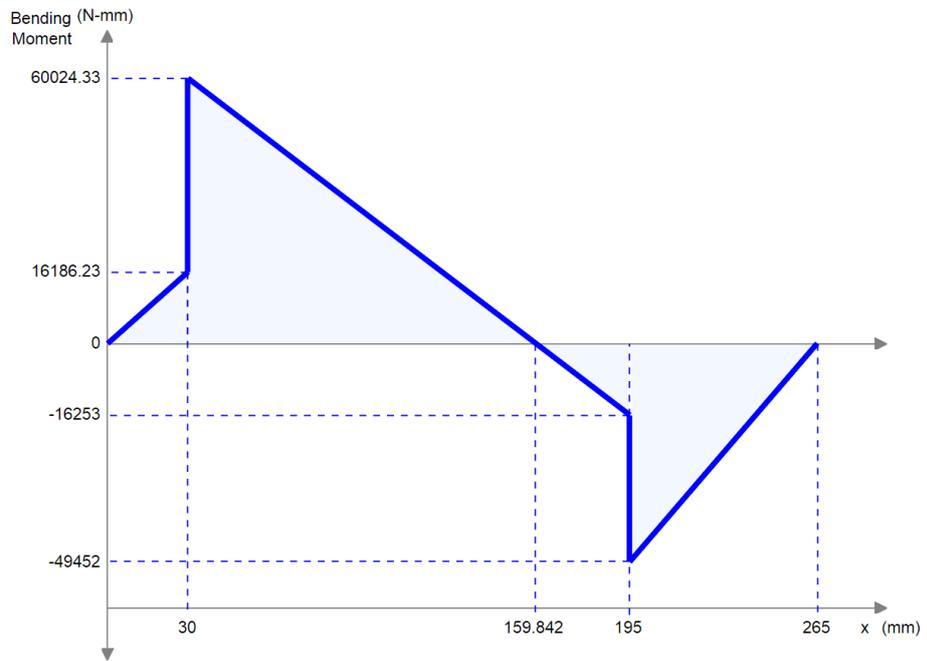


Figura 22. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

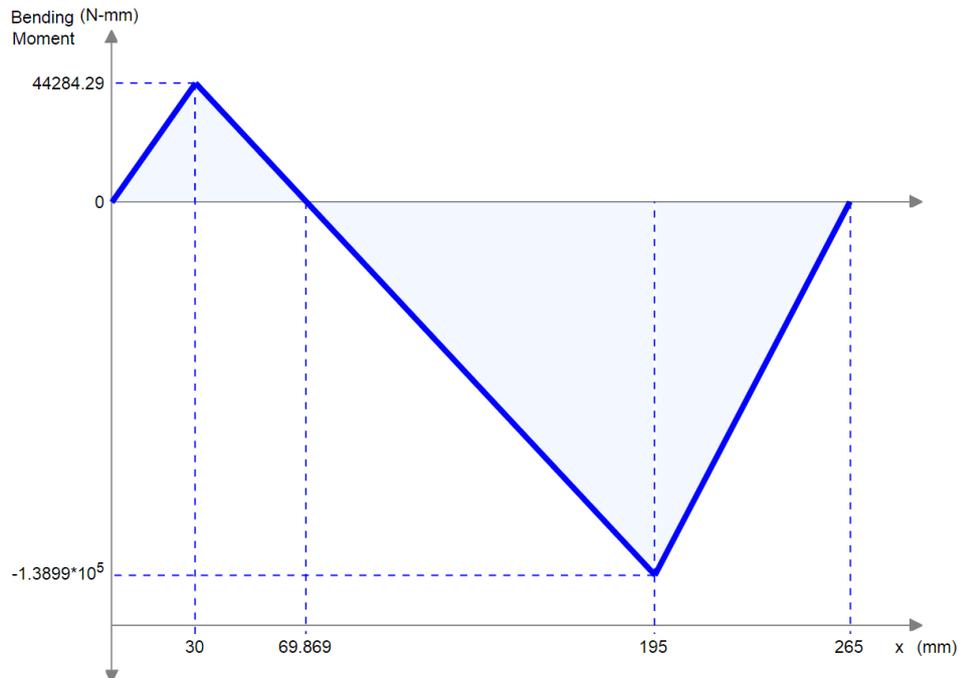


Figura 23. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

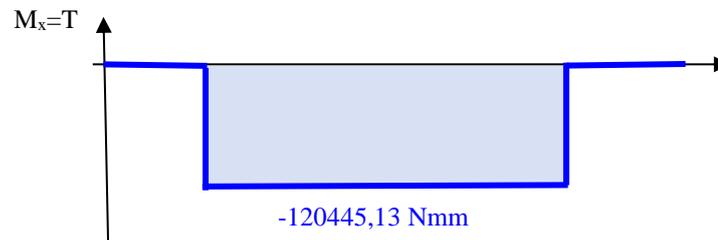


Figura 24. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME. En este caso, al no coincidir los momentos máximos en ambos planos se calcularán los dos casos y se utilizará el mayor valor.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{60024,33^2 + 44284,29^2} = 74592,35 \text{ Nmm}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{49452^2 + 138990^2} = 147525,32 \text{ Nmm} \rightarrow \text{Mayor}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Quinta Marcha

$$\begin{cases} A_x = 1747,72 \text{ N} \\ A_y = -97,19 \text{ N} \\ A_z = 1860,18 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = -153,66 \text{ N} \\ B_z = -198,14 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

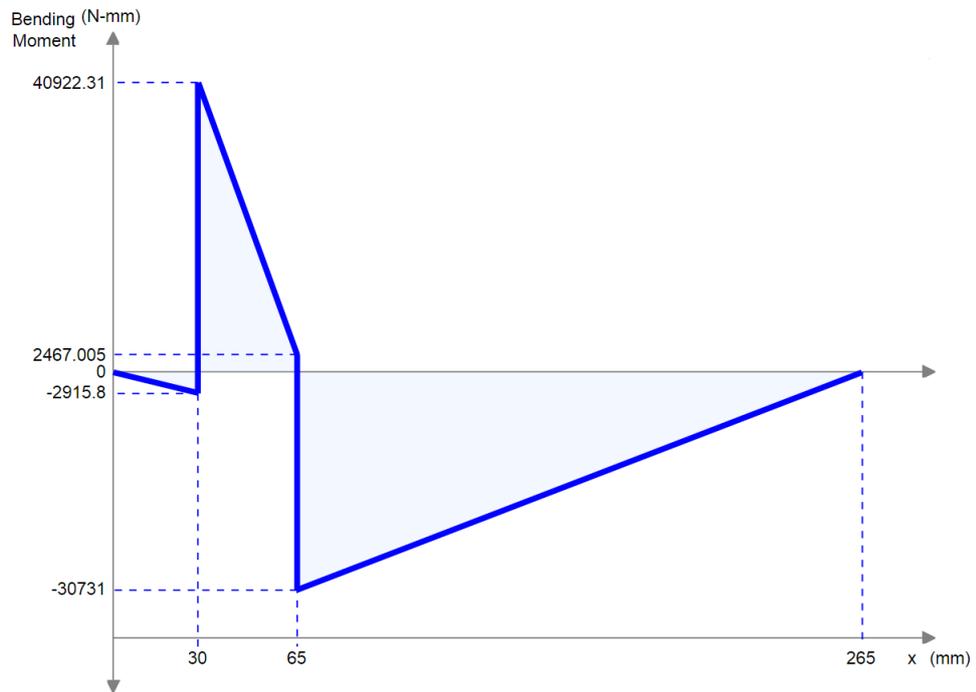


Figura 25. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

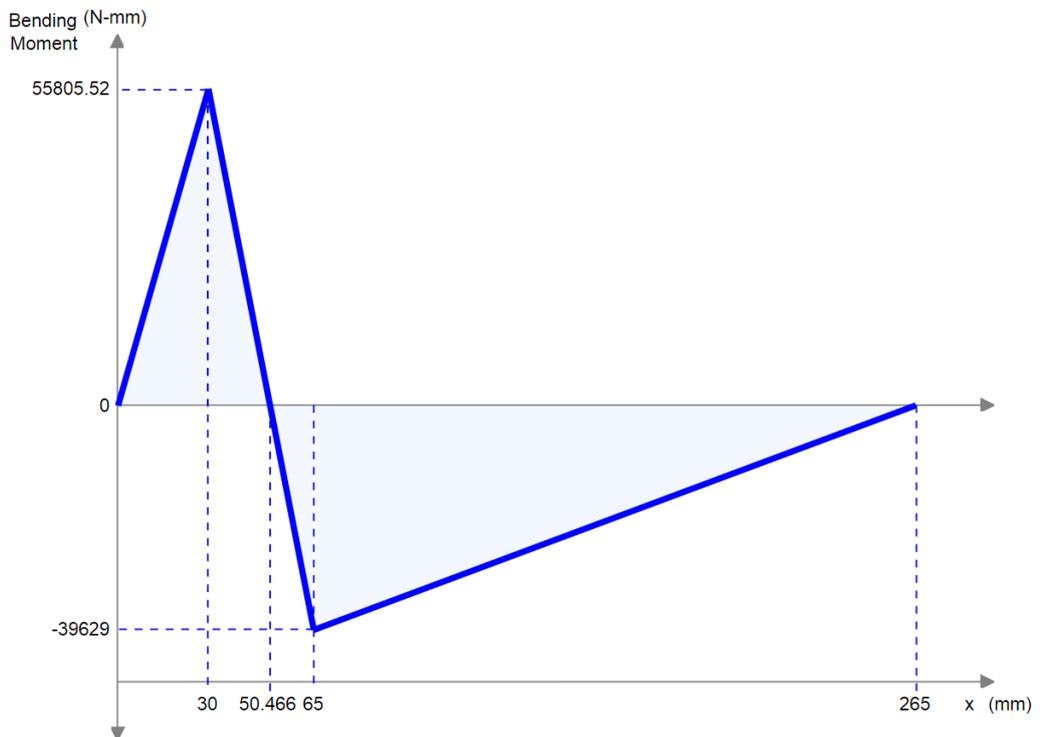


Figura 26. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

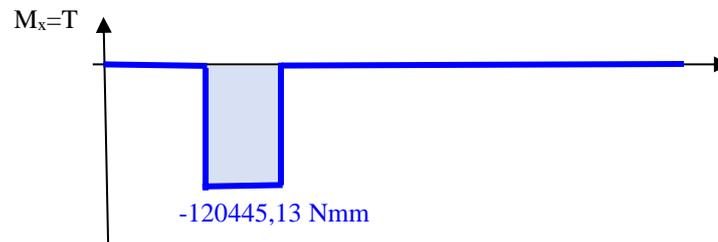


Figura 27. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{40922,31^2 + 55805,52^2} = 69201,82 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 120445,13 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

○ EJE SECUNDARIO

❖ Primera Marcha

$$\begin{cases} A_x = 3011,65 \text{ N} \\ A_y = 985,24 \text{ N} \\ A_z = -680,39 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 1207,5 \text{ N} \\ B_z = -4535,94 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

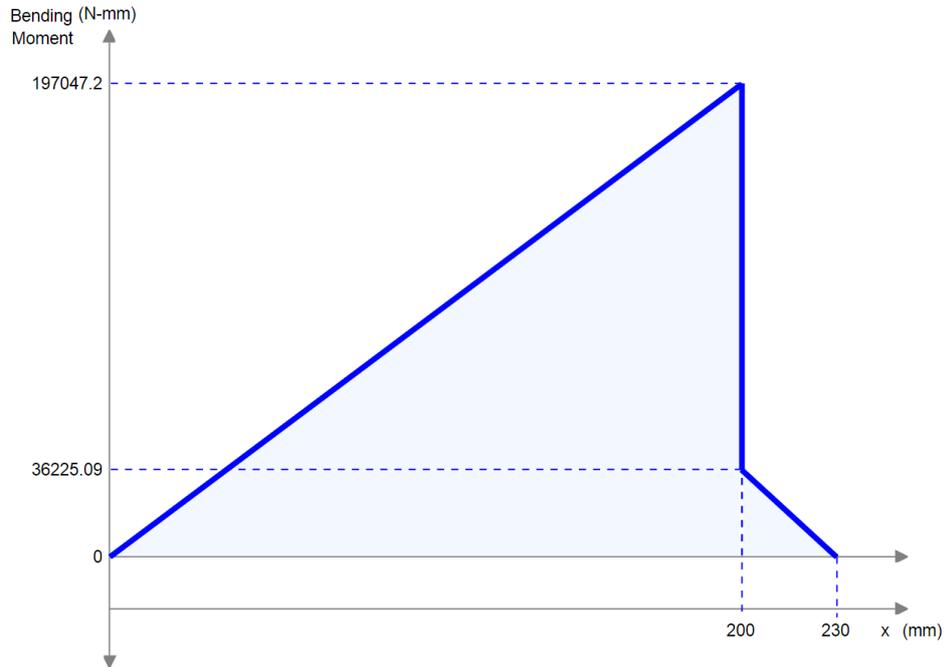


Figura 28. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

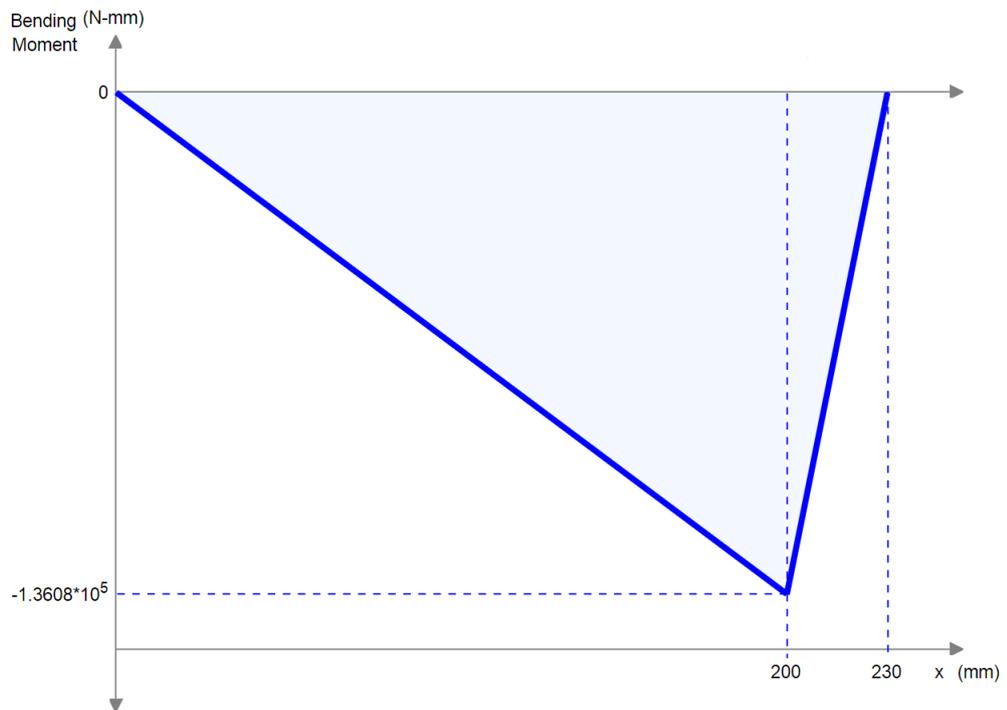


Figura 29. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

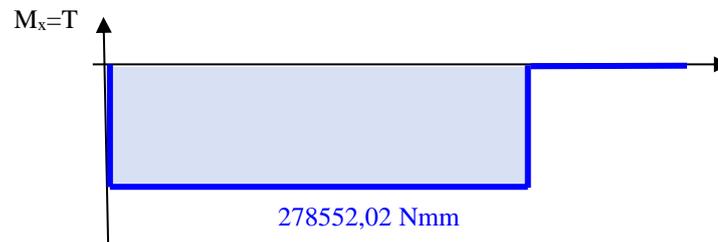


Figura 30. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{197047,2^2 + 136080^2} = 239468,92 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 278552,02 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Segunda Marcha

$$\begin{cases} A_x = 1336,77 \text{ N} \\ A_y = 1063,35 \text{ N} \\ A_z = -2071,2 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 460,53 \text{ N} \\ B_z = -1898,65 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

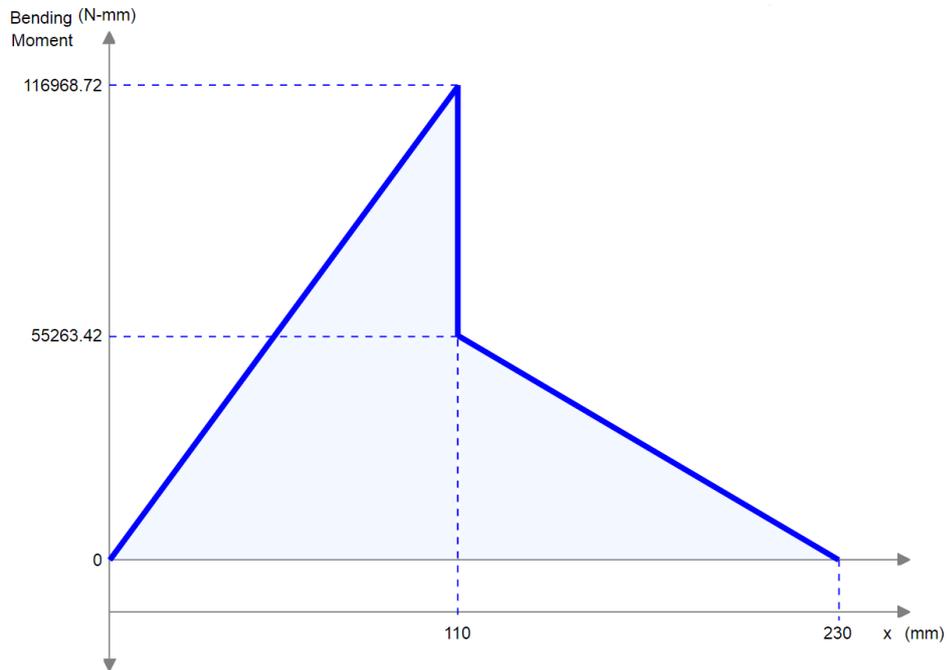


Figura 31. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

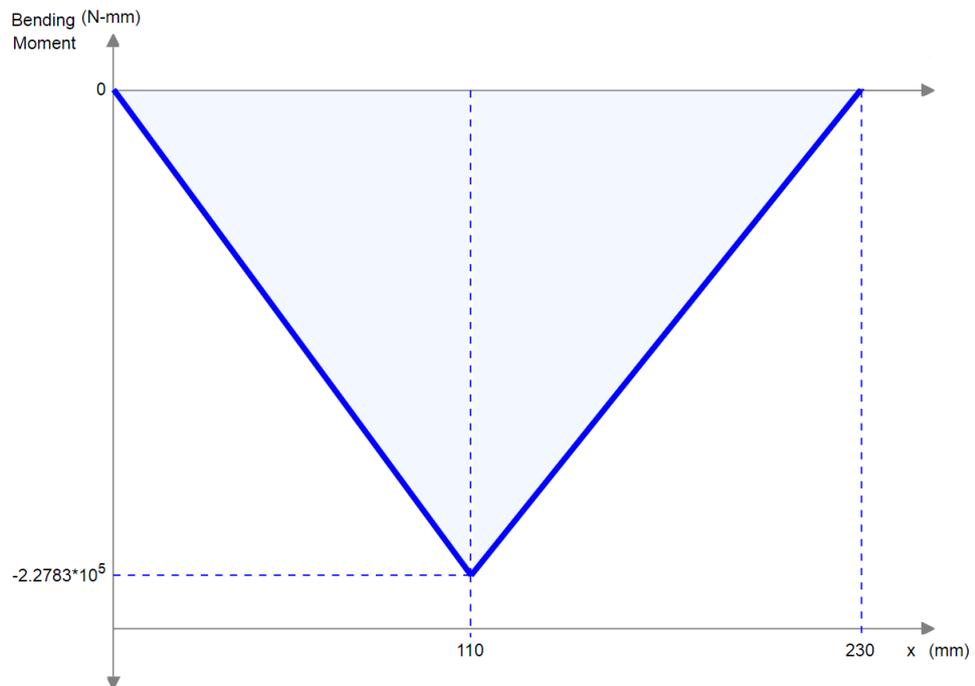


Figura 32. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

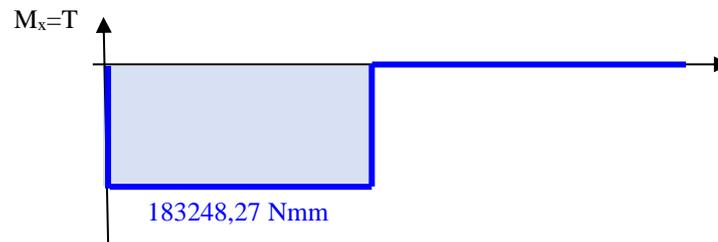


Figura 33. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{116968,72^2 + 227830^2} = 256101,9 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 183248,27 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Tercera Marcha

$$\begin{cases} A_x = 948,53 \text{ N} \\ A_y = 1074,75 \text{ N} \\ A_z = -2393,9 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 224,24 \text{ N} \\ B_z = -1047,39 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

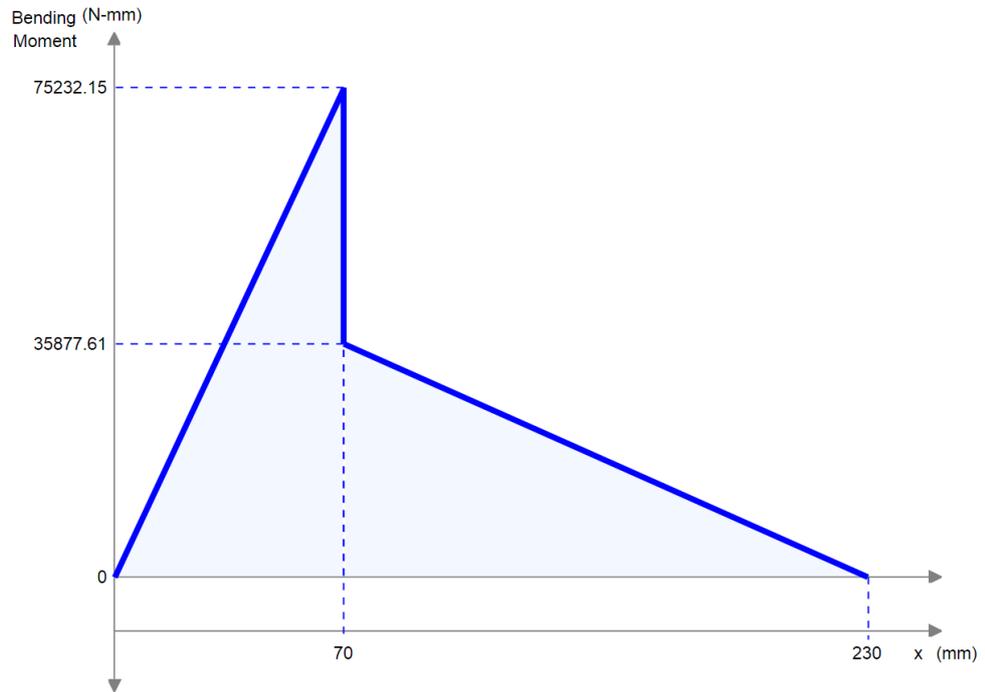


Figura 34. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

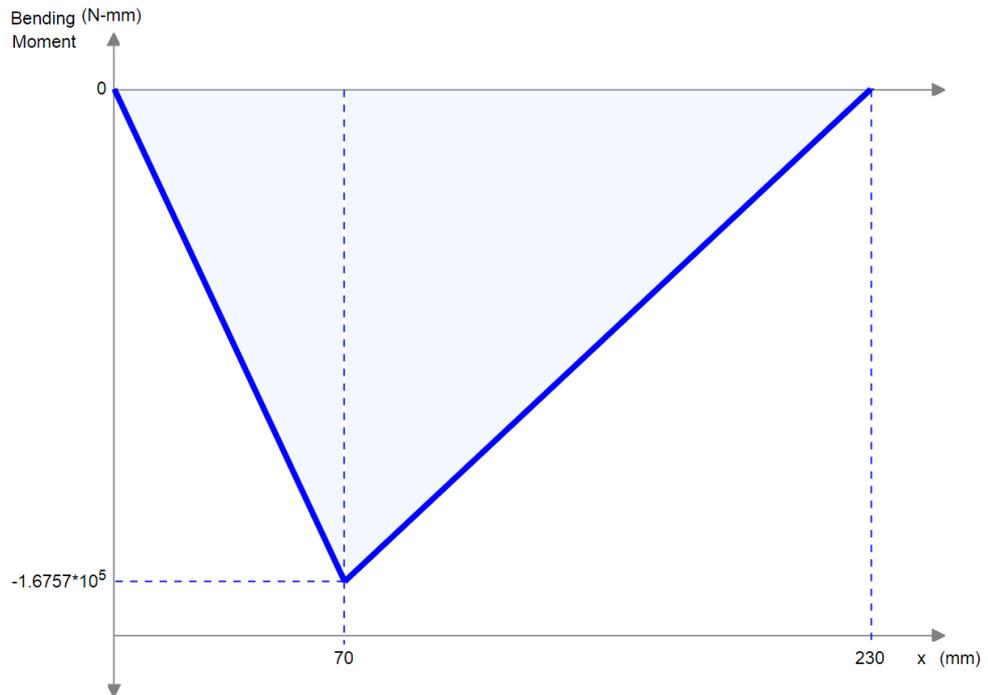


Figura 35. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

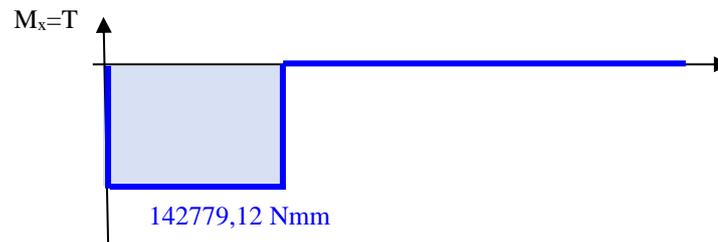


Figura 36. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{75232,15^2 + 167570^2} = 183683,37 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 142779,12 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Cuarta Marcha

$$\begin{cases} A_x = 853,44 \text{ N} \\ A_y = 495,24 \text{ N} \\ A_z = -942,34 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 673,54 \text{ N} \\ B_z = -2153,94 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

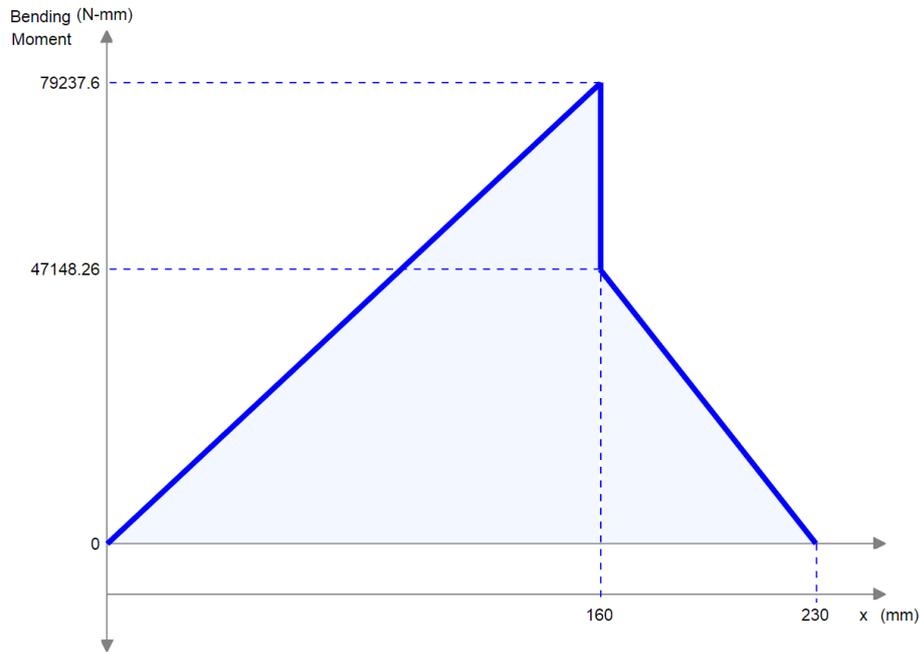


Figura 37. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

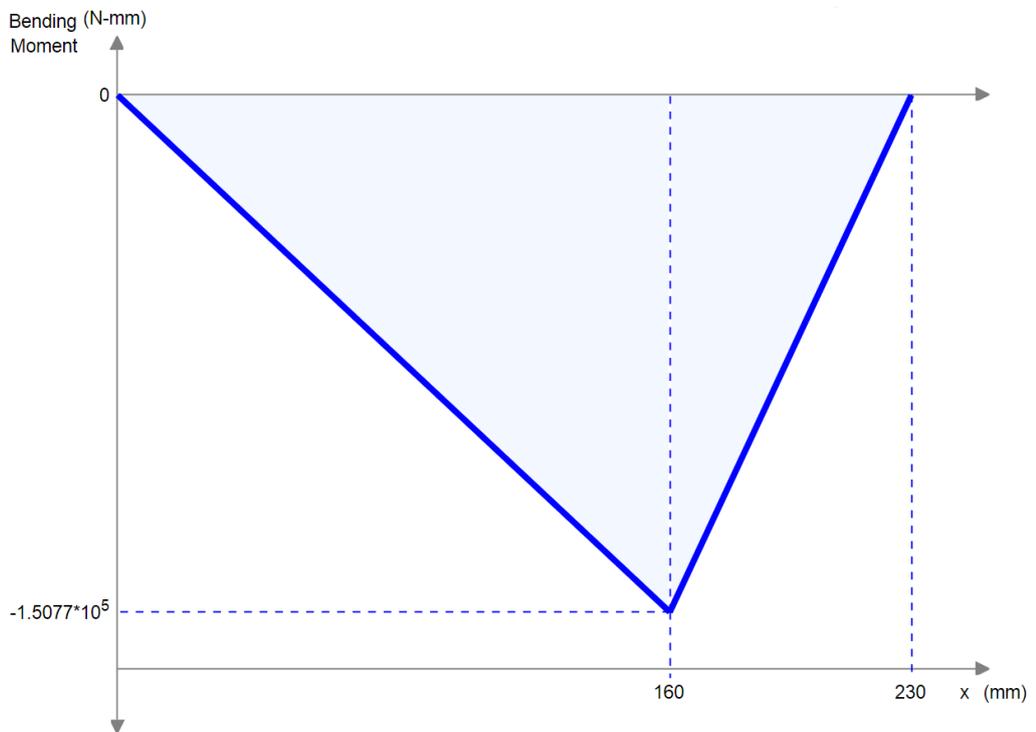


Figura 38. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

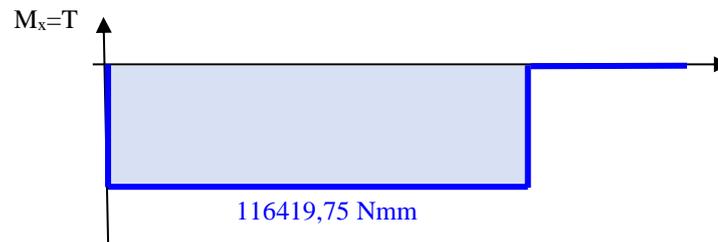


Figura 39. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{79237,6^2 + 150770^2} = 170323,78 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 116419,75 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

❖ Quinta Marcha

$$\begin{cases} A_x = 806,18 \text{ N} \\ A_y = 1212,76 \text{ N} \\ A_z = -2543,3 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 0 \\ B_y = 39,62 \text{ N} \\ B_z = -381,54 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

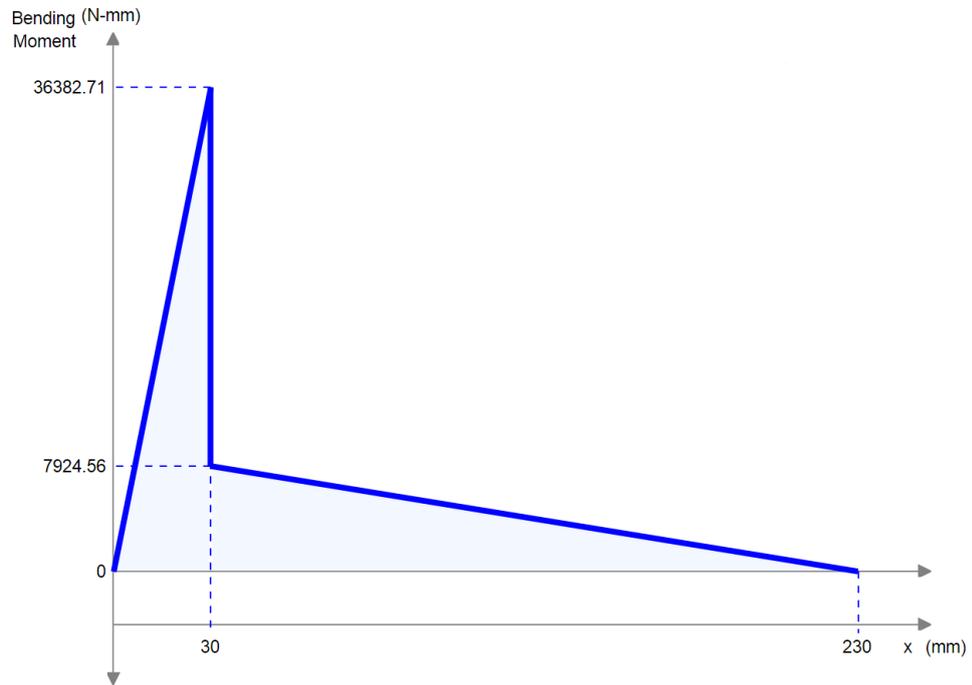


Figura 40. Diagrama de momentos en el plano XY.

Momento en el plano XZ

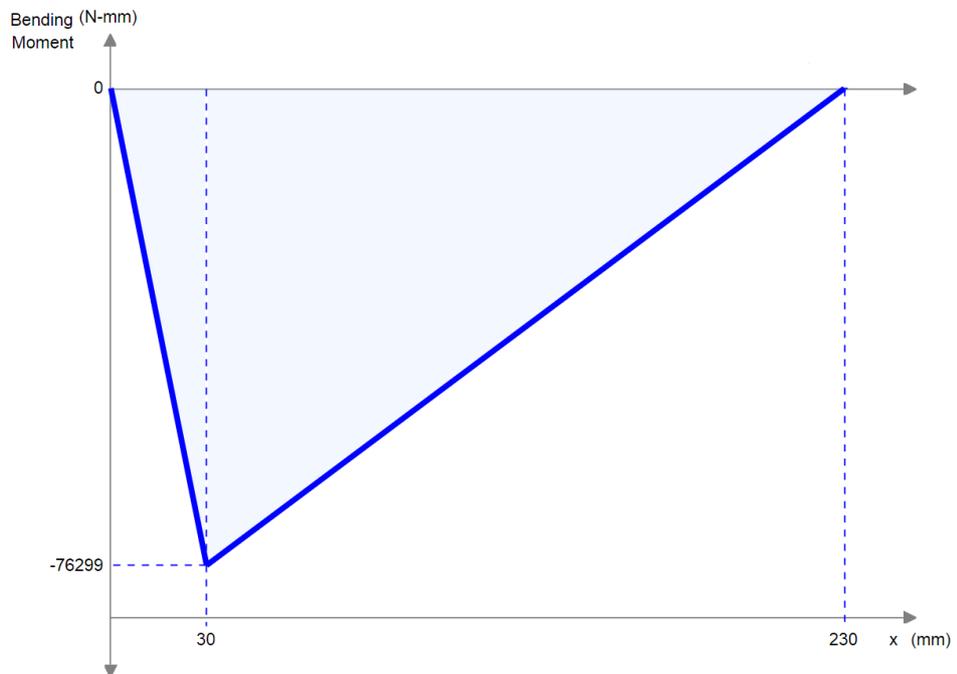


Figura 41. Diagrama de momentos en el plano XZ.

Momento torsor

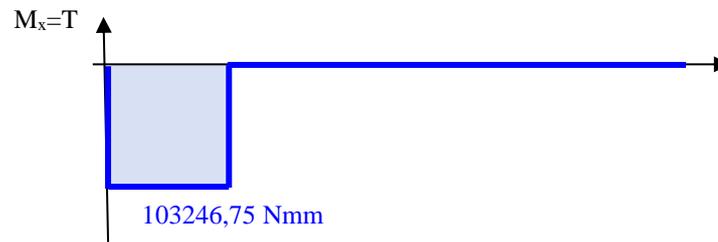


Figura 42. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{36382,71^2 + 76299^2} = 84529,52 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 103246,75 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE PRIMARIO	
Momento Flector	74760,86 Nmm
Momento Torsor	61930 Nmm

Tabla 23. Tabla resumen de los momentos flectores y torsores del eje primario.

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE INTERMEDIO					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Momento Flector	142.278,24	240.993,74	180.793,63	147.525,32	69.201,82
Momento Torsor	120445,13	120445,13	120445,13	120445,13	120445,13

Tabla 24. Tabla resumen de los momentos flectores y torsores del eje intermedio.

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE SECUNDARIO					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Momento Flector	239.468,92	256.101,9	183.683,37	170.323,78	84.529,52
Momento Torsor	278.552,02	183.248,27	142.779,12	116.419,75	103.246,75

Tabla 25. Tabla resumen de los momentos flectores y torsores del eje secundario.

Como todos los ejes tendrán el mismo diámetro mínimo se realizará el cálculo con los valores más críticos, la primera y segunda marcha del eje secundario.

3.4.2.4.2. Diámetro mínimo necesario.

Con los momentos más críticos obtenidos en el apartado anterior se procede a definir el diámetro mínimo de los ejes. El acero que se va a usar para estos ejes es el AISI-SAE 4140 con una tensión de fluencia de $\sigma_{yp} = 690 \text{ MPa}$, como ya se ha mencionado previamente.

Para poder realizar los cálculos hay que definir previamente los valores C_m y C_t :

	C_m	C_t
<u>Ejes fijos:</u>		
carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
<u>Ejes giratorios:</u>		
carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 26. Coeficientes C_m y C_t para la fórmula del código ASME.

$$C_m = 2$$

$$C_t = 1,5$$

La fórmula del código ASME es la siguiente:

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

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{690}{2}$$

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

Eje primario:

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(2 \cdot 74.760,86)^2 + (1,5 \cdot 61.930)^2} \rightarrow r > 6,87 \text{ mm}$$

Eje Intermedio:

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(2 \cdot 240.993,74)^2 + (1,5 \cdot 120.445,13)^2} \rightarrow r > 9,83 \text{ mm}$$

Eje secundario:

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(2 \cdot 239.468,92)^2 + (1,5 \cdot 278.552,02)^2} \rightarrow r > 10,54 \text{ mm}$$

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(2 \cdot 256.101,9)^2 + (1,5 \cdot 183.248,27)^2} \rightarrow r > 10,23 \text{ mm}$$

Donde:

C_m = Coeficiente para momento flector

C_t = Coeficiente para momento torsor

τ_{max} = Tensión cortante máxima [MPa]

σ_{yp} = Tensión axial de fluencia [MPa]

τ_{yp} = Tensión cortante de fluencia [MPa]

M = Momento flector [Nmm]

T = Momento torsor [Nmm]

r = Radio del eje [mm]

J = Momento de inercia polar [mm⁴]

El radio mínimo para el eje primario debería ser $r > 6,87 \text{ mm}$, para el eje intermedio $r > 9,83 \text{ mm}$ y para el secundario $r > 10,54 \text{ mm}$. Por lo tanto los diámetros finales deberían ser de 14, 20 y 22 mm respectivamente, pudiendo aumentarlos según los requisitos de diseño.

3.4.2.5. Chavetas de los ejes

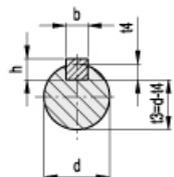
Se va a proceder a calcular la resistencia de las chavetas tanto a cortadura como a aplastamiento, de acuerdo con la norma DIN 6885. Esta comprobación se realizará para tres casos: para el engranaje número uno situado en el eje primario, ya que al tener un eje menor de 17 mm utiliza diferentes dimensiones; para el par torsor máximo de la transmisión si el eje fuera de 17 a 22 mm; y para el par torsor máximo de la transmisión si el eje fuera de 22 a 30 mm; y para el par torsor máximo de la transmisión si el eje fuera de 30 a 38 mm, siendo el par torsor máximo 278.552,02 Nmm, de manera que se mantiene un margen de seguridad.

El material elegido será el Acero Mejorado sin Alear Ck60 con las siguientes propiedades:

PROPIEDADES ACERO MEJORADO SIN ALEAR CK60	
Resistencia a tracción	$\sigma_t = 75 - 90 \text{ kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{yp} = 45 \text{ kg/mm}^2$
Dureza Brinell HB	$HB = 217 - 265 \text{ kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e = \pm 35 \text{ kg/mm}^2$
Tensión admisible	$\sigma_{adm} = 1300 - 1500 \text{ kg/mm}^2$

Tabla 27. Propiedades del Acero Mejorado sin Alear CK60.

Según la norma DIN 6885 las dimensiones de la chaveta vienen definidas en función del diámetro del eje, tal y como se muestran en la siguiente tabla:



DIN 6885/1 KEYWAYS					
d	b P9/JS9 hole	b P9/N9 shaft	h	t2	t4
from 6 to 8	2	2	2	1 ^{+0.1}	1.2 ^{+0.1}
over 8 to 10	3	3	3	1.4 ^{+0.1}	1.8 ^{+0.1}
over 10 to 12	4	4	4	1.8 ^{+0.1}	2.5 ^{+0.1}
over 12 to 17	5	5	5	2.3 ^{+0.1}	3 ^{+0.1}
over 17 to 22	6	6	6	2.8 ^{+0.1}	3.5 ^{+0.1}
over 22 to 30	8	8	7	3.3 ^{+0.2}	4 ^{+0.2}
over 30 to 38	10	10	8	3.3 ^{+0.2}	5 ^{+0.2}
over 38 to 44	12	12	8	3.3 ^{+0.2}	5 ^{+0.2}
over 44 to 50	14	14	9	3.8 ^{+0.2}	5.5 ^{+0.2}

Figura 43. Dimensiones de las chavetas según la norma DIN 6885.

- **Chaveta para ejes de diámetro 14 mm:**

Según la normativa con este diámetro de eje la chaveta cumplirá:

$$\text{Anchura} = b = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = h = 5 \text{ mm}$$

Se utilizará un coeficiente de seguridad CS=1,5.

Para el cálculo se van a utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

Cortadura:

$$\tau = \frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\frac{61930/14}{5 \cdot L} \leq \frac{450/2}{1,5} \rightarrow L \geq 5,89 \text{ mm}$$

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\frac{61930/14}{5 \cdot L/2} \leq \frac{450}{1,5} \rightarrow L \geq 5,89 \text{ mm}$$

- **Chaveta para ejes de diámetro 17 a 22 mm:**

$$\text{Anchura} = b = 6 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = h = 6 \text{ mm}$$

Se utilizará un coeficiente de seguridad CS=1,5.

Para el cálculo se van a utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

Cortadura:

$$\tau = \frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/17}{6 \cdot L} \leq \frac{450/2}{1,5} \rightarrow L \geq 18,2 \text{ mm}$$

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/17}{6 \cdot L/2} \leq \frac{450}{1,5} \rightarrow L \geq 18,2 \text{ mm}$$

- **Chaveta para ejes de diámetro 22 a 30 mm:**

$$\text{Anchura} = b = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = h = 7 \text{ mm}$$

Se utilizará un coeficiente de seguridad CS=1,5.

Para el cálculo se van a utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

Cortadura:

$$\tau = \frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/22}{8 \cdot L} \leq \frac{450/2}{1,5} \rightarrow L \geq 10,55 \text{ mm}$$

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/22}{7 \cdot L/2} \leq \frac{450}{1,5} \rightarrow L \geq 12,06 \text{ mm}$$

- **Chaveta para ejes de diámetro 30 a 38 mm:**

$$\text{Anchura} = b = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = h = 8 \text{ mm}$$

Se utilizará un coeficiente de seguridad $CS=1,5$.

Para el cálculo se van a utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

Cortadura:

$$\tau = \frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/30}{10 \cdot L} \leq \frac{450/2}{1,5} \rightarrow L \geq 6,19 \text{ mm}$$

Donde:

τ = Tensión a cortadura[N/mm²]

T = Par torsor soportado por el eje [N·mm]

R = Radio del eje [mm]

b = Anchura de la chaveta [mm]

L = Longitud de la chaveta [mm]

τ_{yp} = Tensión de fluencia a cortante [N/mm²]

CS = Coeficiente de seguridad

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\frac{278.552,02/30}{8 \cdot L/2} \leq \frac{450}{1,5} \rightarrow L \geq 7,74 \text{ mm}$$

Donde:

σ = Tensión a aplastamiento [N/mm²]

T = Par torsor soportado por el eje [N·mm]

R = Radio del eje [mm]

h = Altura de la chaveta [mm]

L = Longitud de la chaveta [mm]

σ_{yp} = Tensión de fluencia [N/mm²]

CS = Coeficiente de seguridad

Para el eje primario será necesaria una chaveta de $L > 5,89$ mm; para ejes de 17 a 22 mm una chaveta de $L > 18,2$ mm; para ejes de 22 a 30 mm una chaveta de $L > 12,06$ mm; y para ejes de 30 a 38 mm una chaveta de $L > 7,74$ mm. Por razones de diseño la chaveta será de mayores dimensiones que el valor obtenido, dependiendo de si va montada en el lugar de un engranaje fijo o uno desplazable.

Además, se puede apreciar que el cálculo se ha realizado para el menor diámetro, es decir, la situación más crítica posible. En de montar la chaveta en un eje de mayor diámetro la sollicitación será menos crítica.

3.4.2.6. Embragues de arrastre o contacto positivo

Para que se produzca la transmisión entre eje y engranajes locos se realiza un acoplamiento, este se realiza mediante unos dientes que disponen los engranajes desplazables que se introducen dentro del engranaje a acoplarse, y que realizan la función de embrague de arrastre o contacto positivo.

Para realizar este cálculo se analizará el engranaje con este tipo de acoplamiento que mayor par torsor soporte, que en este caso es el engranaje de la primera marcha situado en el eje secundario (posición del engranaje 4). Estarán compuestos del mismo material que los engranajes: acero con un tratamiento térmico de temple y revenido 34CrMo4, con una tensión de fluencia de 900 MPa, tal y como se muestra en la siguiente tabla:

Mechanical Properties of 34CrMo4 Alloy Steel

The mechanical properties of annealed DIN 34CrMo4 alloy steel are outlined in the table below

Tensile strength	Yield strength	Elongation	Reduction of area	Poisson's ratio	Impact absorbing energy
σ_b /MPa	σ_s /MPa	δ_5 (%)	ψ (%)		AKV/J
1100-1300	900Min	10 min	40 min	0.27-0.30	35 Min

Tabla 28. Propiedades mecánicas de 34CrMo4.

El cálculo se realizará mediante las siguientes formulas:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{900}{2} = 450 \text{ N/mm}^2$$

$$T = 2 \cdot F \cdot \frac{D + d}{4} \rightarrow F = \frac{4 \cdot T}{2 \cdot (D + d)}$$

$$\tau = \frac{F}{\frac{\alpha}{2} \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\sigma = \frac{F}{b \cdot \frac{D - d}{2}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

Donde:

F = Fuerza que soporta cada diente [N]

T = Par torsor total [N·mm]

D = Diámetro exterior del diente del embrague de arrastre [mm]

d = Diámetro interior del diente del embrague de arrastre [mm]

α = Ángulo que ocupa cada diente del embrague de arrastre [rad]

b = Longitud de cada diente del embrague de arrastre [mm]

CS = Coeficiente de seguridad

τ = Esfuerzo a cortante calculado [N/mm²]

σ = Esfuerzo a aplastamiento calculado [N/mm²]

$$F = \frac{4 \cdot 278.552,02}{2 \cdot (67 + 40)} = 5206,58 \text{ N}$$

Cortadura:

$$\frac{5206,58}{\frac{0,785}{2} \cdot \frac{67^2 - 40^2}{4}} \leq \frac{\tau_{yp}}{1,5} \rightarrow \tau_{yp} \geq 27,55 \text{ N/mm}^2$$

Aplastamiento:

$$\frac{5206,58}{8 \cdot \frac{67 - 40}{2}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{1,5} \rightarrow \sigma_{yp} \geq 72,31 \text{ N/mm}^2$$

Como se aprecia en los resultados $72,31 \text{ N/mm}^2$ es menor que 450 N/mm^2 , por lo que este embrague de arrastre es capaz de soportar las sollicitaciones a las que está sometida la esta transmisión.

3.4.2.7. Cálculo de rodamientos

Para la elección de los rodamientos de la caja de transmisión se va a utilizar un catálogo comercial en el cual se seleccionarán los más apropiados, teniendo en cuenta las fuerzas calculadas previamente (esfuerzos en los apoyos de los ejes) y el uso que van a soportar cada uno. A pesar de que los esfuerzos sean mayores en el eje secundario, se estudiarán los 3 ejes ya que el primario y el intermedio giran a más revoluciones.

Se supondrá que el motor girará a unas revoluciones medias de 5000 rpm, a pesar de que en la realidad sea un valor inferior, de esta manera se realizarán cálculos más conservadores. Todos los rodamientos tendrán una fiabilidad $R=0,95$.

Para este diseño se intentará utilizar rodamientos rígidos de una hilera de bolas, ya que soportan cargas axiales y radiales, además de soportar elevadas revoluciones. Los rodamientos de que están montados en el mismo eje serán iguales, por lo que a la hora de realizar los cálculos se elegirá el más crítico.

En la siguiente figura se muestra la posición de los rodamientos:

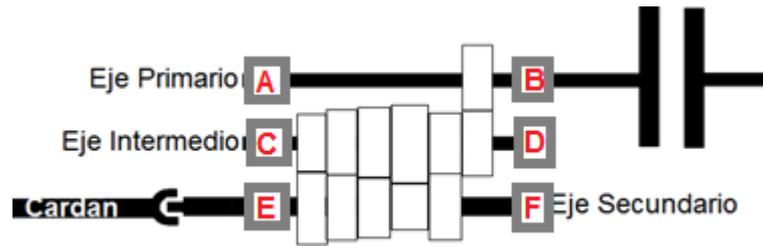


Figura 44. Posición de los rodamientos en la caja de cambios.

Para realizar los cálculos serán necesarias las siguientes formulas:

$$F_r = \sqrt{F_{r_y}^2 + F_{r_z}^2}$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_{req} + Y \cdot F_a$$

$$F_{eq} = \sqrt[10]{F_1^a \cdot \frac{\%}{100} + F_2^a \cdot \frac{\%}{100} + F_3^a \cdot \frac{\%}{100} + F_4^a \cdot \frac{\%}{100} + F_5^a \cdot \frac{\%}{100}}$$

$$L = D \cdot W \cdot 60 \text{ min/h}$$

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

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Donde:

F_r = Fuerza radial [N]

F_{r_y} = Fuerza radial en el eje Y [N]

F_{r_z} = Fuerza radial en el eje Z [N]

F_e = Fuerza radial equivalente [N]

X, Y, V = Coeficientes de cálculo

F_{eq} = Fuerza radial equivalente con cargas variables [N]

L = N° de revoluciones del rodamiento [millones de rev]

D = Duración [horas]

W = Velocidad de giro [rpm]

L_{10} = Vida nominal [millones de rev]

C = Capacidad dinámica [N]

3.4.2.7.1. Eje primario

Este eje tendrá un uso de cargas constantes, ya que se encuentra siempre engranado y girando a las mismas revoluciones que el eje de salida del motor debido a que no ha sufrido ninguna reducción. El uso será el mismo que la vida útil de esta motocicleta, 2500h.

A continuación, se muestran los esfuerzos de los rodamientos del eje primario:

ESFUERZOS EN LOS RODAMIENTOS DEL EJE PRIMARIO			
	X (Axial)	Y(Radial)	Z(Radial)
Rodamiento A	941,54 N	973,47 N	2294,05 N
Rodamiento B	0	28,37 N	292,85 N

Tabla 29. Esfuerzos en los rodamientos del eje primario.

Se obtendrá la fuerza radial equivalente:

$$F_r = \sqrt{973,47^2 + 2294,05^2} = 2492,05 \text{ N}$$

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$.

Tabla 30. Coeficientes X e Y.

Se van a suponer ciertos valores de la tabla anterior para realizar los cálculos: $F_a/C_0=0.07$ y $e=0,27$. Al ser el aro interior el que gira $V=1$.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{941,54}{1 \cdot 2492,05} = 0,38 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2492,05 + 1,63 \cdot 941,54 = 2930,26 \text{ N}$$

$$L = 2500 \cdot 5000 \cdot 60 \text{ min/h} = 750 \text{ millones de rev}$$

$$L_{10} = \frac{750}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1,483}} = 1211,52 \text{ millones de rev}$$

$$C = 2930,26 \cdot (1211,52)^{1/3} = 31237,98 \text{ N}$$

Con esta capacidad se elige un rodamiento del catálogo FAG, se ha optado por dos rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera en cada apoyo:

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s min	H mm	H ₁ mm	J mm		dyn. C	stat. C ₀
17	17	35	8	0,3	29,5	30,9	22,6	0,03	6	3,25
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25
	17	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,065	9,5	4,75
	17	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,065	9,5	4,75
	17	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75
	17	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75
	17	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75
	17	40	16	0,6	33,1	34,4	24	0,087	9,5	4,75
	17	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,114	13,4	6,55
	17	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,111	13,4	6,55
	17	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,117	13,4	6,55
	17	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,118	13,4	6,55
	17	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,115	13,4	6,55
17	47	19	1	37,9	39,3	26,2	0,154	13,4	6,55	
17	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,269	22,4	11,4	
20	20	42	8	0,3	34,7	36,1	27,2	0,05	6,95	4,05
	20	42	12	0,6	35,5	37,4	26,6	0,068	9,3	5
	20	42	12	0,6	35,5	37,4	26,6	0,064	9,3	5
	20	42	12	0,6	35,5	37,4	26,6	0,071	9,3	5
	20	42	12	0,6	35,5	37,4	26,6	0,071	9,3	5

Tabla 31. Catálogo de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera.

Se comprobarán los coeficientes supuestos anteriormente:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{941,54}{11400} = 0,082 \rightarrow e = 0,278$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{941,54}{1 \cdot 2930,26} = 0,32 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,56 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2492,05 + 1,56 \cdot 941,54 = 2864,35 \text{ N}$$

$$C = 2864,35 \cdot (1211,52)^{1/3} = 30535,36 \text{ N}$$

$$\frac{30535,36}{2} = 15.267,68 \text{ N} < 22.400 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

En los apoyos A y B se montarán dos pares de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera para ejes de 17 mm.

3.4.2.7.2. Eje intermedio

Este eje se encontrará sometido a cargas variables debido a las diferentes marchas que se encuentren engranadas. Por ello se deberá obtener una carga equivalente dependiendo del uso que se le da a cada marcha.

A continuación, se el uso que se le da a cada marcha:

PORCENTAJE DE USO DE CADA MARCHA		
Primera marcha	6%	150 h
Segunda marcha	18%	450 h
Tercera marcha	21%	525 h
Cuarta marcha	20%	500 h
Quinta marcha	35%	875 h
Total	100%	2500 h

Tabla 32. Porcentaje y horas de uso de cada marcha.

A continuación, se muestran los esfuerzos más críticos de los rodamientos del eje intermedio, con la fuerza radial equivalente ya obtenida:

ESFUERZOS EN LOS RODAMIENTOS DEL EJE INTERMEDIO			
	X (Axial)	F_{radial_C}	F_{radial_D}
1ª Marcha	3953,2 N	1856 N	4742,4 N
2ª Marcha	2278,31 N	530,76 N	2008,59 N
3ª Marcha	1890,07 N	225,46 N	1129,97 N
4ª Marcha	1794,98 N	1571,65 N	2107,44 N
5ª Marcha	1747,72 N	1862,72 N	250,74 N

Tabla 33. Esfuerzos en los rodamientos del eje intermedio.

Dado que en ambos lados se montará el mismo rodamiento, se va analizar únicamente el más crítico. En este caso el rodamiento D.

Como en el apartado anterior, se van a suponer ciertos valores para realizar los cálculos: $F_a/C_0=0.07$ y $e=0,27$. Al ser el aro interior el que gira $V=1$.

Primera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3953,2}{1 \cdot 4742,4} = 0,833 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 4742,4 + 1,63 \cdot 3953,2 = 9099,52 \text{ N}$$

Segunda:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2278,31}{1 \cdot 2008,59} = 1,13 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2008,59 + 1,63 \cdot 2278,31 = 4838,46 \text{ N}$$

Tercera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1890,07}{1 \cdot 1129,97} = 1,67 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1129,97 + 1,63 \cdot 1890,07 = 3713,6 \text{ N}$$

Cuarta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1794,98}{1 \cdot 2107,44} = 0,85 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2107,44 + 1,63 \cdot 1794,98 = 4105,98 \text{ N}$$

Quinta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1747,72}{1 \cdot 250,74} = 6,97 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 250,74 + 1,63 \cdot 1747,72 = 2989,2 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100}}$$

$$F_{eq} = \sqrt[3]{9099,52^3 \cdot \frac{6}{100} + 4838,46^3 \cdot \frac{18}{100} + 3713,6^3 \cdot \frac{21}{100} + 4105,98^3 \cdot \frac{20}{100} + 2989,2^3 \cdot \frac{35}{100}}$$

$$F_{eq} = 4634,52 \text{ N}$$

Dado que hay una reducción del eje primario al intermedio se recalculará la velocidad de giro de este eje:

$$W = 5000 \cdot \frac{18}{35} = 2571,43 \text{ rpm}$$

$$L = 2500 \cdot 2571,43 \cdot 60 \text{ min/h} = 385,71 \text{ millones de rev}$$

$$L_{10} = \frac{385,71}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 623,07 \text{ millones de rev}$$

$$C = 4634,52 \cdot (623,07)^{1/3} = 39.583,76 \text{ N}$$

Con esta capacidad se elige un rodamiento del catálogo FAG, se ha optado por un par de rodamiento por apoyo FAG rígidos de bolas de una hilera:

Eje	Dimensiones							Peso P _{rel} kg	Capacidad de carga		
	d mm	D	B	r _s mm	H P _{rel}	H ₁ P _{rel}	J P _{rel}		dyn. C	stat. C ₀	
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55	
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8	
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15	
	25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65
		25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85	
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	

Tabla 34. Catálogo de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera.

Se comprobarán los coeficientes supuestos anteriormente:

Primera:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3953,2}{15000} = 0,263 \rightarrow e = 0,374$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3953,2}{1 \cdot 4742,4} = 0,83 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,17 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 4742,4 + 1,17 \cdot 3953,2 = 7280,98 \text{ N}$$

Segunda:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2278,31}{15000} = 0,152 \rightarrow e = 0,328$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2278,31}{1 \cdot 2008,59} = 0,83 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,352 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2008,59 + 1,352 \cdot 2278,31 = 4205,08 \text{ N}$$

Tercera:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1890,07}{15000} = 0,126 \rightarrow e = 0,31$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1890,07}{1 \cdot 1129,97} = 1,67 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,413 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1129,97 + 1,413 \cdot 1890,07 = 3303,45 \text{ N}$$

Cuarta:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1794,98}{15000} = 0,119 \rightarrow e = 0,306$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1794,98}{1 \cdot 2107,44} = 0,85 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,429 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2107,44 + 1,429 \cdot 1794,98 = 3745,19 \text{ N}$$

Quinta:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1747,72}{15000} = 0,116 \rightarrow e = 0,304$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1747,72}{1 \cdot 250,74} = 6,97 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,436 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 250,74 + 1,436 \cdot 1747,72 = 2650,14 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{7280,98^3 \cdot \frac{6}{100} + 4205,08^3 \cdot \frac{18}{100} + 3303,45^3 \cdot \frac{21}{100} + 3745,19^3 \cdot \frac{20}{100} + 2650,14^3 \cdot \frac{35}{100}}$$

$$F_{eq} = 5662,82 \text{ N}$$

$$W = 2571,43 \text{ rpm}$$

$$L = 385,71 \text{ millones de rev}$$

$$L_{10} = \frac{385,71}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1,483}} = 623,07 \text{ millones de rev}$$

$$C = 5662,82 \cdot (623,07)^{1/3} = 48366,54 \text{ N} < 42.500 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\frac{48366,54}{2} = 24.183,27 \text{ N} < 30.500 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

En los apoyos C y D se montarán dos pares de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera para ejes de 20 mm.

3.4.2.7.3. Eje secundario

Este eje, igual que el intermedio, se encontrará sometido a cargas variables debido a las diferentes marchas que se encuentren engranadas. Por ello se deberá obtener una carga equivalente dependiendo del uso que se le da a cada marcha.

A continuación, se muestran los esfuerzos más críticos de los rodamientos del eje intermedio, con la fuerza radial equivalente ya obtenida:

ESFUERZOS EN LOS RODAMIENTOS DEL EJE SECUNDARIO			
	X (Axial)	F_{radial_E}	F_{radial_F}
1ª Marcha	3011,65 N	1197,34 N	4693,91 N
2ª Marcha	1336,77 N	2328,21 N	1953,7 N
3ª Marcha	948,53 N	2624,09 N	1071,13 N
4ª Marcha	853,44 N	1064,55 N	2256,78 N
5ª Marcha	806,18 N	2817,65 N	383,6 N

Tabla 35. Esfuerzos en los rodamientos del eje secundario.

Dado que en ambos lados se montará el mismo rodamiento, se va analizar únicamente el más crítico. En este caso el rodamiento E.

Como en el apartado anterior, se van a suponer ciertos valores para realizar los cálculos: $F_a/C_0=0.07$ y $e=0,27$. Al ser el aro interior el que gira $V=1$.

Primera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3011,65}{1 \cdot 1197,34} = 2,51 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1197,34 + 1,63 \cdot 3011,65 = 5579,5 \text{ N}$$

Segunda:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1336,77}{1 \cdot 2328,21} = 0,57 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2328,21 + 1,63 \cdot 1336,77 = 3482,73 \text{ N}$$

Tercera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{948,53}{1 \cdot 2624,09} = 0,36 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2624,09 + 1,63 \cdot 948,53 = 3015,6 \text{ N}$$

Cuarta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{853,44}{1 \cdot 1064,55} = 0,8 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1064,55 + 1,63 \cdot 853,44 = 1987,25 \text{ N}$$

Quinta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{806,18}{1 \cdot 2817,65} = 0,286 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2817,65 + 1,63 \cdot 806,18 = 2891,96 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100}}$$
$$F_{eq} = \sqrt[3]{5579,5^3 \cdot \frac{6}{100} + 3482,73^3 \cdot \frac{18}{100} + 3015,6^3 \cdot \frac{21}{100} + 1987,25^3 \cdot \frac{20}{100} + 2891,96^3 \cdot \frac{35}{100}}$$
$$F_{eq} = 3235,54 \text{ N}$$

Dado que hay una reducción del eje intermedio al secundario se recalculará la velocidad de giro de este eje, teniendo en cuenta que dependiendo de que marcha este engranada tendrá una velocidad u otra:

Primera:

$$W = 2571,43 \cdot \frac{16}{37} = 1111,97 \text{ rpm}$$

$$L_1 = 150 \cdot 1111,97 \cdot 60 \text{ min/h} = 10 \text{ millones de rev}$$

Segunda:

$$W = 2571,43 \cdot \frac{23}{35} = 1689,8 \text{ rpm}$$

$$L_2 = 450 \cdot 1689,8 \cdot 60 \text{ min/h} = 45,62 \text{ millones de rev}$$

Tercera:

$$W = 2571,43 \cdot \frac{27}{32} = 2169,64 \text{ rpm}$$

$$L_3 = 525 \cdot 2169,64 \cdot 60 \text{ min/h} = 68,34 \text{ millones de rev}$$

Cuarta:

$$W = 2571,43 \cdot \frac{30}{29} = 2660,1 \text{ rpm}$$

$$L_4 = 500 \cdot 2660,1 \cdot 60 \text{ min/h} = 79,8 \text{ millones de rev}$$

Quinta:

$$W = 2571,43 \cdot \frac{28}{24} = 3000 \text{ rpm}$$

$$L_5 = 875 \cdot 3000 \cdot 60 \text{ min/h} = 157,5 \text{ millones de rev}$$

A continuación, se sumarán las revoluciones obtenidas de cada marcha para obtener L:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 10 + 45,62 + 68,34 + 79,8 + 157,5 = 361,26 \text{ millones de rev}$$

$$L_{10} = \frac{361,26}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1,483}} = 583,56 \text{ millones de rev}$$

$$C = 3235,54 \cdot (583,56)^{1/3} = 27.038,04 \text{ N}$$

Con esta capacidad se elige un rodamiento del catálogo FAG, se ha optado por un rodamiento FAG rígido de bolas de una hilera:

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s min	H mm	H ₁ mm	J mm		dyn. C kN	stat. C ₀
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	18	1	43,6	45,4	33,5	0,156	14	7,8
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,234	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,237	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,24	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,242	22,4	11,4
25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,245	22,4	11,4	
25	62	24	1,1	50,2	52,5	36,4	0,272	22,4	11,4	
25	80	21	1,5	63,1	65,4	45,4	0,56	36	19,3	
30	30	55	9	0,3	47,5	48,8	37,7	0,082	11,2	7,35
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,122	12,7	8
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,109	12,7	8
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,125	12,7	8

Tabla 36. Catálogo de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera.

Se comprobarán los coeficientes supuestos anteriormente:

Primera:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3011,65}{19300} = 0,156 \rightarrow e = 0,330$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3011,65}{1 \cdot 1197,34} = 2,51 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,342 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1197,34 + 1,342 \cdot 3011,65 = 4712,14 \text{ N}$$

Segunda:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1336,77}{19300} = 0,069 \rightarrow e = 0,27$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1336,77}{1 \cdot 2328,21} = 0,57 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2328,21 + 1,63 \cdot 1336,77 = 3482,73 \text{ N}$$

Tercera:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{948,53}{19300} = 0,049 \rightarrow e = 0,25$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{948,53}{1 \cdot 2624,09} = 0,36 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,78 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2624,09 + 1,78 \cdot 948,53 = 3173,62 \text{ N}$$

Cuarta:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{853,44}{19300} = 0,044 \rightarrow e = 0,243$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{853,44}{1 \cdot 1064,55} = 0,8 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,83 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 1064,55 + 1,83 \cdot 853,44 = 2157,94 \text{ N}$$

Quinta:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{806,18}{19300} = 0,042 \rightarrow e = 0,24$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{806,18}{1 \cdot 2817,65} = 0,29 \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,85 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 2817,65 + 1,85 \cdot 806,18 = 3069,32 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{4712,14^3 \cdot \frac{6}{100} + 3482,73^3 \cdot \frac{18}{100} + 3173,62^3 \cdot \frac{21}{100} + 2157,94^3 \cdot \frac{20}{100} + 3069,32^3 \cdot \frac{35}{100}}$$

$$F_{eq} = 3198,57 \text{ N}$$

$$L_{10} = 583,56 \text{ millones de rev}$$

$$C = 3198,57 \cdot (583,56)^{1/3} = 26729,13 \text{ N} < 36.000 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

En los apoyos E y F cumpliría con un rodamiento rígido de bolas de una hilera para ejes de diámetro 25 mm del catálogo FAG.

3.4.2.8. Elección de casquillos

Para la elección de los casquillos que permitirán girar a los engranajes locos se va a utilizar el catálogo de casquillos ISB, el cual disponen de un modelo de casquillos apropiado para el uso en motocicletas.

Para ello se realizará el cálculo exigido en el catálogo con el casquillo más crítico, que en este caso será el casquillo del engranaje 4 de la primera marcha con una fuerza radial de 2192,74 N. Además, se supondrá el casquillo con el diámetro interior menor posible ya que puede no ser todos los casquillos del mismo tamaño.

$$P = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{2192,74}{30 \cdot 30} = 2,43 \text{ N/mm}^2 < 56 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Cumple}$$

Donde:

P = Capacidad de carga [N/mm²]

F = Fuerza radial del engranaje [N]

d = Diámetro interior del casquillo [mm]

b = Longitud del casquillo [mm]

3.4.3. Dimensionamiento de la transmisión secundaria

En este apartado se va a dimensionar y comprobar el funcionamiento de la transmisión secundaria, formada por el eje de transmisión, las juntas cardan y los engranajes cónicos.

3.4.3.1. Dimensionamiento del eje de transmisión

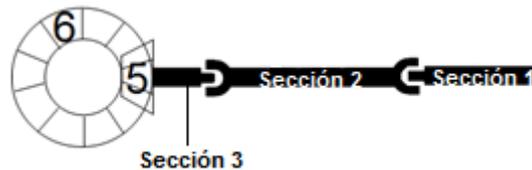


Figura 45. Factor de ángulo K.

Se dimensionará como se ha realizado con el resto de ejes, mediante el código ASME. En este caso solo se comprobará en primera marcha a máxima potencia, ya que es cuando mayores esfuerzos se generan. Las primeras dos secciones del eje, a pesar de que solo se encuentran afectadas por un momento torsor, se realizarán las comprobaciones.

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

$$C_t = 1,5$$

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{690}{2}$$

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 278.552,02)^2} \rightarrow r > 9,17 \text{ mm}$$

Donde:

C_m = Coeficiente para momento flector

C_t = Coeficiente para momento torsor

τ_{max} = Tensión cortante máxima [MPa]

σ_{yp} = Tensión axial de fluencia [MPa]

τ_{yp} = Tensión cortante de fluencia [MPa]

M = Momento flector [Nmm]

T = Momento torsor [Nmm]

r = Radio del eje [mm]

J = Momento de inercia polar [mm⁴]

El radio mínimo de estas secciones debería ser $r > 9,17 \text{ mm}$, por lo que el diámetro final tendrá que ser $d > 18,34 \text{ mm}$. Para asegurar que el eje no va a fallar se usará un diámetro mínimo de 20 mm.

Ahora se procederá a dimensionar la sección 3 de este eje de transmisión, el cual, si se encuentra sometido a esfuerzos flectores y torsores, pero para ello se deberán obtener previamente los diagramas de momentos flectores.

❖ Primera Marcha

$$\begin{cases} A_x = 0 \\ A_y = -17900 \text{ N} \\ A_z = -2652,4 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} B_x = 6125,71 \text{ N} \\ B_y = -670,11 \text{ N} \\ B_z = -140 \text{ N} \end{cases}$$

Momento en el plano XY

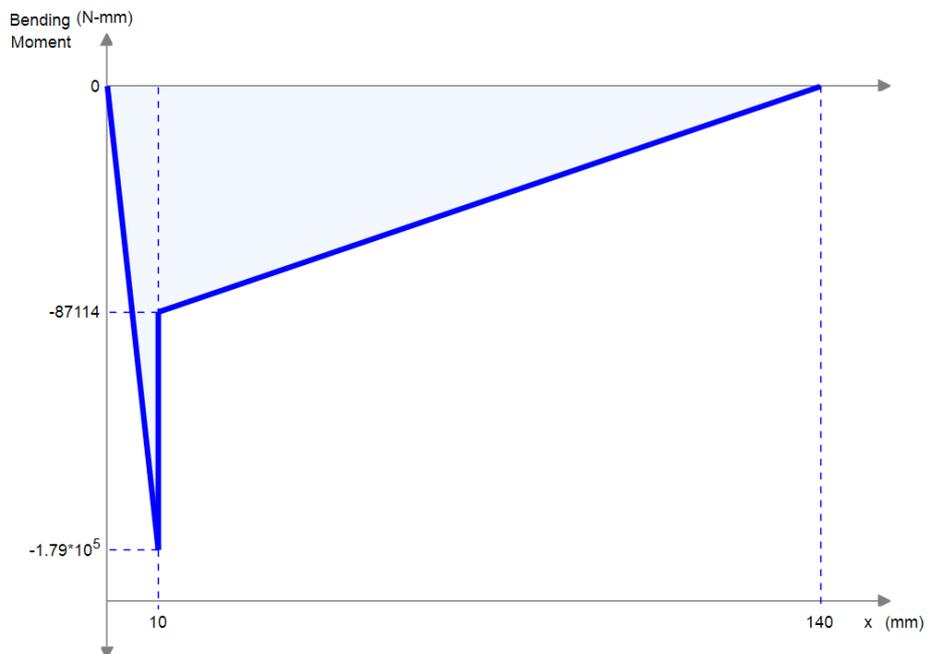


Figura 46. Diagrama de momentos en XY.

Momento en el plano XZ

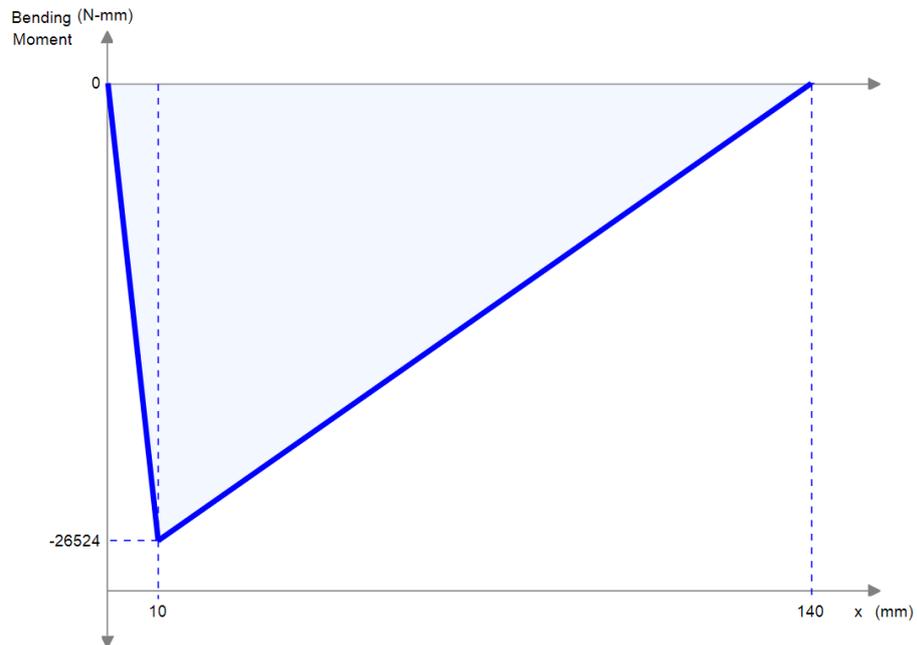


Figura 47. Diagrama de momentos en XZ.

Momento torsor

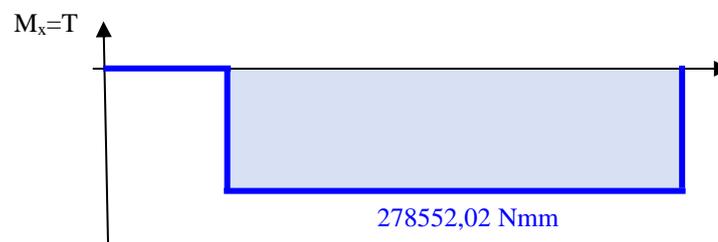


Figura 48. Diagrama del momento torsor.

Con los momentos y los diagramas obtenidos se procede a obtener el momento flector máximo equivalente, que se usará en el próximo apartado para calcular el diámetro con la fórmula del código ASME.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{179000^2 + 2652,4^2} = 179019,65 \text{ Nmm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 278.552,02 \text{ Nmm}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector total máximo [Nmm]

M_{xy} = Momento flector en el plano XY [Nmm]

M_{xz} = Momento flector en el plano XZ [Nmm]

$T_{m\acute{a}x}$ = Momento torsor máximo [Nmm]

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

$$C_m = 2$$

$$C_t = 1,5$$

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{690}{2}$$

$$\frac{690}{2} > \frac{r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot \sqrt{(2 \cdot 179019,65)^2 + (1,5 \cdot 278.552,02)^2} \rightarrow r > 10,05 \text{ mm}$$

Donde:

C_m = Coeficiente para momento flector

C_t = Coeficiente para momento torsor

τ_{max} = Tensión cortante máxima [MPa]

σ_{yp} = Tensión axial de fluencia [MPa]

τ_{yp} = Tensión cortante de fluencia [MPa]

M = Momento flector [Nmm]

T = Momento torsor [Nmm]

r = Radio del eje [mm]

J = Momento de inercia polar [mm⁴]

El radio mínimo de estas secciones debera ser $r > 10,05 \text{ mm}$, por lo que el diámetro final tendra que ser $d > 20,1 \text{ mm}$. Para asegurar que el eje no va a fallar se usará un diámetro mínimo de 25 mm.

3.4.3.2. Junta cardan

Para la junta cardan de esta motocicleta se utilizará una junta de catálogo del fabricante Tecnopower.

Para poder seleccionar la junta apropiada del catálogo se deben calcular el par torsor máximo que soporta y a las revoluciones que lo soporta, eligiendo el modelo más apropiado de acorde con la vida útil de la motocicleta.

Dado que la motocicleta tiene estimada una vida útil de 2500h se seleccionará una junta con una duración superior. Por ello se ha optado por la junta universal SERIE 02, con una vida útil de 5000h.

El par máximo se encuentra a potencia máxima cuando la primera marcha esta engranada:

$$T_{max} = 278.552,02 \text{ Nmm}$$

$$w_{1º} = 1888,89 \text{ rpm}$$

Donde:

T_{max} = Par torsor máximo en primera [Nmm]

$w_{1º}$ = Velocidad angular de la junta en primera [rpm]

A continuación, se calcularán los coeficientes D y K que dependen de la vida útil de la junta y del ángulo máximo al cual trabajará respectivamente.

Ángulo trabajo	5º	10º	15º	20º	25º	30º	35º	45º
Factor K	1	1,05	1,14	1,25	1,48	1,82	2,63	4,16

Tabla 37. Factor de ángulo K.

El basculante de esta motocicleta nunca superará los 20º, por ello el factor K es $K = 1,25$.

Se tomará un valor de $D=0,6$ para el factor de vida útil ya que los valores tabulados son para una vida útil de 5000h y la vida útil de esta motocicleta es de 2500h.

$$T_{cal} = T_{max} \cdot K \cdot D = 278,55 \cdot 1,25 \cdot 0,6 = 208,91 \text{ Nm}$$

Donde:

T_{cal} = Par torsor calculado en primera [Nm]

T_{max} = Par torsor máximo en primera [Nm]

K = Factor de ángulo de trabajo

D = Factor de vida útil

Para finalizar, se escogerá la junta cardan que soporte el par torsor calculado. Para optimizar la elección se interpolará el valor que es capaz de soportar la junta para 1888,89 rpm, ya que el modelo 02.080 es capaz de soportar 202 Nm a 2000 rpm.

Tipo	250	500	R.p.m. 1.000	2.000	4.000	5.000
02.017	11	10	7,5	6	5	4,7
02.020	28	24	19	15	12,5	12
02.026	36	31	24,5	19,5	16	15,5
02.032	72	62	49	39	32,5	31
02.040	150	129	102	81	67,5	65
02.050	220	189	150	119	99	95
02.060	310	267	211	168	140	133
02.070	330	284	224	178	148	
02.080	375	322	255	202		
02.100	420	361	286	227		

Valores en Nm

Tabla 38. Modelos de la SERIE 02 de juntas cardan de Tecnopower.

$$T_{1888,89} = 255 + \frac{202 - 255}{2000 - 1000} \cdot (1888,98 - 1000) = 207,89 \text{ Nm}$$

$$208,91 \text{ Nm} > 207,89 \text{ Nm} \rightarrow \text{NO VALE}$$

Este modelo de junta cardan no es capaz de soportar este par, por lo que se va a escoger el modelo siguiente: 02.100 SERIE 02 de Tecnopower, capaz de aguantar 227Nm a 2000rpm.

3.4.3.3. Apoyos de transmisión secundaria

Para la elección de los elementos que permitan girar al eje de la transmisión secundaria se van a usar dos tipos componentes. Para el apoyo A mostrado en la figura 49 se va a utilizar un casquillo, debido al reducido espacio y a las elevadas cargas que tiene que soportar ese apoyo. Para el apoyo B se utilizará un rodamiento, que será el cual soporte las cargas axiales.

En la siguiente figura se muestra la posición de los apoyos:

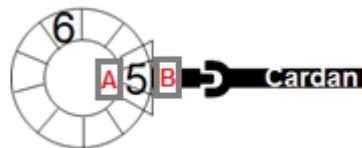


Figura 49. Posición de los casquillos en la transmisión secundaria.

A continuación, se muestran los esfuerzos de en los apoyos de la transmisión secundaria:

ESFUERZOS EN LOS APOYOS DE LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA			
	X (Axial)	F_{radial_A}	F_{radial_B}
1ª Marcha	6.125,71 N	18.095,45 N	684,58 N
2ª Marcha	4.029,86 N	11.904,44 N	460,8 N
3ª Marcha	3.139,89 N	9.275,28 N	359,04 N
4ª Marcha	2.560,22 N	7.562,89 N	292,76 N
5ª Marcha	2.270,53 N	6.707,14 N	259,64 N

Tabla 39. Esfuerzos en los apoyos de la transmisión secundaria.

Dado que se van a utilizar diferentes marchas, obtendrá una fuerza equivalente como se realiza en el caso de los rodamientos.

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha, mostrado en la siguiente tabla:

PORCENTAJE DE USO DE CADA MARCHA		
Primera marcha	6%	150 h
Segunda marcha	18%	450 h
Tercera marcha	21%	525 h
Cuarta marcha	20%	500 h
Quinta marcha	35%	875 h
Total	100%	2500 h

Tabla 40. Porcentaje y horas de uso de cada marcha.

$$F_{eq} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100}}$$

$$F_{eq} = \sqrt[3]{18.095,45^3 \cdot \frac{6}{100} + 11.904,44^3 \cdot \frac{18}{100} + 9.275,28^3 \cdot \frac{21}{100} + 7.562,89^3 \cdot \frac{20}{100} + 6.707,14^3 \cdot \frac{35}{100}}$$

$$F_{eq} = 10.062,52 \text{ N}$$

Para ello se realizará el cálculo exigido en el catálogo con el casquillo más crítico, que en este caso será el casquillo A con una fuerza equivalente de 10.062,52 N. Además, se supondrá el casquillo con la menor anchura de manera que el coste se menor.

$$P = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{10.062,52}{15 \cdot 20} = 33,54 \text{ N/mm}^2 < 56 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Cumple}$$

Donde:

P = Capacidad de carga [N/mm²]

F = Fuerza radial del engranaje [N]

d = Diámetro interior del casquillo [mm]

b = Longitud del casquillo [mm]

En el apoyo A cumpliría con un casquillo SF-1 del fabricante ISB.

Ahora se procederá a calcular el rodamiento necesario para el apoyo B.

F_a/C_0	e	$F_a/(V F_r) \leq e$		$F_a/(V F_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$.

Tabla 41. Coeficientes X e Y.

Se van a suponer ciertos valores de la tabla anterior para realizar los cálculos: $F_a/C_0=0.07$ y $e=0,27$. Al ser el aro interior el que gira $V=1$.

Primera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{6125,71}{1 \cdot 684,58} = 8,94 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 684,58 + 1,63 \cdot 6125,71 = 10368,27 \text{ N}$$

Segunda:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{4029,86}{1 \cdot 460,8} = 8,74 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 460,8 + 1,63 \cdot 4029,86 = 6826,72 \text{ N}$$

Tercera:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3139,89}{1 \cdot 359,04} = 8,74 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 359,04 + 1,63 \cdot 3139,89 = 5319,08 \text{ N}$$

Cuarta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2560,22}{1 \cdot 292,76} = 0,85 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 292,79 + 1,63 \cdot 2560,22 = 4337,1 \text{ N}$$

Quinta:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2270,53}{1 \cdot 259,64} = 6,97 > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,63 \end{cases}$$

$$F_e = 0,56 \cdot 1 \cdot 259,64 + 1,63 \cdot 2270,53 = 3846,36 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la fuerza equivalente dependiendo del uso de cada marcha:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100}}$$

$$F_{eq} = \sqrt[3]{10368,27^3 \cdot \frac{6}{100} + 6826,72^3 \cdot \frac{18}{100} + 5319,08^3 \cdot \frac{21}{100} + 4337,1^3 \cdot \frac{20}{100} + 3846,36^3 \cdot \frac{35}{100}}$$

$$F_{eq} = 5768,79 \text{ N}$$

Como se ha realizado anteriormente, se supondrá que el motor girará a unas revoluciones medias de 5000 rpm, a pesar de que en la realidad sea un valor inferior, de esta manera se realizarán cálculos más conservadores. El rodamiento tendrá una fiabilidad R=0,95.

Dado que hay una reducción en toda la transmisión primaria la velocidad de giro de este eje variará, dependiendo de que marcha este engranada. Esta velocidad de giro será la velocidad de salida de la caja de cambios calculada anteriormente:

Velocidad de giro del eje cardan					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
w	1111,97 rpm	1689,8 rpm	2169,64 rpm	2660,1 rpm	3000 rpm
L	10 M de rev	45,62 M de rev	68,34 M de rev	79,8 M de rev	157,5 M de rev

Tabla 42. Velocidad de giro y revoluciones del eje cardan según la marcha.

A continuación, se sumarán las revoluciones obtenidas de cada marcha para obtener L:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 10 + 45,62 + 68,34 + 79,8 + 157,5 = 361,26 \text{ millones de rev}$$

$$L_{10} = \frac{361,26}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1,483}} = 583,56 \text{ millones de rev}$$

$$C = 5768,79 \cdot (583,56)^{1/3} = 48207,34 \text{ N}$$

Debida a su alta capacidad se ha optado por dos rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera:

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s mm	H _{int}	H _{ext}	J		dyn. C	stat. C ₀
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	18	1	43,6	45,4	33,5	0,156	14	7,8
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,234	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,237	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,24	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,242	22,4	11,4
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,245	22,4	11,4
	25	62	24	1,1	50,2	52,5	36,4	0,272	22,4	11,4
	25	80	21	1,5	63,1	65,4	45,4	0,56	36	19,3
	30	30	55	9	0,3	47,5	48,8	37,7	0,082	11,2
30		55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,122	12,7	8
30		55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,109	12,7	8

Tabla 43. Catálogo de rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera.

$$\frac{48207,34}{2} = 24.103,67 \text{ N} < 36.000 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

En el apoyo B se utilizarán dos rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de 25 mm.

3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS

3.5.1. Cálculos previos

En este apartado se van a definir los datos aportados por el fabricante mediante la ficha técnica, y se calcularán ciertos valores que serán necesarios en los próximos apartados.

	K 75 y C
Longitud (mm)	2 220
Ancho total con retrovisor (mm)	900
Altura total (mm)	1 300
Altura hasta el sillín (mm)	760
Distancia entre ejes en vacío (mm)	1 516
Altura al suelo en vacío (mm)	175
Peso total con carga autorizado (Kg)	228
Reparto delantero/trasero /Kg)	105/123
Reparto delantero/trasero (%)	46/54

Figura 50. Dimensiones y peso de la BMW K75.

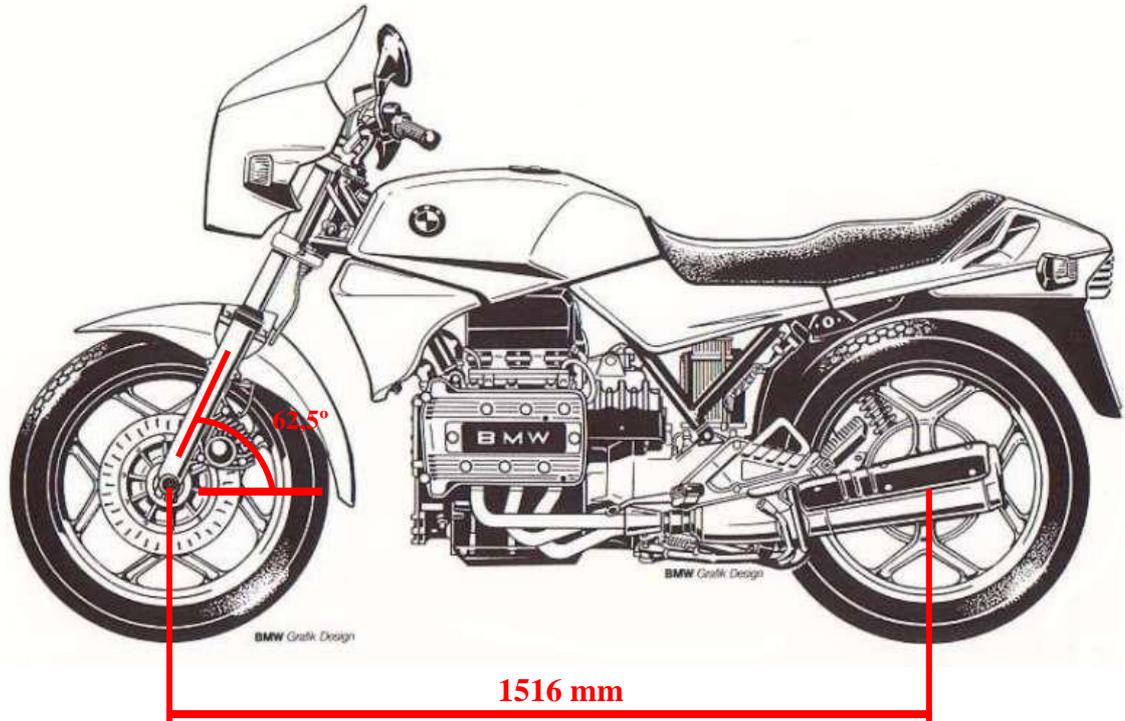


Figura 51. Esquema con las dimensiones de la BMW K75.

En las especificaciones técnicas muestra el valor del peso total con carga autorizado de 228 kg, pero este peso solo indica el peso de la motocicleta con todos sus componentes y fluidos al máximo, sin tener en cuenta el peso de los pasajeros. Por ello se va a utilizar el peso máximo autorizado que incluye a los pasajeros de 450 kg, como ya se ha realizado en apartados previos.

Se tendrá que calcular de forma aproximada el c.d.g. equivalente de la moto incluyendo pasajeros, utilizando el centro de gravedad de la moto y el centro de gravedad de los pasajeros, obteniendo un nuevo centro de gravedad que será el que se va a utilizar para los cálculos.

$$\text{Peso total con carga} = 450 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 4.500 \text{ N}$$

Reparto de peso de la motocicleta:

$$\text{Delantero: } 46\% = 228 \cdot \frac{46}{100} = 105 \text{ kg} = 1050 \text{ N}$$

$$\text{Trasero: } 54\% = 228 \cdot \frac{54}{100} = 123 \text{ kg} = 1230 \text{ N}$$

Ahora se procederá a obtener la posición aproximada del centro de gravedad (c.d.g.) de la motocicleta según el reparto de peso indicado por el fabricante:

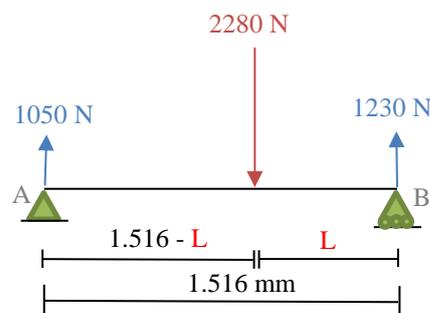


Figura 52. Cálculo del c.d.g.

$$\varepsilon M_B = 0 ; 2280 * L = 1050 * 1516$$

$$L = 698,16 \text{ mm}$$

Dado que el fabricante no da información sobre la posición vertical del c.d.g. de este modelo se va a utilizar como referencia motocicletas similares teniendo en cuenta las dimensiones del modelo que se está analizando:

$$h_{c.d.g.} = 641 \text{ mm}$$

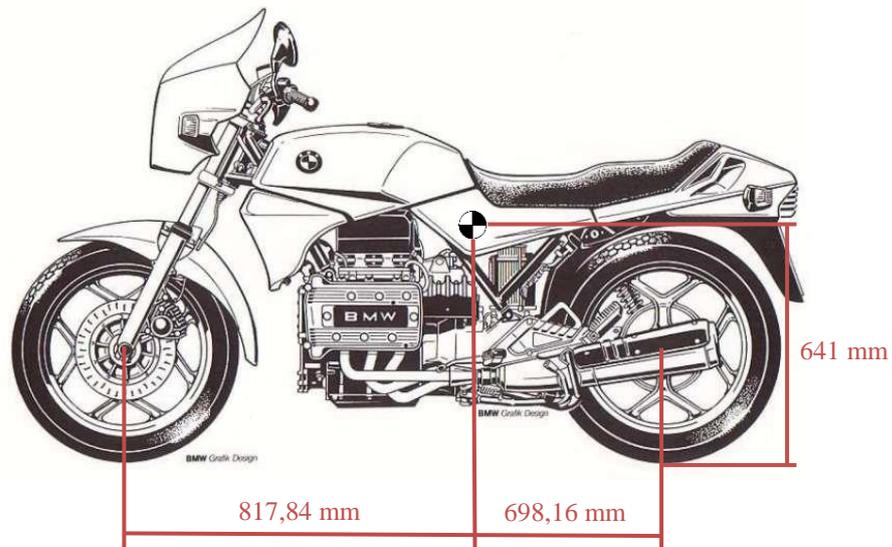


Figura 53. Posición del c.d.g. de la motocicleta

Dado que la posición de los pasajeros puede variar dependiendo del tipo de conducción y de la constitución de las personas, se va a obtener un c.d.g. aproximado para 2 pasajeros, ya que es el máximo de personas que pueden ir en este tipo de vehículo. En este centro de gravedad se situará la masa restante: 222 kg.

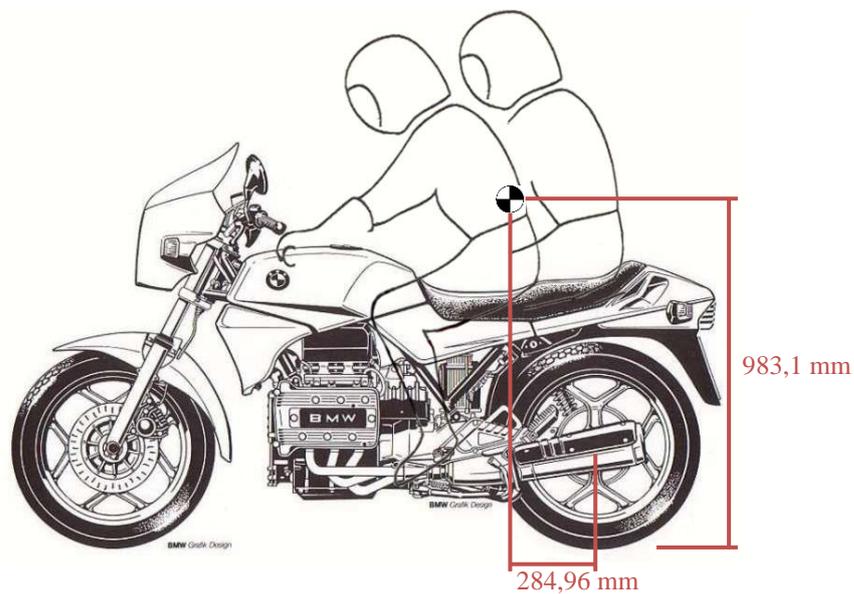


Figura 54. Posición del c.d.g. de los pasajeros

Para finalizar se obtendrá el c.d.g. equivalente de la masa total de 450 kg:

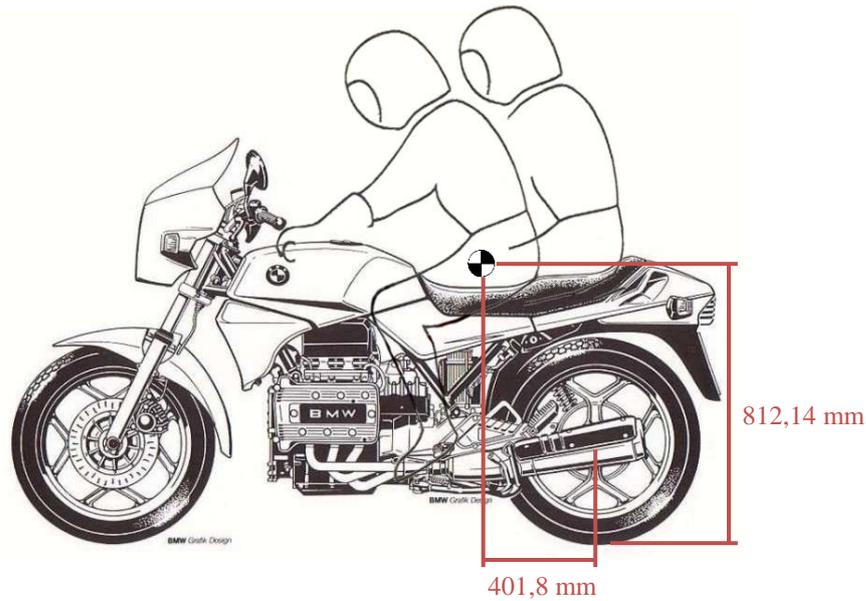


Figura 55. Posición del c.d.g. equivalente

3.5.2. Solicitaciones del chasis

En este apartado se van a analizar los esfuerzos a los que podría llegar a estar sometidas el chasis de una motocicleta, siendo estos casos los más desfavorables. Con ello se comprobará la resistencia de esta motocicleta ante situaciones adversas, confirmando que no se producirá ningún fallo. Dado que este tipo de moto está destinada para el uso en carretera los esfuerzos principales se pueden resumir en 3: aceleración rectilínea, frenada rectilínea y paso por curva.

Se considerará que el centro de gravedad no varía en ninguno de los estudios, ya que depende completamente del tipo de conducción de cada piloto. Además, las variaciones de posición realizadas por los conductores se realizan con el fin de facilitar la acción, por lo que resultaría menos crítico considerar estas variaciones.

3.5.2.1. Esfuerzos producidos por aceleración rectilínea

Todas las motocicletas que se comercializan actualmente son de tracción trasera. Si estas motocicletas disponen de la suficiente potencia la situación más crítica que llegaría a soportar el chasis se daría cuando esta comience a realizar un “caballito”, es decir, que la motocicleta trata de rotar alrededor de este punto de contacto. En un equilibrio de momentos la fuerza realizada por la rueda será mayor o igual a las fuerzas que se oponen a este momento.

Dado que la variación de la distancia del c.d.g. al centro de la rueda motriz debida a la compresión y desplazamiento del basculante es mínima se podrá despreciar en los cálculos.

Para obtener los esfuerzos que aguanta el chasis se va a realizar un equilibrio de momentos:

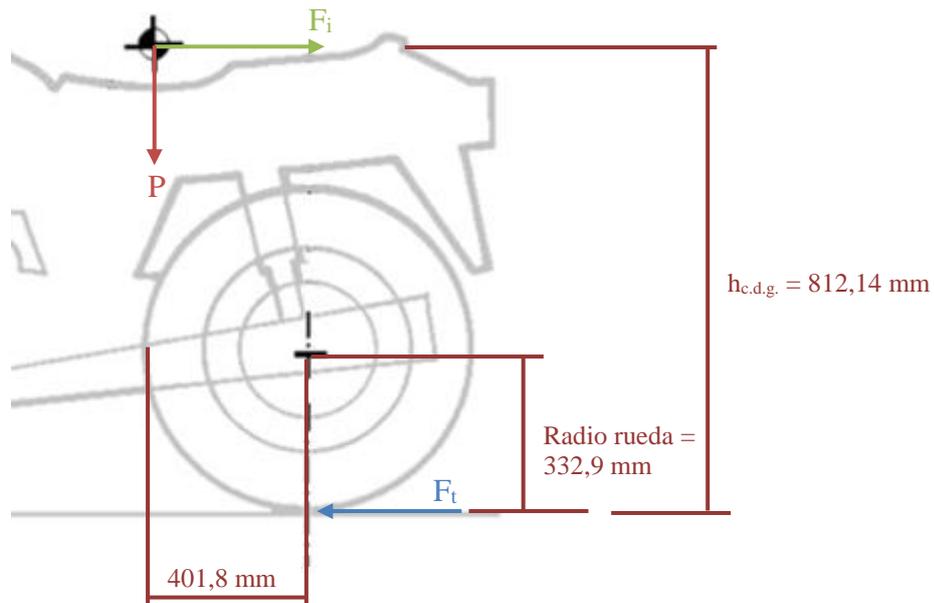


Figura 56. Equilibrio de momentos.

La fuerza de inercia que se va a utilizar para estos cálculos está calculada en el apartado de “dinámica del vehículo” al inicio de este documento.

$$F_i \cdot d_{y_{c.d.g.}} + F_t \cdot r_{rueda} = P \cdot d_{x_{c.d.g.}}$$

$$2717,61 \cdot (812,14 - 332,9) + F_t \cdot 332,9 = 4500 \cdot 401,8$$

$$F_t = 1519,11 \text{ N}$$

Donde:

F_i = Fuerza de inercia de 0 a 100 en 4,6s [N]

F_t = Fuerza de tracción [N]

P = Peso máximo de la moto [N]

$d_{x_{c.d.g.}}$ =Distancia al c.d.g. en el eje x [mm]

$d_{y_{c.d.g.}}$ = Distancia al c.d.g. en el eje y [mm]

r_{rueda} = Radio de la rueda [mm]

La fuerza de tracción máxima que puede llegar a hacer la rueda sin levantar la rueda delantera es de 1519,11 N. En caso de que la rueda llegue a levantarse la situación sería menos crítica ya que la distancia al c.d.g. en el eje x disminuiría que es donde se encuentra la fuerza mayor.

Ahora se obtendrán las fuerzas en los apoyos del chasis para esta situación calculada:

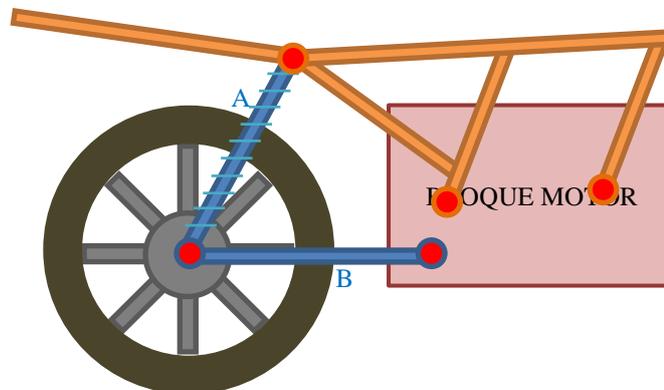


Figura 57. Esquema del chasis.

Como se aprecia en la figura anterior el basculante está anclado al bloque motor, por lo que realiza la función de parte estructural de la motocicleta aguantando esfuerzos. Al no tratarse de objeto de estudio no se va a analizar su resistencia, pero como esta moto ya ha sido comercializada, el fabricante confirma que este bloque sería capaz de aguantar dichos esfuerzos. Los esfuerzos transmitidos al bloque motor se trasladarán a los anclajes con el chasis.

Tanto la barra A como la barra B son biarticuladas, por lo que únicamente trabajarán de forma axial. Ahora se procederá a trasladar los esfuerzos generados en esta situación a los anclajes del chasis.

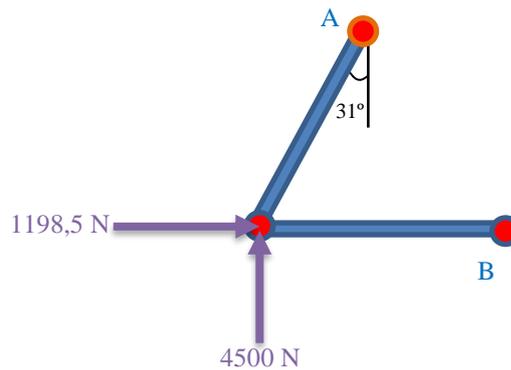


Figura 58. Esquema de esfuerzos del chasis.

Al ser la barra que está anclada en el punto A la única que soportará esfuerzos verticales, se sabe que su componente en el eje Y será 4500 N.

$$R_{Ay} = 4500 \text{ N}$$

$$\sin(90 - \alpha) = \frac{R_{Ay}}{R_A} \rightarrow \sin(90 - 31) = \frac{4500}{R_A} \rightarrow R_A = 5.249,85 \text{ N}$$

$$\cos(90 - \alpha) = \frac{R_{Ax}}{R_A} \rightarrow \cos(90 - 31) = \frac{R_{Ax}}{5249,85} \rightarrow R_{Ax} = 2.703,87 \text{ N}$$

$$\varepsilon F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} + R_B = 1198,5 \text{ N} \rightarrow 2.703,87 + R_B = 1198,5 \text{ N} \rightarrow R_B = -1505,3 \text{ N}$$

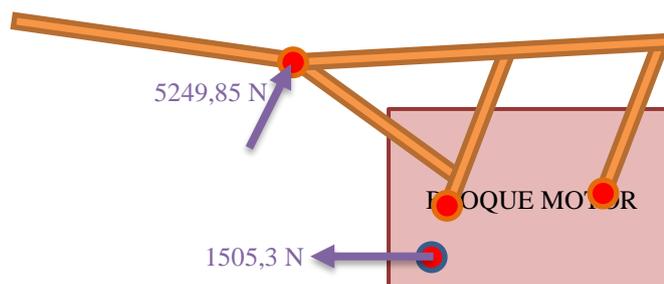


Figura 59. Esquema esfuerzos del chasis.

El esfuerzo se transmitirá por el bloque motor hasta llegar a los puntos de anclaje:

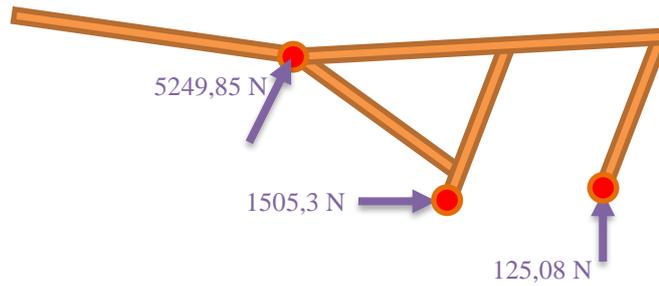


Figura 60. Esquema esfuerzos sobre los anclajes del chasis.

Estas fuerzas se transmitirán al chasis en estos puntos de anclaje. Al tratarse de una estructura en 3D, se dividirán estas fuerzas entre 2 para obtener cada fuerza que se obtiene en cada anclaje de este chasis.

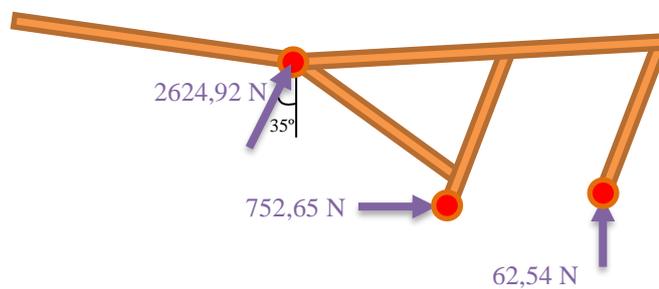


Figura 61. Esquema esfuerzos sobre cada anclaje del chasis.

3.5.2.2. Esfuerzos producidos por frenada rectilínea

Cuando una motocicleta frena bruscamente, el chasis sufre esfuerzos considerables debidos a la deceleración. Para obtener los valores de esfuerzos de esta situación se tiene que obtener previamente la deceleración máxima que puede dar la motocicleta. A diferencia del apartado de aceleración rectilínea, este apartado no se puede calcular mediante un equilibrio de fuerzas y momentos sin que la moto llega a volcar, ya que depende directamente con las características de los componentes de frenado y el fabricante no aporta ese tipo de datos. Por suerte, sí que indica la deceleración máxima que puede realizar sin llegar a volcar (con todo el peso soportado en la rueda delantera) de un modelo muy similar mostrado en la siguiente tabla:

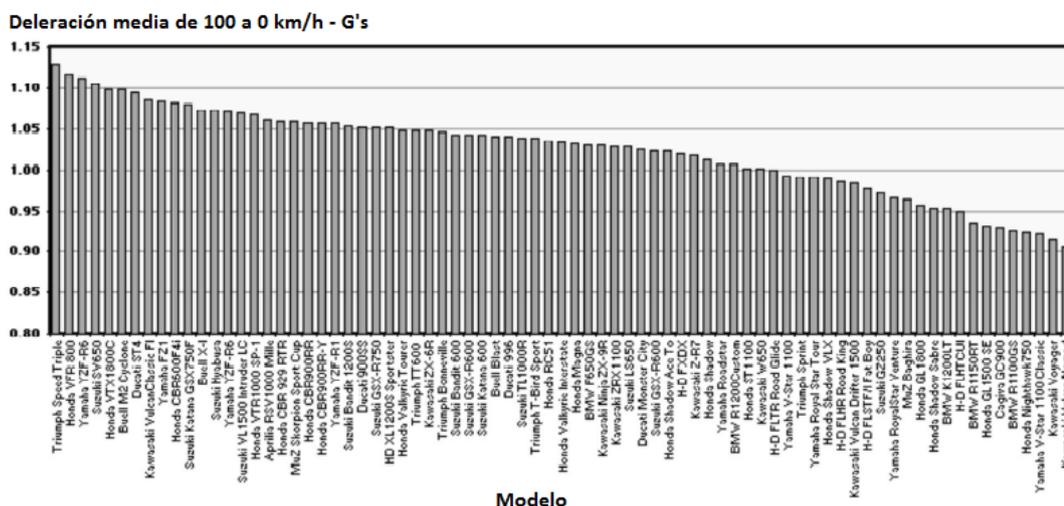


Figura 62. Tabla de deceleración media de 100 a 0 km/h.

Se trata del modelo BMW K100, en la cual únicamente cambia la cilindrada del motor, manteniendo el resto de componentes iguales. Este modelo alcanza una deceleración de -1,01G en frenada brusca.

Por motivos de seguridad se utilizará el valor de -1,5G. De esta manera se garantiza un amplio margen de seguridad para poder hacer frente a situaciones imprevisibles.

La fuerza de frenada, por tanto, se aplica en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo, en sentido contrario a la marcha del vehículo, produciendo una deceleración máxima de -1,5G en un cuerpo de 450 kg.

$$F = m \cdot a = 450 \cdot 1,5 = 675 N$$

Esta fuerza se transmite al chasis a través de las horquillas de la suspensión delantera. El eje de la rueda delantera permite el giro libre de la misma por lo que al trasladar la fuerza a las horquillas se transmite solo como una fuerza y se obvia el momento que normalmente también se produce como resultado al analizar el efecto de una fuerza en otro punto del mismo cuerpo. Por último, para evaluar el efecto en el chasis solo hay que trasladar la fuerza al punto de unión de las horquillas con el mismo que sería la pipa de dirección. En este paso sí que hay que tener en cuenta el momento resultante ya que tensionara la estructura del chasis.

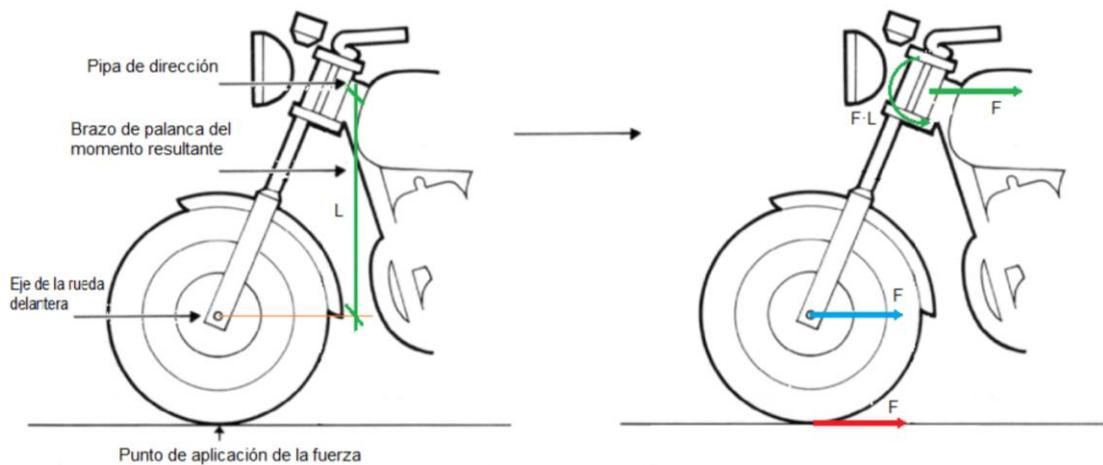


Figura 63. Esfuerzos en la frenada.

Para poder trasladar las fuerzas se necesitará conocer la geometría de la horquilla:

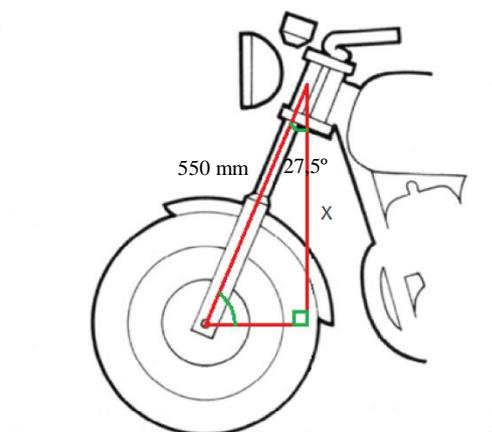


Figura 64. Geometría de la horquilla.

La horquilla en realidad se comprime al absorber y transmitir los esfuerzos. Esta distancia es entonces menor y en esta situación límite se encontraría cerca de su final de carrera. No obstante, ignorando este hecho se obtiene un momento mayor, lo que

provoca un ligero sobredimensionamiento que como se ve, siempre se va a llevar a cabo por seguridad, tratándose de un vehículo es un factor primordial.

$$\cos 27,5 = \frac{x}{550} \rightarrow x = 487,68 \text{ mm}$$

$$M = F \cdot x = 675 \cdot 487,68 = 329.184 \text{ Nmm}$$

Por otra parte, como se ha comentado anteriormente, el peso del vehículo recae en la rueda delantera. Siendo P el peso del vehículo y N la fuerza normal que el suelo ejerce al mismo, el equilibrio de fuerzas resultante se representa de la siguiente manera:

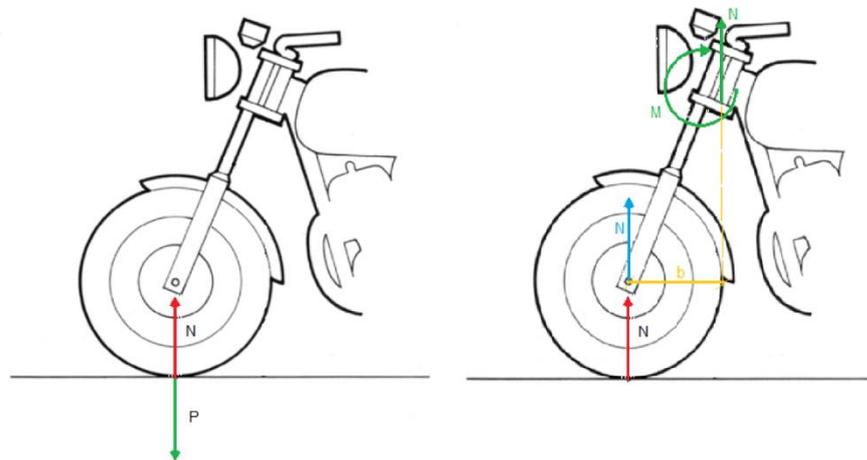


Figura 65. Esquema de esfuerzos.

$$P = m \cdot g = 450 \cdot 10 = 4500 \text{ N}$$

Al igual que antes, se calculará la distancia del punto de aplicación de la fuerza respecto al punto de contacto con el chasis para poder obtener el correspondiente momento:

$$\sin 27,5 = \frac{x}{550} \rightarrow x = 253,96 \text{ mm}$$

$$M = F \cdot b = 4500 \cdot 253,96 = 1.142.820 \text{ Nmm}$$

Tras hacer un equilibrio de fuerzas y momentos con los datos obtenidos se obtiene como resultado:

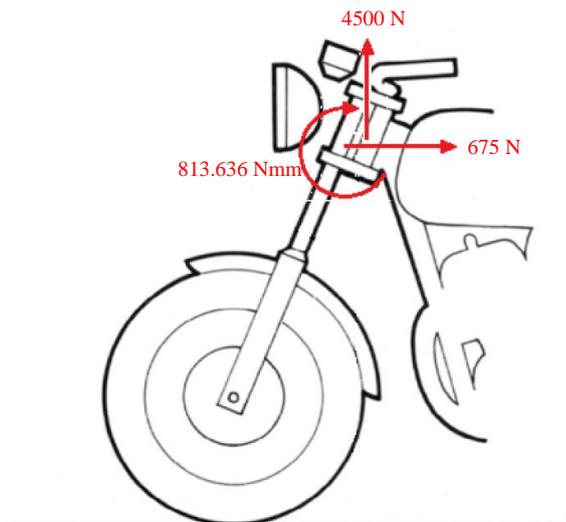


Figura 66. Esfuerzos resultantes.

3.5.2.3. Esfuerzos producidos en el paso por curva

Se van a analizar los esfuerzos que se producen cuando una motocicleta recorre una curva, para ello se va a tomar el caso más desfavorable. Cuanto mayor sea la velocidad que se alcance recorriendo una circunferencia de radio constante, mayor aceleración centrífuga se producirá.

Además de la aceleración centrífuga, es necesario inclinar la motocicleta un cierto ángulo para que el peso de la misma contrarreste esas fuerzas y se produzca una situación de estabilidad.

La máxima velocidad a la que se puede afrontar un giro, suponiendo que los neumáticos agarran perfectamente, viene por tanto limitada por el ángulo de inclinación máximo posible. A continuación, se muestran dos tablas en las que se indican los grados de inclinación en función de la velocidad y radio de la curva, y la aceleración centrífuga en función de inclinación:

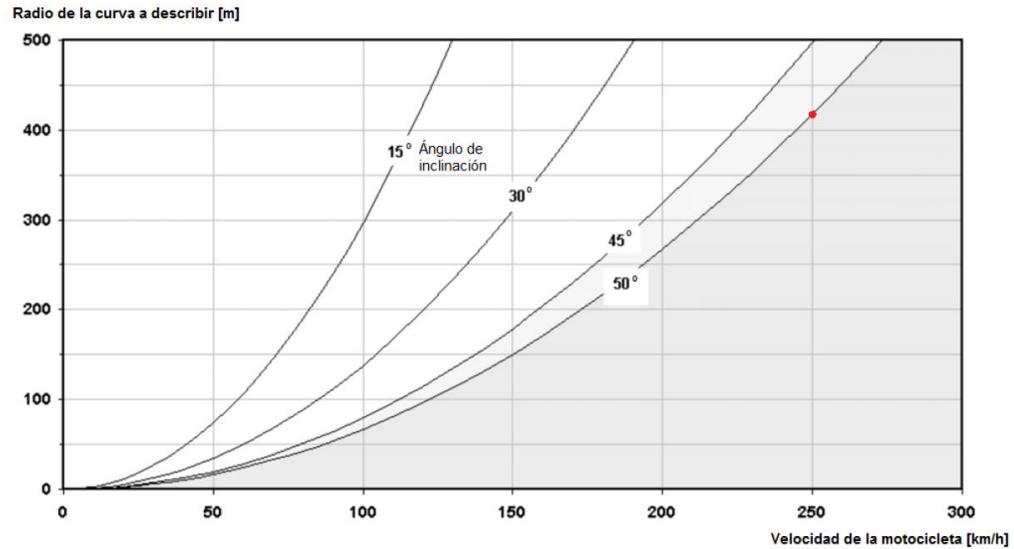


Figura 67. Ángulo de inclinación según el radio de la curvatura y velocidad.

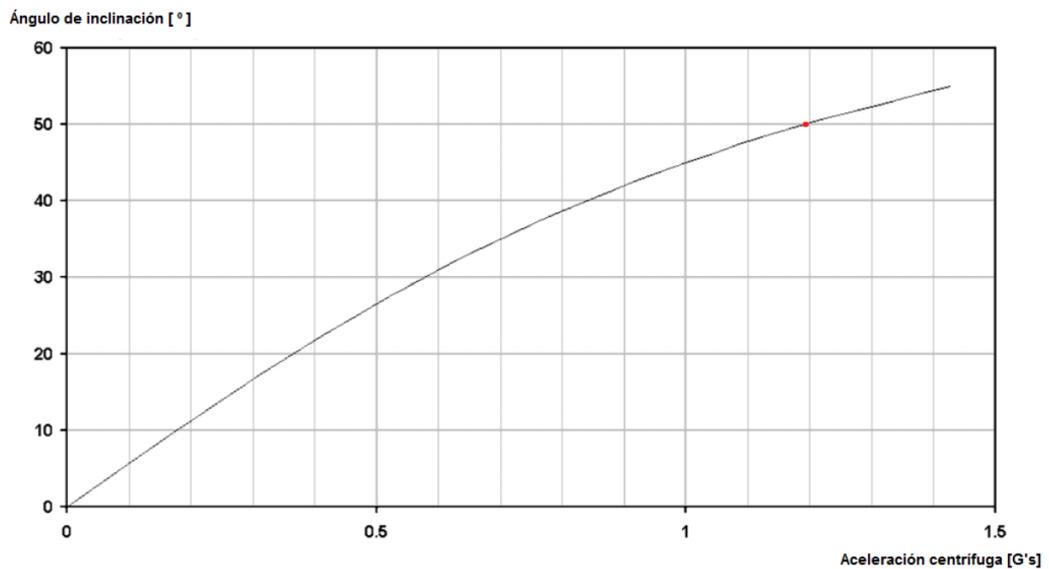


Figura 68. Aceleración centrífuga según el ángulo de inclinación.

El primer gráfico ilustra el ángulo de inclinación con la vertical necesario para completar un giro de radio constante a velocidad constante, en función del radio y la velocidad. Por las limitaciones aerodinámicas y de potencia, la velocidad máxima de este tipo de motocicleta no es especialmente elevada comparado con motocicletas deportivas.

Este modelo alcanza una velocidad teórica de 214 km/h, tal y como se ha calculado en el apartado de velocidad máxima. A pesar de que en la ficha técnica específica 200 km/h, utilizaremos el valor de 214 km/h ya que nos da un margen de seguridad.

Con esta velocidad máxima, se considerará una situación marcada por las gráficas de 214 km/h con 50° de inclinación, a pesar de que este tipo de motocicletas no están pensadas para una conducción tan agresiva con ángulos de inclinación tan elevados. Determinado el ángulo de inclinación, se obtendrá el valor de la aceleración centrífuga en el segundo gráfico: 1,2Gs. Esta aceleración provocará una fuerza sobre la motocicleta:

$$F_{centrifuga} = m \cdot a = 450 \cdot 1,2 = 540 \text{ N}$$

Debido a que se está estudiando la situación más crítica posible, es decir, en la motocicleta van dos pasajeros, el centro de gravedad se encontrará desplazado hacia atrás, siendo la rueda trasera la que más esfuerzos soporte. Para ello se va a repartir las fuerzas según las distancias al centro de gravedad:

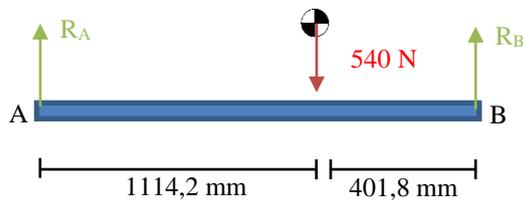


Figura 69. Reparto de la fuerza debida a la aceleración centrífuga.

$$\varepsilon F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = 540$$

$$\varepsilon M_A = 0 \rightarrow 540 \cdot 1114,2 = 1516 \cdot R_B$$

$$R_B = 396,87 \text{ N}$$

$$R_A = 143,12 \text{ N}$$

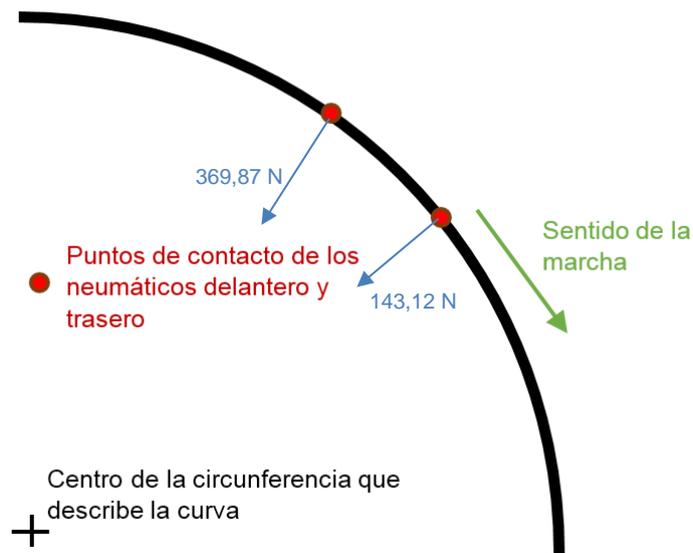


Figura 70. Circunferencia que define la trayectoria de la motocicleta.

Ambas fuerzas apuntan al centro de la circunferencia. Cuanto mayor sea el radio de la curva descrita, mayor será el ángulo que forman con la trayectoria descrita. Suponiendo una curva de radio infinito (resultaría una recta) el ángulo de las fuerzas será de 90° respecto a la dirección, siendo ambas fuerzas paralelas.

Tal y como indica la primera tabla, el radio de la curva que describe la motocicleta es de 280 m. Si se compara con la distancia entre ejes de 1,516 m el ángulo que forman las fuerzas respecto a la trayectoria de la motocicleta se puede considerar de 90° , ambas paralelas entre sí.

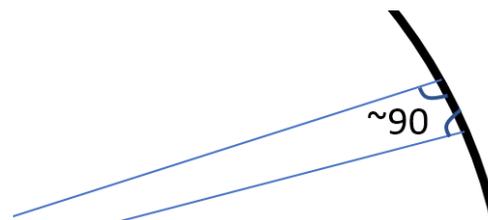


Figura 71. Ángulo de las fuerzas generadas por el paso por curva.

A continuación se muestra un esquema con las fuerzas que le afectan a la motocicleta en el paso por curva:

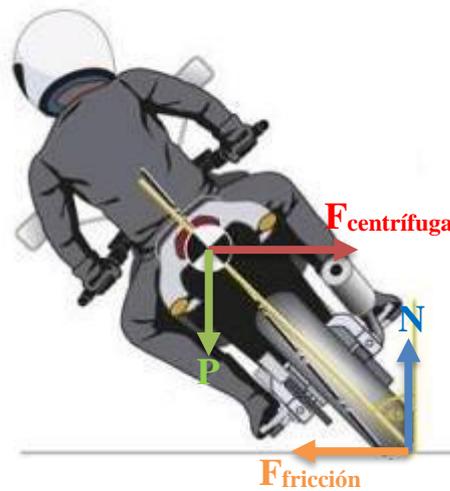


Figura 72. Fuerzas generadas en el paso por curva.

$$F_{centrífuga} = F_{fricción} \quad ; \quad P = N$$

De igual manera que se ha realizado el reparto de esfuerzos con la fuerza centrífuga, se hará con el peso de la moto y sus pasajeros.

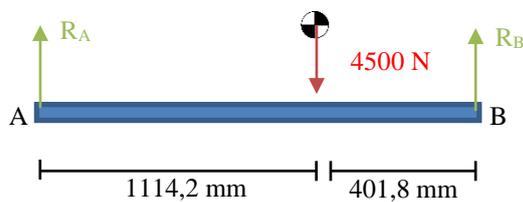


Figura 73. Reparto de la fuerza debido al peso.

$$\varepsilon F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = 4500$$

$$\varepsilon M_A = 0 \rightarrow 4500 \cdot 1114,2 = 1516 \cdot R_B$$

$$R_B = 3307,32 \text{ N}$$

$$R_A = 1192,67 \text{ N}$$

A continuación se procede a pasar las fuerzas que afectan por el paso por curvas a los anclajes de la motocicleta en coordenadas locales del chasis:

Rueda delantera:

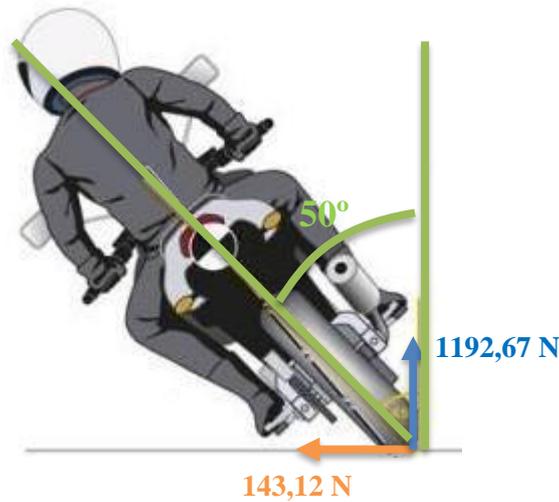


Figura 74. Fuerzas generadas en el paso por curva en la rueda delantera.

Fuerza normal:

$$F_{x_{local}} = 1192,67 \cdot \text{sen } 50 = 913,63 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 1192,67 \cdot \text{cos } 50 = 766,63 \text{ N}$$

Fuerza fricción:

$$F_{x_{local}} = 143,12 \cdot \text{sen } 40 = -92 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 143,12 \cdot \text{cos } 40 = 109,63 \text{ N}$$

Fuerza total:

$$F_{x_{local}} = 821,63 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 876,26 \text{ N}$$

De igual manera que se ha realizado en la hipótesis de frenada máxima, se transmiten las fuerzas verticales hasta el punto de anclaje, con sus respectivos momento generados:

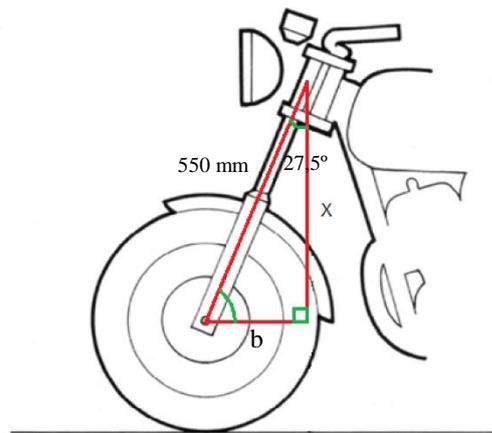


Figura 75. Geometría de la horquilla.

$$M_z = F_{y_{local}} \cdot b = 876,26 \cdot 253,96 = 222.534,98 \text{ Nmm}$$

$$M_x = F_{x_{local}} \cdot (x + r_{rueda}) = 821,63 \cdot (487,85 + 318,6) = 662.608,4 \text{ Nmm}$$

El momento generado en el eje “y” por la fuerza $F_{x_{local}}$ será la fuerza que tenga que ejercer el piloto en el volante para tomar la curva.

Rueda trasera:

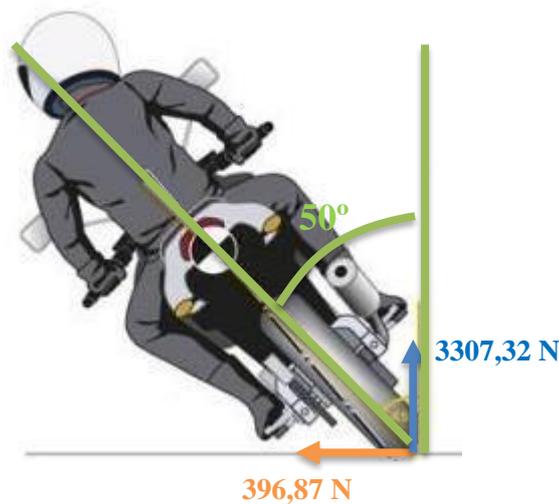


Figura 76. Fuerzas generadas en el paso por curva en la rueda trasera.

Fuerza normal:

$$F_{x_{local}} = 3307,32 \cdot \text{sen } 50 = 2533,55 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 3307,32 \cdot \text{cos } 50 = 2125,9 \text{ N}$$

Fuerza fricción:

$$F_{x_{local}} = 396,87 \cdot \text{sen } 40 = -255,1 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 396,87 \cdot \text{cos } 40 = 304,02 \text{ N}$$

Fuerza total:

$$F_{x_{local}} = 2278,45 \text{ N}$$

$$F_{y_{local}} = 2429,92 \text{ N}$$

Los momentos flectores y torsores que van a generar por las fuerzas aplicadas en el punto de contacto de la rueda trasera no se transmitirán a esfuerzos del chasis, ya que será el basculante quien aguante esta fuerza y no es objeto de diseño de este proyecto. Además, al tratarse de elementos biarticulados únicamente se transferirán esfuerzos axiales. Por ello solo será de utilidad la fuerza local “y”.

De igual manera que en el apartado de aceleración máxima, se procede a transmitir los esfuerzos a los anclajes:

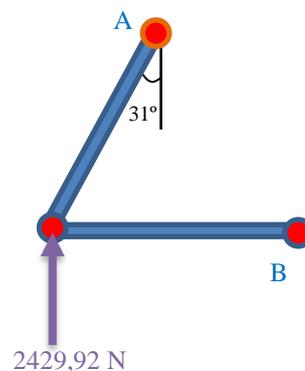


Figura 77. Esquema de esfuerzos del chasis.

Al ser la barra que está anclada en el punto A la única que soportará esfuerzos verticales, se sabe que su componente en el eje Y será 2429,92 N.

$$R_{Ay} = 2429,92 \text{ N}$$

$$\sin(90 - \alpha) = \frac{R_{Ay}}{R_A} \rightarrow \sin(90 - 31) = \frac{2429,92}{R_A} \rightarrow R_A = 2.934,82 \text{ N}$$

$$\cos(90 - \alpha) = \frac{R_{Ax}}{R_A} \rightarrow \cos(90 - 31) = \frac{R_{Ax}}{2834,82} \rightarrow R_{Ax} = 1.460,04 \text{ N}$$

$$\varepsilon F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} + R_B = 0 \rightarrow 1460,04 + R_B = 0 \rightarrow R_B = -1460,04 \text{ N}$$

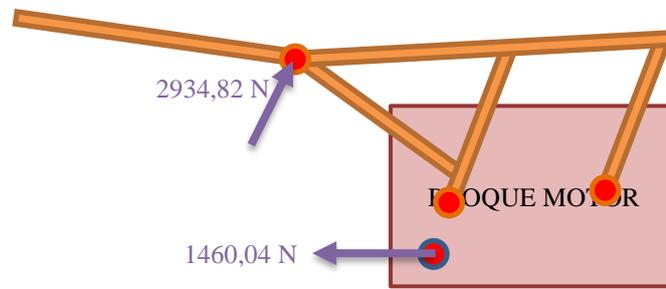


Figura 78. Esquema esfuerzos del chasis.

El esfuerzo se transmitirá por el bloque motor hasta llegar a los puntos de anclaje:

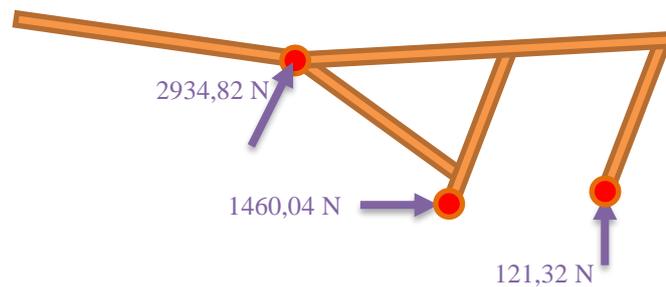


Figura 79. Esquema esfuerzos sobre los anclajes del chasis.

Estas fuerzas se transmitirán al chasis en estos puntos de anclaje. Al tratarse de una estructura en 3D, se dividirán estas fuerzas entre 2 para obtener cada fuerza que se obtiene en cada anclaje de este chasis.

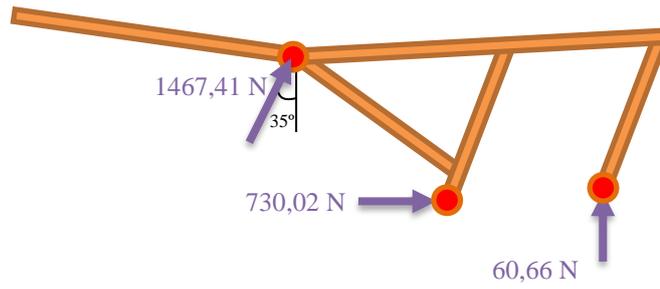


Figura 80. Esquema esfuerzos sobre cada anclaje del chasis.

3.5.3. Simulación de elementos finitos

En este apartado se van a introducir en un programa de elementos finitos los resultados obtenidos en el apartado de solicitaciones del chasis. De esta manera se comprobará el correcto diseño de este chasis, demostrando que es capaz de afrontar las solicitaciones más críticas.

Para la simulación se ha usado el programa Autodesk Inventor Professional 2017.

3.5.3.1. Aceleración máxima

A continuación, se muestran las tensiones de Von Mises soportadas a lo largo del chasis generadas por una aceleración máxima de la motocicleta:

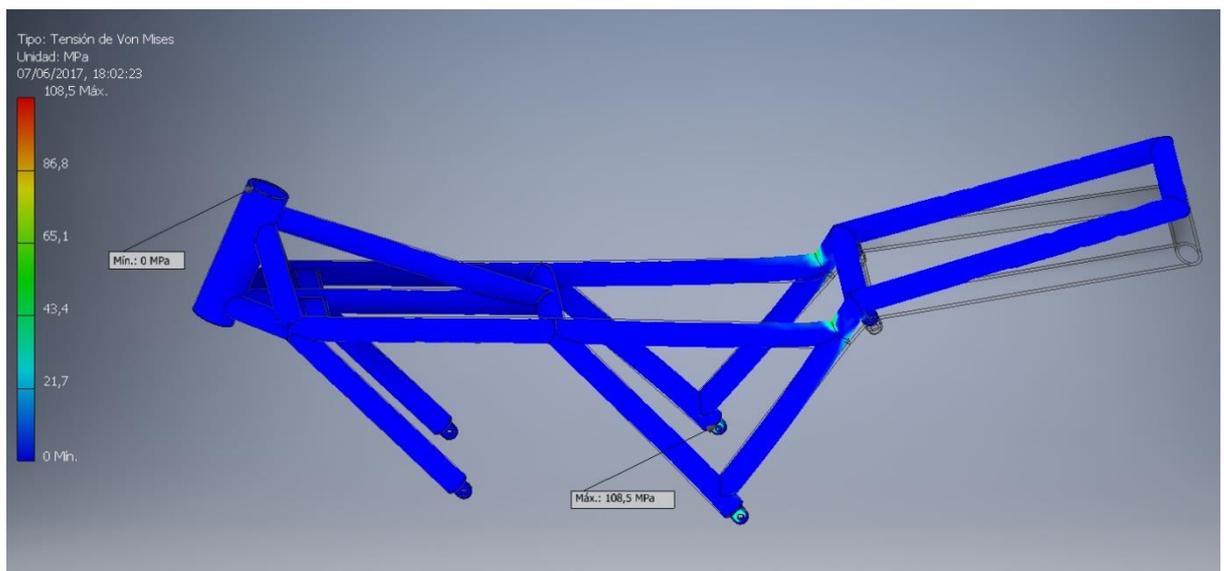


Figura 81. Tensión equivalente de Von Mises debida a la aceleración máxima.

Se observa que el punto con tensión máxima del chasis es de 108,5 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa. Además, al tratarse de un vehículo de tracción trasera se aprecia que las mayores tensiones se encuentran en la parte trasera.

A continuación, se muestra el desplazamiento que sufre el chasis:

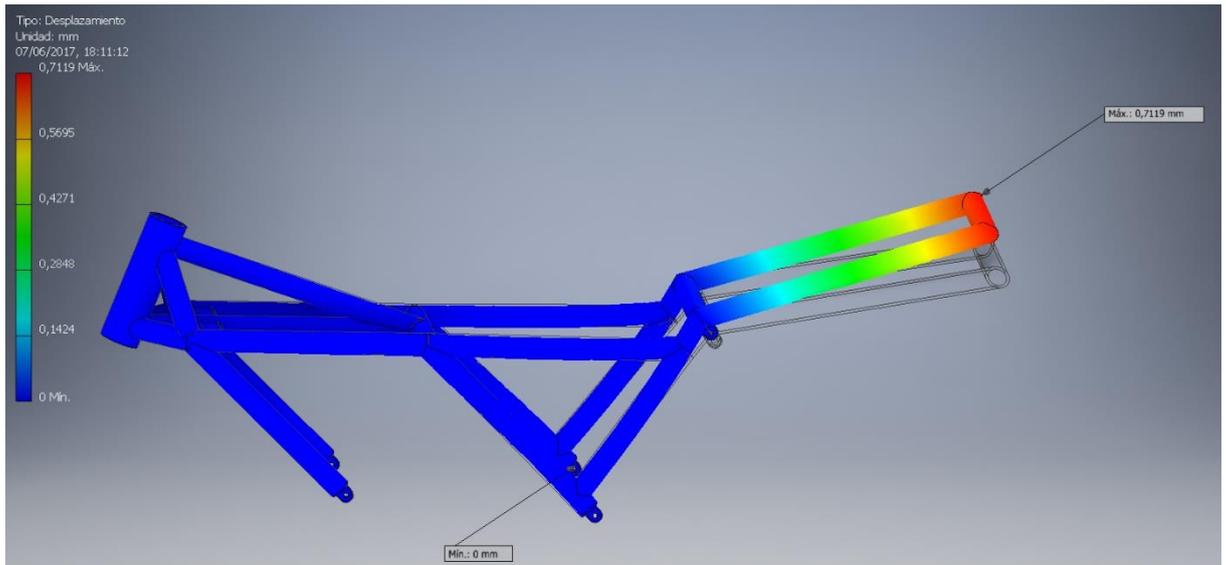


Figura 82. Desplazamiento producido por la aceleración máxima.

Se aprecia que el desplazamiento máximo producido por esta situación es de 0,7119 mm. Un valor muy reducido y más que aceptable.

3.5.3.5. Frenada máxima

A continuación, se muestran las tensiones de Von Mises soportadas a lo largo del chasis generadas por una frenada máxima de la motocicleta:

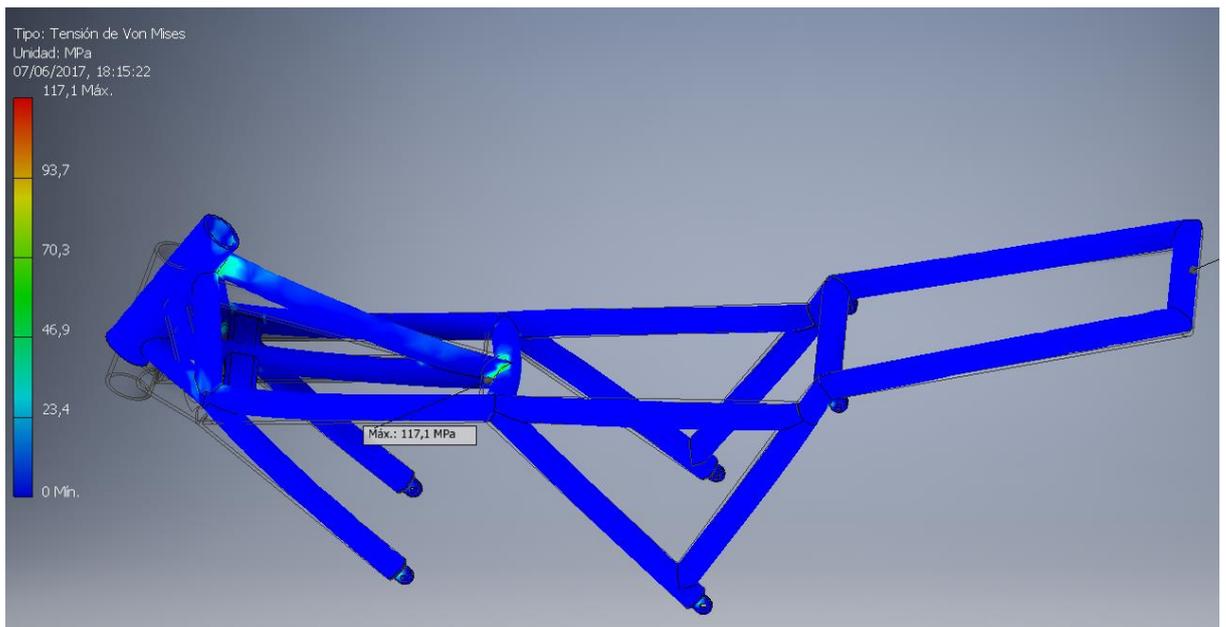


Figura 83. Tensión equivalente de Von Mises debida a la frenada máxima.

Se observa que el punto con tensión máxima del chasis es de 117,1 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa. Es fácilmente apreciable que las mayores fuerzas se encuentran en las uniones de la parte delantera del chasis.

A continuación, se muestra el desplazamiento que sufre el chasis:

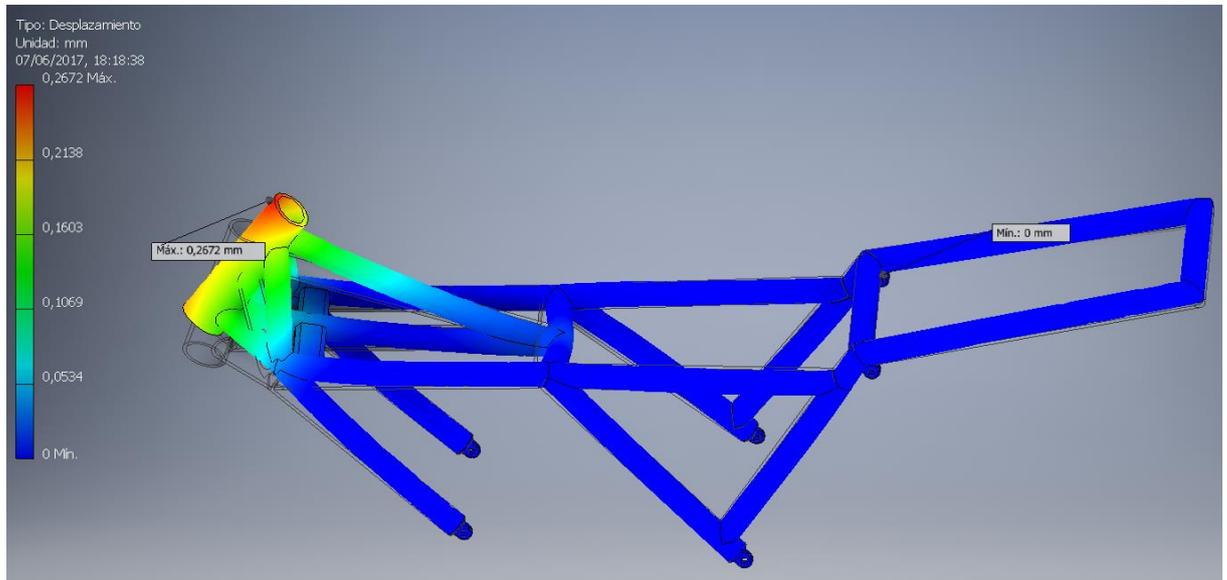


Figura 84. Desplazamiento producido por la frenada máxima.

Se aprecia que el desplazamiento máximo producido por esta situación es de 0,2672 mm. Un valor muy reducido y más que aceptable.

3.5.3.3. Paso por curva

A continuación, se muestran las tensiones de Von Mises soportadas a lo largo del chasis generadas por un paso por curva a velocidad máxima de la motocicleta con un ángulo de inclinación máximo de 50°:

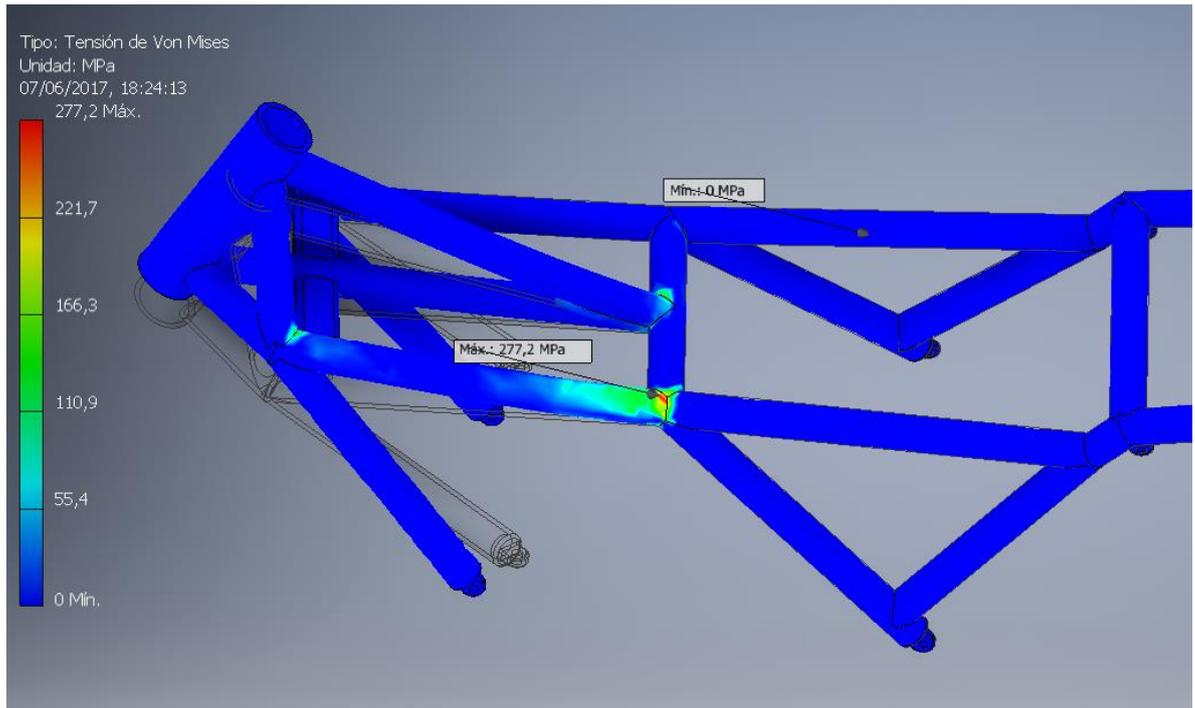


Figura 85. Tensión equivalente de Von Mises debida a el paso por curva a velocidad máxima.

Se observa que el punto con tensión máxima del chasis es de 277,2 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa. Valor algo superior al obtenido en las otras hipótesis.

A continuación, se muestra el desplazamiento que sufre el chasis:

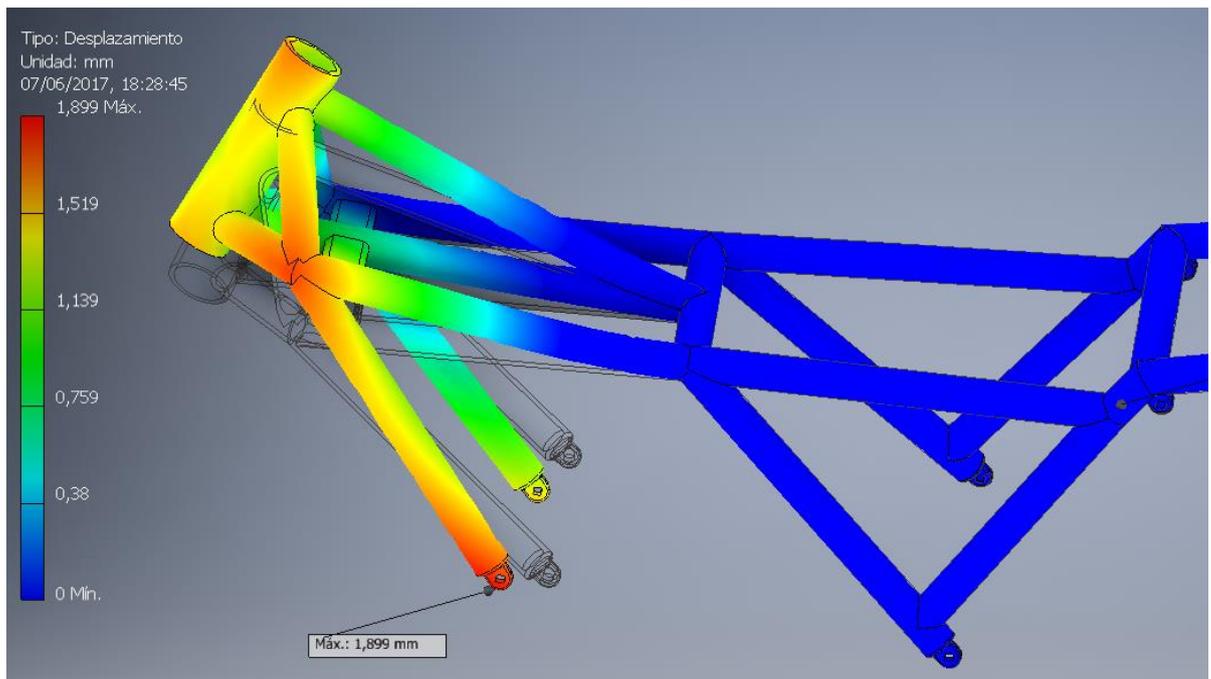


Figura 86. Desplazamiento producido por el paso por curva a velocidad máxima.

Se aprecia que el desplazamiento máximo producido por esta situación es de 1,899 mm. Valor superior al obtenido en el resto de las hipótesis, pero dentro de los valores aceptables.

Bilbao, a 9 de Junio de 2017

Ingeniero Mecánico, JON GRISALEÑA PÉREZ

Fdo.