

*CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE
UN AUTOMÓVIL***3. CÁLCULOS****DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO**

NOMBRE: IGOR

APELLIDOS: ANZOLA LLERA

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

INDICE

1.-Dinámica del vehículo.....	5
1.1.-Resistencia por rodadura.....	5
1.2.-Resistencia de la pendiente.....	5
1.3.-Resistencia de la inercia.....	6
1.4.-Resistencia del aire.....	7
2.-Embrague.....	8
2.1.-Material del embrague.....	8
2.2.-Dimensiones del embrague.....	9
2.3.-Estriado del embrague.....	10
3.-Caja de cambios.....	12
3.1.-Relaciones de transmisión.....	12
3.2.-Comprobación de la 1ª velocidad.....	14
3.3.-Comprobación de la 5ª velocidad.....	15
3.4.-Cálculo de los dientes.....	16
3.5.-Cálculo de β_a	17
3.6.-Cálculo del módulo.....	18
3.6.1.-Cálculo del módulo para dientes helicoidales.....	19
3.6.1.1.-Cálculo a duración y desgaste.....	19
3.7.-Dimensionamiento.....	22
3.8.-Fuerzas.....	23
3.8.1.-Fuerzas en ruedas helicoidales.....	23
3.8.1.1.-Fuerzas 1ª velocidad.....	24
3.8.1.2.-Fuerzas 2ª velocidad.....	24
3.8.1.3.-Fuerzas 3ª velocidad.....	24
3.8.1.4.-Fuerzas 4ª velocidad.....	25
3.8.1.5.-Fuerzas 5ª velocidad.....	25
3.8.1.6.-Fuerzas t_c velocidad.....	25
3.8.2.-Fuerzas en ruedas rectas.....	25
3.8.3.-Fuerzas con el diferencial.....	26
3.8.3.1.-Fuerzas 1ª velocidad.....	26
3.8.3.2.-Fuerzas 2ª velocidad.....	26

3.8.3.3.-Fuerzas 3ª velocidad.....	26
3.8.3.4.-Fuerzas 4ª velocidad.....	27
3.8.3.5.-Fuerzas 5ª velocidad.....	27
3.8.3.6.-Fuerzas ma velocidad.....	27
3.9.-Cálculo de los ejes.....	28
3.9.1.-Eje intermediario.....	28
3.9.1.1.-Diámetro 1ª velocidad.....	29
3.9.1.2.-Diámetro 2ª velocidad.....	30
3.9.1.3.-Diámetro 3ª velocidad.....	31
3.9.1.4.-Diámetro 4ª velocidad.....	32
3.9.1.5.-Diámetro 5ª velocidad.....	33
3.9.1.6.-Diámetro ma velocidad.....	34
3.9.2.-Eje secundario.....	35
3.9.1.1.-Diámetro 1ª velocidad.....	35
3.9.1.2.-Diámetro 2ª velocidad.....	36
3.9.1.3.-Diámetro 3ª velocidad.....	37
3.9.1.4.-Diámetro 4ª velocidad.....	38
3.9.1.5.-Diámetro 5ª velocidad.....	39
3.9.1.6.-Diámetro ma velocidad.....	40
3.10.-Cálculo de los rodamientos.....	41
3.10.1.-Rodamiento eje intermediario.....	41
3.10.2.-Rodamientos eje secundario.....	45
3.10.3.-Rodamiento ruedas eje secundario.....	49
3.10.3.1.-1ª velocidad.....	49
3.10.3.2.-2ª velocidad.....	49
3.10.3.3.-3ª velocidad.....	50
3.10.3.4.-4ª velocidad.....	50
3.10.3.5.-5ª velocidad.....	51
3.11.-Sincronizadores.....	52
3.11.1.-Cálculo de la longitud del nervado.....	52
3.11.1.1.-Sincronizador de 1ª y 2ª velocidad.....	53
3.11.1.2.-Sincronizador de 3ª y 4ª velocidad.....	53
3.11.1.3.-Sincronizador de 5ª y MA.....	53

3.11.2.-Dimensiones de los sincronizadores.....	53
3.11.2.1.-Sincronizador de 1ª y 2ª velocidad.....	55
3.11.2.2.-Sincronizador de 3ª y 4ª velocidad.....	55
3.11.2.3.- Sincronizador de 5ª y MA.....	55
3.12.-Dimensiones diferencial.....	56
3.12.1.-Dimensiones satélites.....	57
3.12.2.-Dimensiones planetarios.....	57
3.12.3.-Dimensiones piñón.....	58
3.12.4.-Dimensiones corona.....	58
3.13.-Chavetas.....	59
3.13.1.-Eje primario.....	60
3.13.2.-Eje intermediario.....	61
3.13.3.-Eje secundario.....	61

1.-DINÁMICA DEL VEHICULO

1.1-RESISTENCIA POR RODADURA

Se calcula a partir de la deformación del neumático y suelo. Hay que tener en cuenta que los materiales no son ideales, por lo que a la hora de rozamiento habrá una sección en contacto con el suelo.

$$Rr=(P+Pc)*\mu_r$$

Donde:

P: peso del vehículo

Pc: peso de la carga + combustible+ pasajeros

μ_r : coeficiente de rodadura

Los datos que tenemos son el peso del vehículo que son 1254 kg, el peso de la carga incluyendo maletero y combustible son 370kg y, por último, dos pasajeros con 100kg cada uno.

μ_r vamos a suponer un 0.065 del libro de Manuel Cascajosa.

Por tanto, obtenemos una fuerza de rodadura de:

$$Rr = 125.06kg$$

1.2-RESISTENCIA DE LA PENDIENTE

Resistencia que se opone al avance del vehículo cuando éste sube por una pendiente. La pendiente máxima fijada es del 30%.

$$Rp=(P+Pc)*x/100$$

Donde:

P: peso del vehiculo

Pc: peso de la carga + combustible+ pasajeros

x: pendiente 30%

Los datos que tenemos son el peso del vehículo que son 1254 kg, el peso de la carga incluyendo maletero y combustible son 370kg y, por último, dos pasajeros con 100kg cada uno.

Sustituyendo los valores, obtenemos:

$$Rp = 577.2kg$$

1.3-RESISTENCIA DE LA INERCIA

Es debida a la inercia que tiene el vehículo por el hecho de encontrarse a una velocidad. Siempre que acelere o aminore la marcha aparecerá esta resistencia. Está originada por un incremento de velocidad de 0 a 100 con un tiempo de 9s y con un peso del vehículo de 1254kg.

$$a = \frac{Vf - Vi}{t}$$

$$Fi = m \times a$$

Donde:

Vf: velocidad

Vi: velocidad inicial

a: aceleración

t: tiempo

m: masa

Fi: fuerza de inercia

Con los datos de los que partimos obtenemos:

$$F_i = 41.66kg$$

1.4-RESISTENCIA DEL AIRE

La fuerza de resistencia aerodinámica es proporcional a la presión dinámica del aire y al área frontal del vehículo. También aparece la constante de proporcionalidad denominada coeficiente de resistencia aerodinámica (C_x). Esta fuerza aparece siempre que el vehículo esté en movimiento, a menos que la velocidad del coche sea igual a la velocidad del viento y con la misma dirección y sentido. Para calcular esta fuerza, vamos a utilizar la siguiente ecuación. Es la más estudiada debido al consumo y dinámica.

$$Ra = \frac{\delta \times C \times S \times V^2}{2 \times g}$$

Donde:

δ : peso específico del aire ($1.2kg/m^3$)

C: constante

S: superficie frontal

V: velocidad máxima del vehiculo

g: $9.81m/s^2$

Ra: fuerza de la resistencia del aire

Sabiendo que los datos proporcionados por el fabricante de la constante es 0.31, la superficie frontal del vehiculo es 2.43, la velocidad máxima del vehículo es de 208km/h; obtenemos:

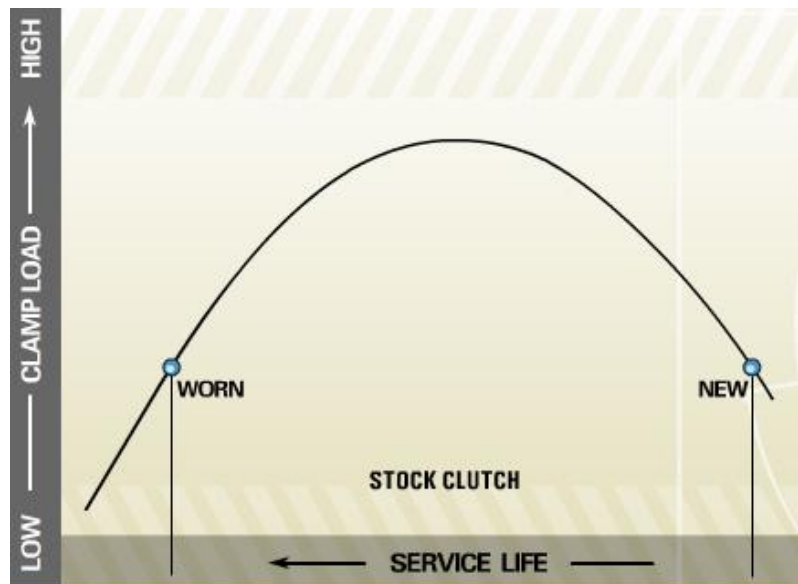
$$Ra = 153.82kg$$

2.-EMBRAGUE

Es el mecanismo encargado de desacoplar el giro del motor a la caja de cambios a voluntad del conductor. Es totalmente necesario para poder realizar el cambio de marcha o para tener el vehículo parado sin tener necesidad de apagar el motor. El embrague debe ser elástico para cambiar de marcha suavemente y así tener una conducción cómoda.

2.1-MATERIAL DEL EMBRAGUE

El material que vamos a utilizar en los forros es de compuesto orgánico, formado por fibras de metal entre tejido compactado de aramida o por fibra de vidrio y aglutinado mediante resinas poliméricas. Tiene un accionamiento suave y progresivo, con una vida útil elevada, pudiendo trabajar a una temperatura elevada y con un desgaste inicial casi nulo. Por todo ello, es el material más utilizado para los embragues de los vehículos de calle.



En la figura podemos observar que el material presenta durante su ciclo de vida un funcionamiento diferente, en el que depende del desgaste del material, así como de las temperaturas alcanzadas.

2.2-DIMENSIONES DEL EMBRAGUE

Vamos a comenzar a calcular el diámetro del disco de embrague que es el que se encarga de estar en contacto con el volante de inercia y así transmitir su giro. Sabiendo que $R_{int}=0.7R_{ext}$, obtenemos la siguiente fórmula:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{N}{2.75 \times P_{max} \times \mu}}$$

Donde:

N: par máximo del motor

Pmax: presión para un funcionamiento suave

μ : coeficiente de rozamiento

Rext: radio exterior del disco de embrague

Según el libro de Manuel Cascajosa, la presión recomendada para un funcionamiento suave es 2.4 kg/cm² y el coeficiente de rozamiento es 0.4. Conociendo esto y los requisitos del sistema que son un par máximo de 188 Nm.

$$R_{ext} = 10.29 \text{ cm}$$

$$R_{int} = 7.2 \text{ cm}$$

Para el cálculo tenemos dos hipótesis diferentes; la de desgaste uniforme y la de presión constante, pero nos hemos decantado por la de desgaste uniforme ya que es más conservadora y al fin y al cabo todos los embragues se desgastan y con la de presión constante sólo es válida para embragues nuevos. Por medio de la hipótesis escogida, tenemos las siguientes fórmulas:

$$P = P_{max} \times \frac{R_{int}}{R_{ext}}$$

$$F_a = 2 \times \pi \times P_{max} \times R_{int} \times (R_{ext} - R_{int})$$

$$T_{roz} = n \times \mu \times F_a \times (R_{ext} + R_{int}) / 2$$

Donde:

P: presión

Pmax: presión máxima que puede soportar el embrague

Fa: fuerza axial

Troz: par de rozamiento que es capaz de soportar el disco de embrague

N: número de caras de rozamiento

$$P = 1.68 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_a = 335.49 \text{ kg}$$

$$T_{roz} = 230.25 \text{ Nm}$$

Como $T_{motor} = 188 \text{ Nm}$ y nuestro embrague aguanta 230.25 Nm, el diseño esta correcto.

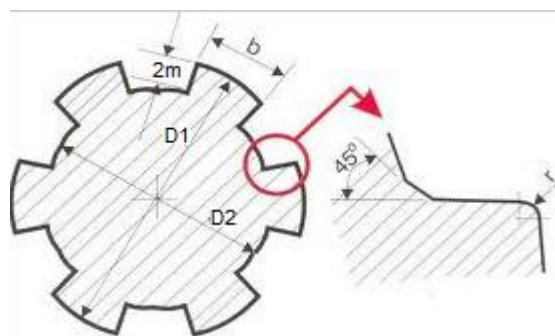
2.3- ESTRIADO DEL EMBRAGUE

Es necesario un estriado en el embrague ya que necesitamos transmitir mucho par con el disco de embrague.

Para ello, ayudándonos de la norma DIN 5480 y partiendo de un estriado de $m=2\text{mm}$ y una $k=1.15$ por el centrado de flancos, vamos a calcular la longitud de la chaveta y la fuerza que puede soportar. (Libro Decaer).

$$l_t = k \times \frac{Fu}{h \times z \times P}$$

$$Fu = \frac{T}{r_1}$$



Donde:

Lt: longitud de la chaveta

Fu: fuerza que soporta el eje

$h=0.5*(d2-d1)$

D1: diámetro eje

R1: radio eje

$$E = 0.055 \times F_a \times \sqrt{D_e}$$

m: módulo

P: presión que soporta la chaveta

K: constante

Z: número de dientes

T: torsor que tiene que soportar el embrague

Al tener nuestro eje un diámetro de 35 mm y con la tabla DIN5480 de longitud de nervado $\rightarrow z=16$ dientes

Vamos a optar por una chaveta St ajustada con $P=100\text{kg/mm}^2$

$$l_t = 3.86 \text{ mm}$$

Por razones de diseño escogemos una chaveta de longitud igual a 50mm que coincide con el ancho de las ruedas.

3.-CAJA DE CAMBIOS Y DIFERENCIAL

La caja de cambios es el mecanismo que transforma el par motor, multiplicándolo generalmente. De no existir este mecanismo, sería prácticamente imposible vencer las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo. Estas resistencias son las calculadas en el primer apartado. Gracias a la caja de cambios, podemos seleccionar la marcha que queramos, pudiendo afrontar diferentes situaciones, pudiendo subir o bajar marchas siempre que lo necesitemos.

El diferencial es el mecanismo encargado de que todas las ruedas giren igual en las rectas y giren según la necesidad cuando el vehículo entra en una curva.

3.1- RELACIONES DE TRANSMISIÓN

Se debe calcular la relación que existe en el diferencial, ya que también influye en la desmultiplicación de las revoluciones del motor a las ruedas. Esta relación es fija, es decir, no se puede cambiar como las relaciones de marcha. Para calcular esta relación vamos a utilizar las siguientes ecuaciones sacadas del libro de Muñoz Gracia:

$$r_d = \frac{n_{\max \text{ pot}}}{r_5 * n_r}$$

$$n_r = \frac{V_{\max} * 60}{\pi * \emptyset_{\text{rueda}}}$$

Donde:

$n_{\max \text{ pot}}$: Revoluciones máximas a potencia máxima (5600 rpm)

r_5 : Relación en 5ª (1)

V_{\max} : Velocidad máxima (208 km/h)

\emptyset_{rueda} : Diámetro rueda 205/50 R16 (0.58083m)

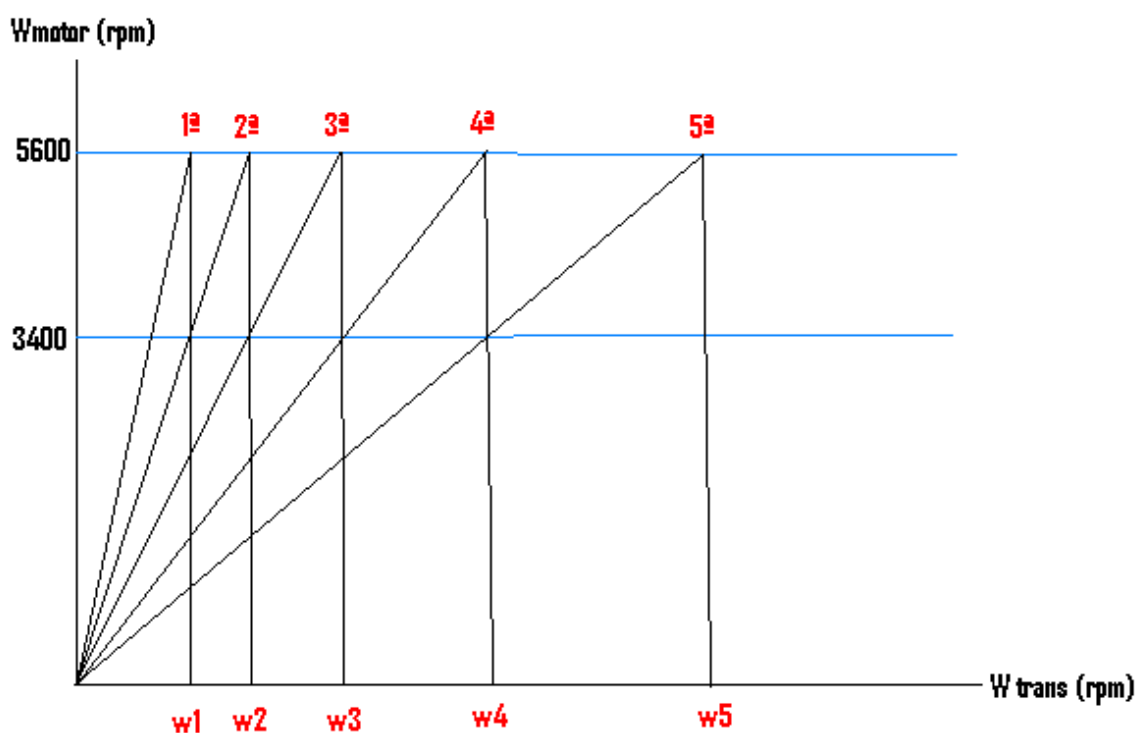
Para calcular el diámetro de la rueda, necesitamos que el fabricante nos de las medidas de la llanta y el neumático. En este caso, las medidas son 205/50/16, es decir, 205mm de anchura, un perfil de 50% de ancho, una llanta de 16 plg. Por lo tanto, nos queda un diámetro de:

$$\emptyset_{\text{rueda}} = 16 \text{ plg} * \frac{25.4\text{mm}}{1\text{plg}} * +2 * 0.5 * 205 = 611.4\text{mm} = 0.6114\text{m}$$

Pero este diámetro es el que tendría la rueda en estado de reposo. Al estar montada en el vehículo, este tiene un peso y hace que el diámetro de la rueda no sea perfecto. Por este motivo, se multiplica el diámetro de la rueda por 0,95. De este modo, tenemos un diámetro de:

$$\varnothing_{rueda} = 0.95 * 0.6114 = 0.58083\text{m}$$

Introduciendo los datos en las ecuaciones, obtenemos una relación del diferencial de 3. Es correcto debido a que tiene que estar entorno a 3 o 4.



Para calcular la relación de transmisión de cada marcha, utilizamos los desarrollos (km/h a 1000 rpm motor) de cada marcha facilitados por el fabricante:

$$W_{rueda} = \frac{V_{coche}}{R_{rueda}} = W_{motor} * i_{cc} * i_{dif}$$

$$1^a: 7.9 \text{ km/h} \rightarrow i_{1z} = 4.62$$

$$2^a: 14 \text{ km/h} \rightarrow i_{2z} = 2.6$$

$$3^a: 21 \text{ km/h} \rightarrow i_{3z} = 1.74$$

$$4^a: 28 \text{ km/h} \rightarrow i_{4z} = 1.3$$

$$5^a: 35 \text{ km/h} \rightarrow i_{5z} = 1.04$$

$$MA \rightarrow i_{MA} = \frac{208}{60} = 3.47$$

Hay que tener en cuenta que la primera y marcha atrás tienen que tener una relación de marcha parecida.

A continuación obtenemos las W_{ruedas} de cada marcha:

$$W_1 = 1212.12 \text{ rpm}$$

$$W_2 = 2153.85 \text{ rpm}$$

$$W_3 = 3218.39 \text{ rpm}$$

$$W_4 = 4307.69 \text{ rpm}$$

$$W_5 = 5384.61 \text{ rpm}$$

$$W_{MA} = 1613.83 \text{ rpm}$$

3.2- COMPROBACIÓN DE 1º VELOCIDAD

Esta comprobación es necesaria ya que tenemos que saber si la primera velocidad es capaz de superar las fuerzas que se oponen al movimiento. Determinamos cual es el par máximo que sufren las ruedas debido a dichas resistencias y calculamos la relación mínima para vencer ese par.

No tenemos en cuenta la resistencia del aire porque se empieza a tener en cuenta a partir de 80km/h; por tanto, se tomara en cuenta al comprobar la quinta velocidad.

$$F_R = F_{rod} + F_{pend} + F_{iner} = 125.06 + 577.2 + 41.66 = 74.392 \text{ kg}$$

$$T_R = \frac{F_R * \phi_{rueda}}{2} = \frac{74.392 * 0.58083}{2} = 216.04 \text{ kgm} = 2119.4 \text{ Nm}$$

Donde:

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

T_R es el par resistente en la rueda motriz.

$$i_{cc} = \frac{w_{cc}}{w_m} = \frac{T_m}{T_{cc}} \qquad i_d = \frac{w_{rueda}}{w_{cc}} = \frac{T_{cc}}{T_{rueda}}$$

$$i_{cc} * i_d = \frac{T_m * T_{cc}}{T_{cc} * T_{rueda}} \rightarrow T_{rueda} = \frac{188}{\frac{1}{4.65} * \frac{1}{3}} = 2622.6 \text{ Nm} > 2199.4 \text{ Nm} \rightarrow \text{ok}$$

Como el par que genera el vehículo en las ruedas es superior al par resistente generado por las fuerzas obtenidas anteriormente, la marcha es válida.

3.3- COMPROBACIÓN DE 5ª VELOCIDAD

Al igual que se ha comprobado la relación de la primera marcha, se va a proceder a comprobar la relación de la quinta marcha. Para ello, vamos a calcular las revoluciones a las que tienen que girar las ruedas para ir a la velocidad máxima (208km/h):

$$W_{rueda} = \frac{V}{R} = \frac{208000}{3600 * 0.2904} = 198.96 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1899.92 \text{ rpm}$$

$$F_R = F_{rod} + F_{aire} + F_{iner} = 125.06 + 153.82 + 41.66 = 320.54 \text{ kg}$$

$$T_R = \frac{F_R * \phi_{rueda}}{2} = \frac{320.54 * 0.58083}{2} = 93.09 \text{ kgm} = 913.21 \text{ Nm} < T_{rueda} = 2622.6 \text{ Nm}$$

$\rightarrow \text{ok}$

Por tanto, sabemos que el par que le llega a las ruedas van a superar todas las resistencias que se puedan oponer al movimiento del vehículo.

3.4.-NÚMERO DE DIENTES DE CADA MARCHA:

Después de obtener las relaciones de cada marcha, se procederá al cálculo del número de dientes necesario para cumplir dichas relaciones. Pero debemos tener en cuenta que las ruedas no pueden ser muy grandes, ya que esto encarecería mucho la fabricación de la caja de cambios, y su volumen sería muy grande. Como nuestra caja de cambios va a ser de 3 ejes significa que un par de engranajes va a estar siempre en contacto, a la que hemos llamado de toma constante (t_c), y va a tener una relación de 1:2.

Para que no haya problema de engranajes y los dientes no se desgasten 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.

Para eso deben cumplir las siguientes condiciones:

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

Los engranajes van a ser cilíndricos de dientes helicoidales, ya que tienen menor desgaste, menos vibraciones y son más silenciosos que los de dientes rectos, debido a que en este tipo de ruedas el engrane se produce entre más de una pareja de dientes. Se van a calcular con un ángulo de hélice de 20° , de modo que para que no haya interferencia se tiene que cumplir la siguiente condición:

$$Z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta_a} \geq 14 \text{ dientes} \rightarrow z \geq 14 * \cos^3 20 = 11.62 \approx 12 \text{ dientes}$$

Para que no haya interferencia mi número mínimo de dientes para la primera rueda es $z_1=12$.

A partir del engrane de toma constante (tc), calculamos el resto de número de dientes de las marchas:

Relación de transmisión	Nº Dientes	Relación aparente
itc= 1:2	Z1=12 Z2=24	itc= 1:2
i1= 1:4.62	Z3=11 Z4=26	i1= 1:2.357
i2= 1:2.6	Z5=16 Z6=21	i2= 1:1.3125
i3= 1:1.74	Z7=20 Z8=18	i3= 1:0.9
i4= 1:1.3	Z9=22 Z10=15	i4= 1:0.68
i5= 1:1.04	Z11=23 Z12=12	i5= 1:0.53
ima= 1:3.47	Z13=14 Z14=25	ima= 1:1.785

Para la marcha atrás, tenemos que colocar unas ruedas que no mantengan contacto; es decir, que tengan un hueco para más tarde poder engranar la rueda de cambio de giro (rueda intermedia).

3.5- CÁLCULO DE β_a

El cálculo de β_a nos indica el ángulo de hélice que tiene que tener cada engrane para tener un correcto funcionamiento. Cada par de engranajes que está en contacto debe tener el mismo β_a . Para realizar el cálculo tenemos que tener en cuenta que tienen que mantener la misma distancia de funcionamiento.

$$d = m \cdot (z + z') / 2 \cdot \cos \beta_a = \frac{5}{2 \cdot \cos 26.41} (12 + 24) = 100.49 \text{ mm}$$

Donde:

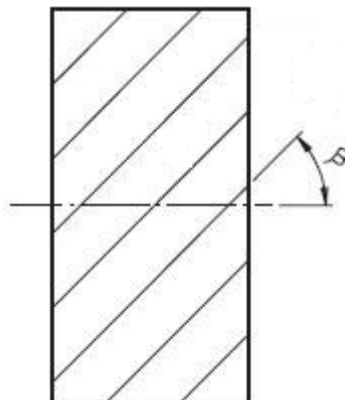
D: distancia de funcionamiento

M: modulo (mm)

Ba: ángulo de hélice

Z : número de dientes de la rueda del eje intermedio

Z' : número de dientes de la rueda del eje secundario



$$z_3 = 11 \rightarrow \frac{11}{\cos_3 \beta_{a34}} \geq 14 \rightarrow \beta_{a34} = 23^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a12}} (z_1 + z_2) = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a34}} (z_3 + z_4) \rightarrow \beta_{a12} = 26.41^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a56}} (z_5 + z_6) = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a34}} (z_3 + z_4) \rightarrow \beta_{a56} = 23^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a78}} (z_7 + z_8) = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a34}} (z_3 + z_4) \rightarrow \beta_{a78} = 19.02^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a910}} (z_9 + z_{10}) = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a34}} (z_3 + z_4) \rightarrow \beta_{a910} = 23^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a1112}} (z_{11} + z_{12}) = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_{a34}} (z_3 + z_4) \rightarrow \beta_{a1112} = 29.45^\circ$$

3.6- CÁLCULO DEL MÓDULO

A continuación se van a exponer las propiedades mecánicas de los materiales de los que se realizarán las ruedas que irán colocadas en la caja de cambios y diferencial.

Rueda pequeña	20MnCr5
Resistencia a tracción	$\sigma_t=100-130\text{kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=70\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$HB=600\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e=\pm 47\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=2200-3400\text{kg/cm}^2$

Rueda grande	16MnCr5
Resistencia a tracción	$\sigma_t=80-110\text{kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=60\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$HB=600\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e=\pm 43\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=1900-3000\text{kg/cm}^2$

Para calcular los módulos necesitamos una serie de fórmulas para los diferentes tipos de ruedas, las ruedas helicoidales pertenecientes a todas las marchas y la de dientes rectos pertenecientes para la marcha atrás.

Las fórmulas que vemos a continuación están sacadas del libro de Abelardo García.

3.6.1- CÁLCULO DEL MÓDULO PARA DIENTES HELICOIDALES

3.6.1.1- CÁLCULO A DURACION Y DESGASTE

Las fórmulas utilizadas siguen la norma DIN y son las siguientes:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \times b d_1^2 \times \cos^3 \beta}{\psi \times z^2}} \quad [\text{mm}]$$

$$b d^2 = 445000 * N * (i+1) / k * n * i$$

Donde:

N: potencia [cv]

i: relación de transmisión

k: resistencia[kg/cm^2]

n: revoluciones[rpm]

z: número real de dientes

β : ángulo de la hélice

Antes de proceder al cálculo de cada marcha, tenemos que considerar las horas de funcionamiento de cada marcha que se han estimado teniendo en cuenta un funcionamiento normal de un vehículo. En este caso, hemos supuesto una media de horas de 800 para todas las marchas. El cálculo se hace para la rueda pequeña de cada marcha.

1ª:

20MnCr5

N=136cv

$Z_3=11$

$\text{Cos}\beta=0.9205$

$\Psi=10$

$m \geq 4.83 \text{ mm}$

$i=4.62$

$k_{5000}=80\text{kg}/\text{cm}^2$

n=2800 rpm

$k_{800}=80*1.88=150.4\text{kg}/\text{cm}^2$

2ª:

20MnCr5

N=136cv

$Z_5=16$

$\text{Cos}\beta=0.9205$

$\Psi=10$

$m \geq 3.93 \text{ mm}$

$i=2.6$

$k_{5000}=80\text{kg}/\text{cm}^2$

n=2800 rpm

$k_{800}=80*1.88=150.4\text{kg}/\text{cm}^2$

3ª:

20MnCr5

$$N=136\text{cv}$$

$$Z_8=18$$

$$\text{Cos}\beta=0.9454$$

$$\Psi=10$$

$$m\geq 3.23 \text{ mm}$$

$$i=1.74$$

$$k_{5000}=80\text{kg/cm}^2$$

$$n=2800*1.74=4872 \text{ rpm}$$

$$k_{800}=80*1.88=150.4\text{kg/cm}^2$$

4ª:

20MnCr5

$$N=136\text{cv}$$

$$Z_{10}=15$$

$$\text{Cos}\beta=0.9205$$

$$\Psi=10$$

$$m\geq 4.1 \text{ mm}$$

$$i=1.3$$

$$k_{5000}=80\text{kg/cm}^2$$

$$n=2800*1.3=3600 \text{ rpm}$$

$$k_{800}=80*1.88=150.4\text{kg/cm}^2$$

5ª:

20MnCr5

$$N=136\text{cv}$$

$$Z_{12}=12$$

$$\text{Cos}\beta=0.8708$$

$$\Psi=10$$

$$m\geq 4.99 \text{ mm}$$

$$i=1.04$$

$$k_{5000}=80\text{kg/cm}^2$$

$$n=2800*1.04=2912 \text{ rpm}$$

$$k_{800}=80*1.88=150.4\text{kg/cm}^2$$

Por lo tanto nos quedamos con módulo 5 para las ruedas helicoidales, rectas y diferencial.

3.7- DIMENSIONES RUEDAS

$$R_1 = \frac{m * z_1}{2 * \cos\beta_{a12}} = \frac{5 * 12}{2 * \cos 26.41} = 33.49mm$$

$$R_2 = \frac{m * z_2}{2 * \cos\beta_{a12}} = \frac{5 * 24}{2 * \cos 23} = 66.99mm$$

$$R_3 = \frac{m * z_3}{2 * \cos\beta_{a34}} = \frac{5 * 11}{2 * \cos 23} = 32.59mm$$

$$R_4 = \frac{m * z_4}{2 * \cos\beta_{a34}} = \frac{5 * 26}{2 * \cos 23} = 70.61mm$$

$$R_5 = \frac{m * z_5}{2 * \cos\beta_{a56}} = \frac{5 * 16}{2 * \cos 23} = 43.45mm$$

$$R_6 = \frac{m * z_6}{2 * \cos\beta_{a56}} = \frac{5 * 21}{2 * \cos 23} = 57.03mm$$

$$R_7 = \frac{m * z_7}{2 * \cos\beta_{a78}} = \frac{5 * 20}{2 * \cos 19.02} = 52.89mm$$

$$R_8 = \frac{m * z_8}{2 * \cos\beta_{a78}} = \frac{5 * 18}{2 * \cos 19.02} = 47.6mm$$

$$R_9 = \frac{m * z_9}{2 * \cos\beta_{a910}} = \frac{5 * 22}{2 * \cos 23} = 59.75mm$$

$$R_{10} = \frac{m * z_{10}}{2 * \cos\beta_{a910}} = \frac{5 * 15}{2 * \cos 23} = 40.74mm$$

$$R_{11} = \frac{m * z_{11}}{2 * \cos\beta_{a1112}} = \frac{5 * 22}{2 * \cos 29.45} = 66.03mm$$

$$R_{12} = \frac{m * z_{12}}{2 * \cos\beta_{a1112}} = \frac{5 * 12}{2 * \cos 29.45} = 34.45mm$$

$$R_{13} = \frac{m * z_{13}}{2} = \frac{5 * 14}{2} = 35mm$$

$$R_{14} = \frac{m * z_{14}}{2} = \frac{5 * 25}{2} = 62.5mm$$

$$R_i = \frac{m * z_i}{2} = \frac{5 * 17}{2} = 42.5mm$$

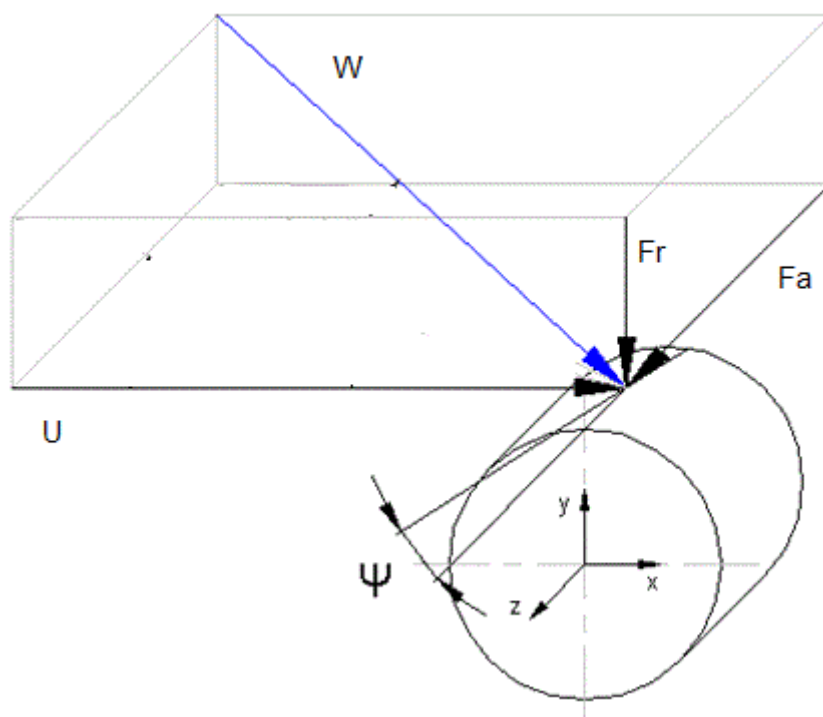
3.8- FUERZAS

Sobre los dientes actúan varias fuerzas debido al contacto que hay entre los dientes. Éstas serán máximas cuando el motor gira a las revoluciones del par máximo.

3.8.1- FUERZAS EN RUEDAS HELICOIDALES

Sabemos que las ruedas engranadas generan las mismas fuerzas, por tanto, solo tendremos que calcular en una sola rueda de cada marcha. Este cálculo lo vamos a realizar con las ruedas que se encuentren en el eje intermedio de la caja de cambios que genera un par torsor de 375Nm.

$$\left. \begin{array}{l} U = \frac{T}{r} \\ Fr = Utg\alpha_a \\ Fa = Utg\beta_a \end{array} \right\} \Rightarrow W = \sqrt{U^2 + Fr^2 + Fa^2}$$



3.8.1.1.- FUERZAS 1ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=22.11^\circ$ y $\beta_a=26.41^\circ$, obtenemos:

$$W = 13337.7 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 11537.28 \text{ N} \\ F_R = 3420.97 \text{ N} \\ F_A = 3673.24 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.1.2.- FUERZAS 2ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=21.57^\circ$ y $\beta_a=23^\circ$, obtenemos:

$$W = 10004.04 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 8653.62 \text{ N} \\ F_R = 3420.97 \text{ N} \\ F_A = 3673.24 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.1.3.- FUERZAS 3ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=21.06^\circ$ y $\beta_a=19.02^\circ$, obtenemos:

$$W = 8002.41 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 7109.09 \text{ N} \\ F_R = 2737.5 \text{ N} \\ F_A = 2450.63 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.1.4.- FUERZAS 4ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=21.57^\circ$ y $\beta_a=23^\circ$, obtenemos:

$$W = 7274.9 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 6292.88 \text{ N} \\ F_R = 2487.72 \text{ N} \\ F_A = 2671.17 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.1.5.- FUERZAS 5ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=22.69^\circ$ y $\beta_a=29.45^\circ$, obtenemos:

$$W = 6959.29 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 5694.38 \text{ N} \\ F_R = 2380.84 \text{ N} \\ F_A = 3215.17 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.1.6.- FUERZAS 6ª VELOCIDAD

Conocido el par torsor, sabiendo que la rueda tiene $\alpha_a=22.11^\circ$ y $\beta_a=26.41^\circ$, obtenemos:

$$W = 6668.78 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 5612.78 \text{ N} \\ F_R = 2280.25 \text{ N} \\ F_A = 2787.43 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.2- FUERZAS EN RUEDAS RECTAS

Las ruedas rectas corresponden a la marcha atrás de la caja de cambios. En este caso vamos a calcular las fuerzas a través de la rueda pequeña de la marcha atrás que se encuentra en el eje secundario que da un par torsor de 376Nm.

$$U = \frac{T}{r}$$

$$Fr = Utg\alpha$$

Sabiendo que $\alpha=20^\circ$, obtenemos:

$$W = 11432.31 \text{ N} \leftarrow \begin{cases} U = 10742.86 \text{ N} \\ F_R = 3910.08 \text{ N} \\ F_A = 0 \text{ N} \end{cases}$$

3.8.3- FUERZAS CON EL DIFERENCIAL

Las fuerzas que generan dependen de la marcha a la que este engranada la caja de cambios, ya que nos transmitirá un par torsor diferente. Por ello, vamos a calcular primero el par torsor que llega al diferencial en cada marcha y posteriormente, procederemos a calcular las fuerzas. Sabemos que el piñón tiene 15 dientes, $\alpha=20^\circ$ y $m=5\text{mm}$.

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

$$\begin{cases} U = \frac{T_{dif}}{R_{piñon}} \\ F_R = U * \operatorname{tg} \alpha_a \\ F_A = U * \operatorname{tg} \beta_a \end{cases}$$

3.8.3.1.- FUERZAS 1ª VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 4.62, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$\begin{aligned} T_{dif} &= 868.56 \text{ Nm} \\ \begin{cases} U &= 21762.97 \text{ N} \\ F_R &= 8603.39 \text{ N} \\ F_A &= 9237.83 \text{ N} \end{cases} \end{aligned}$$

3.8.3.2.- FUERZAS 2ª VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 2.6, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$\begin{aligned} T_{dif} &= 488.8 \text{ Nm} \\ \begin{cases} U &= 12250.62 \text{ N} \\ F_R &= 4842.9 \text{ N} \\ F_A &= 5200.08 \text{ N} \end{cases} \end{aligned}$$

3.8.3.3.- FUERZAS 3ª VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 1.74, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$T_{dif} = 327.12 Nm$$
$$\begin{cases} U = 8198.49 N \\ F_R = 3156.9 N \\ F_A = 2826.17 N \end{cases}$$

3.8.3.4.- FUERZAS 4ª VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 1.3, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$T_{dif} = 244.8 Nm$$
$$\begin{cases} U = 6135.34 N \\ F_R = 2425.44 N \\ F_A = 2604.29 N \end{cases}$$

3.8.3.5.- FUERZAS 5ª VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 1.04, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$T_{dif} = 195.52 Nm$$
$$\begin{cases} U = 4900.25 N \\ F_R = 2039.78 N \\ F_A = 2766.78 N \end{cases}$$

3.8.3.7.- FUERZAS ma VELOCIDAD

Conociendo los datos anteriormente mencionados y que la relación de transmisión de esta marcha es 3.47, obtenemos las siguientes fuerzas:

$$T_{dif} = 652.39 Nm$$
$$\begin{cases} U = 16349.87 N \\ F_R = 5950.87 N \\ F_A = 0 N \end{cases}$$

3.9- CÁLCULO DE LOS EJES

En este apartado se van a calcular los diámetros del eje primario, intermediario y secundario. Para ello, debemos tener en cuenta las fuerzas de los dientes que aparecen durante el engrane y las reacciones de los apoyos los hallaremos con el código ASME.

Para calcular los ejes vamos a utilizar las siguientes fórmulas:

$$\text{ASME} \rightarrow d = [32 * C_s / \pi * \sigma_s * ((C_m * M)^2 + C_t * T)^2]^{1/3}$$

$$T = U \times r$$

Donde:

T: par que recibe cada rueda a través del motor y de la relación de transmisión

Cs: coeficiente de seguridad que vamos a tomar como valor 2.

σ_s : límite del material que en este caso hemos elegido un acero mejorado 34Cr4 y que tiene un límite de fluencia de 100kg/mm².

Cm: cargas constantes que se define mediante el código ASME y debido a que son cargas constantes tomamos un valor de 1.5.

Ct: cargas constantes que se define mediante el código ASME y debido a que son cargas constantes tomamos un valor de 1.

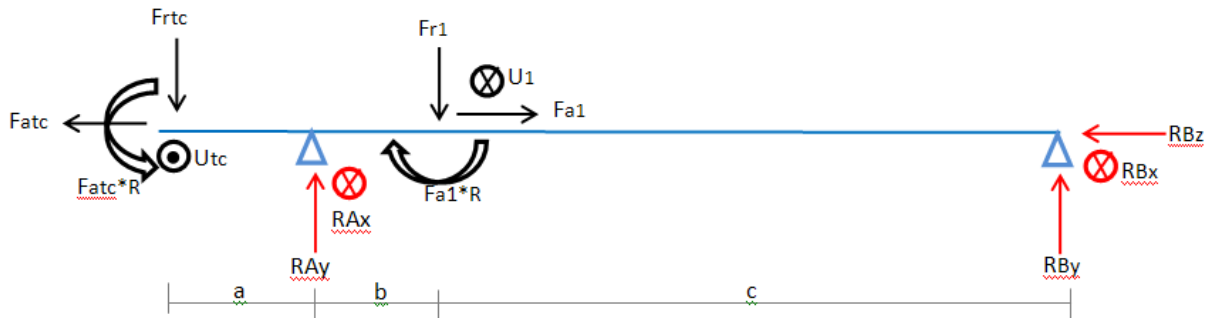
M: es el momento que generan las fuerzas.

3.9.1- EJE INTERMEDIARIO

Vamos a calcular el diámetro del eje con cada marcha, ya que cada una genera unas fuerzas diferentes y tienen una distancia específica al apoyo. En este eje vamos a encontrar en todo marcha las fuerzas de toma constante ya que como dice el nombre, están siempre en contacto y son las que transmiten el par del eje primario al eje secundario.

3.9.1.1.- DIÁMETRO 1ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que a=36mm
- b=30mm
- c=480mm
- r_{tc} =66.99mm
- r₁ =32.59mm

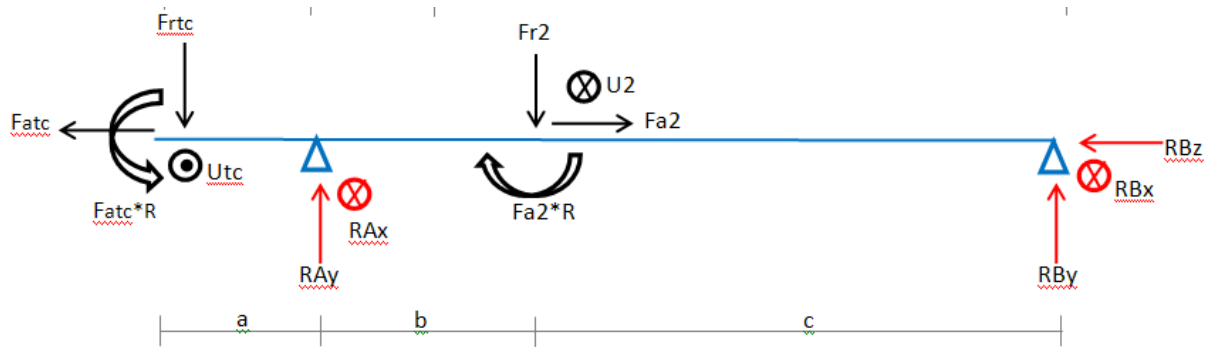
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = -4849.64N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -1074.86N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 54.14N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = 6787.04N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = 2109.85 N$

Hallando también y sabiendo que M=568957.05 Nmm y T=376 Nm, obtenemos que el diámetro es de 26.85mm.

3.9.1.2.- DIÁMETRO 2ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que a=36mm
- b=120mm
- c=390mm
- r_{tc} =66.99mm
- r₂=43.45mm

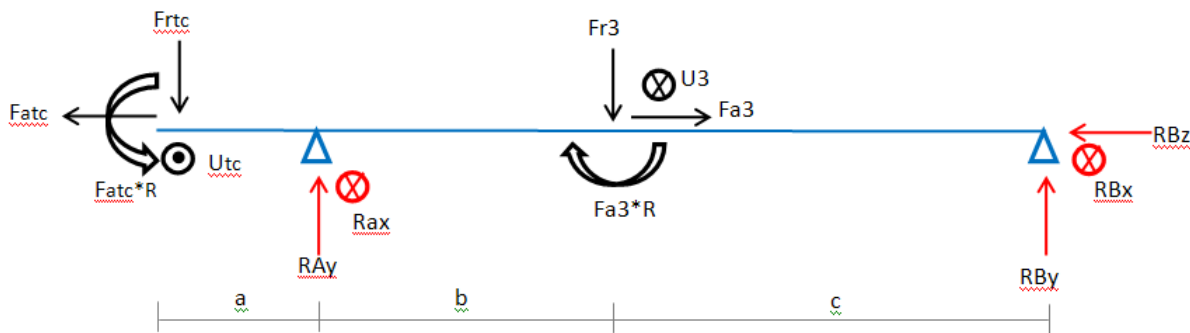
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = -608.49N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -2432.34N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 590.78N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = 5110.44N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = 885.81 N$

Hallando también y sabiendo que M=1017490.95 Nmm y T=376 Nm, obtenemos que el diámetro es de 32.25mm.

3.9.1.3.- DIAMETRO 3ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



Sabiendo que $a=36\text{mm}$

$$b=176\text{m}$$

$$c=334\text{m}$$

$$r_{tc}=66.99\text{mm}$$

$$r_3=52.89\text{mm}$$

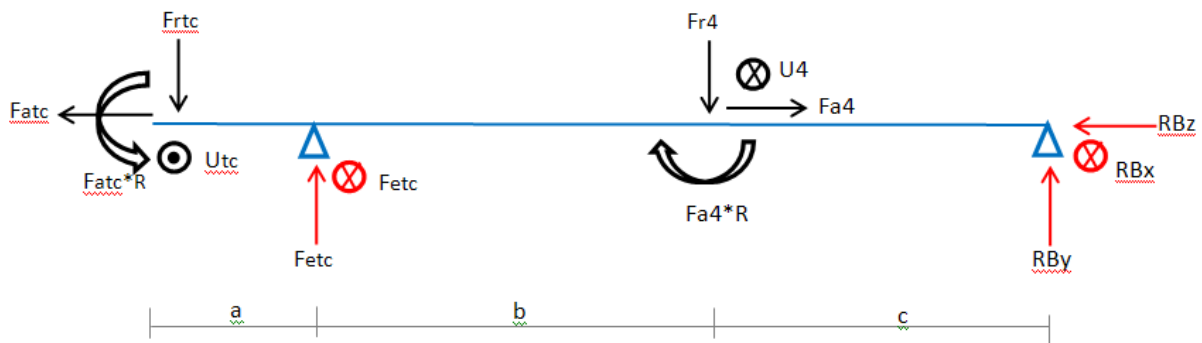
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & R_{Ax} &= 1353.22\text{N} \\ \sum F_y &= 0 & R_{Bx} &= -2849.53\text{N} \\ \sum F_z &= 0 & R_{By} &= 671.75\text{N} \\ (\sum M_B)_y &= 0 & R_{Ay} &= 4345.99\text{N} \\ (\sum M_B)_x &= 0 & R_{Bz} &= -336.8\text{N} \end{aligned}$$

Hallando también y sabiendo que $M=1060677.56\text{ Nmm}$ y $T=376\text{ Nm}$, obtenemos que el diámetro es de 32.38mm .

3.9.1.4.- DIÁMETRO 4ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que
- a=36mm
 - b=262mm
 - c=248mm
 - r_{tc} =66.99mm
 - r₄=59.75mm

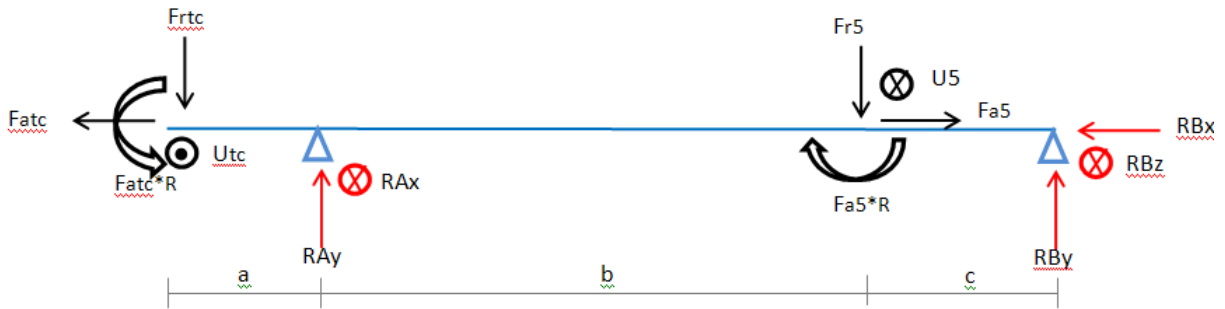
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 2948.9N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -3629.01N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 1063.85N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = 3704.11N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = -116.26 N$

Hallando también y sabiendo que M=1018911.56 Nmm y T=376 Nm, obtenemos que el diámetro es de 31.97mm.

3.9.1.5.- DIÁMETRO 5ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que
- a=36mm
 - b=314mm
 - c=196mm
 - $r_{tc} = 66.99\text{mm}$
 - $r_5 = 66.03\text{mm}$

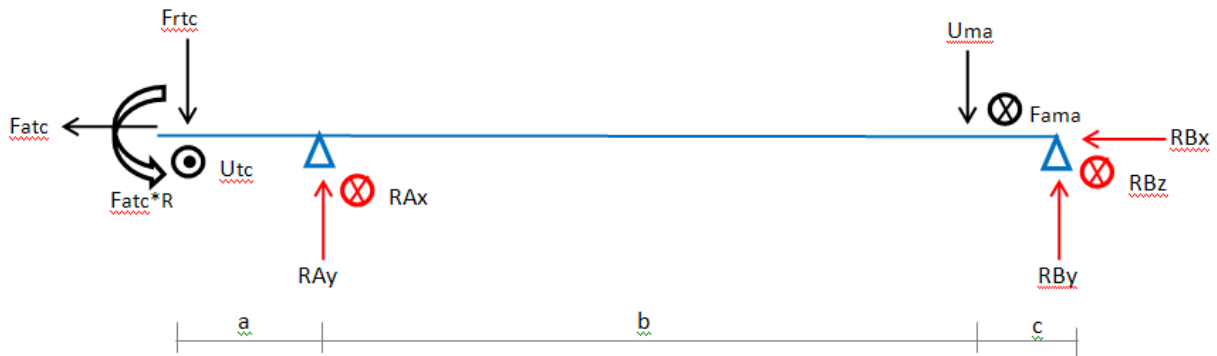
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 3820.55\text{N}$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -3902.15\text{N}$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 1359.95\text{N}$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = 3309.14\text{N}$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = 427.74\text{N}$

Hallando también y sabiendo que $M=876292.76\text{ Nmm}$ y $T=376\text{ Nm}$, obtenemos que el diámetro es de 30.51mm.

3.9.1.6.- DIÁMETRO ma VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que
- a=36mm
 - b=398mm
 - c=112mm
 - $r_{tc} = 66.99\text{mm}$
 - $r_{ma} = 35\text{mm}$

Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & & R_{Ax} &= 3649.76N \\ \sum F_y = 0 & & R_{Bx} &= -8779.84N \\ \sum F_z = 0 & & R_{By} &= 2524.29N \\ (\sum M_B)_y = 0 & & R_{Ay} &= 3666.03N \\ (\sum M_B)_x = 0 & & R_{Bz} &= -2787.43N \end{aligned}$$

Hallando también y sabiendo que $M=988894.004 \text{ Nmm}$ y $T=376 \text{ Nm}$, obtenemos que el diámetro es de 31.67mm.

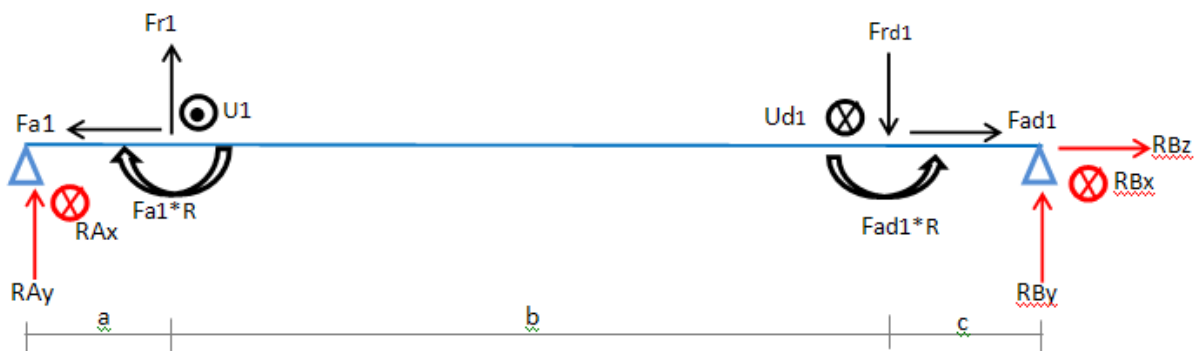
Por tanto, el eje que vamos a elegir para nuestro eje intermediario será de 35mm según el catalogo normalizado de ejes INA.

3.9.2- EJE SECUNDARIO

Vamos a calcular el diámetro del eje con cada marcha, ya que cada una genera unas fuerzas diferentes y tienen una distancia específica al apoyo. En este eje tenemos que tener en cuenta además de las fuerzas de cada marcha pero (en dirección contraria al eje intermediario debido a la acción-reacción), las fuerzas que genere el diferencial; ya que se encuentra situado al final de eje.

3.9.2.1.- DIÁMETRO 1ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



Sabiendo que $a=30\text{mm}$
 $b=442\text{mm}$
 $c=40\text{mm}$
 $r_d=39.91\text{mm}$
 $r_1=70.61\text{mm}$

Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

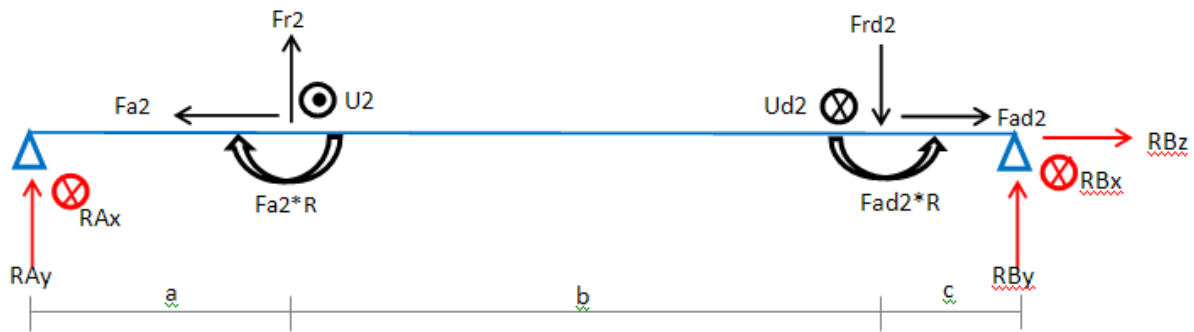
$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & R_{Ax} &= 9161.03\text{N} \\ \sum F_y &= 0 & R_{Bx} &= 19386.72\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 & & R_{By} &= -4340.55N \\ (\sum M_B)_y = 0 & & R_{Ay} &= -3623.31N \\ (\sum M_B)_x = 0 & & R_{Bz} &= -4340.55N \end{aligned}$$

Hallando también y sabiendo que $M=994147.58 \text{ Nmm}$ y $T=1229.7 \text{ Nm}$, obtenemos que el diámetro es de 34.24 mm .

3.9.2.2.- DIÁMETRO 2ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que $a=122\text{mm}$
- $b=350\text{mm}$
- $c=40\text{mm}$
- $r_d=39.91\text{mm}$
- $r_2=57.03\text{mm}$

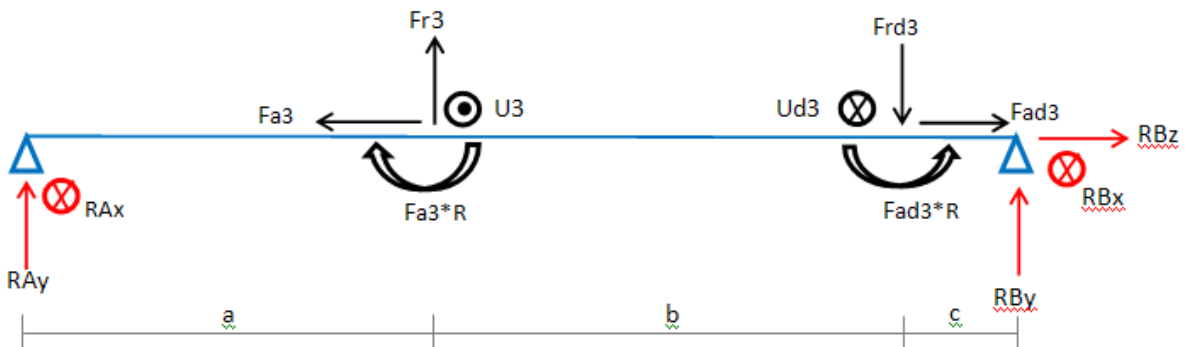
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & & R_{Ax} &= 5634.54N \\ \sum F_y = 0 & & R_{Bx} &= -9231.54N \\ \sum F_z = 0 & & R_{By} &= -809.34N \\ (\sum M_B)_y = 0 & & R_{Ay} &= 2231.27N \\ (\sum M_B)_x = 0 & & R_{Bz} &= -1526.86N \end{aligned}$$

Hallando también y sabiendo que $M=2496370.79$ Nmm y $T=657.97$ Nm, obtenemos que el diámetro es de 28.97 mm.

3.9.2.3.- DIÁMETRO 3ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que $a=176$ mm
- $b=294$ mm
- $c=40$ mm
- $r_d=39.91$ mm
- $r_3=47.6$ mm

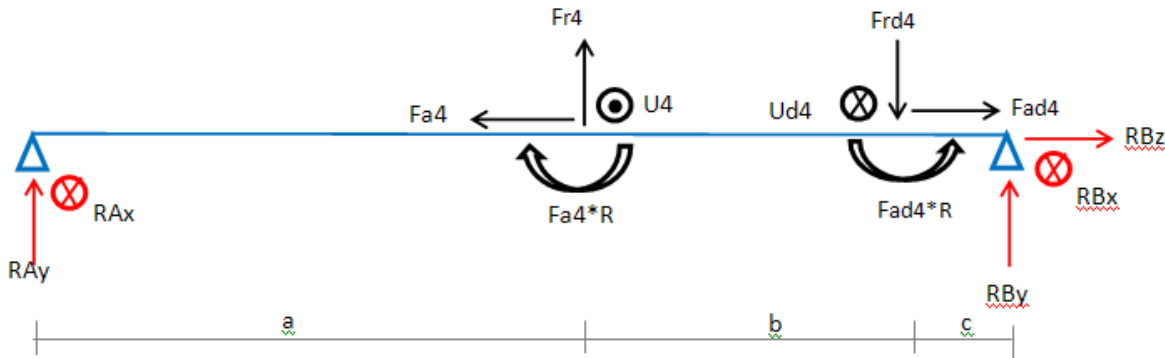
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 4012.74N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -5102.14N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 1972.16N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = -1552.76N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = -375.54N$

Hallando también y sabiendo que $M=279983.78$ Nmm y $T=549.17$ Nm, obtenemos que el diámetro es de 24.3 mm.

3.9.2.4.- DIÁMETRO 4ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que a=260mm
- b=210mm
- c=40mm
- rd=39.91mm
- r4=40.74mm

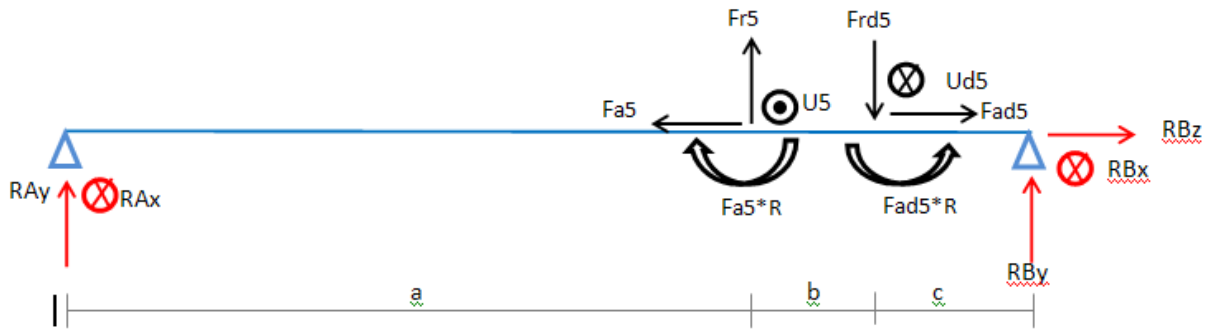
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 2603.54N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -2446N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 976.54N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = -1038.82N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = -66.88N$

Hallando también y sabiendo que M=695865.75 Nmm y T=470.03 Nm, obtenemos que el diámetro es de 28.75 mm.

3.9.2.5.- DIÁMETRO 5ª VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que
- a=312mm
 - b=158mm
 - c=40mm
 - rd=39.91mm
 - r5=34.45mm

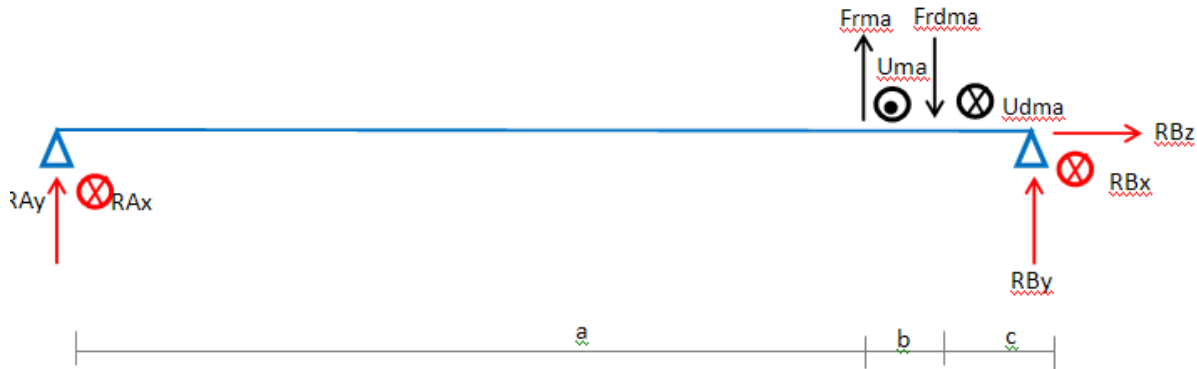
Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 1826.92N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -1032.29N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 423.95N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = -765.01N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = -448.39N$

Hallando también y sabiendo que $M=584024.6 \text{ Nmm}$ y $T=397.46\text{Nm}$, obtenemos que el diámetro es de 27.13 mm.

3.9.2.6.- DIÁMETRO ma VELOCIDAD

Las fuerzas que se presentan en esta marcha son las que podemos ver en la figura de abajo y las hemos calculado en el apartado anterior. El procedimiento para calcular el eje va a consistir en realizar el sumatorio de fuerzas y de momentos igual a cero, con ello, calculamos las reacciones de los apoyos y posteriormente usamos la fórmula de ASME.



- Sabiendo que a=396mm
- b=76mm
- c=40mm
- rd=39.91mm
- r5=62.5mm

Con el sumatorio de fuerzas y momentos conseguimos las siguientes reacciones:

$\sum F_x = 0$	$R_{Ax} = 1156.59N$
$\sum F_y = 0$	$R_{Bx} = -6763.6N$
$\sum F_z = 0$	$R_{By} = 2461.75N$
$(\sum M_B)_y = 0$	$R_{Ay} = -420.96N$
$(\sum M_B)_x = 0$	$R_{Bz} = 0N$

Hallando también y sabiendo que M=487463.09 Nmm y T=721.08Nm, obtenemos que el diámetro es de 27.73 mm.

Por tanto, conociendo todos los diámetros que debe tener el eje con cada marcha, vamos a escoger un diámetro de 35mm según los ejes normalizados de INA.

3.10- CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Las cargas calculadas en el apartado anterior sobre los apoyos, son las fuerzas que actúan sobre los rodamientos cuando se encuentran engranadas las distintas marchas. Como se puede observar, estos rodamientos se encuentran sometidos a cargas radiales y axiales. Para el cálculo de estos rodamientos, se empleará la norma DIN.

3.10.1- RODAMIENTOS EJE INTERMEDIARIO

Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular constante.

Las fuerzas con las que contamos son:

MARCHA	C.RADIAL A (N)	C.RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)
1 ^a	8341.64	1076.22	2109.85
2 ^a	5146.54	2503.06	885.81
3 ^a	4551.79	2927.64	-336.8
4 ^a	4734.6	3781.73	-116.26
5 ^a	5054.4	4132.34	427.74
MA	5173.06	9135.51	-2787.49

En el apoyo A optamos por un rodamiento cilíndrico ya que no tenemos fuerzas axiales.

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a = 1 * 1 * F_R * FA$$

$$F_{e1} = 8341.64 * 1.2 = 10009.97 \text{ N} = 10 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 5146.54 * 1.2 = 6175.85 \text{ N} = 6.17 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 4551.79 * 1.2 = 5462.15 \text{ N} = 5.46 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 4734.6 * 1.2 = 5681.52 \text{ N} = 5.68 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 5054.4 * 1.2 = 6065.28 N = 6.06 KN$$

$$F_{eMA} = 5173.06 * 1.2 = 6207.67 N = 6.21 KN$$

Para cada marcha tenemos una duración determinada y le vamos a asociar un porcentaje sobre el 100%:

MARCHAS	DURACION (h)	PORCENTAJE (%)
1ª	500	10.31
2ª	1200	24.74
3ª	1200	24.74
4ª	1200	24.74
5ª	600	12.37
MA	150	3.09

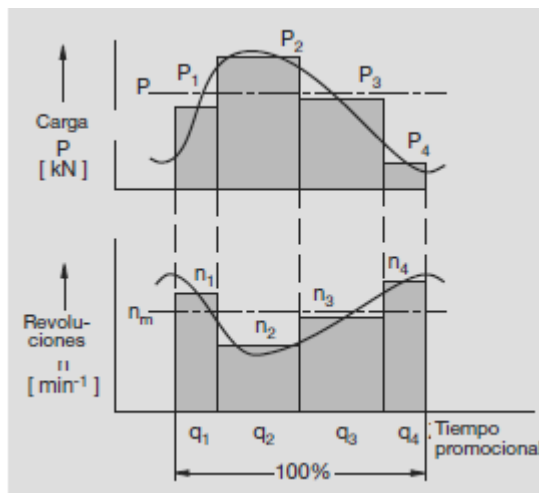
Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente fórmula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 6.55 KN$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: % de horas de funcionamiento sobre 100



Sabiendo que en total los rodamientos van a tener una duración de 4850h y el eje gira a 2800 rpm, la duración de vida del rodamiento es:

$$L = 4850 * 2800 * 60 = 814.8 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{R}\right)]^{1/1.483}} = \frac{814.8}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{0.95}\right)]^{1/1.483}} = 1316.2 \text{ rev}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 6.55 * 1316.2^{3/10} = 56.5 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{int} = 30\text{mm} \\ C = 56.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} \left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{ext} = 72 \text{ mm} \\ B = 27 \text{ mm} \\ C = 73.5 \text{ KN} \\ NJ2306E TVP2 \\ HJ2306E (\text{Anillo Angular}) \end{array} \right\}$$

En el **apoyo B** optamos por un rodamiento de bolas ya que tenemos fuerzas axiales; suponemos $X=0.56$ y $Y=1.63$ para las marchas en las que tenemos $\frac{F_a}{F_r} \geq e_{min}$, y factor de aplicación 1.1:

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a$$

$$F_{e1} = 0.56 * 1 * 1076.22 + 1.63 * 2109.85 = 4041.74 * 1.1 = 4.44 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 0.56 * 1 * 2503.06 + 1.63 * 885.81 = 2845.58 * 1.1 = 3.13 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 1 * 1 * 4551.79 + 0 * 336.8 = 4551.79 * 1.1 = 5.01 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 1 * 1 * 3781.73 + 0 * 116.26 = 4132.34 * 1.1 = 4.16 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 1 * 1 * 4132.34 + 0 * 427.74 = 4132.34 * 1.1 = 4.54 \text{ KN}$$

$$F_{eMA} = 0.56 * 1 * 9135.51 + 1.63 * 2787.49 = 9659.49 * 1.1 = 10.62 \text{ KN}$$

Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente fórmula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 4.85 \text{ KN}$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: %de horas de funcionamiento sobre 100

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{R}\right)]^{1/1.483}} = \frac{814.8}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{0.95}\right)]^{1/1.483}} = 1316.2 \text{ rev}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 4.85 * 1316.2^{1/3} = 53.16 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{int} = 30mm \\ C = 53.16 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} \left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{ext} = 72 \text{ mm} \\ B = 19 \text{ mm} \\ C = 58.5KN, C_0 = 43 \text{ KN} \\ QJ306TVP \\ 4 \text{ Caminos de rodadura} \end{array} \right\}$$

Comprobamos los coeficientes supuestos anteriormente:

1. $\frac{F_a}{C_0} = \frac{2109.85}{43000} = 0.049 \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 1.76 \end{array} \right\}$
2. $\frac{F_a}{C_0} = \frac{885.81}{43000} = 0.021 \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 2.15 \end{array} \right\}$
3. $\frac{F_a}{C_0} = \frac{336.8}{43000} < e_{min} \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 0 \end{array} \right\}$
4. $\frac{F_a}{C_0} = \frac{116.26}{43000} < e_{min} \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 0 \end{array} \right\}$
5. $\frac{F_a}{C_0} < e_{min} \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 0 \end{array} \right\}$
6. $\frac{F_a}{C_0} = \frac{2787.49}{43000} = 0.065 \xrightarrow{\text{tabla}} \left\{ \begin{array}{l} X = 0.56 \\ Y = 1.66 \end{array} \right\}$

$$F_{e1} = 0.56 * 1 * 1076.22 + 1.76 * 2109.85 = 4316.01 * 1.1 = 4.47KN$$

$$F_{e2} = 0.56 * 1 * 2503.06 + 2.1 * 885.81 = 3306.2 * 1.1 = 3.63 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 5.01 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 4.16 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 4.54 \text{ KN}$$

$$F_{eMA} = 0.56 * 1 * 9135.51 + 1.66 * 2787.49 = 9743.12 * 1.1 = 10.72 \text{ KN}$$

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 4.95 \text{ KN}$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: %de horas de funcionamiento sobre 100

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 4.95 * 1316.2^{1/3} = 54.28 \text{ KN} \rightarrow ok$$

3.10.2- RODAMIENTOS EJE SECUNDARIO

Este eje también tiene dos rodamientos, uno de ellos en el mismo apoyo donde se encuentra un rodamiento del eje primario y el otro, en la salida de la caja de cambios. Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular no constante.

Las fuerzas con las que contamos son:

MARCHA	C.RADIAL A (N)	C.RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)
1ª	9852.64	20848.38	-4340.55
2ª	6060.25	9266.95	-1526.86
3ª	4302.69	5470.03	-375.54
4ª	2803.13	2633.73	-66.88
5ª	1980.16	1115.95	448.39
MA	1230.81	7197.67	0

Para cada marcha calculamos la duración de cada rodamiento:

$$L_1 = 500 * 1212.12 * 60 = 36.36 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_2 = 1200 * 2153.85 * 60 = 155.08 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_3 = 1200 * 3218.39 * 60 = 231.72 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_4 = 1200 * 4307.69 * 60 = 310.15 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_5 = 1200 * 5384.61 * 60 = 193.84 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{MA} = 1200 * 1613.83 * 60 = 14.52 * 10^6 \text{ rev}$$

Sumamos el total de duración:

$$L_{tot} = 941.67 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln(\frac{1}{R})]^{1/1.483}} = \frac{941.67}{0.02 + 4.439 * [\ln(\frac{1}{0.95})]^{1/1.483}} = 1521.14 \text{ rev}$$

En el apoyo A optamos por un rodamiento cilíndrico ya que no tenemos fuerzas axiales.

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a = 1 * 1 * F_R * FA$$

$$F_{e1} = 9852.64 * 1.2 = 11823.17 \text{ N} = 11.82 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 6060.25 * 1.2 = 7272.3 \text{ N} = 7.27 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 4302.69 * 1.2 = 5163.23 \text{ N} = 5.16 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 2803.13 * 1.2 = 3363.76 \text{ N} = 3.36 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 1980.16 * 1.2 = 2376.19 \text{ N} = 2.37 \text{ KN}$$

$$F_{eMA} = 1230.81 * 1.2 = 1476.97 \text{ N} = 1.48 \text{ KN}$$

Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente fórmula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 6.77 \text{ KN}$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: %de horas de funcionamiento sobre 100

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 6.77 * 1521.14^{3/10} = 60.99 \text{ KN}$$

$$\left. \begin{array}{l} \{\varnothing_{int} = 30\text{mm}\} \\ \{C = 60.99 \text{ KN}\} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} \left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{int} = 30 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 72 \text{ mm} \\ B = 27 \text{ mm} \\ C = 73.5 \text{ KN} \\ \text{NUP2306E TVP2} \\ \text{HJ2306E (Anillo Angular)} \end{array} \right\}$$

En el **apoyo B** optamos por poner dos rodamientos (uno de bolas y otro cilíndrico), ya con uno único no nos aguantaba la fuerza necesaria. En este caso dividimos la fuerza radial por dos para cada rodamiento, y toda fuerza axial se la lleva el rodamiento de bolas.

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a = 1 * 1 * F_R * FA$$

$$F_{e1} = 10424.19 * 1.2 = 12.51 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 4633.47 * 1.2 = 5.56 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 2735.01 * 1.2 = 3.28 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 1316.86 * 1.2 = 1.58 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 557.97 * 1.2 = 0.67 \text{ KN}$$

$$F_{eMA} = 3598.83 * 1.2 = 4.32 \text{ KN}$$

Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente fórmula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 6.35 \text{ KN}$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: %de horas de funcionamiento sobre 100

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 6.35 * 1521.14^{3/10} = 57.2 \text{ KN}$$

$$\left. \begin{matrix} \{\varnothing_{int} = 30mm\} \\ \{C = 57.2 \text{ KN}\} \end{matrix} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} \left. \begin{matrix} \varnothing_{int} = 30 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 72 \text{ mm} \\ B = 27 \text{ mm} \\ C = 73.5 \text{ KN} \\ \text{NUP2306E TVP2} \\ \text{HJ2306E (Anillo Angular)} \end{matrix} \right\}$$

Para el rodamiento de bolas, suponemos X=0.56 y Y=1.63 para las marchas en las que tenemos $\frac{F_a}{F_r} \geq e_{min}$, y factor de aplicación 1.1:

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a$$

$$F_{e1} = 0.56 * 1 * 10424.19 + 1.63 * 4340.55 = 12.91 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 0.56 * 1 * 4633.47 + 1.63 * 1526.86 = 5.08 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 1 * 1 * 2735.01 + 0 * 375.54 = 2.73 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 1 * 1 * 1316.86 + 0 * 66.88 = 1.32 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 0.56 * 1 * 557.97 + 1.63 * 448.39 = 1.04 \text{ KN}$$

$$F_{eMA} = 1 * 1 * 3598.83 + 0 * 0 = 3.6 \text{ KN}$$

Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente fórmula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{q_3}{100} + F_4^3 * \frac{q_4}{100} + F_5^3 * \frac{q_5}{100} + F_{MA}^3 * \frac{q_{MA}}{100}} = 6.39 \text{ KN}$$

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: %de horas de funcionamiento sobre 100

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 6.39 * 1521.14^{1/3} = 58.02 \text{ KN}$$

$$\left. \begin{array}{l} \{\varnothing_{int} = 30\text{mm}\} \\ \{C = 57.2 \text{ KN}\} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} \left\{ \begin{array}{l} \varnothing_{int} = 30 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 72 \text{ mm} \\ B = 19 \text{ mm} \\ C = 58.5 \text{ KN} \\ \text{QJ306TVP} \\ 4 \text{ Caminos de rodadura} \end{array} \right\}$$

3.10.3- RODAMIENTOS RUEDAS EJE SECUNDARIO

Las ruedas que encontramos en el eje secundario giran locas, hasta el momento en que el sincronizador se ajuste a una de ellas. Para que puedan girar locas tienen que ir provistas de rodamientos que tienen que soportar la carga de cada marcha. Los rodamientos por los que optamos son los de agujas, y en este caso son rodamientos que no soportan fuerzas axiales. Obtenemos los tipos de rodamientos del catalogo del fabricante NBS.

$$F_{tot} = \sqrt{F_R^2 + U^2}$$

$$F_e = X * V * F_{tot}$$

3.10.3.1.- 1ª velocidad

$$F_{tot} = \sqrt{11537.78^2 + 4560.94^2} = 1204.27 \text{ N}$$

$$F_e = 1 * 1 * 1204.27 = 12.41 \text{ KN}$$

$$L_1 = 500 * 1212.12 * 60 = 36.36 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1.483}} = \frac{36.36 * 10^6}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{0.95}\right)\right]^{1/1.483}} = 58.73 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 12.41 * 58.73^{1/3} = 48.24 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 48.5 \text{ KN} \\ \varnothing_{int} = 30 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 40 \text{ mm} \\ C_0 = 68.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} K30x40x30 \text{ NBS}$$

3.10.3.2- 2ª velocidad

$$F_{tot} = \sqrt{8653.62^2 + 3420.97^2} = 9305.27 \text{ N}$$

$$F_e = 1 * 1 * 9305.27 = 9.3 \text{ KN}$$

$$L_2 = 1200 * 2153.85 * 60 = 155.08 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{1/1.483}} = \frac{155.08 * 10^6}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{0.95}\right) \right]^{1/1.483}}$$

$$= 250.5 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 9.3 * 250.5^{1/3} = 58.62 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 65.5 \text{ KN} \\ \varnothing_{int} = 32 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 40 \text{ mm} \\ C_0 = 68.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} K32x40x32 \text{ NBS}$$

3.10.3.3.- 3ª velocidad

$$F_{tot} = \sqrt{7109.09^2 + 2737.5^2} = 7617.94 \text{ N}$$

$$F_e = 1 * 1 * 7617.94 = 7.62 \text{ KN}$$

$$L_3 = 1200 * 3218.39 * 60 = 231.72 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{1/1.483}} = \frac{231.72 * 10^6}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{0.95}\right) \right]^{1/1.483}}$$

$$= 374.31 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a} = 7.62 * 374.31^{1/3} = 58.62 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 65.5 \text{ KN} \\ \varnothing_{int} = 32 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 40 \text{ mm} \\ C_0 = 68.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} K32x40x32 \text{ NBS}$$

3.10.3.4.- 4ª velocidad

$$F_{tot} = \sqrt{6292.88^2 + 2487.72^2} = 6766.76 \text{ N}$$

$$F_g = 1 * 1 * 6766.76 = 6.77 \text{ KN}$$

$$L_4 = 1200 * 4307.69 * 60 = 310.15 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{1/1.483}} = \frac{310.15 * 10^6}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{0.95}\right) \right]^{1/1.483}} = 501 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_g * L_{10}^{1/a} = 6.77 * 501^{1/3} = 53.77 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 65.5 \text{ KN} \\ \varnothing_{int} = 32 \text{ mm} \\ \varnothing_{ext} = 40 \text{ mm} \\ C_0 = 68.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} K32x40x32 \text{ NBS}$$

3.10.3.5.- 5ª velocidad

$$F_{tot} = \sqrt{5697.38^2 + 2380.84^2} = 6172.06 \text{ N}$$

$$F_g = 1 * 1 * 6172.06 = 6.17 \text{ KN}$$

$$L_5 = 1200 * 5384.61 * 60 = 193.84 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{1/1.483}} = \frac{193.84 * 10^6}{0.02 + 4.439 * \left[\ln\left(\frac{1}{0.95}\right) \right]^{1/1.483}} = 313.12 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_g * L_{10}^{1/a} = 6.17 * 313.12^{1/3} = 41.89 \text{ KN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 48.5 \text{ KN} \\ \varnothing_{int} = 30\text{mm} \\ \varnothing_{ext} = 40\text{mm} \\ C_0 = 68.5 \text{ KN} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{catalogo}} K30x40x30 \text{ NBS}$$

3.11- SINCRONIZADORES

Son elementos muy importantes ya que cuando el conductor escoge una marcha, tiene que haber una buena sincronización entre los elementos de la caja de cambios para que se produzca sin golpes y por tanto, una mala conducción. Los sincronizadores se encuentran en el eje secundario y están fijados al eje mediante un estriado. Dichos elementos siguen la norma DIN 5480 correspondiente a los estriados.

3.11.1-CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL NERVADO

Es necesario calcular la longitud del estriado ya que nos va a determinar si el estriado va a aguantar las fuerzas y el par que van a transmitir las ruedas. Siguiendo con la norma DIN5480, sabiendo que el diámetro del eje son 35 mm y vamos a escoger un módulo para las ruedas de 2mm, obtenemos que nuestro estriado tiene que tener 16 dientes.

Para hallar la longitud vamos a guiarnos por las siguientes formulas:

$$T = F \times r$$

$$P \approx K \frac{F}{h \times l \times z}$$

$$h = 0.5(d_2 - d_1)$$

$$d_2 = d_1 - 2 \times m$$

Donde:

F: fuerza tangencial en el eje

R: radio del eje

K: factor de soporte =1.15 para centrado de flancos

T: par motor

P: presión en los flancos de los nervios [P=100N/mm²] chaveta St ajustada

h : altura portante de los nervios[mm]

l : longitud del nervado[mm]

z : número de nervios

d_1 : diámetro eje

3.11.1.1.- Sincronizador de 1ª y 2ª velocidad

$$F = 49632 \text{ N}$$

$$h = 2 \text{ mm}$$

$$\varnothing_2 = 31 \text{ mm}$$

$$l = 18 \text{ mm}$$

3.11.1.2.- Sincronizador de 3ª y 4ª velocidad

$$F = 18692.57 \text{ N}$$

$$h = 2 \text{ mm}$$

$$\varnothing_2 = 31 \text{ mm}$$

$$l = 7 \text{ mm}$$

3.11.1.3.- Sincronizador de 5ª y MA

$$F = 11172.57 \text{ N}$$

$$h = 2 \text{ mm}$$

$$\varnothing_2 = 31 \text{ mm}$$

$$l = 4 \text{ mm}$$

3.11.2-DIMENSIONES DE LOS SINCRONIZADORES

El sincronizador trabaja igual que un embrague cónico, ya que debido a la conicidad hace que sea solidaria la rueda a la que va a ajustar con el eje. La única diferencia es que el sincronizador tiene un dentado para que encaje perfectamente. El cálculo lo vamos a suponer sin que tenga el dentado; por tanto, vamos a comprobar si la conicidad soporta el par que se transmite.

$$Fa = 2 \times \prod \times P \times r_1 (r_e - r_1)$$

$$Troz = \frac{\mu \times Fa \times (r_e + r_1)}{2 \text{ sen } \alpha}$$

Donde:

P: presión máxima=85N/mm²

r₁: radio interior de la conicidad del sincronizador

r_e: radio exterior de la conicidad del sincronizador

α: ángulo de la conicidad = 45°

μ: coeficiente de rozamiento

La relación de los radios es: $r_e = 1.2r_1$

3.11.2.1.- Sincronizador de 1ª y 2ª velocidad

Suponemos, función del diámetro de nuestras ruedas, que el radio exterior del sincronizador va a ser 50 mm y el interior 42 mm con un coeficiente de rozamiento μ=0.4.

$$F_{\alpha} = 179447.77N$$

$$T_{roz} = 4669.5 Nm$$

Como T₁=868.56 Nm < 4669.5 Nm, el sincronizador aguanta el par.

3.11.2.2.- Sincronizador de 3ª y 4ª velocidad

Suponemos, función del diámetro de nuestras ruedas, que el radio exterior del sincronizador va a ser 40 mm y el interior 34 mm con un coeficiente de rozamiento μ=0.4.

$$F_{\alpha} = 108950.43N$$

$$T_{roz} = 2280.37 Nm$$

Como T₃=327.12 Nm < 2280.37 Nm, el sincronizador aguanta el par.

3.11.2.3.- Sincronizador de 5ª y ma

Suponemos, función del diámetro de nuestras ruedas, que el radio exterior del sincronizador va a ser 30 mm y el interior 25 mm con un coeficiente de rozamiento $\mu=0.4$.

$$F_a = 66758.84N$$

$$T_{roz} = 1038.5 Nm$$

Como $T_5=195.52 Nm < 1038.5 Nm$, el sincronizador aguanta el par.

3.12-DIMENSIONES DIFERENCIAL

Vamos a definir las ruedas del diferencial. El diferencial está compuesto por 2 satélites y dos planetarios que son ruedas cónicas de dientes rectos que se cortan a 90° , con un módulo de 5 mm hallado en el apartado de módulo de la serie normalizada de la serie I según la norma DIN 780. las fórmulas que vamos a usar son las siguientes:

-Angulo primitivo.

$$\operatorname{tg} \vartheta_1 = i$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_2 = \frac{1}{i}$$

-Angulo addendum

$$a_c = \operatorname{arctg} \frac{2 \operatorname{sen} \vartheta}{z}$$

-Angulo dedendum

$$a_d = \operatorname{arctg} \frac{2.5 \operatorname{sen} \vartheta}{z}$$

-Anchura del diente

$$b = \psi \cdot m$$

-Radio

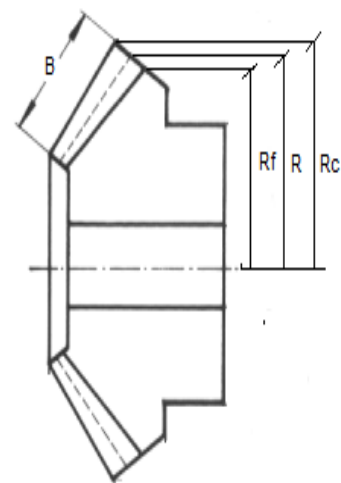
$$R = \frac{m \cdot z}{2}$$

-Radio de cabeza

$$R_c = \frac{m \cdot z}{2} + m \cos \vartheta$$

-Radio de fondo

$$R_c = \frac{m \cdot z}{2} - 1.25 m \cos \vartheta$$



3.12.1-DIMENSIONES SATÉLITES

Vamos a considerar que los satélites van a tener 15 dientes, sabemos que $m=5\text{mm}$ y $\psi=10$; por tanto los datos que obtenemos son los siguientes:

$$\vartheta_1 = 41.41^\circ$$

$$i = 0.882$$

$$a_c = 5.04^\circ$$

$$a_d = 6.29^\circ$$

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

$$R = 37.5 \text{ mm}$$

$$R_c = 41.25 \text{ mm}$$

$$R_f = 32.81 \text{ mm}$$

3.12.2-DIMENSIONES PLANETARIOS

Vamos a considerar que los satélites van a tener 17 dientes, sabemos que $m=5\text{mm}$ y $\psi=10$; por tanto los datos que obtenemos son los siguientes:

$$\vartheta_2 = 48.59^\circ$$

$$i = 0.882$$

$$a_c = 5.04^\circ$$

$$a_d = 6.29^\circ$$

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

$$R = 42.5 \text{ mm}$$

$$R_c = 45.8 \text{ mm}$$

$$R_f = 38.36 \text{ mm}$$

3.12.3-DIMENSIONES PIÑÓN

Vamos a considerar que los satélites van a tener 15 dientes, sabemos que $m=5\text{mm}$ y $\psi=10$; por tanto los datos que obtenemos son los siguientes:

$$\vartheta_1 = 18.43^\circ$$

$$i = 3$$

$$\alpha_c = 2.41^\circ$$

$$\alpha_d = 3.02^\circ$$

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

$$R = 37.5 \text{ mm}$$

$$R_c = 42.24 \text{ mm}$$

$$R_f = 31.57 \text{ mm}$$

3.12.4-DIMENSIONES CORONA

Vamos a considerar que los satélites van a tener 45dientes, sabemos que $m=5\text{mm}$ y $\psi=10$; por tanto los datos que obtenemos son los siguientes:

$$\vartheta_2 = 71.56^\circ$$

$$i = 3$$

$$\alpha_c = 2.41^\circ$$

$$\alpha_d = 3.02^\circ$$

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

$$R = 112.5 \text{ mm}$$

$$R_c = 114.08 \text{ mm}$$

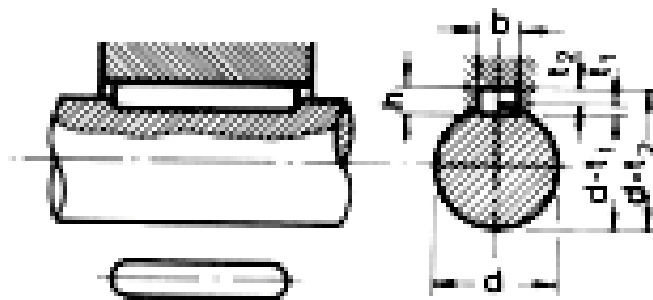
$$R_f = 110.52 \text{ mm}$$

3.13-CHAVETAS

Es muy importante el cálculo de chavetas tanto a cortadura como por aplastamiento según la norma DIN6885, ya que según esta norma, para un eje de determinado diámetro, establece las medidas de altura, longitud y base. Las chavetas son de un material con propiedades inferiores a las del eje y piñón, para que en caso de rotura, se rompa la chaveta debida a su fácil sustitución y a su bajo coste. Por este motivo, el material seleccionado será acero mejorado sin alear Ck60, cuyas propiedades son:

Ck 60	
Resistencia a tracción	$\sigma_t=75-90\text{kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=45\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$\text{HB}=217-265\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga flexión	$\sigma_e=\pm 35\text{kg/mm}^2$
Solicitación admisible	$\sigma_{b_adm}=1300-1500\text{kg/mm}^2$

Según la norma DIN6885/1 con un diámetro de eje de 35 mm obtenemos que $b=10$ mm que es el ancho de la chaveta, $h=8$ mm que es la altura de la chaveta y $t=4.7$ mm que es la profundidad en el eje. Se utilizara un coeficiente de seguridad de 2.



Para el cálculo de la longitud de la chaveta sometida a aplastamiento, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

F: fuerza que actúa sobre la chaveta

A: área de aplastamiento ($A=t \cdot l$)

σ : tensión de fluencia del material

Y para el cálculo de la longitud por cortadura, tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde:

F: fuerza que actúa sobre la chaveta

A: área de aplastamiento ($A=b \cdot l$)

τ tensión de fluencia del material (0.5σ)

$$T = F \times r$$

Donde:

T: torsor que recibe el eje donde va colocada la chaveta

F: fuerza del eje

r: radio del eje

Estas chavetas las encontramos en las ruedas fijas de los ejes de la caja de cambios.

3.13.1-EJE PRIMARIO

La chaveta irá colocada en el eje donde se encuentra la rueda de la toma constante. El máx. torsor que soporta el eje es de 188 Nm.

$$F = 10742.86 \text{ N}$$

-Por aplastamiento

$$L = 5.17 \text{ mm}$$

-Por cortadura

$$L = 10.34 \text{ mm}$$

3.13.2-EJE INTERMEDIARIO

La chaveta ira colocada en el eje donde se encuentran todas las ruedas de cada marcha ya que van fijas al eje .El máx. torsor que soporta el eje es de 376 Nm.

$$F = 21485.71N$$

-Por aplastamiento

$$L = 10.35 \text{ mm}$$

-Por cortadura

$$L = 20.71 \text{ mm}$$

3.13.3-EJE SECUNDARIO

La chaveta ira colocada en el eje donde se encuentra la rueda de marcha atrás. Por tanto, tendremos en cuenta el torsor de dicha marcha que es 652.36 Nm

$$F = 37277.71 N$$

-Por aplastamiento

$$L = 17.97 \text{ mm}$$

-Por cortadura

$$L = 35.93 \text{ mm}$$

Deberíamos coger la longitud mayor para cada eje pero vamos a escoger la misma chaveta para todos los lugares donde hay que colocarla y por razones de dimensionamiento, vamos a escoger las chavetas de longitud de 50mm.