ÍNDICE DE CÁLCULOS

3.1-DETERMINACIÓN DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN

3.1.1 Datos de partida

A partir de los datos de partida y consideraciones previas se calcularán o se elegirán los diferentes elementos que forman parte de la transmisión del automóvil. Dichos elementos, que nos servirán de base para la realización del proyecto, son los siguientes:

- Tracción: Delantera.
- Número de marchas: 5 marchas adelante y una hacia atrás.
- Potencia máxima del motor: 125 cv.
- Régimen de potencia máxima: 5500 rpm.
- Par máximo proporcionado por el motor es 20.4 mkg.
- Régimen de par máximo: 3500 rpm
- Peso del vehículo: 1800 kg a plena carga.
- Vida útil aproximada para el automóvil: 5000 horas.
- Velocidad máxima aproximada del automóvil: 210 km/h.
- Radio de las ruedas: 250 mm.
- Rendimiento de la transmisión no inferior a 0,95
- El vehículo deberá superar una pendiente de un 25 por ciento con una aceleración mínima de 0,5m/s.

Después de analizar las diferentes posibilidades que se pueden emplear para el diseño del conjunto, la solución más ventajosa y que se pasará a analizar es la disposición de la transmisión mediante un embrague de fricción tipo monodisco, trabajando con un plato de embrague con diafragma. La caja de cambios elegida es una caja de cambios de dos ejes con 5 marchas hacia delante y una marcha atrás; con sistema de cambio de tipo manual. El mecanismo diferencial se sitúa a la salida del par de reducción final que posee un dentado cilíndrico helicoidal. El embrague junto con la caja de velocidades y el mecanismo diferencial están incluidos en un mismo conjunto compuesto por la carcasa de embrague y la carcasa de cambios.

3.1.2 Determinación de las relaciones de transmisión

La caja de cambios de un vehículo es un transformador de velocidad y de par motor, que en el automóvil se utiliza como desmultiplicador de velocidad, y por consiguiente, como multiplicador de par. Su necesidad es consecuencia de la falta de elasticidad de los motores, que no pueden utilizarse a bajas revoluciones con un buen rendimiento.

Para calcular las distintas relaciones de desmultiplicación que se deban acoplar en una caja de cambios, hay que establecer las mismas en función del par máximo transmitido por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas. Para ello basta con representar en un sistema de ejes de coordenadas las resoluciones directamente con la velocidad obtenida en las ruedas en función de su diámetro y la reducción afectada en el par de reducción de cada una de las velocidades de la caja de cambios.

Para el cálculo de estas relaciones de trasmisión tomaremos como base los siguientes datos y las fórmulas extraídas del libro de Francisco Muñoz Gracia “Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil” en su tomo 2, apartado de caja de cambios de engranajes rectos y helicoidales:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n_r}{60} \left({}^{m}/_{seg}\right) = \frac{\pi \cdot D \cdot n_r \cdot \frac{1}{1000}}{60 \cdot \frac{1}{3600}} \left({}^{Km}/_{h}\right) = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_r \left({}^{Km}/_{h}\right) \quad (1)$$

La reducción en la caja de cambio es:

$$\frac{n_b}{n_m} = r_c$$

n_m= velocidad del motor (rpm)

n_b= Vel. eje salida de caja (rpm)

n_r = Vel. de ruedas (rpm)

D = Diámetro de ruedas

V = Vel. del vehículo

Y en el conjunto de diferencial y grupo cónico:

$$\frac{n_r}{n_b} = r_d$$

Multiplicando miembro a miembro:

$$\frac{n_r}{n_m} = r_c \cdot r_d$$

$$n_r = n_m \cdot r_c \cdot r_d$$

Sustituyendo n_r en la expresión de la velocidad se obtiene:

$$V = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_c \cdot r_d \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

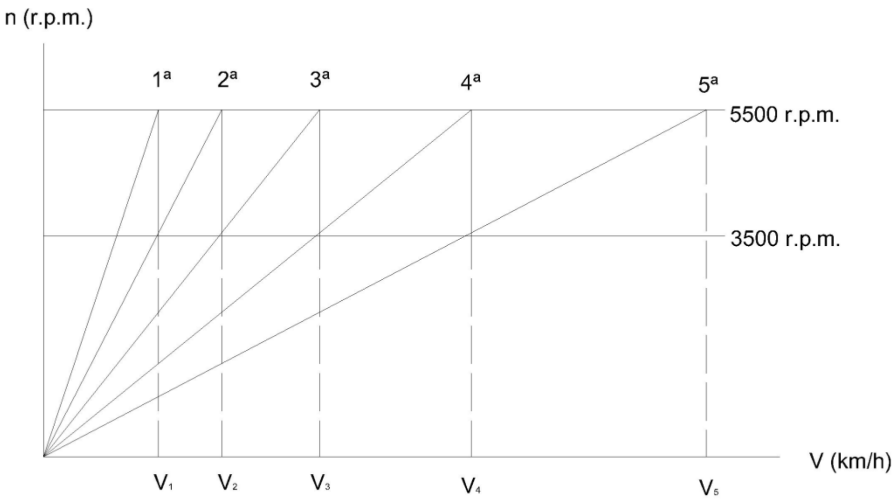
Para valores fijos de r_c y r_d la velocidad del vehículo depende del número de revoluciones del motor y del diámetro de la rueda.

Prácticamente se ha comprobado que para poder adaptar los esfuerzos motrices a las diversas resistencias que se presentan en la marcha del vehículo es aconsejable que las relaciones de trasmisión formen una progresión geométrica cuya razón “q” no ha de exceder teóricamente en dos en la caja de cambios de tipo silencioso o sincronizado, porque si fuese superior, el cambio de una velocidad a otra se haría con dificultad. En la practica el valor máximo que se suele dar a q es delorden de 1,5 a 1,6, y la reducción mínima se toma siempre inferior a $^{1}/_{0,7}$. Nosotros en un principio tomaremos los valores de q=1,55 y de la reducción mínima de $r_{min} = {}^{1}/_{0,75}$

Si tenemos en cuenta que el rendimiento de nuestra transmisión será η=0,95 tenemos que:

$$V = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_c \cdot r_d \cdot \eta \quad \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

Teniendo en cuenta todo esto, podemos dibujar el diagrama de velocidades teórico.



Donde q=1,55:

$$V_5 = 210 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_4 = 135{,}5 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_3 = 87{,}4\left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_2 = 56{,}4 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_1 = 36{,}4 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

Con las velocidades máximas y mínimaya fijadas solo nos queda calcular las reducciones en la caja de cambios:

$$V_{max} = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_{c\,min} \cdot r_d \cdot \eta$$

$$V_{min} = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_{c\,max} \cdot r_d \cdot \eta$$

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{r_{c\,min}}{r_{c\,max}} \rightarrow \quad r_{c\,max} = r_{c\,min} \cdot \frac{V_{min}}{V_{max}}$$

$$r_{c\,max} = {}^{1}\!/_{0,75} \cdot \frac{36,4}{210} = 0,2311$$

$[i_1 = 0,2311]$Relación de transmisión de la 1ª marcha (desmultiplicación).

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{V_2}{V_1} = q \rightarrow i_2 = q \cdot\ i_1$$

$[i_2 = 0,3582]$ Relación de transmisión de la 2ª marcha (desmultiplicación).

$[i_3 = 0,5552]$ Relación de transmisión de la 3ª marcha (desmultiplicación).

$[i_4 = 0,8606]$ Relación de transmisión de la 4ª marcha (desmultiplicación).

$\left[i_5 = 1,3333 = {}^{1}\!/_{0,75}\right]$ Relación de transmisión de la 5ª marcha (multiplicación).

Por lo tanto la relación de transmisión del diferencial y grupo cónico será:

$$\left[r_d = \frac{V_{max}}{0,1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_{c\,min} \cdot \eta} = \frac{210}{0,1885 \cdot 0,5 \cdot 5500 \cdot {}^{1}\!/_{0,75} \cdot 0,95} = 0,32\right]$$

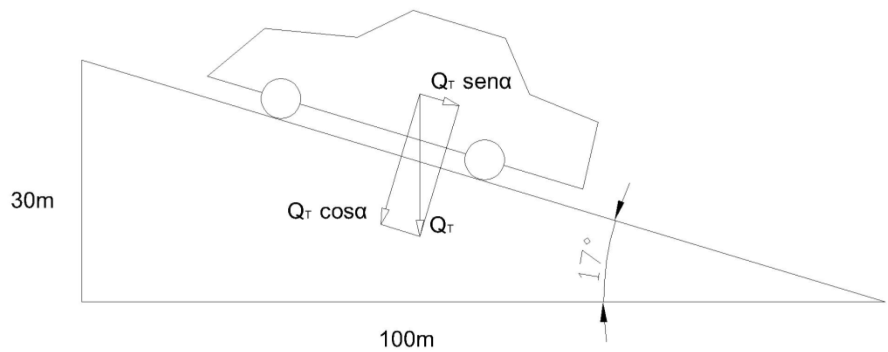
3.1.3 Comprobación de la 1ª velocidad

Una manera de comprobar la funcionabilidad de lo hasta ahora calculado es comprobar la actitud del supuesto vehículo ante una pendiente pronunciada y a plena carga.

Para ello la relación más corta de la caja de cambios ha de ser tal, que el par motor resulte lo suficiente para que el vehículo pueda superar la pendiente dada con una aceleración. Tanto para este estudio, como para el del siguiente apartado tomaremos los siguientes datos como conocidos y utilizaremos el estudio realizado en el libro anteriormente citado, pero esta vez en su tomo 2, capitulo 3:

- Pendiente a superar = 30%
- Aceleración = 0,5m/s^2
- Peso total a plena carga = $Q_T = 1800\ kg$
- Par máximo del motor = 20,4 kgm
- Radio de las ruedas a plena carga = 0,25m
- Coeficiente de rodadura = $\mu = 0{,}03$

Planteamos las resistencias de la siguiente forma:



- R_r=Resistencia a la rodadura (neumáticos)=$\mu \cdot Q_t \cdot \cos 16{,}7 = 51{,}7\ kg$
- R_p=Resistencia debida a la pendiente =$Q_t \cdot \text{sen}\, 16{,}7 = 517{,}2\ kg$
- F_a=Fuerza necesaria para la aceleración = $m \cdot \frac{0{,}5}{9{,}81} = 91{,}7\ kg$

Por lo tanto el esfuerzo total mínimo a aplicar en los neumáticos será la suma de estas tres resistencias R_T.

$$R_T = R_r + R_p + F_a = 660{,}6\ kg$$

Con esto sabemos que el par resultante necesario será:

$$R_T \cdot 0{,}25 = 165{,}15\ kg \cdot m$$

Si las velocidades de los ejes de transmisión son inversamente proporcionales a los pares que transmiten, tendremos el siguiente par máximo en las ruedas para la reducción máxima de la caja de cambios y teniendo en cuenta la reducción del grupo cónico:

$$\left[M_{ruedas} = \frac{20{,}4}{r_d \cdot r_{c\,max}} = \frac{20{,}4}{0{,}32 \cdot 0{,}2311} = 275{,}85\ \ kg \cdot m\right]$$

Como se puede apreciar este par, que es el que nos proporciona nuestro vehículo, es superior al mínimo requerido.

3.1.4 Comprobación de la resistencia al aire:

La resistencia que ofrece el aire a un vehículo es proporcional a la superficie recta transversal del vehículo en m^2y al cuadrado de la velocidad en ${}^{m}/_{s}$. Esta resistencia se puede calcular con la siguiente formula experimental:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2\ (kg)$$

Donde K es un coeficiente de proporcionalidad, llamado aerodinámico y cuyo valor, para nuestro caso al ser un turismo, será de 0,02.

La sección transversal S del vehículo se obtiene tomando por base la vía anterior del vehículo (e) y por la altura máxima de esta (a). Como esta sección es por exceso, para que el error cometido sea el menor posible, se le añade un coeficiente (c), dándonos como resultado:

$$S = c \cdot a \cdot e\ (m^2)$$

a= 1,4 m

$$[S = 0{,}8 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}7\ = 1{,}904\ \ m^2]$$

e = 1,7 m

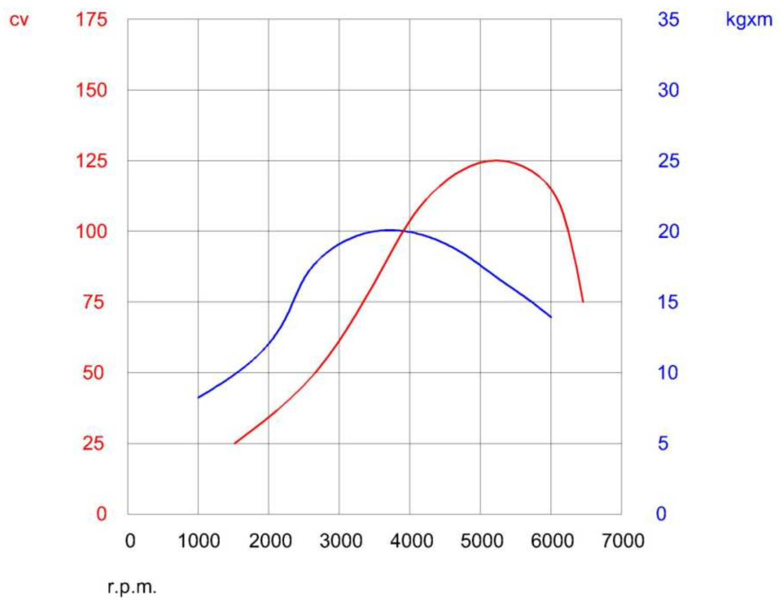
c = 0,8

A la hora de hacer la comprobación tomaremos la situación más desfavorable, que es cuando el vehículo circula a la máxima velocidad, ya que la resistencia del aire será máxima y el par transmitido mínimo.

- Resistencia del aire a velocidad máxima:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2 = 0{,}02 \cdot 1{,}904 \cdot \left(\frac{210 \cdot 1000}{3600}\right)^2\ = 129{,}5\ kg$$

- Fuerza transmitida por las ruedas a esa velocidad:



Según la grafica dada del rendimiento de nuestro motor, el par a velocidad máxima será de unos 16kgm, por lo que se transmite a las ruedas a esa velocidad es de:

$$M_{ruedas} = \frac{16}{r_d \cdot r_{c\,min}} = \frac{16}{0{,}32 \cdot 1{,}3333} = 37{,}5 \ \ kg \cdot m$$

Con esto sabemos que la fuerza transmitida por las ruedas a nuestro vehículo es:

$$\left[R_r = \frac{37{,}5}{0{,}25} = 150\ kg\right]$$

De esta manera queda comprobado el rendimiento de nuestro vehículo a su máxima velocidad.

3.1.5 Estudio aproximado del comportamiento en adelantamientos:

Para este estudio nos ayudaremos del libro "Ingeniería de vehículos" de Manuel Carcajosa en su capítulo 1 y tendremos en cuenta la resistencia por inercia que es la originada por un incremento de velocidad y también la resistencia al aire. Para ello siempre tomaremos los valores másdesfavorables en cada situación.

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g}$$

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2$$

M es la masa del vehículo y j la aceleración que ha de adquirir para adelantar a otro vehículo:

$$j = \frac{V_2 - V_1}{t}$$

por lo tanto para nuestro caso y tomando el valor de g como 10m/s^2:

$$\left[R_j = 180 \cdot \left(\frac{V_2 - V_1}{t}\right)\ \ kg\right]$$

Vamos a estudiar las siguientes situaciones de adelantamiento:

- En 1ª de 0 a 35 km/h:

$$M_{ruedas} = \frac{16}{r_d \cdot r_{c\,min}} = \frac{16}{0{,}32 \cdot 0{,}2311} = 216\ \ kg \cdot m$$

$$R_r = \frac{216}{0{,}25} = 865{,}4\ kg$$

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2 = 0{,}02 \cdot 1{,}904 \cdot 9{,}722^2 = 3{,}6\ kg$$

$$R_j = 180 \cdot \left(\frac{V_2 - V_1}{t}\right) = 180 \cdot \left(\frac{9{,}722 - 0}{t}\right)\ kg$$

$$[R_r = R_a + R_j]$$

$$3{,}6 + 180 \cdot \left(\frac{9{,}722 - 0}{t}\right) = 865{,}4\ kg$$

$$t = 2{,}022\ segundos$$

Este tiempo "t" es un tiempo aproximado de reacción de nuestro vehículo y seguiremos aplicando este mismo sistema de cálculo para las siguientes situaciones.

- En 2ª de 30 a 55 km/h :

$$t = 2{,}28\ segundos$$

- En 3ª de 55 a 85km/h :

$$t = 4{,}43\ segundos$$

- En 4ª de 85 a 135km/h :

$$t = 13{,}98\ segundos$$

- En 5ª de 135 a 170m/s^2:

$$t = 20{,}8\ segundos$$

Como vemos, los tiempos de reacción aproximados que hemos calculado entran dentro de unos parámetros razonables.

3.2- NUMERO DE DIENTES DE LAS RUEDAS DENTADAS

3.2.1 Asignación del número de dientes a cada rueda:

Para asignar el número de dientes de cada rueda se tiene que cumplir una condición fundamental, esta es que la distancia entre ejes sea constante; la ecuación para determinar la distancia entre ejes en ruedas de dientes helicoidales es:

$$a = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z + Z')$$

Siendo:

- m_n es el modulo normal de la rueda.
- β_a el ángulo de inclinación del diente.

- Z, Z´ el número de dientes de la rueda conductora y conducida.

Según esto:

$$a = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_1 + Z_1') = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_2 + Z_2') = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_3 + Z_3')$$
$$= \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_4 + Z_4') = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_5 + Z_5') =$$

Considerando que el modulo normal es constante al igual que el ángulo de inclinación de la hélice se obtiene que:

$(Z_1+Z´_1)= (Z_2+Z´_2)=(Z_3+Z´_3)=(Z_4+Z´_4)= (Z_5+Z´_5)$

Conocida la condición que se tiene que cumplir al igual que la relación de transmisión teórica de cada marcha, para calcular las relaciones de transmisión reales y con ello el número de dientes de cada rueda se realizaran tanteos, escogiendo números de dientes que sean primos entre si para evitar el desgaste de estos.

Número mínimo de dientes para evitar interferencia entre las ruedas:

$$Z'_{lim} \geq 14 \cdot cos^3 \cdot \beta_a = 14 \cdot cos^3 \cdot 20 = 11{,}62 \geq 12\ dientes$$

- Primera velocidad: $i_1 = 0{,}2311 = \frac{Z_1}{Z´_1}$ tanteando $i_1 = 0{,}2553 = \frac{Z_1}{Z'_1} = \frac{12}{47}$ significa que *$(Z_1+Z´_1)$=12+47=59 (constante)*

- Segunda velocidad $i_2 = 0{,}3582 = \frac{Z_2}{Z´_2}$ y *$(Z_2+Z´_2)$=59*tanteando se obtiene:

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z´_2} = 0{,}372 = \frac{16}{43}$$

- Tercera velocidad $i_3 = 0{,}5552 = \frac{Z_3}{Z´_3}$ y *$(Z_3+Z´_3)$=59*tanteando se obtiene:

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z´_3} = 0{,}5526 = \frac{21}{38}$$

- Cuarta velocidad $i_4 = 0{,}8606 = \frac{Z_4}{Z´_4}$ y *$(Z_4+Z´_4)$=59*tanteando se obtiene:

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z´_4} = 0{,}8437 = \frac{27}{32}$$

- Quinta velocidad $i_5 = 1{,}3333 = \frac{Z_5}{Z´_5}$ y *$(Z_5+Z´_5)$=59*tanteando se obtiene:

$$i_5 = \frac{Z_5}{Z´_5} = 1{,}2692 = \frac{33}{26}$$

3.2.2 Determinación del par de reducción final:

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

Conocemos la reducción teórica cuyo valor es: r_d=3.2009, por tanteo tenemos que conseguir una relación que se aproxime a esta pero evitando que el numero de dientes sea elevado para evitar el sobredimensionamiento de la caja. Tanteando tenemos que:

$$r_d = \frac{Z_6}{Z'_6} = \frac{15}{47} = 0{,}3191$$

3.2.3 Determinación de las velocidades reales:

Partiendo de las relaciones teóricas de la caja de cambios mediante sucesivos tanteos hemos obtenido las relaciones reales de la caja de cambios así como la relación del par de reducción final. Sabiendo que el motor para su funcionamiento correcto tiene que girar entre 3500 y 5500 rpm para la obtención de las velocidades reales bastara con sustituir en la ecuación:

$$V = 0{,}1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_c \cdot r_d \cdot \eta$$

Donde los siguientes datos son fijos:

- D= 0,5 metros
- n_m= 5500 r.p.m. para velocidad máxima.
- n_m= 3500 r.p.m. para velocidad mínima.
- r_d= 0,3191
- η= 0,95

Resumiendo la formula:

$V = 157{,}1428 \cdot r_c$ (para velocidades máximas)

$V = 99{,}9998 \cdot r_c$ (para velocidades mínimas)

De todo esto obtenemos el siguiente resumen de velocidades:

- 1ª velocidad ($r_c = i_1 = 0{,}2553$):

$$V_{max1} = 40{,}12 \left({}^{Km}/_{h} \right)$$

- 2ª velocidad ($r_c = i_2 = 0{,}372$):

$$V_{min2} = 37{,}2 \left({}^{Km}/_{h} \right)$$

$$V_{max2} = 58{,}46 \left({}^{Km}/_{h} \right)$$

- 3ª velocidad($r_c = i_3 = 0{,}5526$):

$$V_{min3} = 55{,}26 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_{max3} = 86{,}84 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

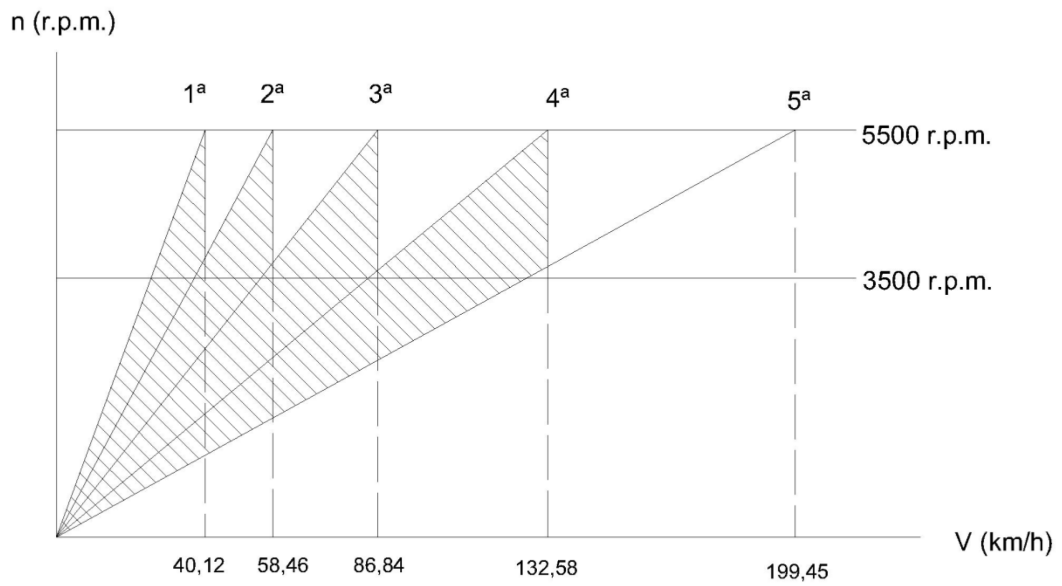
- 4ª velocidad :($r_c = i_4 = 0{,}8437$):

$$V_{min4} = 84{,}37 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_{max4} = 132{,}58 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

- 5ª velocidad ($r_c = i_5 = 1{,}2692$):

$$V_{min5} = 126{,}92 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$
$$V_{max5} = 199{,}45 \left({}^{Km}/_{h}\right)$$

3.2.4 Diagrama de velocidades reales:



En el diagrama se muestran las velocidades que se pueden obtener seleccionando cada marcha; se observa que el vehículo puede circular a una velocidad en una marcha por debajo de n=3500rpm, lo que sucede en este caso, es que el rendimiento del motor disminuye y por lo tanto para estar en régimen de mayor rendimiento sería necesario escoger una marcha más corta.

Se ha de hacer notar que para el cálculo de las velocidades máximas no se han considerado ni la resistencia al aire, ni la resistencia a la rodadura del vehículo ni la resistencia debida a la pendiente, solo se ha considerado el rendimiento interno de la caja de cambios.

3.3-DISEÑO DEL EMBRAGUE

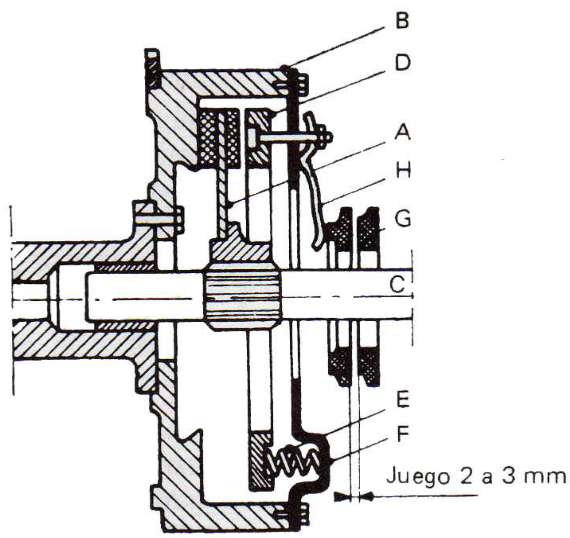
3.3.1 Datos de partida:

Para el correcto cálculo de nuestro embrague nos es necesario tomar unos valores predeterminados mínimos como son, el tipo disco que monta, los coeficientes de rozamiento (generalmente μ=0,3-0,5), el par motor máximo transmitido, o las superficies de contacto de los discos. Además de esto debemos conocer perfectamente el funcionamiento de nuestro embrague. Para el estudio del embrague nos basaremos en el libro “Elementos de máquinas” de Carlos Angulo, ed, Escuela Técnica Superior de Ingeniería

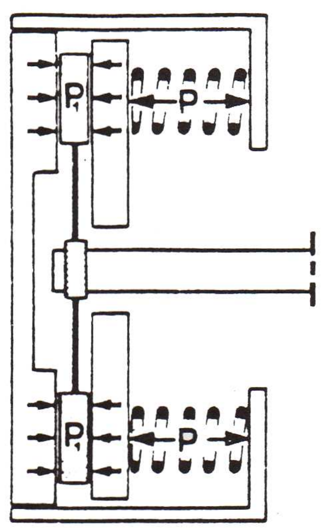
- Discos de fricción planos
- Par motor máximo: 20,4 mkg
- $d_{ext} = 200mm$y $d_{int} = 150mm$
- Coeficiente de rozamiento μ=0,4

El embrague debe ser suficientemente resistente para poder transmitir todo el esfuerzo de rotación del motor (par motor) a las ruedas, y lo suficientemente rápido y seguro como para efectuar el cambio de velocidad en la caja, sin que la marcha del vehículo sufra un retraso apreciable. Además de esto, debe reunir las cualidades de ser progresivo y elástico, para que no se produzcan tirones ni brusquedades al ponerse en movimiento el vehículo partiendo de situación de parado, ni cuando se varíe de régimen del motor en las aceleraciones o retenciones.

En la siguiente figurase ha representado esquemáticamente la disposición de un embrague de fricción, donde puede verse el volante motor B, en el que se apoya (normalmente por mediación de un casquillo de bronce) el eje primario C de la caja de velocidades. Sobre un estriado de este eje, se monta deslizante el disco de embrague A, que recibe por sus dos caras laterales unos anillos de amianto impregnados de resina sintética y prensados en armazón de hilos de cobre, que son aplicados fuertemente contra la cara del volante, por el plato de presión D, que a su vez, es empujado por los muelles E, repartidos por todo el plato de presión y que, por su otro extremo, se apoyan en la carcasa del embrague F, que se mantiene sujeta al volante motor por mediación de tornillos, girando con él, y obligando a hacerlo a su vez al plato de presión D, que, por tanto gira solidario del volante motor. El plato de depresión D puede ser desplazado hacia la derecha por medio de las patillas H, que basculan sobre su eje de giro en la carcasa del embrague y que son accionadas por medio del tope o collarín de embrague G. Este conjunto se encierra en un cárter formado por el bloque motor y la caja de velocidades, para protegerlo del polvo.

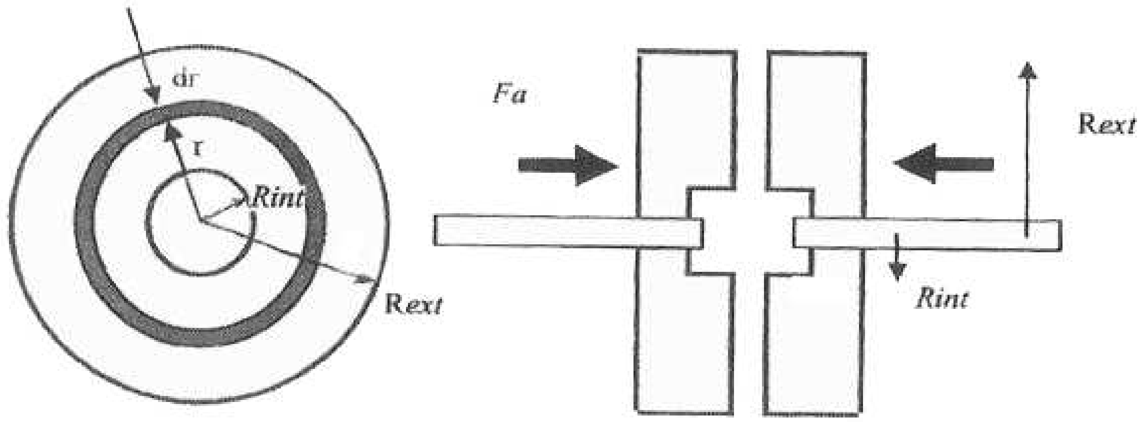


En la maniobra de embrague podemos distinguir una sucesión de fases: al soltar suavemente el pedal de embrague, el disco comienza a ser oprimido por la maza, mientras se mantiene el pedal de embrague un poco pisado, con lo cual la presión P1 aplicada a las superficies de fricción, resulta ser inferior a la presión P que pueden ejercer los muelles. Con ello se obtiene el patinado parcial de las superficies de fricción y aparecen unas fuerzas de frotamiento que determinan sobre cada cara del disco un par de arrastre. Al mismo tiempo, se produce un descenso en el régimen de giro del motor, a cuyo par se opone el peso del vehículo a través del par de frotamiento aparecido. Finalmente se suelta totalmente el pedal de embrague, con lo que los muelles del embrague aplican toda su presión al disco, asegurando así un apriete del plato tal, que impide todo deslizamiento. A partir de este momento, la maniobra de embrague está terminada y el movimiento de giro del motor es transmitido íntegramente a la caja de velocidades.



3.3.2 Calculo del embrague de fricción:

Con el fin de que no se produzca un deslizamiento relativo entre el disco y el volante motor durante la transmisión del movimiento, es necesario que la presión ejercida por los muelles y la adherencia de las superficies de contacto sea la adecuada, debiendo establecerse en base al par motor máximo.



Supongamos que las piezas son suficientemente rígidas para producir un desgaste uniforme en el forro y que este desgaste es proporcional al producto de la velocidad por la presión.

Como la velocidad es proporcional al radio r, puede escribirse la ecuación siguiente

$$\delta = K \cdot p \cdot r$$

dondeδ es el desgaste y K una constante. Como δ es constante para toda la cara, la presión máxima se producirá en los puntos de radio menor r_{int}. Por tanto,

$$\delta = K \cdot p_{max} \cdot r_{int}$$

Eliminando δ y K entre las ecuaciones anteriores se obtiene,

$$p = \frac{p_{max} \cdot r_{int}}{r}$$

La fuerza total que debe ejercer el resorte se encuentra multiplicando al elemento de área 2πr·dr por la presión e integrando para la totalidad de la superficie.

$$F_a = \int_{r_{int}}^{r_{ext}} p \cdot dA = \int_{r_{int}}^{r_{ext}} \frac{p_{max} \cdot r_{int}}{r} \cdot 2\pi r \cdot dr = 2\pi \cdot p_{max} \cdot r_{int} \cdot (r_{ext} - r_{int})$$

tomando$p_{max} = 0{,}04 \frac{kg}{mm^2}$, la fuerza axial total es,

$$F_a = 2\pi \cdot 0{,}04 \cdot 75 \cdot (100 - 75) = 471{,}24kg$$

El par se encuentra multiplicando la fuerza que actúa sobre el elemento por el coeficiente de rozamiento y el radio e integrando para todo el área.

$$M = \int_{r_{int}}^{r_{ext}} \mu pr \cdot dA = \int_{r_{int}}^{r_{ext}} \mu \cdot \frac{p_{max} \cdot r_{int}}{r} \cdot 2\pi r^2 \cdot dr = \pi\mu p_{max} \cdot r_{int} \cdot ({r^2}_{ext} - {r^2}_{int}) = \frac{\mu \cdot F_a \cdot (r_{ext} + r_{int})}{2}$$

Sustituyendo valores nos queda el siguiente par,

$$M = \frac{0{,}4 \cdot \ 471{,}24 \cdot (100 + 75)}{2} = 16493{,}4 kg \cdot mm$$

Considerando las dos caras del disco, el par total resultante es:

$$M_T = 2 \cdot M = 32986{,}8\ kg \cdot mm = 32{,}99 kg \cdot m$$

Como podemos comprobar, este par que es capaz de transmitir nuestro embrague es superior al máximo que transmite el motor de nuestro vehículo y por lo tanto es válido.

3.4-DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

3.4.1 Diseño del módulo de las velocidades:

3.4.1.1 Calculo del módulo exacto de los piñones a duración y desgaste:

Se basa en la teoría de Hertz, que estudia el aplastamiento entre cilindros, esferas, etc. En la práctica utilizaremos la presión característica de rodadura, definida por Stribeck:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{445700 \cdot N_1 \cdot (i \pm 1) \cdot cos^4\beta_a}{k_{admisible} \cdot z^2 \cdot \psi \cdot n_1 \cdot i}} \qquad (1)$$

- $m_n[cm]$
- $N_1[cv]$
- $k_{admisible}\left[{}^{kg}/_{cm^2}\right]$
- $n_1[r.p.m.]$

ψes el factor de guiado entre engranajes, i es la relación de transmisión de la pareja de ruedas a calcular,siempre superior a la unidad para esta fórmula, y k es la presión máxima admisible que depende de las propiedades del material, duración de vida y condiciones de funcionamiento (lubricación, fuerzas,...). Esta $k_{admisible}$ tiene varias maneras de calcularse, pero en nuestro caso utilizaremos el método analítico (expresión de Niemann).

$k_{admisible} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^\alpha}$(2) , donde:

- f = 6800 para el caso del acero
- HB = Dureza Brinell
- E = Módulo de elasticidad medio
- α = 1/3 para el caso del acero
- W = millones de revoluciones por segundo durante la duración de la vida.

Se fija la vida útil en 5000 horas, repartidas de la siguiente manera:

- 1ª velocidad un 3% de →150 horas
- 2ª velocidad un 15% de →750 horas
- 3ª velocidad un 31% de →1550 horas
- 4ª velocidad un 30% de →1500 horas
- 5ª velocidad un 21% de →1050 horas
- Marcha atrás un 0,2% de →10 horas

Calculo del módulo normal de la 1ª velocidad

Teniendo como datos : N = 125cv, i = 3,917, $\psi = 6$, Z = 12 dientes y $\beta_a = 20^\circ$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje primario de n_1= 5500 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 150 horas;$k_{admisible} = 108\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0,4736\ cm}$

Calculo del módulo normal de la 2ª velocidad

Teniendo como datos : N = 125cv, i =2,688, $\psi = 6$, Z = 16 dientes y $\beta_a = 20^\circ$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje primario de n_1= 5500 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de horas; $k_{admisible} = 63{,}18\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0,4815\ cm}$

Calculo del módulo normal de la 3ª velocidad

Teniendo como datos : N = 125cv, i =1,81, $\psi = 6$, Z = 21 dientes y $\beta_a = 20^\circ$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar

F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje de n_1= 5500 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de horas; $k_{admisible} = 49{,}6\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}4538\ cm}$

Calculo del módulo normal de la 4ª velocidad

Teniendo como datos : N = 125cv, i =1,185, $\psi = 6$, Z = 27 dientes y $\beta_a = 20^\circ$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje primario de n_1= 5500 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de horas; $k_{admisible} = 50{,}14\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}405\ cm}$

Calculo del módulo normal de la 5ª velocidad

Teniendo como datos : N = 125cv, i =1,2692, $\psi = 6$, Z = 26 dientes y $\beta_a = 20^\circ$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje secundario $n_2 = 1{,}2692 \cdot 5500 = 6980$ rpm y sustituyendo en (2) para una duración de horas; $k_{admisible} = 52{,}16\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}3747\ cm}$

Para que la distancia entre el eje primario y el secundario sea constante en todas las relaciones de transmisión se debe cumplir que todas tengan el mismo módulo y el mismo ángulo de inclinación del diente y que la suma del número de dientes del piñón y de la rueda de cada relación de transmisión sea igual a la suma en las demás.

Para que todas las relaciones tengan el mismo modulo, el módulo de cálculo tendrá que ser igual o mayor que el mayor modulo calculado de todas las relaciones de transmisión, con esto el modulo normal es $\boldsymbol{m_n = 5\ mm}$

3.4.1.2 Comprobación del módulo de las velocidades con el método aproximado a resistencia

Tras haber calculado el modulo a duración y desgaste de la caja de cambios es necesario la comprobación del módulo a resistencia, para ello se considera que toda la fuerza tangencial se aplica en la cabeza del diente y no se tiene en cuenta la fuerza de compresión.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{0{,}6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{trabajo\ admisible} \qquad (3)$$

- U=Fuerza tangencial

$$U = 1432400 \cdot \frac{N_1(cv)}{n_1(rpm) \cdot d(mm)} \qquad (4)$$

- q= Coeficiente de Wissman que depende de la geometría del diente.
- b= Anchura del diente $b = \psi \cdot m_n$
- $\sigma_{trabajo\ admisible} \simeq 2000\ kg/cm^2$, máxima tensión admisible para velocidades medias y elevadas del material F1280.
- $d = \frac{m_n}{cos\ \beta_a} \cdot Z \quad (5)$ = diametro primitivo

Comprobación del módulo normal de la 1ª velocidad

$m_n = 5\ mm,\ \beta_a = 20^\circ, N_1 = 125,\ \psi = 6,\ Z_1 = 12,\quad n_1 = 5500$ y $q_1 = 4{,}6$sustituyendo estos valores en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_1 = 63{,}85\ mm$$

$$U_1 = 509{,}89\ kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo1} = 938{,}14\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

Comprobación del módulo normal de la 2ª velocidad

$m_n = 5\ mm,\ \beta_a = 20^\circ, N_2 = 125,\ \psi = 6,\ Z_2 = 16,\quad n_1 = 5500$ y $q_2 = 3{,}8$ sustituyendo estos valores en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_2 = 85{,}14\ mm$$

$$U_2 = 382{,}38\ kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo2} = 581{,}2\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

Comprobación del módulo normal de la 3ª velocidad

$m_n = 5\,mm,\ \beta_a = 20^\circ, N_3 = 125,\ \psi = 6,\ Z_3 = 21,\quad n_1 = 5500$ y $q_3 = 3{,}3$ sustituyendo estos valores en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_3 = 111{,}74\,mm$$

$$U_3 = 291{,}34\,kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo3} = 384,57\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

Comprobación del módulo normal de la 4ª velocidad

$m_n = 5\,mm,\ \beta_a = 20^\circ, N_4 = 125,\ \psi = 6,\ Z_4 = 27,\quad n_1 = 5500$ y $q_4 = 3{,}125$ sustituyendo estos valores en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_4 = 143{,}67\,mm$$

$$U_4 = 226{,}6\,kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo4} = 283,25\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

Comprobación del módulo normal de la 5ª velocidad

$m_n = 5\,mm,\ \beta_a = 20^\circ, N_5 = 125,\ \psi = 6,\ Z_5 = 26,\quad n_2 = 6980$ y $q_5 = 3{,}15$ sustituyendo estos valores en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_5 = 138{,}35\,mm$$

$$U_5 = 185{,}42\,kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo5} = 233,63\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.1.3 Determinación del material de las ruedas

Una vez comprobado el material de los piñones y su módulo para que soporte los esfuerzos, vamos a comprobar que nuestro acero F1280también soporta los esfuerzos de las ruedas de tal forma que la presión de rodadura admisible debe ser mayor o igual que la del piñón con el que engrana.

- 1ª Velocidad: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 5500 \cdot 0{,}2553 = 1404{,}15\, rpm$ y su $k_{admisible} = 170{,}28\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_1 = 509{,}86\, kg$, $q_1 = 2{,}83$ y $b \cdot m_n = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo1} = 577{,}16\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

- 2ª Velocidad: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 5500 \cdot 0{,}372 = 2046\, rpm$ y su $k_{admisible} = 87{,}85\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_2 = 382{,}38\, kg$, $q_2 = 2{,}87$ y $b \cdot m_n = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo1} = 438{,}97\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

- 3ª Velocidad: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 5500 \cdot 0{,}5526 = 3039{,}3\, rpm$ y su $k_{admisible} = 60{,}44\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_3 = 291{,}34\, kg$, $q_3 = 2{,}966$ y $b \cdot m_n = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo3} = 345{,}65\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

- 4ª Velocidad: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 5500 \cdot 0{,}8437 = 4640{,}35\, rpm$ y su $k_{admisible} = 53{,}06\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_4 = 226{,}6\, kg$, $q_4 = 3{,}033$ y $b \cdot m_n = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo4} = 274{,}91\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

- 5ª Velocidad: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 5500 \cdot 1{,}2692 = 5500\, rpm$ y su $k_{admisible} = 56{,}47\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_5 = 185{,}42\, kg$, $q_5 = 3{,}017$ y $b \cdot m_n = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo5} = 223{,}76\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.2Diseño del módulo de la marcha atrás

El valor recomendado para la relación de transmisión de la marcha atrás de un vehículo es $i_1 < i_{ma} < i_2$ siempre más cercano a la de la primera marcha. Para conseguir que el vehiculó circule marcha atrás el eje primario y el secundario deben girar en el mismo sentido y para ello es necesario un tren de engranaje ordinario simple con una rueda intermedia. Ya que la distancia entre ejes es fija, para que se pueda colocar una rueda inversora, la rueda de entrada y salida del tren no pueden estar en contacto y para ello se tiene que cumplir que la distancia entre ejes sea superior a la suma de los radios de cabeza de las ruedas de entrada y salida del tren (suponiendo que m_n.y $\beta_a$mantienen el mismo valor)

$$a = \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_1 + Z_1') > \frac{m_n}{2 \cdot cos\beta_a} \cdot (Z_{1ma} + Z_{3ma}) + 2 \cdot m_n$$

$$(Z_1 + Z_1') > (Z_{1ma} + Z_{3ma}) + cos\beta_a$$

Sustituyendo valores, llegamos a la conclusión que $(Z_{1ma} + Z_{3ma})$ <55,24, y tomaremos $(Z_{1ma} + Z_{3ma}) = 12 + 41 = 53$, por lo que tenemos una relación de transmisión para la marcha atrás:

$$i_{ma} = \frac{12}{41} = 0{,}2927$$

3.4.2.1 Calculo del módulo exacto de la marcha atrás a duración y desgaste

Para este cálculo es necesario conocer la relación de transmisión entre la rueda del eje primario y la inversora. Si esta ultima la definimos con $Z_{2ma} = 20$, obtenemos una relación de transmisión$i_{12ma} = 0{,}6$.

Teniendo como datos N=125cv, $\psi = 6$ y $\beta_a = 20^{\circ}$. Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación.

Para una velocidad del eje primario de n_1= 5500 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 10 horas; $k_{admisible} = 266{,}43\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0,38\ cm}$

De esta manera el modulo normal para el engranaje de la marcha atrás queda definido como $\boldsymbol{m_n = 4\ mm}$

3.4.2.2 Comprobación del módulo normal de la marcha atrás con el método aproximado a resistencia

Tras haber calculado el modulo a duración y desgaste de la marcha atras es necesario la comprobación del módulo a resistencia, para ello se considera que toda la fuerza tangencial se aplica en la cabeza del diente y no se tiene en cuenta la fuerza de compresión.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{0{,}6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{trabajo\ admisible} \qquad (3)$$

- U= Fuerza tangencial

$$U = 1432400 \cdot \frac{N_1(cv)}{n_1(rpm) \cdot d(mm)} \qquad (4)$$

- q= Coeficiente de Wissman que depende de la geometría del diente.
- b= Anchura del diente $b = \psi \cdot m_n$
- $\sigma_{trabajo\ admisible} \simeq 2000\ kg/cm^2$, máxima tensión admisible para velocidades medias y elevadas del material F1280.
- $d = \frac{m_n}{cos\ \beta_a} \cdot Z \quad (5)$ = diametro primitivo

Teniendo como datos $m_n = 4\ mm,\ \beta_a = 20°, N_1 = 125,\ \psi = 6,\ Z_1 = 12,\ n_1 = 5500$ y $q_1 = 4{,}6$ y sustituyendolos en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_1 = 51{,}08\ mm$$

$$U_1 = 637{,}32\ kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo1} = 1832{,}31\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.2.3 Determinación del material de las ruedas de la marcha atrás

Una vez comprobado el material del piñón y su módulo para que soporte los esfuerzos, vamos a comprobar que nuestro acero F1280 también soporta los esfuerzos de las ruedas de tal forma que la presión de rodadura admisible debe ser mayor o igual que la del piñón con el que engrana.

- Rueda inversora: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje primario $n_1 = 5500\ rpm$ la velocidad en el eje de la rueda inversora será $n_{12} = 5500 \cdot 0{,}6 = 3300\ rpm$ y su $k_{admisible} = 315{,}89\ kg/cm^2$ mayor que la de su piñon. Teniendo en cuenta $U_{12} = 637{,}32\ kg$, $q_{12} = 3{,}37$ y $b \cdot m_n = 2{,}4 \cdot 0{,}4 = 0{,}96$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo12} = 1342{,}35\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

- Rueda de salida: Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje de la rueda inversora$n_1 = 3300\, rpm$ la velocidad en el eje secundario será $n_2 = 3300 \cdot 0{,}4878 = 1609{,}7\, rpm$ y su $k_{admisible} = 401{,}26\, kg/cm^2$ mayor que la de su piñon.
  Teniendo en cuenta $U_2 = 637{,}32\, kg$, $q_2 = 2{,}89$ y $b \cdot m_n = 2{,}4 \cdot 0{,}4 = 0{,}96$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo2} = 1151{,}15 \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.3 Diseño del módulo del par de reducción final

3.4.3.1 Calculo del módulo exacto de la reducción final a duración y desgaste:

Debido al modelo de transmisión escogido, motor delantero y tracción delantera, nuestro engranaje será un engranaje recto de dientes helicoidales. El cálculo del módulo de reducción final a duración y desgaste se sigue basando en la teoría de Hertz y se sigue utilizando la presión característica de rodadura, definida por Stribeck.

Conocido el par de reducción final calculado en el apartado de número de dientes de las ruedas dentadas, $i_{rf} = \frac{Z_6}{Z'_6} = \frac{15}{47} = 0{,}3191$, en donde Z'_6 es el número de dientes de la rueda conducida que hace girar al mecanismo diferencial y Z_6 es el numero de dientes de la rueda conductora que se encuentra en el árbol secundario.

El par de reducción final estará sometido a diferentes esfuerzos dependiendo de que velocidad este engranando en cada momento, por ello, tendremos que calcular el módulo dependiendo de la marcha seleccionada.

Conociendo los datos comunes para todas las velocidades;$i_{rf} = 0{,}3191,\ \psi = 6,$ $Z_6 = 15,\ N = 125cv\ y\ \beta_a = 20^\circ$ y como únicas variables $k_{admisible}(kg/cm^2)$ y n (r.p.m.) que varían dependiendo de la marcha que este engranado, calcularemos el modulo mínimo necesario.

Calculo del módulo normal engranando la 1ª velocidad

Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y para una velocidad del eje secundario de n_2= 1404,15 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 150horas; $k_{admisible} = 500{,}43\, kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}3924\ cm}$

Calculo del módulo normal engranando la 2ª velocidad

Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y para una velocidad del eje secundario de n_2= 2046 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 750horas; $k_{admisible} = 97{,}9\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}5977\ cm}$

Calculo del módulo normal engranando la 3ª velocidad

Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y para una velocidad del eje secundario de n_2= 3039,3 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 1550horas; $k_{admisible} = 70{,}44\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}5831\ cm}$

Calculo del módulo normal engranado la 4ª velocidad

Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y para una velocidad del eje secundario de n_2= 4640,35 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 1500horas; $k_{admisible} = 53{,}07\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}5565\ cm}$

Calculo del módulo normal engranado la 5ª velocidad

Seleccionando como material del piñón un acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y para una velocidad del eje secundario de n_2= 6980 rpm y sustituyendo en (2) para una duración de 1050horas; $k_{admisible} = 52{,}16\ kg/cm^2$.

Sustituyendo estos datos en (1):$\boldsymbol{m_n \geq 0{,}4885\ cm}$

Conocidos estos resultados tomaremos un valor de $m_n = 6mm.$

3.4.3.2 Comprobación del módulo con el método aproximado a resistencia

Tras haber calculado el modulo a duración y desgaste de la reducción final es necesario la comprobación del módulo a resistencia, este cálculo se realizará engranando la primera marcha, ya que es el caso más desfavorable.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{0{,}6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{trabajo\ admisible} \quad (3)$$

- U= Fuerza tangencial

$$U = 1432400 \cdot \frac{N_1(cv)}{n_1(rpm) \cdot d(mm)} \quad (4)$$

- q= Coeficiente de Wissman que depende de la geometría del diente.
- b= Anchura del diente $b = \psi \cdot m_n$
- $\sigma_{trabajo\ admisible} \simeq 2000\ kg/cm^2$, máxima tensión admisible para velocidades medias y elevadas del material F1280.
- $d = \frac{m_n}{cos\ \beta_a} \cdot Z$ (5) = diametro primitivo

Teniendo como datos $m_n = 6\ mm,\ \beta_a = 20°, N = 125,\ \psi = 6,\ Z_1 = 15,\ n_1 = 1414$ y $q_1 = 3{,}9$ y sustituyendolos en (3), (4) y (5), se obtienen los siguientes valores:

$$d_1 = 95{,}776\ mm$$

$$U_1 = 1322{,}1\ kg$$

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo1} = 1432,3\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.3.3 Determinación del material de las ruedas

Una vez comprobado el material del piñón y su módulo para que soporte los esfuerzos, vamos a comprobar que nuestro acero F1280 también soporta los esfuerzos de las ruedas de tal forma que la presión de rodadura admisible debe ser mayor o igual que la del piñón con el que engrana.

Para el momento de máxima potencia N=125cv en el eje secundario $n_2 = 1404\ rpm$ la velocidad en el eje de la rueda será $n_2 = 1404 \cdot 0{,}3191 = 448\ rpm$.

Teniendo en cuenta $U_2 = 1322{,}1\ kg$, $q_2 = 2{,}83$ y $b \cdot m_n = 3{,}6 \cdot 0{,}6 = 2{,}16$ cm² y sustituyendo en (3):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo12} = 1039,32\ \frac{kg}{cm^2} \leq 2000\ \frac{kg}{cm^2}}$$

3.4.4 Diseño del módulo del mecanismo diferencial

3.4.4.1 Cálculo del módulo del mecanismo diferencial a resistencia

La fórmula práctica de la fatiga de los dientes que determinan el módulo y con ello la resistencia de los engranajes cónicos es la siguiente, extraída del libro de Fco. Muñoz Gracia "Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" en su tomo 2, apartado de cálculo de la resistencia de la dentadura de los engranajes cónicos rectos:

$$m = \sqrt{\frac{18{,}5 \cdot M}{b \cdot Z \cdot \sigma_l}}$$

Donde:

- m es el módulo de la rueda cónica.
- M es el par máximo que transmite el piñón cónico.
- b = 36mm es la anchura del diente
- Z = 18 es el número de dientes de la rueda
- σ_l es la tensión de flexión de Lewis:

$$\sigma_l = f_v \cdot \sigma'_{adm}$$

$$f_v = \frac{6}{6+v} \quad ; \quad \sigma'_{adm} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sigma_e}{2{,}4} + \frac{\sigma_{fl}}{1{,}4}\right)$$

Siendo:

- f_v el factor de velocidad
- v la velocidad periférica de la rueda
- σ_e el límite de fatiga del material
- σ_{fl} el límite fluencia del material

Para el cálculo del módulo es necesario conocer el par transmitido por la rueda cónica que en este caso se trata de los planetarios. Cada planetario absorbe la mitad del par proporcionado por el portasatélites que gira solidario al par de reducción final.

$$M_p = M_{p1} + M_{p2}$$

Siendo el par transmitido por el portasatélites:

$$M_p = \frac{\eta \cdot M_m}{i_1 \cdot i_{rf}}$$

Donde:

- η = 0,8 es el rendimiento de la transmisión.
- $M_m = 20{,}4\ kg \cdot m$ es el par máximo proporcionado por el motor.
- $i_{rf} = 0{,}3191$ es la relación de transmisión del par de reducción final.
- $i_1 = 0{,}2553$ es la menor relación de transmisión de la caja de cambios que en nuestro caso es la de la 1ª marcha.

Cada planetario transmite el par a través de un número de dientes en toma con los satélites. Al utilizar la fórmula práctica cada planetario tiene igual número de dientes en toma, que satélites lleve el sistema A (en este caso A=2).

Por consiguiente el par que ha de soportar cada diente del planetario será:

$$M = \frac{\eta \cdot M_m}{2A \cdot i_1 \cdot i_{rf}} = \frac{0{,}8 \cdot 20400}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}2553 \cdot 0{,}3191} = 50082{,}1\ kg/mm^2$$

Cálculo de la tensión de Lewis:

Para el cálculo del factor de velocidad debemos saber que la velocidad del portasatelites es igual a la velocidad de cada planetario e igual a la velocidad del par final de reducción:

$$n_p = n_m \cdot i_1 \cdot i_{rf} = 3500 \cdot 0{,}2553 \cdot 0{,}3191 = 285\ r.p.m.$$

La velocidad periférica en un diente del planetario es:

$$v = \pi \cdot d \cdot n = \frac{\pi \cdot m \cdot Z \cdot n}{60}$$

Fijando como módulo m = 6 mm, Z = 18 dientes obtenemos una velocidad v = 1,612 m/s y sustituyendo este dato en la ecuación del factor de velocidad obtenemos $f_v = 0{,}7882$.

Para determinación de σ'_{adm} debemos saber que el material escogido para el piñón es una acero aleado para cementar y templar F1280 (34CrNiMo6) que adquiere una dureza Brinell HB=350 Kg/mm² en el proceso de cementación y cuyo límite de fluencia es σ_{fl} =115 Kg/mm² y límite de fatiga es $\sigma_e = 50\ \mathrm{Kg/mm^2}$. Conocidos estos datos y sustituyendo en la expresión obtenemos $\sigma'_{adm} = 51{,}5$Kg/mm².

Con estos datos y aplicando su fórmula obtenemos una tensión de Lewis $\sigma_l = 40{,}6$Kg/mm².

Sustituyendo todos estos valores en la ecuación para el cálculo del módulo por resistencia se obtiene que m = 5,93 mm.

Conocidos estos resultados tomaremos un valor de $\boldsymbol{m = 6mm}$

3.4.5 Engranaje de primera velocidad

3.4.5.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.5.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z_1 = 12$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\,mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\,mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^\circ$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\,mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\,mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 63{,}85\,mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 31{,}926\,mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 73{,}85\,mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 36{,}926\,mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 51{,}35\,mm$

3.4.5.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z'_1 = 47$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\,mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\,mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\, mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\, mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 250{,}08\, mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 125{,}04\, mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 260{,}08\, mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 130{,}04\, mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 237{,}58\, mm$

3.4.5.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_1\prime}}\right) = 156{,}966\, mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

3.4.5.2 Grado de recubrimiento:

El grado de recubrimiento o coeficiente de engrane nos da una idea de la calidad con la que engranan las ruedas. Es el número de dientes en contacto que engranan a la vez, cuanto mayor sea el grado de recubrimiento más suave y silencioso será el giro de las ruedas.

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

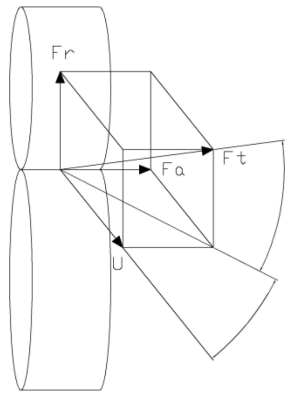
Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 5 = 30mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2,1115}$$

3.4.5.3 Fuerzas sobre los dientes:

La fuerza que actúa sobre el diente helicoidal se puede descomponer en tres fuerzas, una tangencial U, una radial F_r y una fuerza axial F_a.

La fuerza total resultantes que actúa sobre el diente del piñón tiene que ser igual y opuesta a la que actúa sobre el diente de la rueda con la que engrana. La siguiente figura nos muestra cómo actúan las fuerzas entre los dientes.



Fuerza tangencial: $U[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_1[rpm] \cdot d_1[mm]} = 509,86\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 197,48\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 185,57\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 577,4\ kp$

<u>3.4.6 Engranaje de segunda velocidad</u>

3.4.6.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.6.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z_2 = 16$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5,321\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\, mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\, mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 85{,}134\, mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 42{,}566\, mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 91{,}134\, mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 47{,}566\, mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 68{,}634\, mm$

3.4.6.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z'_2 = 43$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Módulo normal $m_n = 5\, mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\, mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20°$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\, mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\, mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 228{,}8\, mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 114{,}4\, mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 238{,}8$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 119{,}4\, mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2{,}5\right) = 216{,}3\ mm$

3.4.6.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos \beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos \beta_{a_1\prime}}\right) = 156{,}966\ mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

3.4.6.2 Grado de recubrimiento:

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 5 = 30mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2{,}1386}$$

3.4.6.3 Fuerzas sobre los dientes:

Fuerza tangencial: $U[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_2[rpm] \cdot d_2[mm]} = 382{,}38\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 148{,}1\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 139{,}17\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 433{,}03\ kp$

3.4.7 Engranaje de tercera velocidad

3.4.7.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.7.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z_3 = 21$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\, mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\, mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^\circ$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\, mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\, mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 111{,}737\, mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 55{,}87\, mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 121{,}737\, mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 60{,}87\, mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 99{,}237\, mm$

3.4.7.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z'_3 = 38$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\, mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\, mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708°$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\, mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 202{,}196\, mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 101{,}098\, mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 212{,}196\, mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 106{,}098\, mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 189{,}696\, mm$

3.4.7.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_{1'}}}\right) = 156{,}966\, mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_{1'}}$

3.4.7.2 Grado de recubrimiento:

$$= \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 5 = 30mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2{,}1585}$$

3.4.7.3 Fuerzas sobre los dientes:

Fuerza tangencial: $U[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_3[rpm] \cdot d_3[mm]} = 291{,}34\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 112{,}85\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 106{,}04\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 329{,}94\ kp$

3.4.8 Engranaje de cuarta velocidad

3.4.8.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.8.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z_4 = 27$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Módulo normal $m_n = 5\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20°$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 143{,}663\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 71{,}832\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 153{,}663\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 76{,}832\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 131{,}163\ mm$

3.4.8.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z'_4 = 32$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Módulo normal $m_n = 5\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20°$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 170{,}268\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 85{,}134\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 180{,}268\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 90{,}134\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 157{,}768\ mm$

3.4.8.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_1\prime}}\right) = 156{,}966\ mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

3.4.8.2 Grado de recubrimiento:

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane

- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 5 = 30mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2,1694}$$

3.4.8.3 Fuerzas sobre los dientes:

Fuerza tangencial: $U[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_4[rpm] \cdot d_4[mm]} = 226,6\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 87,77\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 82,48\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 256,6\ kp$

<u>3.4.9 Engranaje de quinta velocidad</u>

3.4.9.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.9.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z'_5 = 26$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Módulo normal $m_n = 5\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5,321\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20°$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21,17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18,75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15,708\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16,716\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 138,343\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 69,171\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 148{,}343\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 74{,}171\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 125{,}843\ mm$

3.4.9.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z_5 = 33$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 5\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 5{,}321\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^\circ$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 15{,}708\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 16{,}716\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 175{,}589\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 87{,}795\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 185{,}589\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 92{,}795\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 163{,}089\ mm$

3.4.9.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_1\prime}}\right) = 156{,}966\ mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

3.4.9.2 Grado de recubrimiento:

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 5 = 30mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2,1688}$$

3.4.9.3 Fuerzas sobre los dientes:

Fuerza tangencial: $U[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_5[rpm] \cdot d_5[mm]} = 185,42\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 71,82\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 67,49\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 209,99\ kp$

<u>3.4.10 Engranaje de la marcha atrás</u>

3.4.10.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.10.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z_{ma1} = 12$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20°$

Módulo normal $m_n = 4\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 4,2567\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20°$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21,17°$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18,75°$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 12{,}566\,mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 13{,}373\,mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = 51{,}08\,mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 25{,}54\,mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2 \right) = 59{,}08\,mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 29{,}54\,mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2{,}5 \right) = 41{,}08 mm$

3.4.10.1.2 Rueda inversora:

Número de dientes $Z_{ma2} = 20$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 4\,mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = 4{,}2567\,mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg \left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} \right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^\circ$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 12{,}566\,mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 13{,}373\,mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos \beta_a} \cdot Z = 85{,}134\,mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 42{,}567\,mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2 \right) = 93{,}134\,mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 46{,}567\,mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2{,}5 \right) = 75{,}134\,mm$

3.4.10.1.3 Rueda:

Número de dientes $Z_5 = 41$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 4\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 4{,}2567\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^\circ$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^\circ$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 12{,}566\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 13{,}373\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 174{,}525\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 87{,}262\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 182{,}525\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 91{,}262\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 164{,}525\ mm$

3.4.10.1.4 Distancias entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_1\prime}}\right)$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

Para el engranaje entre el piñón y la rueda inversora: $a_{12} = 68{,}107\ mm$

Para el engranaje entre la rueda inversora y la rueda del árbol secundario: $a_{23} = 129{,}829\ mm$

3.4.10.2 Grado de recubrimiento:

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 4 = 24mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon_{12} = 2,035}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon_{23} = 2,1594}$$

3.4.10.3 Fuerzas sobre los dientes:

Fuerza tangencial: $U_1[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_1[rpm] \cdot d_1[mm]} = 637,32\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 246,85\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\beta_a = 231,97\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 721,75\ kp$

<u>3.4.11 Engranaje de reducción final</u>

3.4.11.1 Dimensionamiento de las ruedas

3.4.11.1.1 Piñón:

Número de dientes $Z = 15$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^\circ$

Módulo normal $m_n = 6\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 6,385mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^\circ$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^{\circ}$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^{\circ}$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 18{,}8496\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 20{,}059\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 95{,}775\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 47{,}8875\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 107{,}775\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 53{,}8875\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 80{,}775\ mm$

3.4.11.1.2 Rueda:

Número de dientes $Z' = 47$

Angulo de inclinación aparente $\beta_a = 20^{\circ}$

Módulo normal $m_n = 6\ mm$

Módulo aparente $m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_a} = 6{,}385\ mm$

Angulo de presión real $\alpha_r = 20^{\circ}$

Angulo de presión aparente $\alpha_a = arctg\left(\frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a}\right) = 21{,}17^{\circ}$

Angulo de inclinación real $\beta_r = artg(cos\alpha_a \cdot tg\beta_a) = 18{,}75^{\circ}$

Paso normal $p_n = \pi \cdot m_n = 18{,}8496\ mm$

Paso aparente $p_a = \pi \cdot m_a = 20{,}059\ mm$

Diámetro primitivo $d = \frac{m_n}{\cos\beta_a} \cdot Z = 300{,}095\ mm$

Radio primitivo $R = \frac{d}{2} = 150{,}0475\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m_n\left(\frac{Z}{\cos\beta_a} + 2\right) = 312{,}095\ mm$

Radio de cabeza $R_c = \frac{d_c}{2} = 156{,}0475\ mm$

Diámetro de fondo $d_f = m_n \left(\frac{Z}{\cos\beta_a} - 2{,}5\right) = 285{,}095\ mm$

3.4.11.1.3 Distancia entre ejes:

Distancia entre centros $a = \frac{m_n}{2}\left(\frac{Z_1}{\cos\beta_{a_1}} + \frac{Z_2}{\cos\beta_{a_1\prime}}\right) = 197{,}935\ mm$

En caso de ejes paralelos $\beta_{a_1} = \beta_{a_1\prime}$

3.4.11.2 Grado de recubrimiento:

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1E_2} + S_d}{P_{ab}} = \frac{\sum_{i=1}^{2}\left(\sqrt{{R_{ci}}^2 - {\rho_i}^2} - R_i \cdot sen\alpha_a\right) + b \cdot tg\beta_r}{\pi \cdot \frac{m_n}{cos\beta_a} \cdot cos\alpha_a}$$

Donde:

- $\overline{E_1E_2}$ es el segmento de engrane
- P_{ab} es el paso básico o director
- S_d es el salto básico o director

Para el cálculo del coeficiente de engrane debemos conocer el radio de la circunferencia básica $\rho_i = R \cdot cos\alpha_a$, y el ancho del piñón ó rueda $b = \Psi \cdot m_n = 6 \cdot 6 = 36mm$. Con estos valores y sustituyéndolos en la expresión anterior obtenemos:

$$\boldsymbol{\varepsilon = 2,1366}$$

3.4.11.3 Fuerzas sobre los dientes:

- *Fuerzas debidas a la primera marcha*

Fuerza tangencial: $U_1[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_1[rpm] \cdot d_1[mm]} = 1322{,}1\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_1 \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 512{,}1\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U_1 \cdot tg\beta_a = 481{,}2\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_1}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 147{,}2\ kp$

- *Fuerzas debidas a la segunda marcha*

Fuerza tangencial: $U_2[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_2[rpm] \cdot d_1[mm]} = 907{,}2\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_2 \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 351{,}4\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U_2 \cdot tg\beta_a = 330{,}2\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_2}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 1027{,}4\ kp$

- *Fuerzas debidas a la tercera marcha*

Fuerza tangencial: $U_3[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_3[rpm] \cdot d_1[mm]} = 610{,}8\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_3 \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 236{,}6\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U_3 \cdot tg\beta_a = 222{,}3\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_3}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 691{,}7\ kp$

- *Fuerzas debidas a la cuarta marcha*

Fuerza tangencial: $U_4[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_4[rpm] \cdot d_1[mm]} = 400\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_4 \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 154{,}9\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U_4 \cdot tg\beta_a = 145{,}6\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_4}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 453\ kp$

- *Fuerzas debidas a la quinta marcha*

Fuerza tangencial: $U_5[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_5[rpm] \cdot d_1[mm]} = 265{,}9\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_5 \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 103\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U_5 \cdot tg\beta_a = 96{,}8\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_5}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 301{,}1\ kp$

- *Fuerzas debidas a la marcha atrás*

Fuerza tangencial: $U_{ma}[kp] = 1432400 \cdot \frac{N[cv]}{n_{ma}[rpm] \cdot d_1[mm]} = 1152{,}9\ kp$

Fuerza radial: $F_r = U_{ma} \cdot \frac{tg\alpha_r}{cos\beta_a} = 446{,}5\ kp$

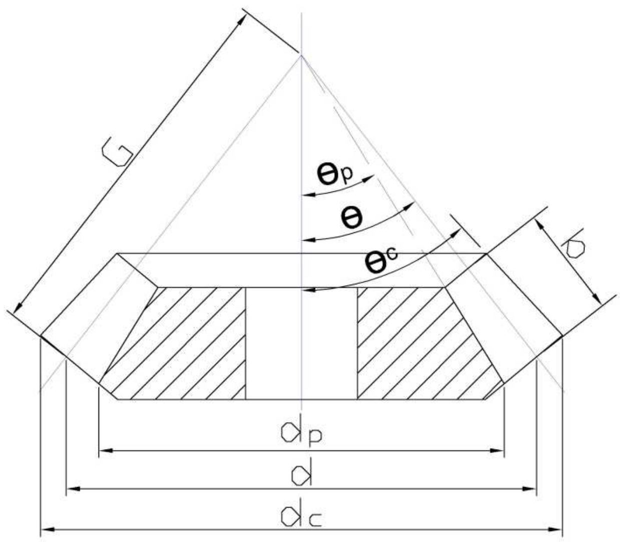
Fuerza axial: $F_a = U_{ma} \cdot tg\beta_a = 419{,}6\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{{U_{ma}}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = 1305{,}6\ kp$

3.4.12 ENGRANAJES CÓNICOS DEL DIFERENCIAL

3.4.12.1 Dimensionamiento de las ruedas

Nuestro diferencial está formado por un par de ruedas llamado satélites y por otro par de ruedas llamado planetarios. Los satélites giran alrededor del eje de los palieres a la misma velocidad que la rueda del par de reducción final y los planetarios están fijados al eje de los palieres. Estos dos pares de ruedas son ruedas cónicas de dientes rectos y a continuación se realizará su dimensionamiento:



3.4.12.1.1 Planetarios:

Número de dientes $Z = 18$

Módulo$m = 6\ mm$

Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

Ángulo entre los dos ejes de las rudas es igual a 90˚

Ángulo primitivo $\theta = arctg\ \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{18}{14} = 52{,}125^\circ$

Ángulo de cabeza $a_c = arctg\left(\frac{2sen\theta}{Z}\right) = 5{,}0123^\circ$

Ángulo de fondo $a_p = arctg\left(\frac{2{,}5sen\theta}{Z}\right) = 6{,}2565°$

Ángulo de cabeza $\theta_c = \theta + a_c = 57{,}1373°$

Ángulo de fondo $\theta_p = \theta - a_p = 45{,}8685°$

Diámetro primitivo $d = m \cdot Z = 6 \cdot 18 = 108\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m \cdot (Z + 2cos\theta) = 115{,}3673\ mm$

Diámetro de fondo $d_p = m \cdot (Z - 2{,}5cos\theta) = 98{,}7909mm$

Longitud de generatriz en cono primitivo $G = \frac{d}{2sen\theta} = 68{,}41\ mm$

Longitud del diente $b \leq \frac{1}{3}G = 20\ mm$

3.4.12.1.2 Satélites:

Número de dientes $Z = 14$

Módulo $m = 6\ mm$

Ángulo de presión $\alpha = 20°$

Ángulo entre los dos ejes de las rudas es igual a 90°

Ángulo primitivo $\theta = arctg\ \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{14}{18} = 37{,}875°$

Ángulo de cabeza $a_c = arctg\left(\frac{2sen\theta}{Z}\right) = 5{,}0123°$

Ángulo de fondo $a_p = arctg\left(\frac{2{,}5sen\theta}{Z}\right) = 6{,}2565°$

Ángulo de cabeza $\theta_c = \theta + a_c = 42{,}8873°$

Ángulo de fondo $\theta_p = \theta - a_p = 31{,}6185°$

Diámetro primitivo $d = m \cdot Z = 6 \cdot 14 = 84\ mm$

Diámetro de cabeza $d_c = m \cdot (Z + 2cos\theta) = 93{,}4722\ mm$

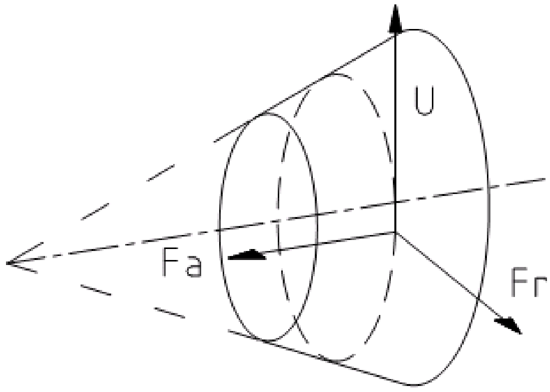
Diámetro de fondo $d_p = m \cdot (Z - 2{,}5cos\theta) = 72{,}1597\ mm$

Longitud de generatriz en cono primitivo $G = \frac{d}{2sen\theta} = 68{,}41\ mm$

Longitud del diente $b \leq \frac{1}{3}G = 20\ mm$

3.4.12.2 Fuerzas sobre los dientes

El esfuerzo sobre los dientes se supone como una fuerza concentrada en el punto medio de la longitud y del flanco del diente. Sobre la dirección de esta fuerza influirá por un lado el ángulo de presión del diente α y por otro el ángulo primitivo de la rueda θ, por lo tanto, dicha fuerza dará lugar a una descomposición en fuerza tangencial U, radial F_r y axialF_a, tal y como muestra la figura.



Las máximas fuerzas a las que están sometidos los planetarios son las producidas cuando engrana la primera velocidad y el máximo par al que están sometidos sus dientes es M=50082,1 kg/mm, como ya hemos visto en el apartado del cálculo del módulo del diferencial.

Fuerza tangencial: $U[kp] = \frac{2 \cdot M}{d_m} = 1086{,}23\ kp$

$$* \, d_m = d \cdot b \cdot sen\theta = 92{,}213\ mm$$

Fuerza radial: $F_r = U \cdot tg\alpha \cdot cos\theta = 242{,}73\ kp$

Fuerza axial: $F_a = U \cdot tg\alpha \cdot sen\theta = 312{,}07\ kp$

Fuerza total: $F_t = \sqrt{U^2 + F_r{}^2 + F_a{}^2} = 1155{,}95\ kp$

3.5-CALCULO DE LOS ARBOLES DE LA CAJA DE CAMBIOS

3.5.1 Cálculo del árbol primario:

Lo primero que debemos realizar para el cálculo del árbol primario es fijar la posición de las distintas ruedas dentadas. Se han calculado las diversas fuerzas que actúan entre las distintas parejas de ruedas y con estas se calcularan las reacciones en los apoyos donde se sitúan los rodamientos, una vez calculadas estas reacciones realizaremos los correspondientes diagramas flectores y torsores y aplicaremos el código ASME para el cálculo de ejes.

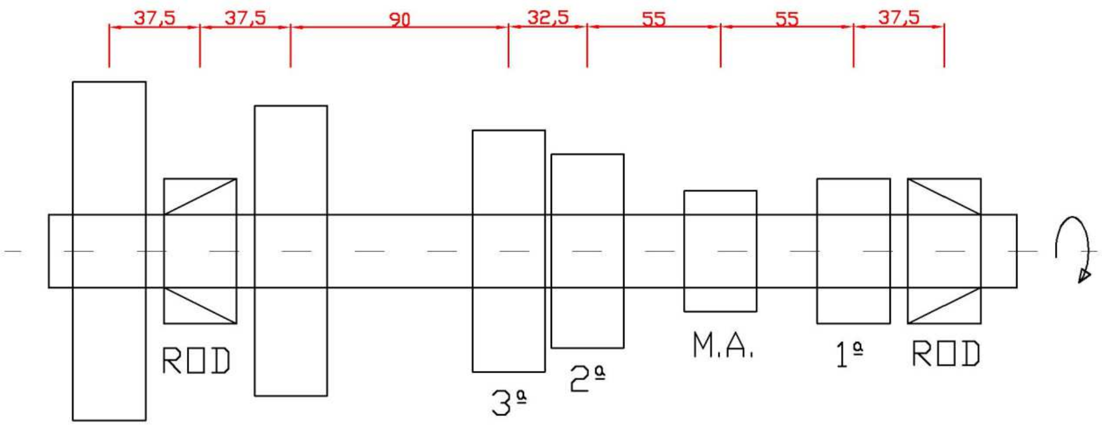
Dependiendo de qué velocidad este actuando obtendremos distintas reacciones y distintos diagramas de momentos por lo que el estudio se realiza para cada velocidad por separado. El diámetro mínimo del eje deberá ser igual o mayor que el máximo valor obtenido de entre todas las marchas.

Código ASME para el cálculo de ejes según "proyecto de elementos de máquinas" de M.F.Spotts en su 2ª edición, capítulo de ejes:

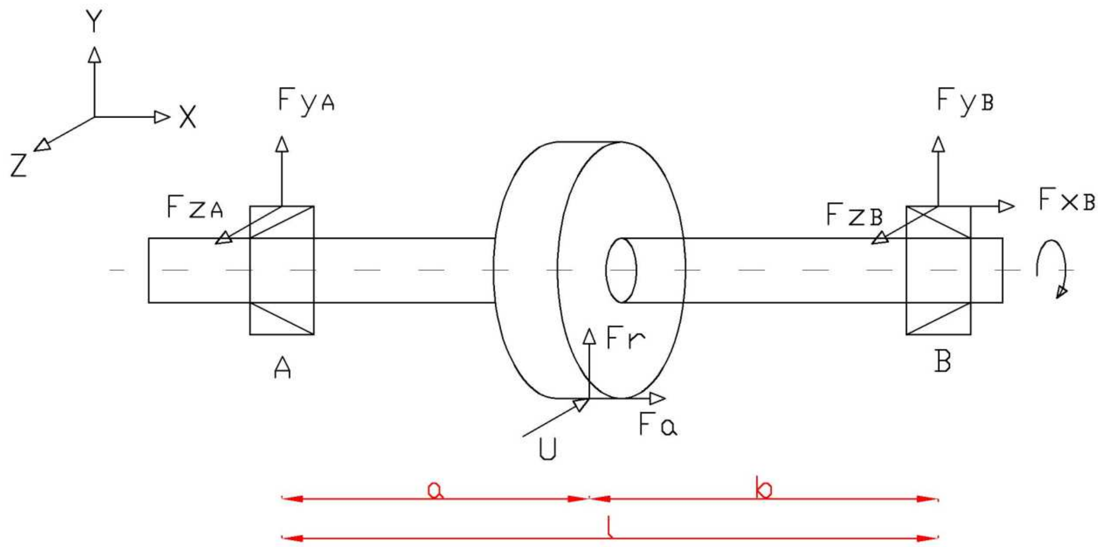
$$\tau_{max} = \frac{0{,}5 \cdot \sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 \cdot (C_t \cdot T)^2} \qquad (6)$$

- τ_{max} es la tensión cortante máxima
- σ_{yp} es la tensión de fluencia del material, para el acero aleado cementado y templado F1280 (34CrNiMo6) $\sigma_{yp} = 98\ kg/mm^2$
- c.s. es el coeficiente de seguridad c.s.=1,5
- d es el diámetro mínimo del eje a calcular.
- $C_m = 2$ es el coeficiente numérico para impacto y fatiga aplicable en cada caso al momento flector calculado
- $C_t = 1{,}5$ es el coeficiente correspondiente aplicable al momento torsor calculado.

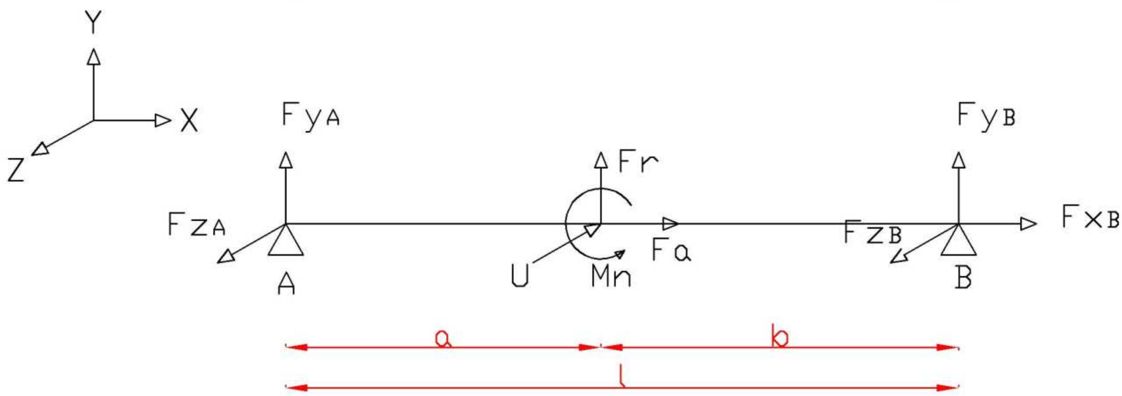
La disposición de los elementos en el eje es la siguiente:



Para la determinación de las reacciones en los apoyos hay que realizar el diagrama de equilibrio de fuerzas y de momentos, tanto flectores como torsores que para cada velocidad serán diferentes. En la siguiente figura se muestra el diagrama de equilibrio tipo a seguir:



En el siguiente esquema se representa de manera más esquemática el diagrama de equilibrio tipo donde Mn es momento resultante de la fuerza axial por el radio primitivo de la rueda:



Apoyo A: Eje y $\sum M_B = 0$ $F_{yA} = \frac{M_n - (F_r \cdot b)}{l}$ (7)

Eje z $\sum M_B = 0$ $F_{zA} = \frac{U \cdot b}{l}$ (8)

Apoyo B: Eje y $\sum M_A = 0$ $F_{yB} = \frac{-M_n - (F_r \cdot a)}{l}$ (9)

Eje z $\sum M_A = 0$ $F_{zB} = \frac{U \cdot a}{l}$ (10)

En nuestra situación a estudio el apoyo que deberá absorber los esfuerzos axiales por el montaje directo de los rodamientos de rodillos cónicos será siempre el apoyo B

Eje x $\sum F = 0$ $F_{xB} = -F_a$ (11)

3.5.1.1 Primera velocidad:

Datos:

a=270 mm; b=37,5 mm; L=307,5 mm;

U=509,86 kg; Fr=197,48 kg; Fa=185,57 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -4{,}82\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 62{,}18\ kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -192{,}66\ kg$

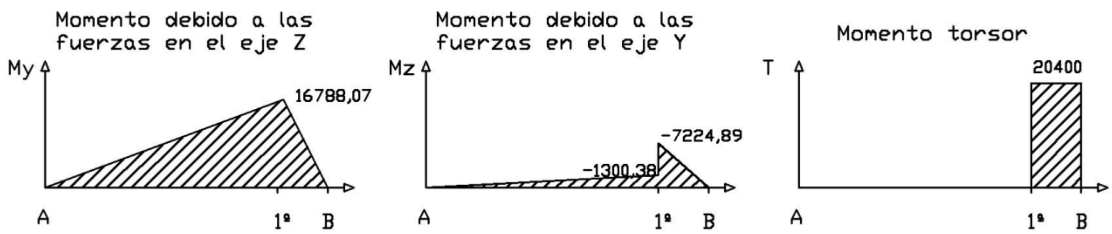
Eje z(10): $F_{zB} = 447{,}68\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -185{,}57\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 16788{,}07\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yA} \cdot a = -1300{,}38\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -7224{,}89\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 18276{,}72\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥19,52 mm

3.5.1.2 Segunda velocidad:

Datos:

a=160 mm; b=147,5 mm; L=307,5 mm;

U=382,38 kg; Fr=148,1 kg; Fa=139,17 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -51{,}78\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 183{,}42\ kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -96{,}32\ kg$

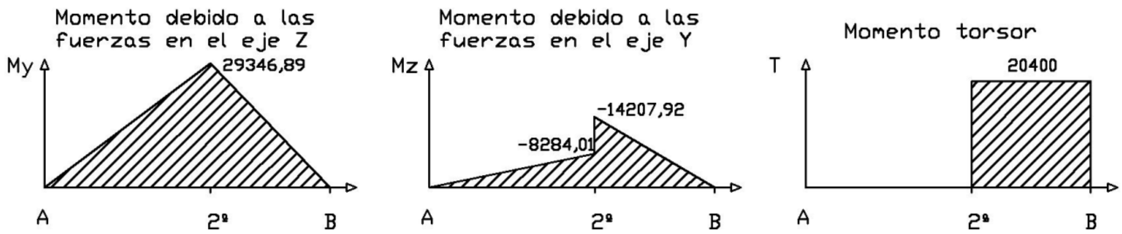
Eje z(10): $F_{zB} = 198{,}96\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -139{,}17\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 29346{,}89\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yA} \cdot a = -8284{,}01\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -14207{,}92\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 32605{,}29\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥22,39 mm

3.5.1.3 Tercera velocidad:

Datos:

a=127,5 mm; b=180 mm; L=307,5 mm;

U=291,34 kg; Fr=112,85 kg; Fa=106,04 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -46{,}79\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 170{,}54\ kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -66{,}06\ kg$

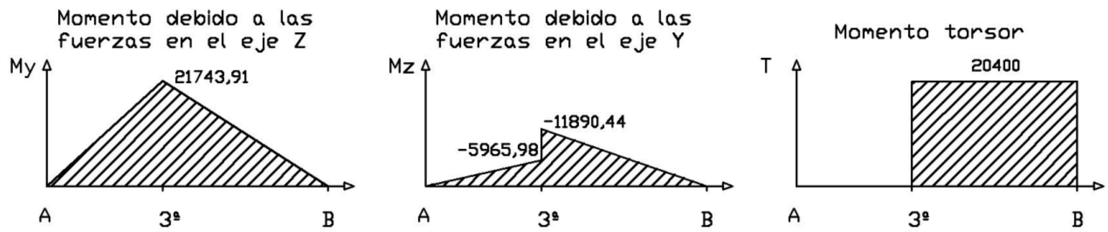
Eje z(10): $F_{zB} = 120{,}8\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -106{,}04\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 21743{,}91\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yA} \cdot a = -5965{,}98\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -11890{,}44\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 24782{,}66\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥20,86 mm

3.5.1.4 Cuarta velocidad:

Datos:

a=37,5 mm; b=270 mm; L=307,5 mm;

U=226,6kg; Fr=87,77 kg; Fa=82,48 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -57{,}8\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 198{,}97kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -29{,}97\ kg$

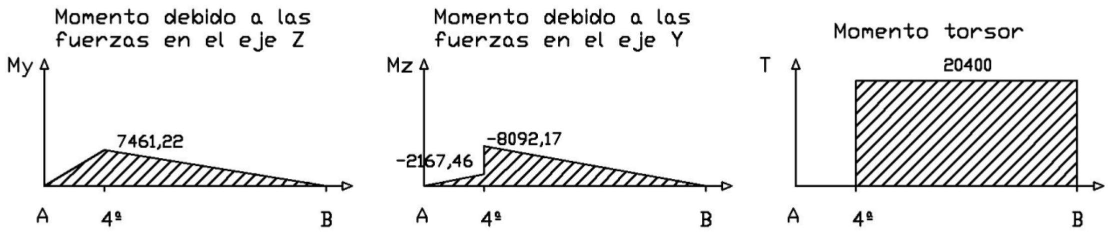
Eje z(10): $F_{zB} = 27{,}63\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -82{,}48\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 7461{,}22\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yA} \cdot a = -2167{,}46\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -8092{,}17\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 11006{,}95\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥18,05 mm

3.5.1.5 Quinta velocidad:

Datos:

a=37,5 mm; b=344,5 mm; L=307,5 mm;

U=185,42kg; Fr=71,82kg; Fa=67,49 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -61{,}31\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 208{,}03\ kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -10{,}51\ kg$

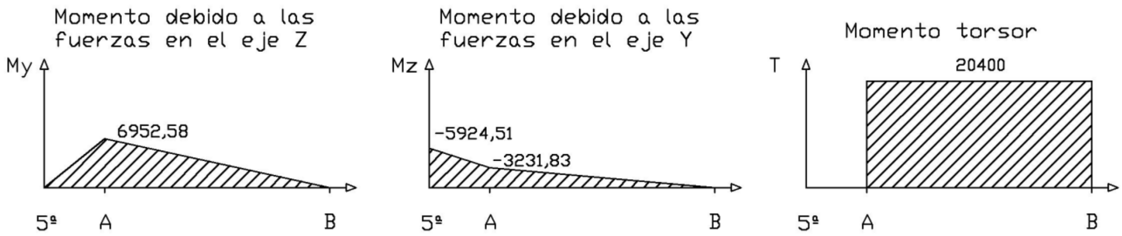
Eje z(10): $F_{zB} = -22{,}61\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -67{,}49\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 6952{,}58\ kgmm$$

$$M_{z1} = -5924{,}51\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -3231{,}83\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 7667{,}01\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥17,47mm

3.5.1.6 Marcha atrás:

Datos:

a=215 mm; b=92,5 mm; L=307,5 mm;

U=637,32 kg; Fr=246,85 kg; Fa=231,97 kg; Mn=5924,51 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo A: Eje y(7): $F_{yA} = -54{,}99\ kg$

Eje z(8): $F_{zA} = 191{,}71\ kg$

Apoyo B: Eje y(9): $F_{yB} = -191{,}86\ kg$

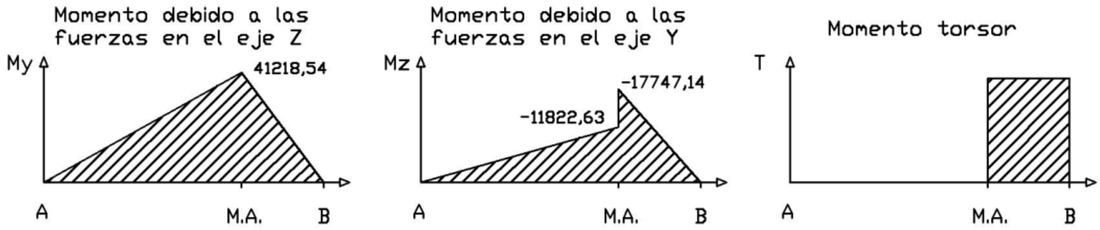
Eje z(10): $F_{zB} = 445{,}61\ kg$

Eje x(11): $F_{xB} = -231{,}97\ kg$

$$M_y = F_{zA} \cdot a = F_{zB} \cdot b = 41218{,}54\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yA} \cdot a = -11822{,}63\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yB} \cdot b = -17747{,}14\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 44876{,}82\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 20400\ kg \cdot mm$$

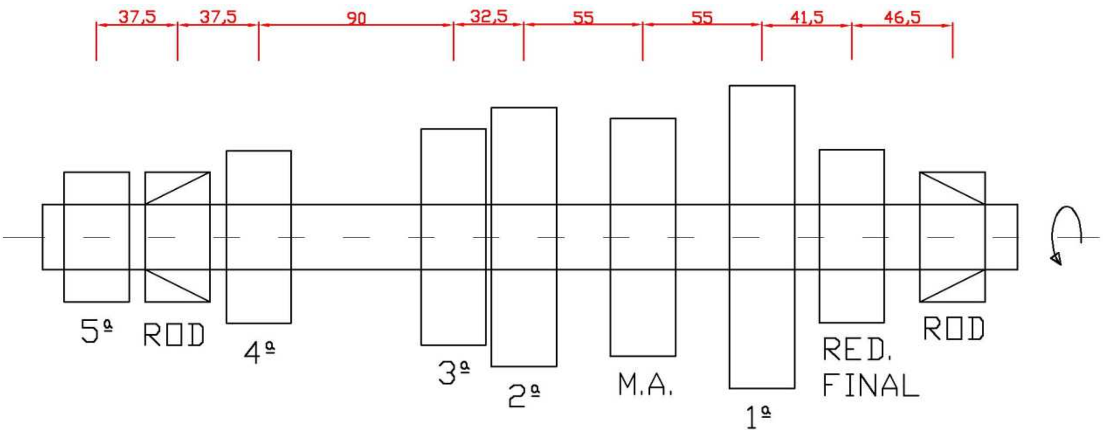
Aplicando el código ASME (6): d≥24,54 mm

3.5.2 Cálculo del árbol secundario:

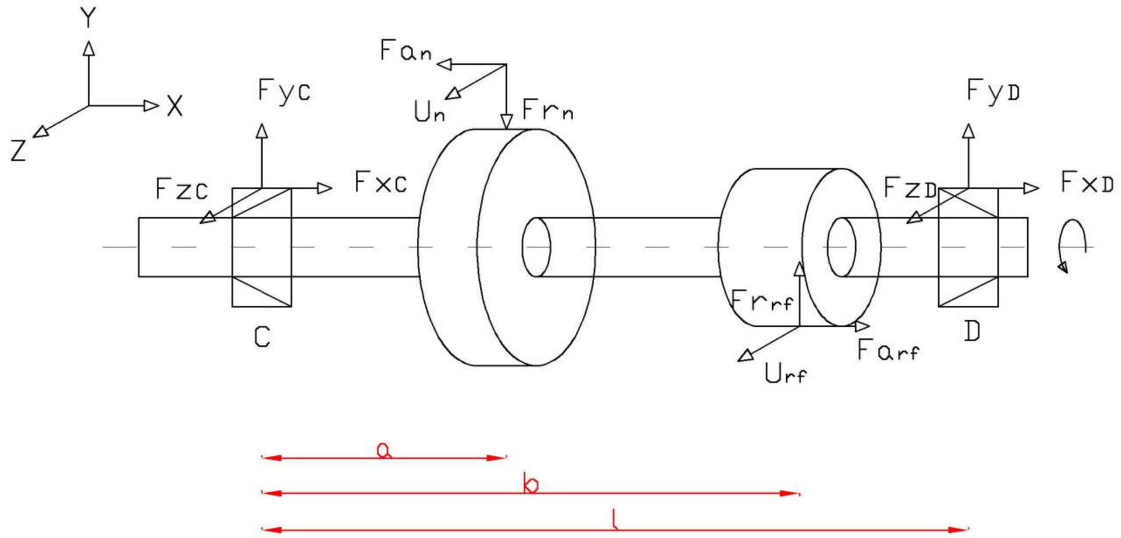
De igual modo que se ha calculado el árbol se calculará el secundario y lo primeros que debemos realizar es fijar la posición de las distintas ruedas dentadas. Se han calculado las diversas fuerzas que actúan entre las distintas parejas de ruedas y con estas se calcularan las reacciones en los apoyos donde se sitúan los rodamientos, una vez calculadas estas reacciones realizaremos los correspondientes diagramas flectores y torsores y aplicaremos el código ASME para el cálculo de ejes.

Dependiendo de qué velocidad esté actuando obtendremos distintas reacciones y distintos diagramas de momentos por lo que el estudio se realiza para cada velocidad por separado. El diámetro mínimo del eje deberá ser igual o mayor que el máximo valor obtenido de entre todas las marchas.

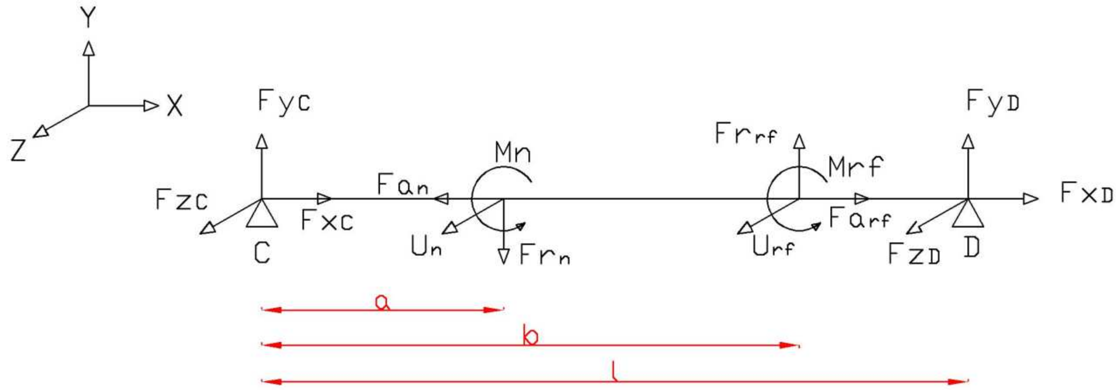
La disposición de los elementos en este segundo eje es la siguiente:



Para la determinación de las reacciones en los apoyos hay que realizar el diagrama de equilibrio de fuerzas y de momentos, tanto flectores como torsores que para cada velocidad serán diferentes. En la siguiente figura se muestra el diagrama de equilibrio tipo a seguir:



En el siguiente esquema se representa de manera más esquemática el diagrama de equilibrio tipo donde Mn y Mrf son los momentos resultantes de la fuerza axial por el radio primitivo de la rueda de la marcha y de la reducción final respectivamente:



Apoyo C: Eje y $\sum M_C = 0$ $F_{yC} = \frac{M_n + M_{rf} + (F_{rn} \cdot (l-a)) - (F_{rrf} \cdot (l-b))}{l}$ (12)

Eje z $\sum M_C = 0$ $F_{zc} = \frac{-(U_n \cdot (l-a)) - (U_{rf} \cdot (l-b))}{l}$ (13)

Apoyo D: Eje y $\sum M_D = 0$ $F_{yD} = \frac{(F_{rn} \cdot a) - M_n - M_{rf} - (F_{rrf} \cdot b)}{l}$ (14)

Eje z $\sum M_D = 0$ $F_{zD} = \frac{-(U_{rf} \cdot b) - (U_n \cdot a)}{l}$ (15)

En nuestra situación a estudio siempre será superior la fuerza axial del par de reducción final con lo que el apoyo que deberá absorber los esfuerzos axiales por el montaje directo de los rodamientos de rodillos cónicos será siempre el apoyo D, a excepción de cuando engrana la marcha atrás debido al cambio de sentido de giro que sufre el eje secundario.

Eje x $\sum F = 0$ $F_x = F_{arf} - F_{an}$ (16)

3.5.2.1 Primera velocidad:

Datos:

a=270 mm; b=305,5,5mm; L=346 mm;

Un=509,86 kg; Frn=197,48 kg; Fan=185,57 kg;Urf=1322,1 kg; Frrf=512,1 kg; Farf=481,2 kg;Mn≃Mrf=23203,7kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = 117{,}6\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = -266{,}7\ kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -432{,}2\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = -1565{,}2\ kg$

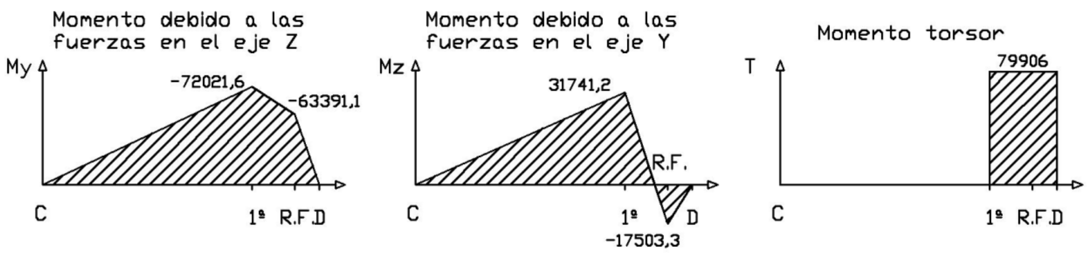
Eje x(11): $F_{xD} = -295{,}6\ kg$

$$M_{y1} = F_{zC} \cdot a = -72021{,}6\ kgmm$$

$$M_{y2} = F_{zD} \cdot (l - b) = -63391{,}1\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yC} \cdot a = 31741{,}2\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yD} \cdot b = -17503{,}3\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 78705{,}9\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 79906\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥31,36 mm

3.5.2.2 Segunda velocidad:

Datos:

a=160 mm; b=305,5mm; L=346 mm;

Un=382,38 kg; Frn=148,1 kg; Fan=139,17 kg; Urf=907,2 kg; Frrf=351,4 kg; Farf=330,2 kg; Mn≃Mrf=15921kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = 130{,}5\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = -311{,}7\ kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -333{,}8\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = -977{,}8\ kg$

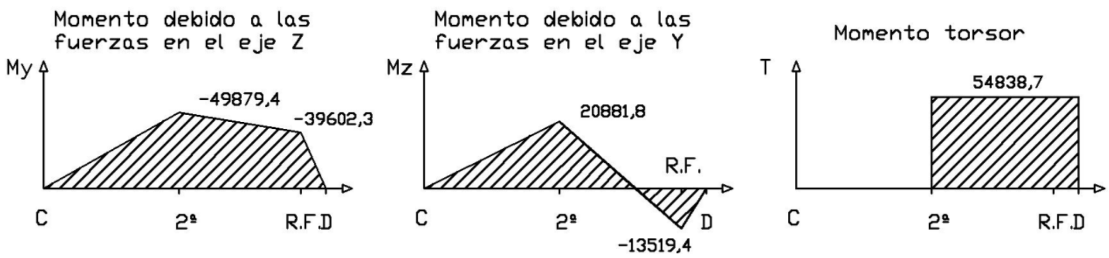
Eje x(11): $F_{xD} = -191\ kg$

$$M_{y1} = F_{zC} \cdot a = -49879{,}4\ kgmm$$

$$M_{y2} = F_{zD} \cdot (l - b) = -39602{,}3\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yC} \cdot a = 20881{,}8\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yD} \cdot b = -13519{,}4\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 54074{,}1\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 54838{,}7\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥27,67 mm

3.5.2.3 Tercera velocidad:

Datos:

a=127,5 mm; b=305,5mm; L=346 mm;

Un=291,34 kg; Frn=112,85 kg; Fan=106,04 kg; Urf=610,8 kg; Frrf=236,6 kg; Farf=222,3 kg; Mn≃Mrf=36916,4kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = 105{,}5\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = -255{,}5kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -229{,}3\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = -646{,}7\ kg$

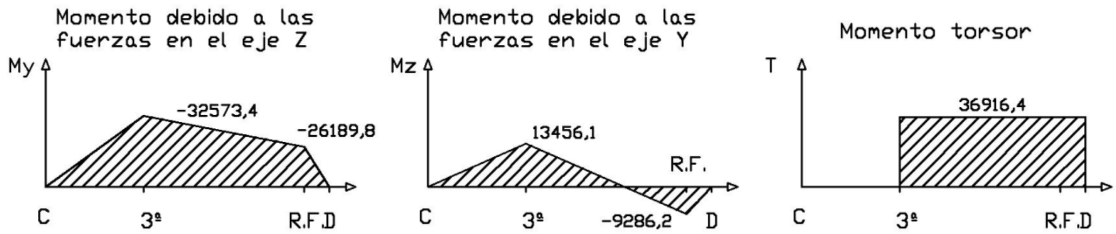
Eje x(11): $F_{xD} = -116{,}3\ kg$

$$M_{y1} = F_{zC} \cdot a = -32573{,}4\ kgmm$$

$$M_{y2} = F_{zD} \cdot (l - b) = -26189{,}8\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yC} \cdot a = 13456{,}1\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yD} \cdot b = -9286{,}2\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 35243{,}3\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 36916{,}4\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥24,09 mm

3.5.2.4 Cuarta velocidad:

Datos:

a=37,5 mm; b=305,5mm; L=346 mm;

Un=226,6 kg; Frn=87,77 kg; Fan=82,48 kg; Urf=400 kg; Frrf=154,9 kg; Farf=145,6 kg; Mn≃Mrf=23203,07 kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = 100{,}7\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = -248{,}9\ kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -167{,}8\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = -377{,}7\ kg$

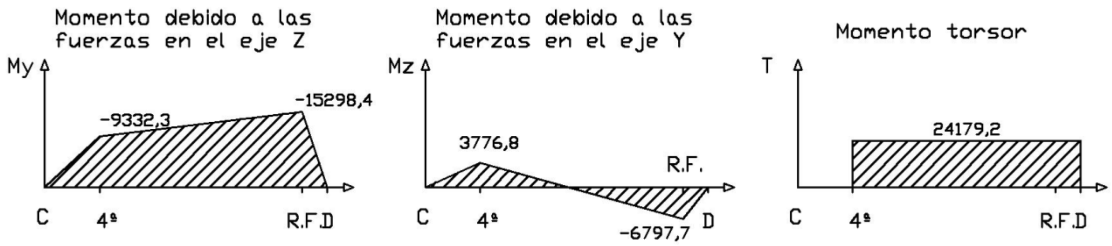
Eje x(11): $F_{xD} = -63{,}1\ kg$

$$M_{y1} = F_{zC} \cdot a = -9332{,}3\ kgmm$$

$$M_{y2} = F_{zD} \cdot (l - b) = -15298{,}4\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yC} \cdot a = 3776{,}8\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yD} \cdot b = -6797{,}7\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 16740{,}7\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 79906\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥19,74 mm

3.5.2.5 Quinta velocidad:

Datos:

a=37,5 mm; b=305,5 mm; L=346 mm;

Un=185,42 kg; Frn=71,82 kg; Fan=67,49 kg; Urf=265,9 kg; Frrf=103kg; Farf=96,8 kg; Mn≃Mrf=4668kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = 94{,}53\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = -236{,}64\ kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -125{,}71\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = -214{,}68\ kg$

Eje x(11): $F_{xD} = -35{,}51\ kg$

$$M_{y1} = (F_{zD} \cdot l) - \left(U_{rf} \cdot b\right) = -6953{,}17\ kgmm$$

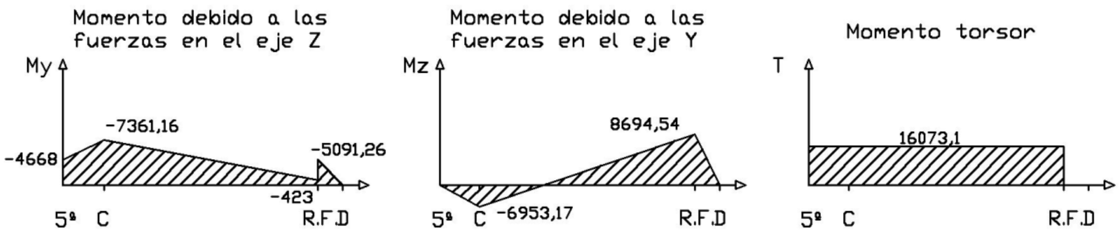
$$M_{y2} = -F_{zD} \cdot (l - b) = 8694{,}54\ kgmm$$

$$M_{z1} = -4668\ kgmm$$

$$M_{z2} = M_{rf} + \left(b \cdot F_{rrf}\right) - \left(l \cdot F_{yD}\right) = -7361{,}16\ kgmm$$

$$M_{z3} = \left(F_{yC} \cdot b\right) - \left(F_{rn} \cdot (a + b)\right) - M_n = -423\ kgmm$$

$$M_{z4} = -F_{yD} \cdot (l - b) = -5091\ kgmm$$



Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 10125{,}9\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 16073{,}1\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥ 16,99 mm

3.5.2.6 Marcha atrás:

Datos:

a=215 mm; b=305,5mm; L=346 mm;

Un=637,32 kg; Frn=246,85 kg; Fan=231,97 kg; Urf=1152,9kg; Frrf=446,5 kg; Farf=419,6 kg; Mn≃Mrf=20244kgmm

Reacciones en los apoyos:

Apoyo C: Eje y(7): $F_{yC} = -75{,}95\ kg$

Eje z(8): $F_{zC} = 376{,}25\ kg$

Eje x(11): $F_{xC} = 214{,}53\ kg$

Apoyo D: Eje y(9): $F_{yD} = -123{,}83\ kg$

Eje z(10): $F_{zD} = 1413{,}97\ kg$

$$M_{y1} = F_{zC} \cdot a = -80893{,}75\ kgmm$$

$$M_{y2} = F_{zD} \cdot (l - b) = -57477{,}9\ kgmm$$

$$M_{z1} = F_{yC} \cdot a = -16329{,}25\ kgmm$$

$$M_{z2} = F_{yD} \cdot b = -5015{,}5\ kgmm$$

Para la aplicación del código ASME cogeremos el momento flector máximo y el torsor máximo:

$$M_{max} = \sqrt{M_{ymax}^2 + M_{xmax}^2} = 82525{,}4\ kg \cdot mm$$

$$T_{max} = 69695{,}9\ kg \cdot mm$$

Aplicando el código ASME (6): d≥31,23 mm

3.6-ELECCION DE LOS RODAMIENTOS

En la elección de los rodamientos de la caja de cambios tenemos que considerar la existencia de las distintas marchas, la carga varia continuamente como consecuencia de las reducciones de la caja, ya que el paso de una reducción a otra trae consigo una variación del par sobre las ruedas.

Ya que las fuerzas sobre nuestros rodamientos son fluctuantes y varían en dirección y magnitud a lo largo del tiempo, se calculará una carga media equivalente Pm para todos los casos que sean necesarios. Todos estos cálculos están basados en el catálogo general de rodamientos SKF, ed. StamperiaArtisticaNazionale, Torino (1989) y en las páginas web “www.skf.com” y “medias.ina.de/medias/es” y se realizarán a la velocidad de giro en que el par es máximo (3500 rpm) y para una confiabilidad del 90% (1050 millones de revoluciones):

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot U_1 + P_1^3 \cdot U_1 + P_1^3 \cdot U_1 + \ldots.}{U}}$$

Donde:

- P_m =Carga media equivalente constante, en N
- $P_1, P_2, P_3 \ldots =$ Cargas equivalentes constantes durante $U_1, U_2, U_3 \ldots$ revoluciones, en N
- U= Número total de revoluciones ($U = U_1 + U_2 + U_3 \ldots.$) durante las cuales actúan las cargas $P_1, P_2, P_3 \ldots$

3.6.1 Elección de rodamientos del árbol primario:

APOYO A				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	62,4 Kg	0,0 Kg	0,03	3500 rpm
2ª	190,6 Kg	0,0 Kg	0,15	3500 rpm
3ª	176,8 Kg	0,0 Kg	0,31	3500 rpm
4ª	207,2 Kg	0,0 Kg	0,3	3500 rpm
5ª	216,9 Kg	0,0 Kg	0,21	3500 rpm
M.A.	199,4 Kg	0,0 Kg	0,002	3500 rpm

APOYO B				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	487,4 Kg	185,6 Kg	0,03	3500 rpm
2ª	210,0 Kg	139,2 Kg	0,15	3500 rpm
3ª	137,7 Kg	106,0 Kg	0,31	3500 rpm
4ª	40,8 Kg	82,5 Kg	0,3	3500 rpm
5ª	25,0 Kg	67,5 Kg	0,21	3500 rpm
M.A.	485,2 Kg	232,0 Kg	0,002	3500 rpm

En el apoyo A del árbol; situado a continuación del embrague se va a colocar un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 32005 X/Q con capacidad de carga dinámica C=27000 N y con factor de carga Y=1,4.

En el apoyo B del árbol; situado entre la cuarta y la quinta velocidad se va a colocar un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 32005 X/Q con capacidad de carga dinámica C=27000 N y con factor de carga Y=1,4.

Ahora calcularemos la carga media equivalente y para ello necesitamos conocer la carga equivalente engranando cada una de las marchas.

1ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{r} \frac{F_{rB}}{Y_B} \geq \frac{F_{rA}}{Y_A} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right) \end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aA} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 22{,}3\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 207{,}9\ kg \end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0{,}357 \leq e = 0{,}43 \rightarrow P_A = 62{,}4\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0{,}427 > e = 0{,}43 \rightarrow P_B = 487{,}4\ kg$$

2ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{r} \frac{F_{rB}}{Y_B} \geq \frac{F_{rA}}{Y_A} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right) \end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aA} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 68{,}1\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 205{,}8\ kg \end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0{,}357 \leq e = 0{,}43 \rightarrow P_A = 190{,}6\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0{,}98 > e = 0{,}43 \rightarrow P_B = 372{,}1\ kg$$

3ª velocidad:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix}\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \\ K_a \geq 0\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 63,1\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 169,1\ kg\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0,357 \leq e = 0,43 \rightarrow P_A = 176,8\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 1228 > e = 0,43 \rightarrow P_B = 291,9\ kg$$

4ª velocidad:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix}\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \\ K_a \geq 0\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 74\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 156,5\ kg\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0,357 \leq e = 0,43 \rightarrow P_A = 207,2\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 3,836 > e = 0,43 \rightarrow P_B = 235,4\ kg$$

5ª velocidad:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix}\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \\ K_a \geq 0\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 77,5\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 145\ kg\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0,357 \leq e = 0,43 \rightarrow P_A = 216,9\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 5,799 > e = 0,43 \rightarrow P_B = 213\ kg$$

Marcha atrás:

Condición 2b para el montaje en X

$$\left.\begin{matrix}\frac{F_{rB}}{Y_B} \geq \frac{F_{rA}}{Y_A} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right)\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}F_{aA} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 71{,}2\ kg \\ F_{aB} = F_{aA} + K_a = 303{,}2\ kg\end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix}P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0{,}357 \leq e = 0{,}43 \rightarrow P_A = 199{,}4\ kg$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0{,}625 > e = 0{,}43 \rightarrow P_B = 618{,}6\ kg$$

Conocidas las cargas equivalentes debidas a cada marcha en cada apoyo, su factor de utilización y la velocidad de giro de cada marcha, bastará con sustituir estos valores en la ecuación de la carga media equivalente para calcular la carga media equivalente en cada apoyo.

Apoyo A:

APOYO A			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	62,4 Kg	0,03	3500 rpm
2ª	190,6 Kg	0,15	3500 rpm
3ª	176,8 Kg	0,31	3500 rpm
4ª	207,2 Kg	0,3	3500 rpm
5ª	216,9 Kg	0,21	3500 rpm
M.A.	199,4 Kg	0,002	3500 rpm

$$P_m = 1964\ N$$

Seguridad de carga del rodamiento del apoyo A:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{27000}{1964} = 13{,}74$$

Para una velocidad media del eje primario de 3500 rpm y una vida L=5000 horas.

Apoyo B:

APOYO B			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	487,4 Kg	0,03	3500 rpm
2ª	372,1 Kg	0,15	3500 rpm
3ª	291,9 Kg	0,31	3500 rpm
4ª	235,4 Kg	0,3	3500 rpm
5ª	213,0 Kg	0,21	3500 rpm
M.A.	618,6 Kg	0,002	3500 rpm

$$P_m = 2935\ N$$

Seguridad de carga del rodamiento del apoyo B:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{27000}{2935} = 9{,}2$$

Para una velocidad media del eje primario de 3500 rpm y una vida L=5000 horas.

3.6.2 Elección de rodamientos del árbol secundario:

APOYO C				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	291,5 Kg	0,0 Kg	0,03	894 rpm
2ª	337,9 Kg	0,0 Kg	0,15	1302 rpm
3ª	276,4 Kg	0,0 Kg	0,31	1934 rpm
4ª	268,5 Kg	0,0 Kg	0,3	2953 rpm
5ª	254,8 Kg	0,0 Kg	0,21	4442 rpm
M.A.	383,8 Kg	214,5 Kg	0,002	1024 rpm

APOYO D				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	1623,8 Kg	295,6 Kg	0,03	894 rpm
2ª	1033,2 Kg	191,0 Kg	0,15	1302 rpm
3ª	686,1 Kg	116,3 Kg	0,31	1934 rpm
4ª	413,3 Kg	63,1 Kg	0,3	2953 rpm
5ª	248,8 Kg	35,5 Kg	0,21	4442 rpm
M.A.	1419,4 Kg	0,0 Kg	0,002	1024 rpm

En el apoyo C del árbol; situado a continuación del embrague se va a colocar un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 320/32 X/Q con capacidad de carga dinámica C=36900 N y con factor de carga Y=1,3.

En el apoyo D del árbol; situado entre la cuarta y la quinta velocidad se va a colocar un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 320/32 X/Q con capacidad de carga dinámica C=36900 N y con factor de carga Y=1,3.

Ahora calcularemos la carga media equivalente y para ello necesitamos conocer la carga equivalente engranando cada una de las marchas.

1ª velocidad:

Condición 2c para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{r}\frac{F_{rD}}{Y_D} \geq \frac{F_{rC}}{Y_C} \\ K_a < 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aD} = \frac{0,5 \cdot F_{rD}}{Y_D} = 624,5\ kg \\ F_{aC} = F_{aD} - K_a = 328,9\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 1,128 > e = 0,46 \rightarrow P_C = 544,2\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0,385 \leq e = 0,46 \rightarrow P_D = 1623,8\ kg$$

2ª velocidad:

Condición 2c para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{r}\frac{F_{rD}}{Y_D} \geq \frac{F_{rC}}{Y_C} \\ K_a < 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aD} = \frac{0,5 \cdot F_{rD}}{Y_D} = 397,4\ kg \\ F_{aC} = F_{aD} - K_a = 206,4\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 0,611 > e = 0,46 \rightarrow P_C = 403,5\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0,385 \leq e = 0,46 \rightarrow P_D = 1033,2\ kg$$

3ª velocidad:

Condición 2c para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rD}}{Y_D} \geq \frac{F_{rC}}{Y_C} \\ K_a < 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aD} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rD}}{Y_D} = 263{,}9\ kg \\ F_{aC} = F_{aD} - K_a = 147{,}6\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 0{,}534 > e = 0{,}46 \rightarrow P_C = 302{,}4\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0{,}385 \leq e = 0{,}46 \rightarrow P_D = 686{,}1\ kg$$

4ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rD}}{Y_D} \geq \frac{F_{rC}}{Y_C} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aC} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rC}}{Y_C} = 103{,}3\ kg \\ F_{aD} = F_{aC} + K_a = 166{,}4\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 0{,}385 \leq e = 0{,}46 \rightarrow P_C = 268{,}5\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0{,}403 \leq e = 0{,}46 \rightarrow P_D = 413{,}3\ kg$$

5ª velocidad:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rC}}{Y_C} \geq \frac{F_{rD}}{Y_D} \\ K_a \geq 0\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} F_{aC} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rC}}{Y_C} = 98\ kg \\ F_{aD} = F_{aC} + K_a = 133{,}5\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 0{,}385 \leq e = 0{,}46 \rightarrow P_C = 254{,}8\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0{,}537 > e = 0{,}46 \rightarrow P_D = 273{,}1\ kg$$

Marcha atrás:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix} \frac{F_{rD}}{Y_D} \geq \frac{F_{rC}}{Y_C} \\ K_a \geq 0 \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} F_{aD} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rD}}{Y_D} = 545{,}9\ kg \\ F_{aC} = F_{aD} + K_a = 760{,}4\ kg \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 1{,}981 > e = 0{,}46 \rightarrow P_C = 1142{,}1\ kg$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0{,}385 \leq e = 0{,}46 \rightarrow P_D = 1419{,}4\ kg$$

Conocidas las cargas equivalentes debidas a cada marcha en cada apoyo, su factor de utilización y la velocidad de giro de cada marcha, bastará con sustituir estos valores en la ecuación de la carga media equivalente para calcular la carga media equivalente en cada apoyo.

Apoyo C:

APOYO C			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	544,2 Kg	0,03	894 rpm
2ª	403,5 Kg	0,15	1302 rpm
3ª	302,4 Kg	0,31	1934 rpm
4ª	268,5 Kg	0,3	2953 rpm
5ª	254,8 Kg	0,21	4442 rpm
M.A.	1142,1 Kg	0,002	1024 rpm

$$P_m = 2972\ N$$

Seguridad de carga del rodamiento del apoyo C:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{36900}{2972} = 12{,}42$$

Para una velocidad media del eje primario de 2643 rpm y una vida L=5000 horas.

Apoyo D:

APOYO D			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	1623,8 Kg	0,03	894 rpm
2ª	1033,2 Kg	0,15	1302 rpm
3ª	686,1 Kg	0,31	1934 rpm
4ª	413,3 Kg	0,3	2953 rpm
5ª	273,1 Kg	0,21	4442 rpm
M.A.	1419,4 Kg	0,002	1024 rpm

$$P_m = 6139\ N$$

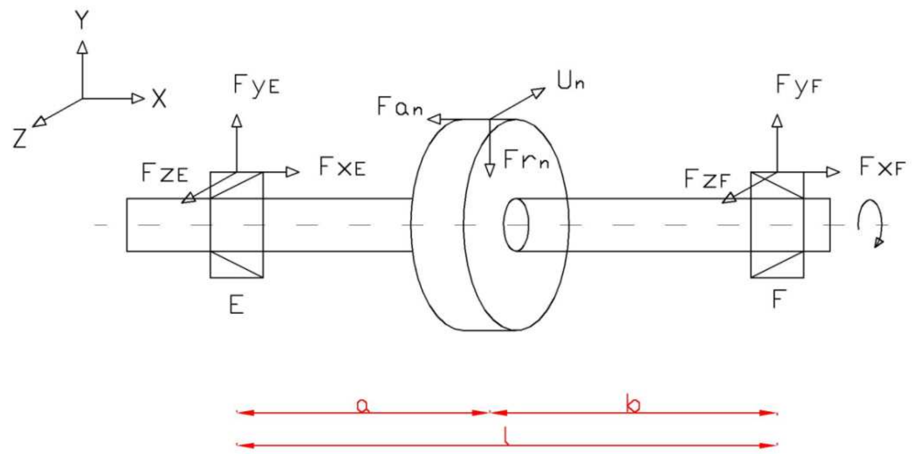
Seguridad de carga del rodamiento del apoyo D:

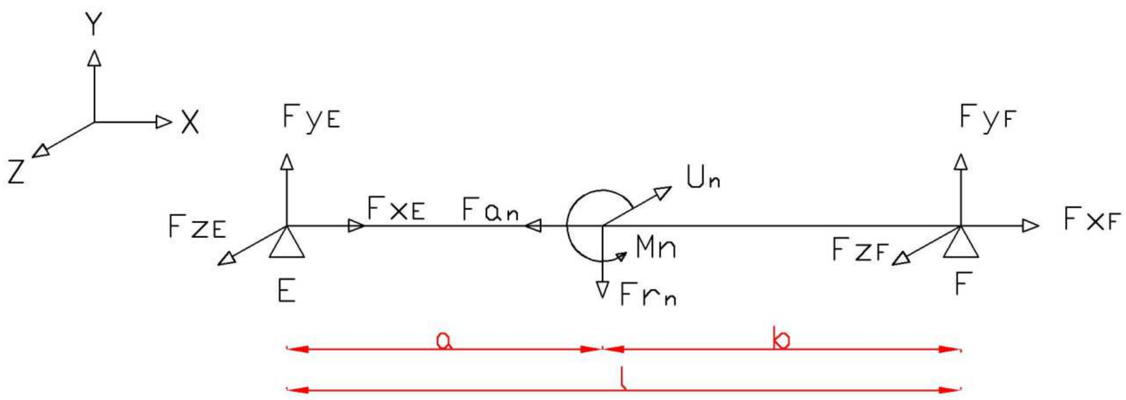
$$\frac{C}{P_m} = \frac{36900}{6139} = 6{,}01$$

Para una velocidad media del eje primario de 2643 rpm y una vida L=5000 horas.

3.6.3 Elección de rodamientos del diferencial:

Para la elección de los rodamientos necesitamos conocer de las reacciones en los apoyos. Estas serán diferentes dependiendo de qué velocidad está colocada; por ello habrá que calcularlas en los apoyos de los rodamientos para las distintas marchas. La figura de la parte inferir muestra el diagrama de equilibrio de fuerzas.





Apoyo E: Eje y $\sum M_F = 0$ $F_{yE} = \frac{M_n + (F_{rn} \cdot b)}{l}$ (12)

Eje z $\sum M_F = 0$ $F_{zE} = \frac{U_n \cdot b}{l}$ (13)

Apoyo F: Eje y $\sum M_E = 0$ $F_{yF} = \frac{-M_n + (F_{rn} \cdot a)}{l}$ (14)

Eje z $\sum M_E = 0$ $F_{zF} = \frac{U_n \cdot a}{l}$ (15)

Eje x $F_x = F_{an}$ (16)

Las distancias son constantes para todas las marchas y toman los valores: a = 74 mm, b = 174 mm y l = 248 mm

1ª velocidad:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la 1ª velocidad: U= 1322,1 kg; Fr= 512,1 kg; Fa= 481,2 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E: Eje y(12) Fy = 650,44 kg

Eje z(13) Fz = 927,6 kg

Eje x(16) Fx = 481,2 kg

Fuerza radial Fr = 1132,9 kg

Apoyo F: Eje y(14) Fy = -138,34 kg

Eje z(15) Fz = 394,5 kg

Fuerza radial Fr = 418,1 kg

2ª velocidad:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la 2ª velocidad: U= 907,2 kg; Fr= 351,4 kg; Fa= 330,2 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E: Eje y(12) Fy = 446,33 kg

Eje z(13) Fz = 636,5 kg

Eje x(16) Fx = 330,2 kg

Fuerza radial Fr = 777,4 kg

Apoyo F: Eje y(14) Fy = -94,93 kg

Eje z(15) Fz = 270,7 kg

Fuerza radial Fr = 286,9 kg

3ª velocidad:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la 3ª velocidad: U= 610,8 kg; Fr= 236,6 kg; Fa= 222,3 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E: Eje y(12) Fy = 300,5 kg

Eje z(13) Fz = 428,55 kg

Eje x(16) Fx = 222,3 kg

Fuerza radial Fr = 523,4 kg

Apoyo F: Eje y(14) Fy = -63,9 kg

Eje z(15) Fz = 182,25 kg

Fuerza radial Fr = 193,1 kg

4ª velocidad:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la 4ª velocidad: U= 400 kg; Fr= 154,9 kg; Fa= 145,6 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E:	Eje y(12)	Fy = 196,77 kg
	Eje z(13)	Fz = 280,65 kg
	Eje x(16)	Fx = 145,6 kg

Fuerza radial Fr = 342,8 kg

Apoyo F:	Eje y(14)	Fy = -41,87 kg
	Eje z(15)	Fz = 119,35 kg

Fuerza radial Fr = 126,5 kg

5ª velocidad:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la 5ª velocidad: U= 265,9 kg; Fr= 103 kg; Fa= 96,8 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E:	Eje y(12)	Fy = 130,83 kg
	Eje z(13)	Fz = 186,56 kg
	Eje x(16)	Fx = 96,8 kg

Fuerza radial Fr = 227,9 kg

Apoyo F:	Eje y(14)	Fy = -27,83 kg
	Eje z(15)	Fz = 79,34 kg

Fuerza radial Fr = 84,1 kg

Marcha atrás:

Fuerzas en el par de reducción debidas a la marcha atrás: U= 1152,9 kg; Fr= 446,5 kg; Fa= 419,6 kg.

Reacciones en los apoyos:

Apoyo E: Eje y(12) Fy = 59,4 kg

Eje z(13) Fz = -808,89 kg

Fuerza radial Fr = 811,1 kg

Apoyo F: Eje y(16) Fy = 387,1 kg

Eje z(14) Fz = -344,01 kg

Eje x(15) Fx = -419,6 kg

Fuerza radial Fr = 517,9 kg

Determinación de la carga media equivalente

APOYO E				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	1132,9 Kg	481,2 Kg	0,03	285 rpm
2ª	777,4 Kg	330,2 Kg	0,15	415 rpm
3ª	523,4 Kg	222,3 Kg	0,31	617 rpm
4ª	342,8 Kg	145,6 Kg	0,3	942 rpm
5ª	227,9 Kg	96,8 Kg	0,21	1418 rpm
M.A.	811,1 Kg	0,0 Kg	0,002	327 rpm

APOYO F				
VELOCIDAD	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	418,1 Kg	0,0 Kg	0,03	285 rpm
2ª	286,9 Kg	0,0 Kg	0,15	415 rpm
3ª	193,1 Kg	0,0 Kg	0,31	617 rpm
4ª	126,5 Kg	0,0 Kg	0,3	942 rpm
5ª	84,1 Kg	0,0 Kg	0,21	1418 rpm
M.A.	517,9 Kg	419,6 Kg	0,002	327 rpm

Tanto en el apoyo E como en el apoyo F se va a colocar un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 33109/Q con capacidad de carga dinámica C=96500 N y con factor de carga Y=1,6.

Ahora calcularemos la carga media equivalente y para ello necesitamos conocer la carga equivalente engranando cada una de las marchas.

1ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix} \frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rE}}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F}\right) \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} F_{aF} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rF}}{Y_F} = 130{,}7\ kg \\ F_{aE} = F_{aF} + K_a = 611{,}9\ kg \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}540 > e = 0{,}37 \to P_E = 1432{,}1\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \to P_F = 418{,}1\ kg$$

2ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix} \frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rE}}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F}\right) \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} F_{aF} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rF}}{Y_F} = 103{,}2\ kg \\ F_{aE} = F_{aF} + K_a = 390{,}1\ kg \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}502 > e = 0{,}37 \to P_E = 935{,}1\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \to P_F = 330{,}2\ kg$$

3ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{matrix} \frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rE}}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F}\right) \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} F_{aF} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rF}}{Y_F} = 60{,}3\ kg \\ F_{aE} = F_{aF} + K_a = 282{,}6\ kg \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} P = F_r \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \ \ si \ \ \frac{F_a}{F_r} > e \end{matrix}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}540 > e = 0{,}37 \rightarrow P_E = 661{,}6\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \rightarrow P_F = 193{,}1\ kg$$

4ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rE}}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}F_{aF} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rF}}{Y_F} = 39{,}5\ kg \\ F_{aE} = F_{aF} + K_a = 185{,}1\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}540 > e = 0{,}37 \rightarrow P_E = 433{,}3\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \rightarrow P_F = 126{,}5\ kg$$

5ª velocidad:

Condición 2b para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0{,}5 \cdot \left(\frac{F_{rE}}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F}\right)\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}F_{aF} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rF}}{Y_F} = 26{,}3\ kg \\ F_{aE} = F_{aF} + K_a = 123{,}1\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}540 > e = 0{,}37 \rightarrow P_E = 288{,}1\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \rightarrow P_F = 84{,}1\ kg$$

Marcha atrás:

Condición 1a para el montaje en X:

$$\left.\begin{array}{c}\frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \\ K_a \geq 0\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}F_{aE} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rE}}{Y_E} = 253{,}5\ kg \\ F_{aF} = F_{aE} + K_a = 673{,}1\ kg\end{array}\right\} \left.\begin{array}{c}P = F_r\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0{,}4 \cdot F_r + Y \cdot F_a\ \ si\ \ \frac{F_a}{F_r} > e\end{array}\right\}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0{,}313 \leq e = 0{,}37 \rightarrow P_E = 811{,}1\ kg$$

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 1{,}3 > e = 0{,}37 \rightarrow P_F = 1284{,}1\ kg$$

Conocidas las cargas equivalentes debidas a cada marcha en cada apoyo, su factor de utilización y la velocidad de giro de cada marcha, bastará con sustituir estos valores en la ecuación de la carga media equivalente para calcular la carga media equivalente en cada apoyo.

Apoyo E:

APOYO E			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	1432,1 Kg	0,03	285 rpm
2ª	935,1 Kg	0,15	415 rpm
3ª	661,6 Kg	0,31	617 rpm
4ª	433,3 Kg	0,3	942 rpm
5ª	288,1 Kg	0,21	1418 rpm
M.A.	811,1 Kg	0,002	327 rpm

$$P_m = 5770\ N$$

Seguridad de carga del rodamiento del apoyo E:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{96500}{5770} = 16{,}73$$

Para una velocidad media del eje primario de 843 rpm y una vida L=5000 horas.

Apoyo F:

APOYO F			
VELOCIDAD	CARGA EQUIVALENTE	FACTOR DE UTILIZACIÓN	VELOCIDAD DE GIRO
1ª	418,1 Kg	0,03	285 rpm
2ª	330,2 Kg	0,15	415 rpm
3ª	193,1 Kg	0,31	617 rpm
4ª	126,5 Kg	0,3	942 rpm
5ª	84,1 Kg	0,21	1418 rpm
M.A.	1284,1 Kg	0,002	327 rpm

$$P_m = 1963\ N$$

Seguridad de carga del rodamiento del apoyo F:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{96500}{1963} = 49{,}16$$

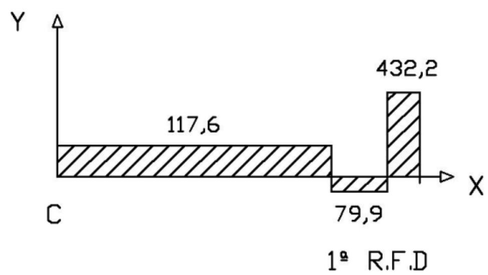
Para una velocidad media del eje primario de 843 rpm y una vida 5000 horas.

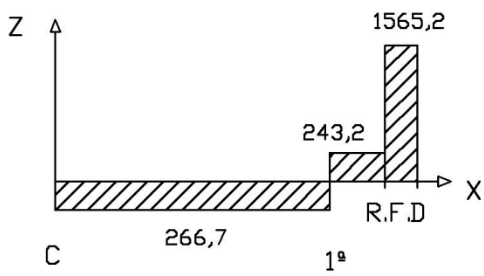
3.6.4 Elección de rodamientos de las ruedas locas:

Las ruedas que giran locas sobre los arboles primario y secundario lo hacen a través de rodamientos de aguja. Estos rodamientos permitan girar locas a las ruedas y estas a través de los sincronizadores quedan solidarios al árbol según sea la marcha seleccionada para que se produzca la transmisión de movimiento.

1ª velocidad:

Para conocer las fuerzas máximas que se aplicarán sobre el rodamiento de esta velocidad, situada en el eje secundario, hemos utilizado las ecuaciones de la estática, quedándonos las siguientes graficas de esfuerzos radiales.





Fuerza radial máxima sobre el rodamiento:

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \rightarrow \begin{cases} \boldsymbol{Izquierda \rightarrow R = 291{,}5\ kg} \\ Derecha \rightarrow R = 256\ kg \end{cases}$$

Conocida la fuerza máxima aplicada sustituiremos los datos en la siguiente fórmula para calcular la carga media equivalente.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot U_1}{U}}$$

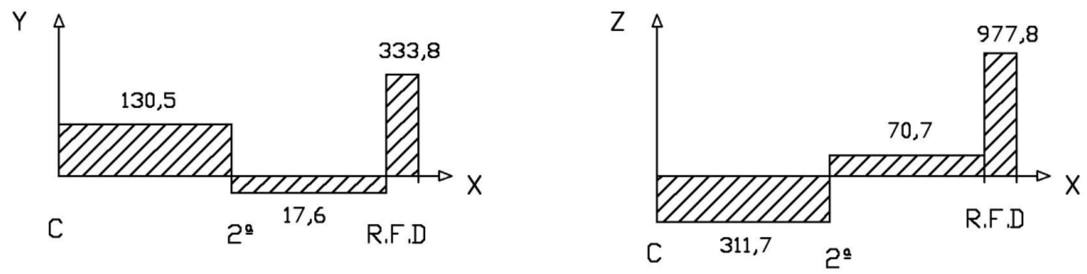
Para un número de revoluciones de la primera marcha en el árbol secundario $U_1 = 804,6x10^4$revoluciones y un número total de revoluciones de este árbol $U = 792,6\ x10^6$revoluciones, obtenemos una carga media equivalente de $P_m = 631\ N$.

Escogiendo una corona de agujasINAK 32x40x42-ZW TVde capacidad de carga dinámica C=50000 N tenemos una seguridad de carga:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{50000}{631} = 79,2$$

2ª velocidad:

Fuerzas radiales máximas sobre el rodamiento:



Fuerza radial máxima sobre el rodamiento:

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \rightarrow \begin{cases} \boldsymbol{Izquierda \rightarrow R = 337,9\ kg} \\ Derecha \rightarrow R = 72,9\ kg \end{cases}$$

Conocida la fuerza máxima aplicada sustituiremos los datos en la siguiente fórmula para calcular la carga media equivalente.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_2^3 \cdot U_2}{U}}$$

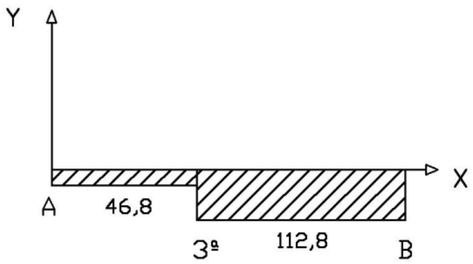
Para un número de revoluciones de la primera marcha en el árbol secundario $U_2 = 5859x10^4$revoluciones y un número total de revoluciones de este árbol $U = 792,6x10^6$ revoluciones, obtenemos una carga media equivalente de $P_m = 1418\ N$.

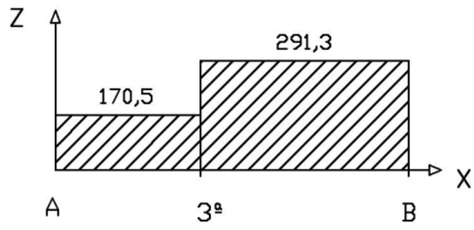
Escogiendo una corona de agujas INAK 32x40x42-ZW TVde capacidad de carga dinámica C=50000 N tenemos una seguridad de carga:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{50000}{1418} = 35,2$$

3ª velocidad:

Fuerzas radiales máximas sobre el rodamiento:





Fuerza radial máxima sobre el rodamiento:

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \rightarrow \begin{cases} Izquierda \rightarrow R = 176{,}8\ kg \\ \boldsymbol{Derecha \rightarrow R = 312{,}4\ kg} \end{cases}$$

Conocida la fuerza máxima aplicada sustituiremos los datos en la siguiente fórmula para calcular la carga media equivalente.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_3^3 \cdot U_3}{U}}$$

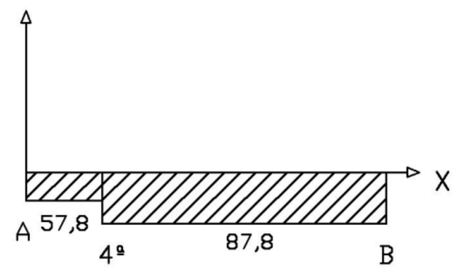
Para un número de revoluciones de la primera marcha en el árbol primario$U_3 = 325{,}5x10^6$revoluciones y un número total de revoluciones de este árbol $U = 1050x10^6$ revoluciones, obtenemos una carga media equivalente de $P_m = 2115\ N$.

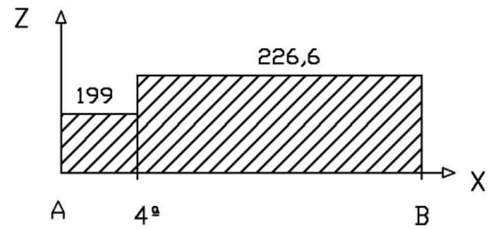
Escogiendo una corona de agujas INAK 32x40x42-ZW TVde capacidad de carga dinámica C=50000 N tenemos una seguridad de carga:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{50000}{2115} = 23{,}6$$

4ª velocidad:

Fuerzas radiales máximas sobre el rodamiento:





Fuerza radial máxima sobre el rodamiento:

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \rightarrow \begin{cases} Izquierda \rightarrow R = 207{,}2\ kg \\ \boldsymbol{Derecha \rightarrow R = 243\ kg} \end{cases}$$

Conocida la fuerza máxima aplicada sustituiremos los datos en la siguiente fórmula para calcular la carga media equivalente.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_4^3 \cdot U_4}{U}}$$

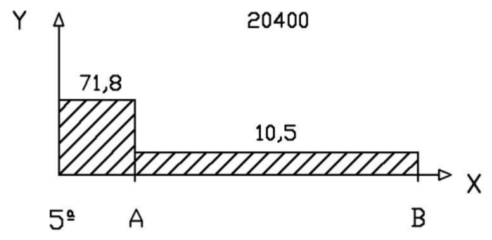
Para un número de revoluciones de la primera marcha en el árbol primario$U_4 = 315x10^6$revoluciones y un número total de revoluciones de este árbol $U = 1050x10^6$ revoluciones, obtenemos una carga media equivalente de $P_m = 1627\ N$.

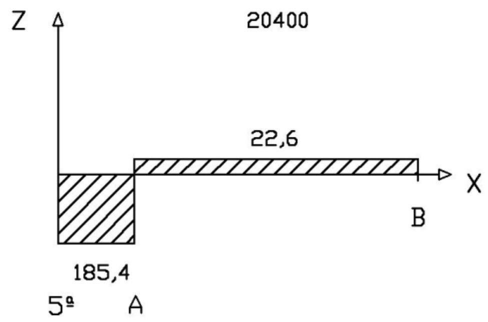
Escogiendo una corona de agujas INAK 32x40x42-ZW TVde capacidad de carga dinámica C=50000 N tenemos una seguridad de carga:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{50000}{1627} = 30{,}7$$

5ª velocidad:

Fuerzas radiales máximas sobre el rodamiento:





Fuerza radial máxima sobre el rodamiento:

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \rightarrow \begin{cases} Izquierda \rightarrow R = 0\ kg \\ \boldsymbol{Derecha \rightarrow R = 198{,}8\ kg} \end{cases}$$

Conocida la fuerza máxima aplicada sustituiremos los datos en la siguiente fórmula para calcular la carga media equivalente.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_5^3 \cdot U_5}{U}}$$

Para un número de revoluciones de la primera marcha en el árbol secundario $U_5 = 220{,}5x10^6$revoluciones y un número total de revoluciones de este árbol $U = 1050x10^6$ revoluciones, obtenemos una carga media equivalente de $P_m = 1182\ N$.

Escogiendo una corona de agujas INAK 32x40x42-ZW TVde capacidad de carga dinámica C=50000 N tenemos una seguridad de carga:

$$\frac{C}{P_m} = \frac{50000}{1182} = 42{,}3$$

3.7-CÁCULO DE LOS EJES NERVADOS

Los ejes nervados o dentados llevan en su periferia un cierto número de dientes que pueden considerarse como chavetas paralelas. Los numerosos dientes pueden transmitir esfuerzos muy grandes e intermitentes. Los dentados resultan económicos tallándolos por el procedimiento de fresa sinfín. Generalmente se realiza el centrado de los flancos con juego entre eje y agujero.

Los ejes dentados se calculan por el criterio de presión superficial, extraído del libro de G. Niemann "Tratado teórico práctico de elementos de máquinas", en su capítulo 4 de árboles y accesorios:

$$p \geq \frac{F}{A \cdot Z} = \frac{F}{L \cdot h \cdot Z}$$

Donde:

- p es la tensión límite de fluencia del eje que en nuestro caso al ser de acero F1280 tiene un valor de 98 kg/mm².
- L es la longitud portante de la unión.
- h es la altura del diente h=0,5 ($h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2)$).
- Z es el número de dientes de la unión.

❖ Para la fijación del árbol primario al embrague utilizaremos un eje dentado 20x1,5 DIN 5480 (Z=12 dientes, m=1,5 mm, d =18 mm)

$$\left.\begin{matrix} d_3 = 19,7 \\ d_2 = 17 \end{matrix}\right\} h = 0,5 \cdot (19,7 - 17) = 1,35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 20400}{18} = 2266,7\ kg$$

$$L = 32mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 4,4 kg/mm² ≤ 98 kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

❖ Para la fijación del sincronizador para el cambio de 3ª y 4ª en árbol primario utilizaremos un eje dentado 34x1,5 DIN 5480 (Z=21 dientes, m=1,5 mm, $d = 31,5$ mm)

$$\left.\begin{matrix} d_3 = 33,7 \\ d_2 = 31 \end{matrix}\right\} h = 0,5 \cdot (33,7 - 31) = 1,35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 20400}{31,5} = 1295,3\ kg$$

$$L = 20mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 2,3 kg/mm² ≤ 98 kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- ❖ Para la fijación del sincronizador para el cambio de 5ª en árbol primario utilizaremos un eje dentado 40x1,5 DIN 5480 (Z=25 dientes, m=1,5 mm, $d = 37{,}5$ mm)

$$\left.\begin{matrix} d_3 = 39{,}7 \\ d_2 = 37 \end{matrix}\right\} h = 0{,}5 \cdot (39{,}7 - 37) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 20400}{37{,}5} = 1088{,}1\ kg$$

$$L = 20mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 1,7 kg/mm² ≤ 98kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- ❖ Para la fijación del sincronizador para el cambio de 1ª y 2ª en árbol secundario utilizaremos un eje dentado 34x1,5 DIN 5480 (Z=21 dientes, m=1,5 mm, $d = 31{,}5$ mm)

$$\left.\begin{matrix} d_3 = 33{,}7 \\ d_2 = 31 \end{matrix}\right\} h = 0{,}5 \cdot (33{,}7 - 31) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot {}^{20400}/_{0{,}2553}}{31{,}5} = 5073{,}7\ kg$$

$$L = 21mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 8,7 kg/mm² ≤ 98 kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- ❖ Para la la fijación de la corona de 3ª utilizaremos un eje dentado 48x1,5 DIN 5480 (Z=30 dientes, m=1,5 mm, $d = 45$ mm)

$$\left.\begin{matrix} d_3 = 47{,}7 \\ d_2 = 45 \end{matrix}\right\} h = 0{,}5 \cdot (47{,}7 - 45) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot {}^{20400}/_{0{,}5526}}{45} = 1641\ kg$$

$$L = 30mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 1,35 kg/mm² ≤ 98kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- ❖ Para la la fijación de la corona de 4ª utilizaremos un eje dentado 40x1,5 DIN 5480 (Z=25 dientes, m=1,5 mm, $d = 37{,}5$ mm)

$$\left.\begin{array}{r} d_3 = 39{,}7 \\ d_2 = 37 \end{array}\right\} h = 0{,}5 \cdot (39{,}7 - 37) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot {}^{20400}/_{0{,}8437}}{37{,}5} = 1289{,}6\ kg$$

$$L = 30mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 1,28 kg/mm² ≤ 98kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- Para la la fijación de la corona de 5ª utilizaremos un eje dentado 40x1,5 DIN 5480 (Z=25 dientes, m=1,5 mm, $d = 37{,}5$ mm)

$$\left.\begin{array}{r} d_3 = 39{,}7 \\ d_2 = 37 \end{array}\right\} h = 0{,}5 \cdot (39{,}7 - 37) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot {}^{20400}/_{1{,}2692}}{37{,}5} = 857{,}3\ kg$$

$$L = 30mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 0,85 kg/mm² ≤ 98kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- Para la fijación de los semiejes de salida a las ruedas de los planetarios del diferencial utilizaremos un eje dentado 32x1,5 DIN 5480 (Z=20 dientes, m=1,5 mm, $d = 30$ mm)

$$\left.\begin{array}{r} d_3 = 31{,}7 \\ d_2 = 29 \end{array}\right\} h = 0{,}5 \cdot (31{,}7 - 29) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 250410}{30} = 16694\ kg$$

$$L = 20mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 30,9 kg/mm ≤ 98kg/mm, como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- Para la fijación del piñón de 3ª al sincronizador utilizaremos un eje dentado 60x1,5 DIN 5480 (Z=38 dientes, m=1,5 mm, $d = 57$ mm)

$$\left.\begin{array}{r} d_3 = 59{,}7 \\ d_2 = 57 \end{array}\right\} h = 0{,}5 \cdot (59{,}7 - 57) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 20400}{57} = 715{,}8\ kg$$

$$L = 10mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 1,4 kg/mm² ≤ 98,kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.

- Para la fijación del piñón de 4ª al sincronizador utilizaremos un eje dentado 60x1,5 DIN 5480 (Z=38 dientes, m=1,5 mm, $d = 57$ mm)

$$\left.\begin{array}{r} d_3 = 59{,}7 \\ d_2 = 57 \end{array}\right\} h = 0{,}5 \cdot (59{,}7 - 57) = 1{,}35mm$$

$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 20400}{57} = 715{,}8\ kg$$

$$L = 10mm$$

Sustituyendo estos valores en la formula obtenemos una presión superficial de 1,4 kg/mm² ≤ 98kg/mm², como se puede comprobar este es un esfuerzo menor del admisible por nuestro material.