



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

Diseño de reductores de engranajes

Autor:

Sáenz Niño, Marcos

Tutor:

**Manso Burgos, Gabriel
Departamento: CMeIM / EGI /
ICGF / IM / IPF**

Valladolid, Septiembre - 2015.



Resumen

En el diseño de una reductora de engranajes debe tenerse en cuenta en primer lugar los requerimientos de los engranajes, posteriormente los de los ejes y por último los de los cojinetes.

Mediante la recopilación de las diversas ecuaciones disponibles en distintos manuales para el diseño de máquinas se puede realizar una herramienta que realice de manera automática este proceso.

El objetivo de este trabajo es proveer una herramienta gratuita, intuitiva y fácilmente modificable a la comunidad educativa.

Abstract

In the design of reducing gear the requirements of the gears themselves are the ones first taken in account, then the axis ones and to finish the requirements of the bearings.

By the compilation of all the different equations available in several machine design manuals is possible to make a tool that's able to make all the calculation process automatically.

The goal of this project is to provide a free, intuitive and easy to modify tool to the educational field.



Índice

Capítulo 1: Introducción	5
Capítulo 2: Cálculo mecánico.....	9
2.1- Cálculo engranajes	11
2.1.1- Cálculos geométricos	11
2.1.2- Desplazamiento de perfil	15
2.1.3- Recubrimiento del perfil.....	19
2.1.4- Durabilidad superficie	20
2.1.5- Fórmulas esfuerzo de la AGMA.....	22
2.2- Cálculo ejes	31
2.2.1- Cálculo de esfuerzos	31
2.2.2- Cálculo estático.....	33
2.2.3- Fatiga	33
2.3- Cálculo rodamientos.....	35
2.3.1- Capacidad de carga.....	35
2.3.2- Duración en servicio	36
2.3.3- Capacidad de carga dinámica	37
Capítulo 3: Implementación en Microsoft Office Excel.....	39
3.1- Introducción	41
3.2- Definición del problema	41
3.3- Parámetros.....	42
3.4- Datos entrada	43
3.5- Parámetros avanzados.....	43
3.6- Resultados	44
3.7- Engranajes	44
3.7.1- Cálculos geométricos	44
3.7.2- Desplazamiento de perfil	49
3.7.3- Recubrimiento del perfil.....	51
3.7.4- Durabilidad de la superficie	51
3.7.5- Fórmulas de resistencia de la AGMA.....	53
3.7.6- Reacciones.....	60



3.7.7- Resolución y comprobación final.....	61
3.8- Ejes	62
3.8.1- Cálculo de esfuerzos	62
3.8.2- Cálculo estático.....	66
3.8.3- Fatiga	67
3.8.4- Construcción	68
3.9- Cojinetes.....	71
Capítulo 4: Implementación en Autodesk Inventor	73
4.1- Autodesk Inventor.....	75
4.2- Parámetros.....	75
4.3- Diseño de elementos.....	77
4.3.1- Rodamientos	77
4.3.2- Ejes	80
4.3.3- Alojamiento	82
4.3.4- Engranajes	86
4.4- Montaje.....	88
Capítulo 5: Impresión 3D.....	91
5.1- Impresora	93
5.2- Plástico	94
5.3- Software	94
5.4- Piezas	95
5.4.1- Rodamientos	95
5.4.2- Ejes	97
5.4.3- Alojamiento	100
5.4.4- Engranajes	101
5.5- Montaje.....	102
Capítulo 6: Conclusión	105
Capítulo 7: Bibliografía	109





Capítulo 1: Introducción





Aunque existen múltiples herramientas comerciales para el cálculo y modelado de elementos de máquinas, estas son por norma general caras y no permiten ver su funcionamiento interno ni su modificación y mejora.

A su vez existen gran cantidad de libros para el cálculo de estos mismos elementos, si bien la aplicación de las ecuaciones que proporcionan no se realiza de manera automática y permiten calcular cada elemento de manera individual y separada del resto.

Este trabajo viene a dar solución a estos dos problemas de una forma sencilla e intuitiva, que utilice herramientas disponibles de manera gratuita para todo aquel que se encuentre en el entorno universitario.

Los objetivos de este proyecto son:

- **Crear** una hoja de cálculo con Microsoft Excel que realice el cálculo de los engranajes, ejes y rodamientos de manera rápida y automatizada.
- **Realizar** un modelo con Autodesk Inventor Professional que tome todos los parámetros de la hoja de cálculo anteriormente descrita y adapte las piezas a estos parámetros de la manera más sencilla posible.
- **Explicar** el mecanismo de funcionamiento de la herramienta para facilitar sus posibilidades de mejora y desarrollo.





Capítulo 2: Cálculo mecánico





2.1- Cálculo engranajes

El cálculo de engranajes se realiza de forma iterativa. A partir de un módulo inicial se calcula el resto de dimensiones. Con los parámetros geométricos iniciales y las tensiones a las que se someten los engranajes se calcula el coeficiente de seguridad.

Se va modificando el módulo para que el coeficiente de seguridad se adecue al coeficiente de seguridad deseado.

Como hay coeficiente de seguridad para distintas tensiones todos ellos deben ser superiores al requerido.

Además de cumplir con los coeficientes de seguridad hay más requerimientos y condiciones que deben cumplir los pares de engranajes, como el recubrimiento de perfil entre otros.

2.1.1- Cálculos geométricos

Cuando se relacionan dos engranajes, se utilizan dos relaciones, siendo inversas entre sí. La ley de transmisión y la relación entre el número de dientes (ecs.2.1 y 2.2).

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (2.1)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.2)$$

donde

z_1 es el número de dientes de la rueda de entrada

z_2 es el número de dientes de la rueda de salida

ω_1 es la velocidad de la rueda de entrada

ω_2 es la velocidad de la rueda de salida

Los diámetros primitivos de cada rueda en función de las relaciones entre el número de dientes y la distancia entre ejes son (ecs.2.3 y 2.4).

$$d_1 = \frac{2a}{1+u} \quad (2.3)$$

$$d_2 = 2a - d_1 \quad (2.4)$$



donde

a es la distancia entre ejes

El módulo de un engranaje se define como la relación entre su diámetro y el número de dientes que tiene (ec.2.5). Sólo se pueden conectar engranajes del mismo módulo.

$$m = \frac{d}{z} \quad (2.5)$$

donde

m es el módulo

d es el diámetro del círculo primitivo

z es el número de dientes

A la hora de diseñar engranajes, los módulos que se utilizan están normalizados, para facilitar y abaratar su construcción. Los módulos normalizados por la norma UNE 18005:1984 se encuentran en la tabla 2.1. En caso de tener un módulo que no coincida con alguno de estos valores, se utilizará el inmediatamente superior.

Serie 1	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Serie 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Tabla 2.1. Módulos según la norma UNE 18005:1984

Además del módulo se utilizan otras dimensiones para definir con exactitud un engranaje, todas se muestran en la figura 2.1.

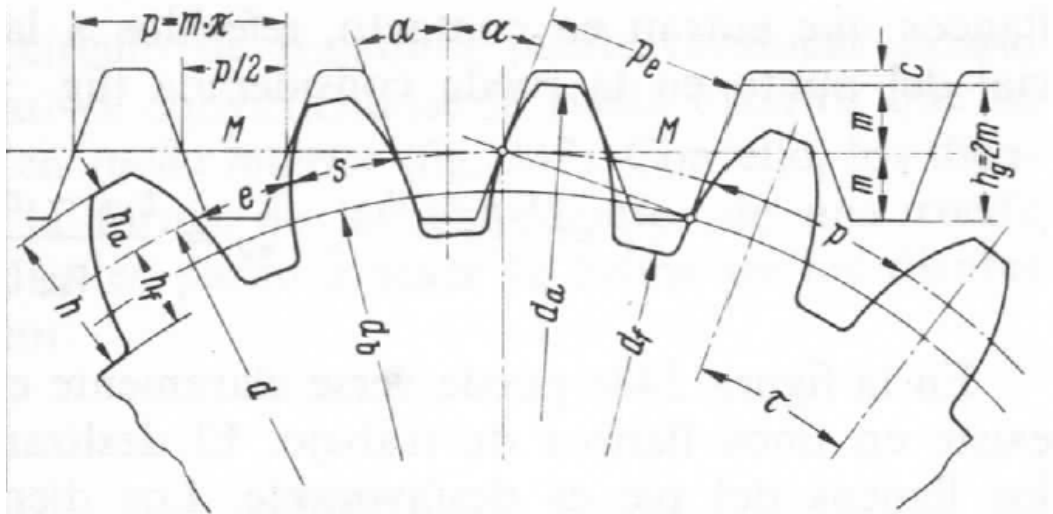


Figura 2.1. Medidas determinantes en un engranaje de dientes rectos [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 440]

donde

d_a es el diámetro de cabeza

d_f es el diámetro de pie

d_b es el diámetro base

h es la altura del diente

h_a es la altura de la cabeza

h_f es la altura del pie del diente

h_g es la altura del diente, compartida por dos ruedas

p es el paso

p_e es el paso de engrane

s es espesor del diente

e es el ancho del hueco del diente

α es el ángulo de engrane normalizado = 20°

τ es el ángulo de paso

c es el juego de cabeza

El paso resulta de dividir el diámetro primitivo entre el número de dientes, otra forma de expresarlo es el módulo del engranaje multiplicado por π (ec.2.6) además se cumple que el paso es la suma entre el espesor del diente y el ancho del hueco del diente (ec.2.7). El paso de engrane se calcula mediante la ecuación 2.8.

$$p = m \cdot \pi \quad (2.6)$$

$$p = s + e \quad (2.7)$$

$$p_e = p \cdot \cos \alpha \quad (2.8)$$

La mayoría de ruedas utilizan una altura de cabeza $h_a = m$. La altura del pie del diente es mayor para evitar que roce la cabeza con la base. Ese aumento de tamaño se denomina juego de cabeza c (mostrado en la figura 2.2) y suele ser la quinta parte del módulo, por lo que $h_f = 1,2 m$. A partir de esto se pueden calcular los diámetros del círculo de cabeza, del círculo de pie, del círculo base y la distancia cero entre ejes (ecs.2.9 - 2.12).

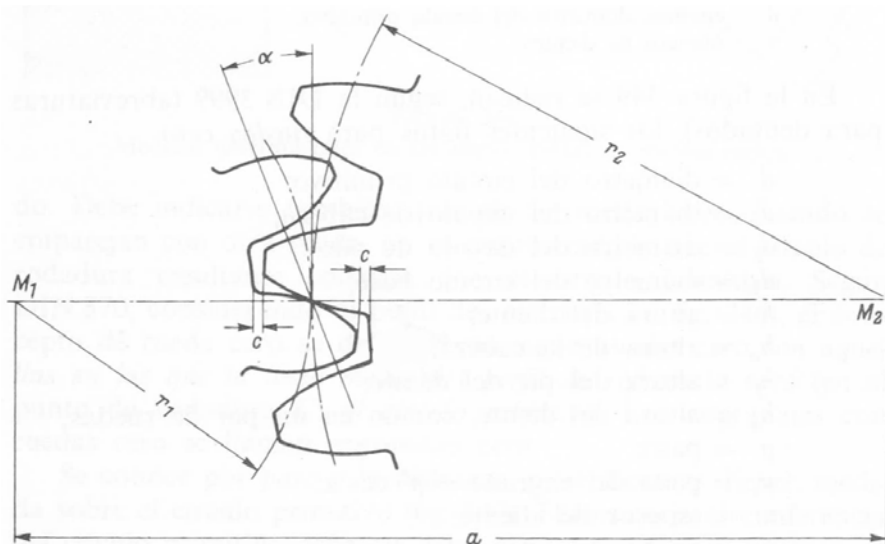


Figura 2.2. Ilustración del juego de cabeza y la distancia cero entre ejes [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 442]

donde

$$d_a = d + 2h_a \quad (2.9)$$



$$d_f = d - 2h_f \quad (2.10)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (2.11)$$

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \quad (2.12)$$

donde

a es la distancia cero entre ejes

Otra dimensión a tener en cuenta es la longitud del diente, que es aquella que sigue la dirección del eje. Está normalizada y se suele considerar diez veces el módulo (ec.2.13).

$$l = 10 m \quad (2.13)$$

Por cuestiones geométricas, a partir de cierto número de dientes el engranaje sufre un estrangulamiento entre dientes. El número de dientes teórico para el que no hay estrangulamiento es z_g . En la práctica un pequeño estrangulamiento no tiene efectos por lo que se tiene un número de dientes límite práctico z'_g . Ambos se calculan mediante las ecuaciones XXX y XXX.

$$z_g = 2 / \sin^2 \alpha \quad (2.14)$$

$$z'_g \approx \frac{5}{6} z_g \quad (2.15)$$

2.1.2- Desplazamiento de perfil

Al no poder darle cualquier valor al módulo y tener que utilizar únicamente los normalizados, en la mayoría de ocasiones se tendrá un módulo que no cumple la distancia cero o que causa que las ruedas no engranen adecuadamente.

Para solucionar esto, cuando se están tallando las ruedas se desplaza ligeramente la herramienta, de manera que la forma de los dientes cambie. La forma en que los dientes cambian de geometría se muestra en la figura 2.3.

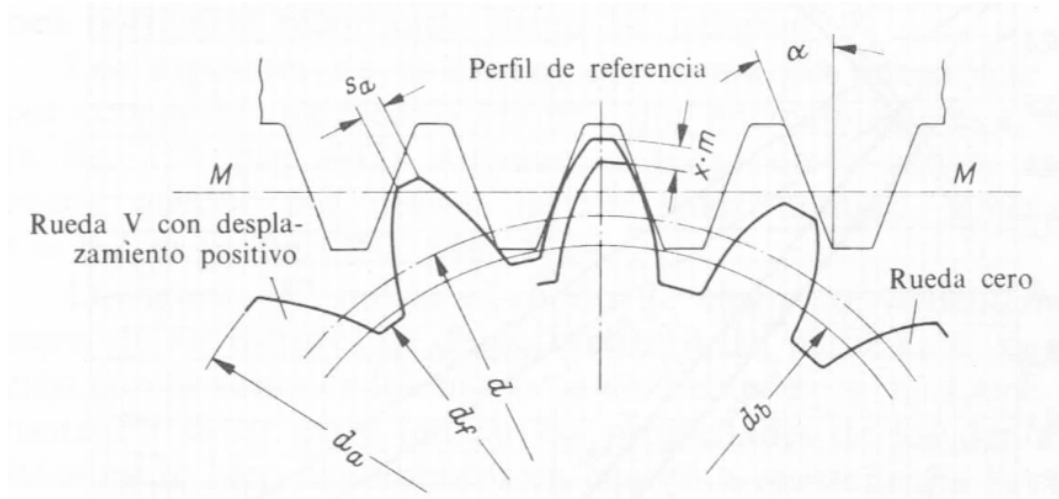


Figura 2.3. Ruedas con desplazamiento de perfil positivo [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 447]

donde

X es el factor de desplazamiento de perfil ISO 4467

En función de si la rueda se aleja o acerca al engranaje durante su tallado se tiene desplazamiento de perfil positivo y negativo respectivamente. El desplazamiento de perfil positivo tiene ventajas sobre el negativo como son la disminución del peligro de estrangulamiento, el refuerzo de los engranajes, la mejora de las condiciones de desplazamiento y la posibilidad de reajustar la distancia entre ejes una vez montados.

Con el desplazamiento de perfil cambian bastantes dimensiones, no así el diámetro del círculo primitivo y el del círculo base (ecs.2.16 y 2.17). Los diámetros del círculo de cabeza y del círculo de pie una vez introducido el factor de desplazamiento de perfil se calculan mediante las ecuaciones 2.18 y 2.19.

$$d = z \cdot m \quad (2.16)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (2.17)$$

$$d_a = d + 2x \cdot m + 2h_a \quad (2.18)$$

$$d_f = d + 2x \cdot m - 2h_f \quad (2.19)$$

Al disminuir el riesgo de estrangulamiento, el número de dientes límite es



distinto, y disminuye cuanto más aumenta el factor de desplazamiento. Los valores que toma se pueden observar en la figura 2.4.

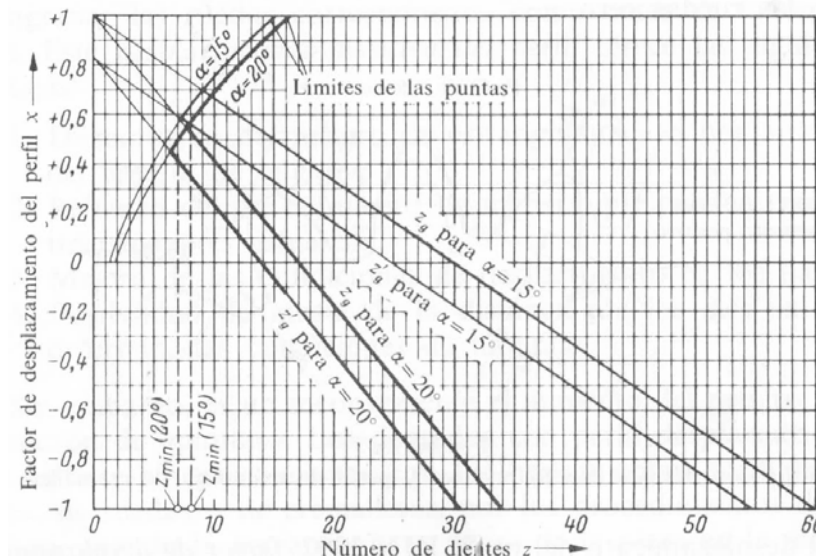


Figura 2.4. Influencia del desplazamiento de perfil en el número de dientes límite [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 448]

El factor de desplazamiento de perfil viene también influenciado por el uso y requerimientos a los que el engranaje va a estar sometido. La figura 2.5 muestra los valores en función de la suma del número de dientes de las dos ruedas y del uso.

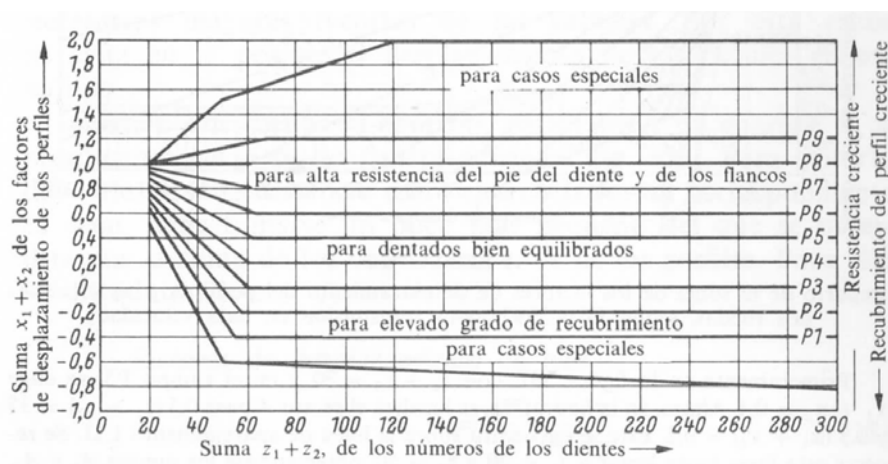


Figura 2.5. Elección de la suma de desplazamientos de perfil en función del número de dientes y la aplicación según la norma ISO 4467

Cada rueda tiene su propio desplazamiento de perfil, la distribución de factores de desplazamiento de perfil viene dada por la norma ISO 4467 y depende de las llamadas líneas de aparejamiento de perfil (L1-L17). En la figura 2.6 aparecen representadas estas líneas y la distribución en función de las mismas.

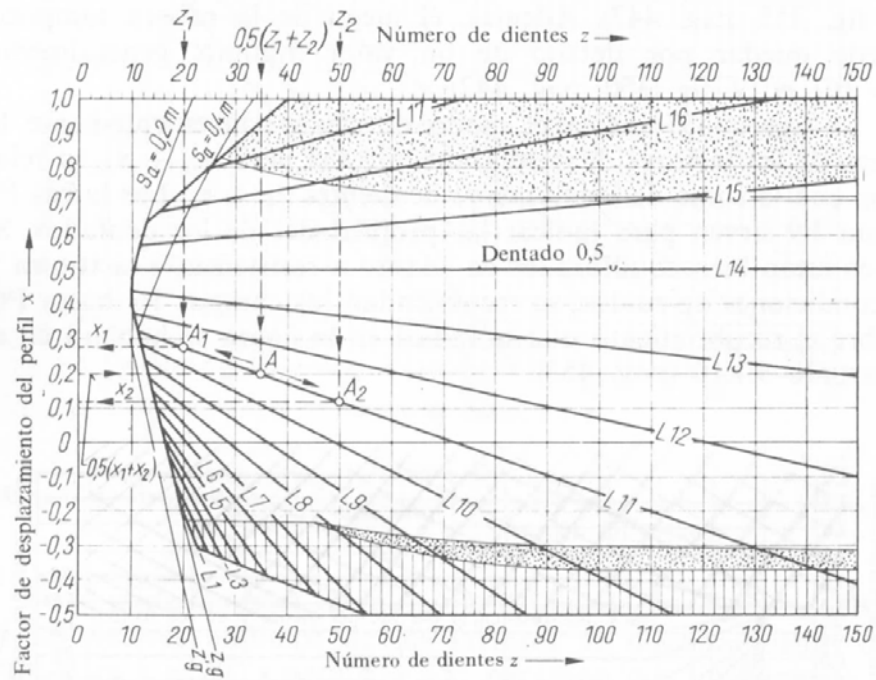


Figura 2.6. Reparto del desplazamiento de perfil entre dos ruedas [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 450]

Conocidos los factores de desplazamiento de perfil, pueden ser calculados los factores de desplazamiento de ejes B y B_V . El cálculo de B se da en la ecuación 2.20 y las relaciones entre B y B_V en las ecuaciones 2.21 y 2.22.

$$B = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \quad (2.20)$$

$$B_V \approx \frac{B}{\sqrt[4]{1 + 13B}} \quad (2.21)$$

$$B \approx B_V \sqrt{1 + 7B_V} \quad (2.22)$$

Se distinguen dos distancias entre ejes, a_V (ec.2.23) es la estándar y a_p (ec.2.24) es cuando el juego de los flancos no daña el engranaje.



$$a_V = (r_1 + r_2)(1 + B_V) \quad (2.23)$$

$$a_P = (r_1 + r_2) + (x_1 + x_2)m \quad (2.24)$$

El ángulo de engrane en servicio α_w es diferente al normalizado $\alpha=20^\circ$. La relación entre α y α_w se encuentra en la ecuación 2.25, y α_w despejado en la ecuación 2.26.

$$\cos \alpha_w = \frac{r_1+r_2}{a} \cos \alpha \quad (2.25)$$

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{r_1+r_2}{a} \cos \alpha \right) \quad (2.26)$$

Ya sólo faltan por ser calculados los diámetros de los círculos de rodadura en servicio. En función de la distancia entre ejes y la relación entre el número de dientes se calcula (ecs.2.27 y 2.28).

$$d_{w1} = \frac{2a}{u+1} \quad (2.27)$$

$$d_{w2} = 2a - d_{w1} \quad (2.28)$$

2.1.3- Recubrimiento del perfil

Si los dientes comienzan a engranar cuando otros ya están engranados el movimiento es constante y se evitan choques y golpes. Esto es evitable si los dientes comienzan a engranar antes que el anterior haya dejado de hacerlo. Se denomina recubrimiento a esto mismo. La figura 2.7 muestra las dimensiones a tener en cuenta para el recubrimiento.

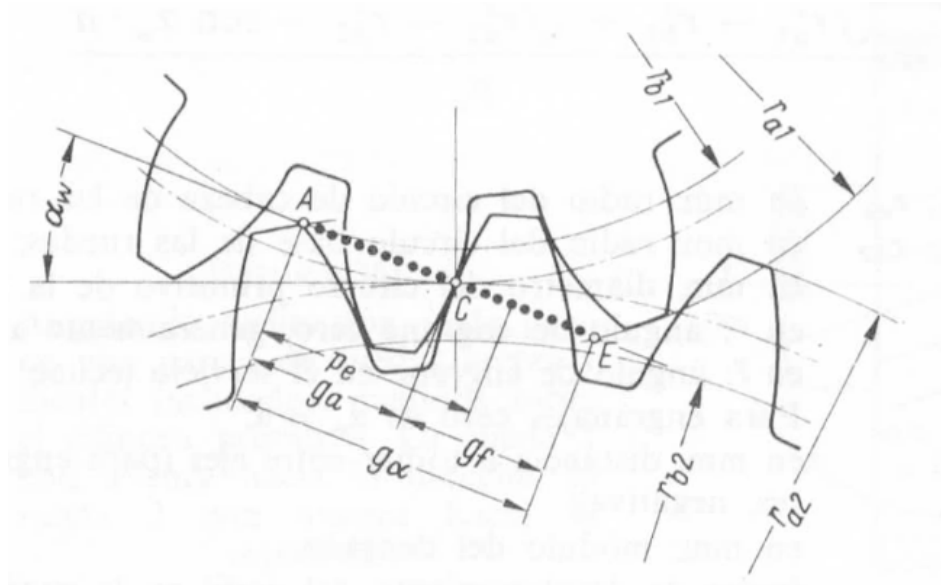


Figura 2.7. Dimensiones relevantes en el cálculo del recubrimiento [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 453]

donde

g_a es la trayecto de engrane de la cabeza de la rueda 2

g_f es la trayecto de engrane del pie de la rueda 2

g_α es el trayecto de engrane

Si el trayecto de engrane es mayor al paso de engrane se puede afirmar que existe recubrimiento. El recubrimiento se evalúa mediante el llamado grado de recubrimiento (ec.2.29), que es la relación entre el trayecto de engrane y el paso de engrane.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 + r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a3}^2 + r_{b3}^2} - a \cdot \sin \alpha_w}{p_e} \quad (2.29)$$

Para cumplir con las condiciones de recubrimiento, debe tenerse $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$.

2.1.4- Durabilidad superficie

En el estudio de tensiones en engranajes es necesario encontrar una relación entre estos y la velocidad de giro. Para ello es utilizada la ecuación de Carl



Barth para el cálculo del factor dinámico.

$$K_V = C_V = \frac{3,05}{3,05+V} \quad (2.30)$$

donde V se expresa en m/s

La durabilidad de las superficies está condicionada a la aparición de fatiga superficial, de escarificación o de abrasión.

Para evaluar la durabilidad de las superficies de contacto de los dientes se utiliza la teoría de Hertz. Para ello se parte de la expresión de la tensión de contacto entre dos cilindros (ec.2.31).

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (2.31)$$

donde p_{max} es la tensión de compresión en la superficie, F la fuerza presionante de los cilindros y l la longitud de los cilindros. b se obtiene de:

$$b = \left\{ \frac{2F [(1-\nu_1^2)/E_1] + [(1-\nu_2^2)/E_2]}{\pi l (1/d_1) + (1/d_2)} \right\}^2 \quad (2.32)$$

donde ν_1 y ν_2 y E_1 y E_2 son las constantes elásticas del material y d_1 y d_2 los diámetros de los cilindros.

Puesto que la geometría de los dientes difiere de ser cilíndrica, hay que realizar unas modificaciones. La fuerza F se sustituye por $W_t / \cos \phi$ y d por $2r$. La ecuación 2.33 es la resultante del cambio.

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi l \cos \alpha} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1-\nu_1^2)/E_1] + [(1-\nu_2^2)/E_2]} \quad (2.33)$$

El desgaste aparece cerca de la línea de paso, los radios de curvatura en ese punto son respectivamente para los dientes de cada rueda los mostrados en las ecuaciones 2.34 y 2.35 respectivamente.

$$r_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2} \quad (2.34)$$



$$r_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2} \quad (2.35)$$

En la ecuación XXX se tienen cuatro constantes elásticas. Para simplificar los cálculos la AGMA define un coeficiente elástico C_p (ec.2.36) encargado de unificar los cuatro valores.

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_P^2}{E_P} + \frac{1-v_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (2.36)$$

Utilizando el factor de velocidad C_V , el elástico C_p , los radios de curvatura y la fuerza a la que están sometidos los dientes, se obtiene la tensión al que están sometidos los dientes (ec.2.37).

$$\sigma_C = -C_p \left[\frac{W_t}{C_V F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2} \quad (2.37)$$

El coeficiente de seguridad para la durabilidad de la superficie es (ec.2.38).

$$n_{dur} = \frac{\sigma_{fatiga}}{\sigma_C} \quad (2.38)$$

2.1.5- Fórmulas esfuerzo de la AGMA

La AGMA define dos fórmulas para evaluar tanto la tensión por flexión como por picadura.

La tensión por flexión es (ec.2.39),

$$\sigma = \frac{W_t K_a P_d K_s K_m}{K_v l m J} \quad (2.39)$$

En donde:

σ es la tensión por flexión

W_t es la carga tangencial aplicada

K_a es el factor de aplicación



K_v es el factor dinámico

P_d es el paso

m es el módulo

l es la longitud del diente

K_s es el factor de tamaño

K_m es el factor de distribución de carga

J es el factor geométrico

Y la tensión por picadura es (ec.2.40),

$$\sigma_c = C_P \left(\frac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v l d I} \right)^{1/2} \quad (2.40)$$

En donde:

σ_c es el valor absoluto de la tensión por contacto

C_P es el coeficiente elástico

C_a es el factor de aplicación

C_v es el factor dinámico

C_s es el factor de tamaño

d es diámetro

C_m es el factor de distribución de carga

C_f es el factor de estado

I es el factor geométrico

Esta tensión debe compararse posteriormente con la resistencia del material.

La resistencia del material se obtiene de las figuras 2.8 y 2.9 que representan respectivamente la resistencia a la flexión según la AGMA (S_t) y la resistencia a la fatiga en la superficie (S_c) para engranajes de acero.

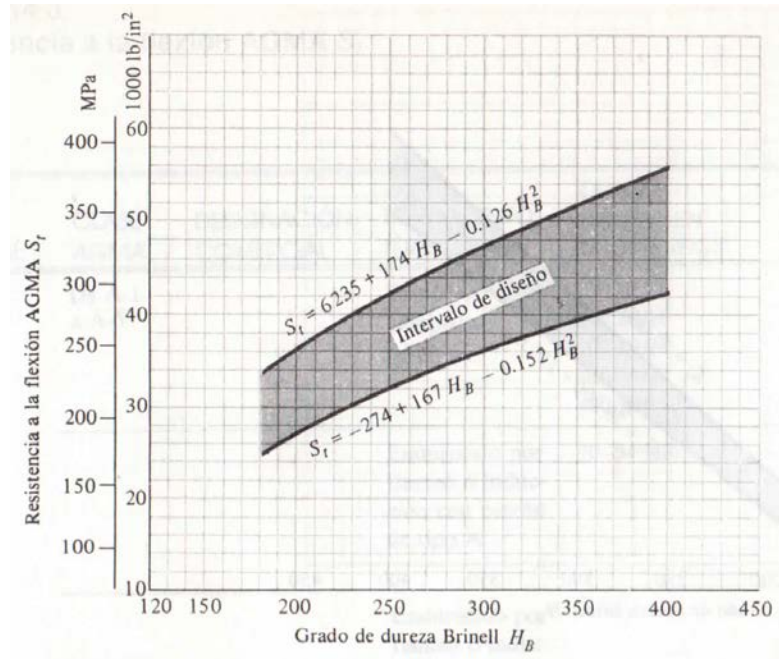


Figura 2.8. Resistencia a la flexión según la AGMA para engranajes de acero [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 673]

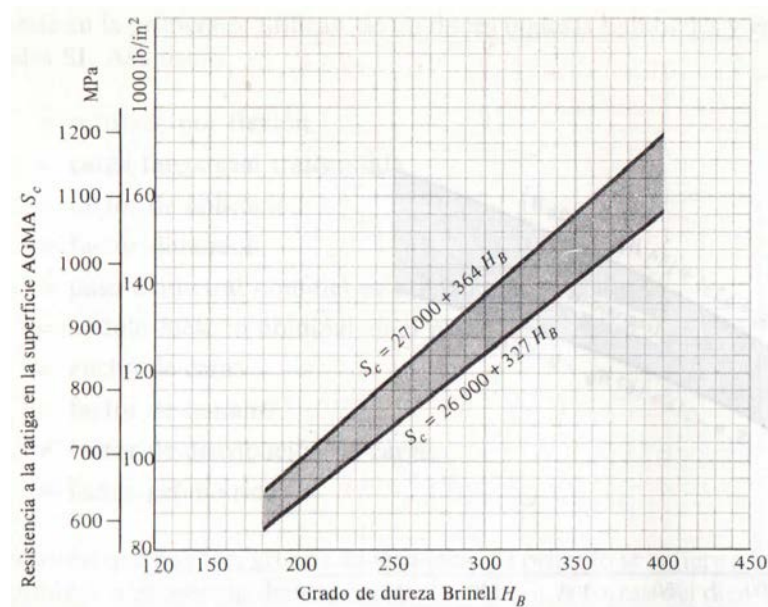


Figura 2.9. Resistencia a la fatiga en la superficie según la AGMA para engranajes de acero [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 674]

En los cálculos realizados por la AGMA se utiliza el término esfuerzo admisible



en vez de resistencia.

Los valores de resistencia de un material se modifican mediante una serie de factores que nos dan los valores límite de las tensiones por flexión (ec.2.41) y por contacto (ec.2.42).

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t K_L}{K_T K_R} \quad (2.41)$$

En donde:

K_L = factor de duración

K_T = factor de temperatura

K_R = factor de confiabilidad

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R} \quad (2.42)$$

En donde:

C_L = factor de duración

C_H = factor de relación de fuerza

C_T = factor de temperatura

C_R = factor de confiabilidad

Los factores de seguridad serán el resultado de dividir la resistencia del material entre la tensión a la que está sometidos (ecs.2.43 y 2.44).

$$N_{flex} = \frac{\sigma}{\sigma_{adm}} \quad (2.43)$$

$$N_{pic} = \frac{\sigma_c}{\sigma_{c,adm}} \quad (2.44)$$

2.1.5.1- Factores geométrico

Los factores de AGMA I y J definen el efecto de la forma del diente en la ecuación de la tensión a la que está sometido. El factor J se utiliza para los casos de flexión y el I para los de picadura.

Para la determinación del factor geométrico J se utiliza la figura 2.10 proporcionada por la AGMA. Se produce aquí un error ya que esta figura es válida únicamente cuando el ángulo de presión es el normalizado, 20°. En los casos en que se utilice ese ángulo no existirá error, pero cuando exista un cierto desplazamiento de perfil y se modifique el ángulo de engrane no se tendrá un resultado exacto.

Este error se supone asumible, ya que en el caso de tener desplazamiento de perfil siempre va a ser este positivo y eso aumenta la resistencia en el pie del diente. En cualquier caso debe quedar constancia de esta situación.

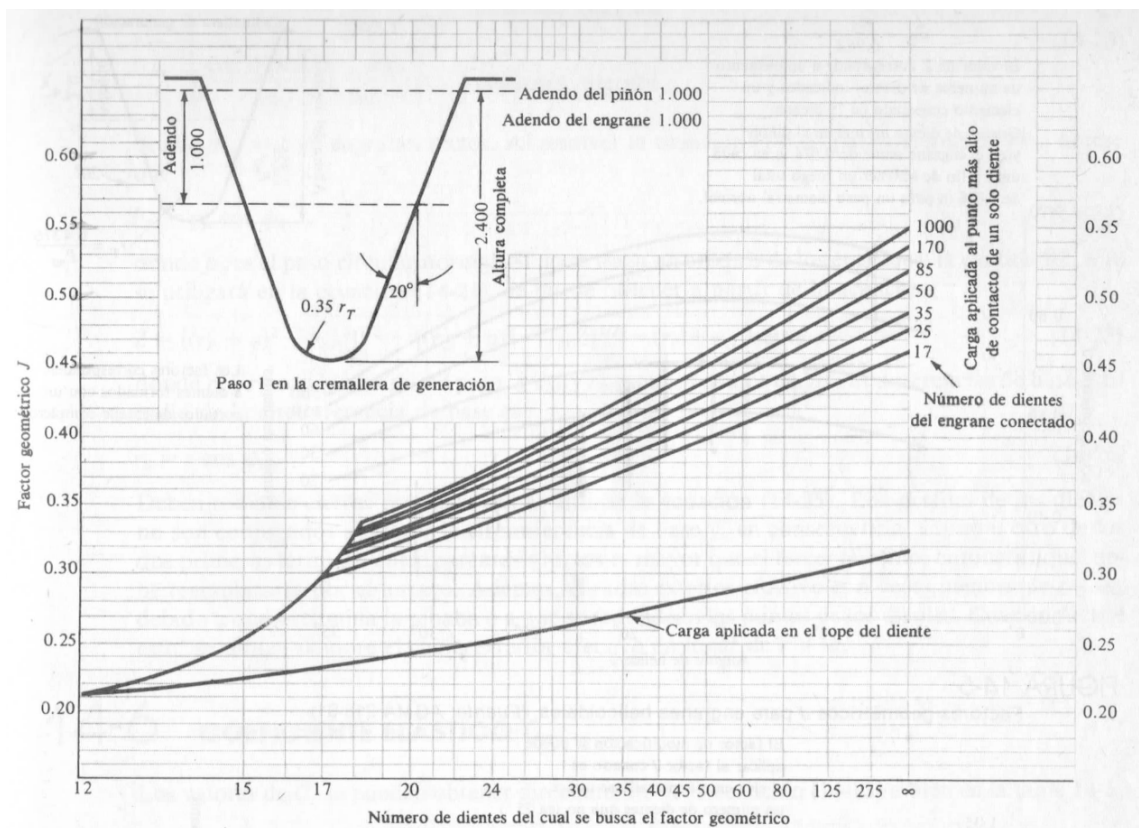


Figura 2.10. Factor geométrico J para engranajes rectos [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 679]

El factor J tiene en cuenta el número de dientes de ambas ruedas y el ángulo de engrane, aunque para simplificar este se supone constante.

El factor I se calcula mediante la ecuación 2.45, también proporcionada por la AGMA.

$$I = \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{2} \frac{u}{u+1} \quad (2.45)$$



2.1.5.2- Coeficiente elástico C_p

Se saca de la ecuación 2.36.

2.1.5.3- Factores dinámicos C_v y K_v

Los factores dinámicos tienen como objeto tener en cuenta las pequeñas variaciones en la velocidad de los engranajes causadas por imperfecciones ocurridas durante su fabricación. Entre los efectos que esta irregularidad tiene se encuentran:

- Imprecisión en la generación del perfil del diente
- Vibraciones en el choque entre dientes
- Desequilibrios dinámicos
- Desgaste y deformación de los dientes
- Mayor rozamiento

A mayor precisión en la fabricación y menores tolerancias, estos efectos son menores. La calidad en la manufactura de engranajes se cuantifica mediante unos *índices de control de calidad*, aunque puede utilizarse para este objeto los *índices de nivel de exactitud en la transmisión*, Q_v . Este índice toma valores entre 1 y 12.

A partir del índice anterior se calcula el factor dinámico con la siguiente fórmula (ec.2.46):

$$C_v = K_v = \left[\frac{A}{A+(200V)^{1/2}} \right]^B \quad (2.46)$$

donde

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = (12 - Q_v)^{2/3} / 4$$

2.1.5.4- Factores de aplicación C_a y K_a

Representan la posible variación de la carga nominal, dependen tanto de la aplicación a la que está destinada la máquina como del criterio del ingeniero. Una tabla orientativa se muestra en la tabla 2.2.



Para soportes de elevadores	$K = 2$
Para vigas maestras de soporte de grúas puente, con cabina de operador y sus uniones	$K = 1.25$
Para vigas maestras de soporte de grúas puente operadas desde el piso y sus uniones	$K = 1.10$
Para soportes de maquinaria ligera, impulsada con eje de transmisión o motor	$K \geq 1.20$
Para soportes de maquinaria de movimiento alternativo o con potencia de impulsión propia	$K \geq 1.50$
Para suspensiones de pisos y plataformas	$K = 1.33$

Tabla 2.2. Factor de aplicación según el uso de la maquinaria [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 13]

2.1.5.5- Factor de estado C_f

Aún no están definidos por la AGMA, pero para superficies defectuosas se recomienda utilizar valores mayores a la unidad.

2.1.5.6- Factores de tamaño C_s y K_s

Este factor será de la unidad cuando no existan imperfecciones ni variaciones de propiedades dentro del material, en caso de que sí haya será mayor que la unidad

2.1.5.7- Factores de distribución de carga C_m y K_m

El factor de distribución de carga está influenciado por:

- Desalineamiento de los ejes
- Variaciones en el avance
- Deflexiones elásticas causadas por la carga en distintos elementos del mecanismo

El valor de este factor se encuentra en la tabla 2.2 y depende de las condiciones del soporte y de la longitud del diente.



CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA F , en (mm)			
	$\leq 2(50)$	6(150)	9(225)	$\geq 16(400)$
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.3 [1.2]	1.4 [1.3]	1.5 [1.4]	1.8 [1.7]
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de la cara	1.6 [1.5]	1.7 [1.6]	1.8 [1.7]	2.0 [2.0]
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara			>2.0	[>2.0]

Tabla 2.3. Factores de distribución de carga para engranajes rectos y helicoidales [JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 685]

2.1.5.8- Factor de relación de dureza C_H

Al tener el piñón un menor número de dientes, tiene más velocidad que su engrane. Para evitar que esto provoque un desgaste prematuro, en algunos casos se endurece más. El factor de relación de dureza (ec.2.47) ajusta esta diferencia en las resistencias superficiales:

$$C_H = 1.0 + A(u - 1.0) \tag{2.47}$$

donde

$$A = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8.29(10^{-3})$$

2.1.5.9- Factores de duración C_L y K_L

Las resistencias dadas anteriormente están calculadas para 10^7 ciclos de carga para cada diente. Los factores de duración modifican las resistencias AGMA para cuando el número de ciclos es distinto. Cuando este número es 10^7 , los factores tienen el valor de la unidad.

Las ecuaciones que dan los factores de duración se encuentran en las siguientes figuras con sus representaciones gráficas. El factor de duración para flexión se muestra en la figura 2.11 y para picadura en la figura 2.12.

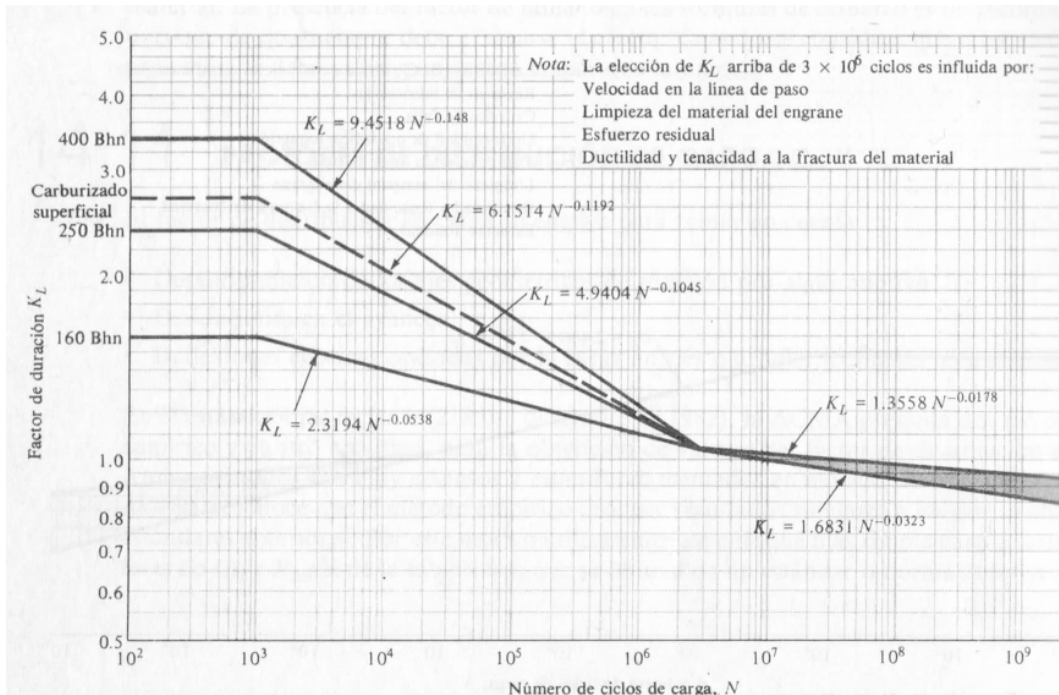


Figura 2.11. Factor de Resistencia a la flexion para engranajes rectos [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 686]

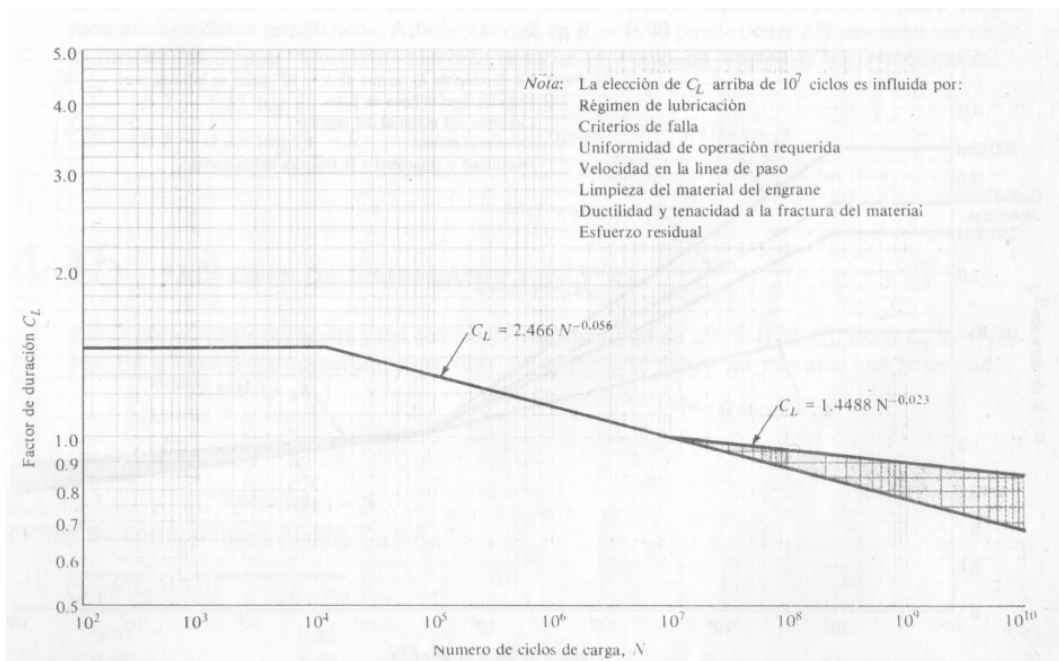


Figura 2.12. Factor de Resistencia a la picadura para engranajes rectos [JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990, Página 685]



2.1.5.10- Factores de confiabilidad C_R y K_R

Las resistencias de la AGMA son calculadas para 10^7 ciclos de vida y una confiabilidad de $R = 0.99$. Para calcular el factor de confiabilidad, que introduce la desviación de la confiabilidad respecto del valor de referencia, se utilizan las siguientes ecuaciones (ec.2.48)

$$C_R = \begin{cases} 0.7 - 0.15 \log(1 - R) & 0.9 \leq R < 0.99 \\ 0.5 - 0.25 \log(1 - R) & 0.99 \leq R < 0.9999 \end{cases} \quad (2.48)$$

2.1.5.11- Factores de temperatura C_T y K_T

Este factor tiene un valor de la unidad si la temperatura del aceite y de los dientes es menor o igual que 120°C , si son mayores el factor también aumenta.

2.2- Cálculo ejes

Mientras que en el cálculo de engranas el proceso era iterativo, en el caso de ejes el procedimiento es lineal y calcula las dimensiones en función de las dimensiones fijas dadas, de la fuerza a la que están sometidos los ejes y de un coeficiente de seguridad.

Las dimensiones dadas son las mínimas, nunca pueden ser menores pero sí mayores por cuestiones de fabricación. Eso se explicará con detalle en el apartado 3.8.4.

2.2.1- Cálculo de esfuerzos

Inicialmente es necesario calcular las reacciones de los apoyos en función de la geometría del eje y las reacciones en el engranaje. Los ejes de la entrada y salida tienen un solo engranaje situado en una posición intermedia y a ambos lados se encuentran los apoyos a distancias X_1 y X_2 . Las reacciones en los apoyos son las mostradas en las fórmulas 2.49 y 2.50 para cada uno:

$$F_1 = \frac{F_e \cdot X_2}{X_1 + X_2} \quad (2.49)$$

$$F_2 = \frac{F_e \cdot X_1}{X_1 + X_2} \quad (2.50)$$

El eje intermedio consta de dos engranajes separados por X_2 y a cada lado se encuentran los apoyos, a X_1 y X_3 respectivamente. Las reacciones en los apoyos (ecs.2.51 y 2.52) son:

$$F_1 = \frac{F_{e1} \cdot (X_2 + X_3)}{X_1 + X_2 + X_3} + \frac{F_{e2} \cdot X_3}{X_1 + X_2 + X_3} \quad (2.51)$$

$$F_2 = \frac{F_{e1} \cdot X_1}{X_1 + X_2 + X_3} + \frac{F_{e2} \cdot (X_1 + X_2)}{X_1 + X_2 + X_3} \quad (2.52)$$

Conocidas las reacciones se puede pasar a los esfuerzos, siendo necesario calcular el flector y el torsor. La figura 2.13 muestra el ejemplo que se considera y con él la nomenclatura.

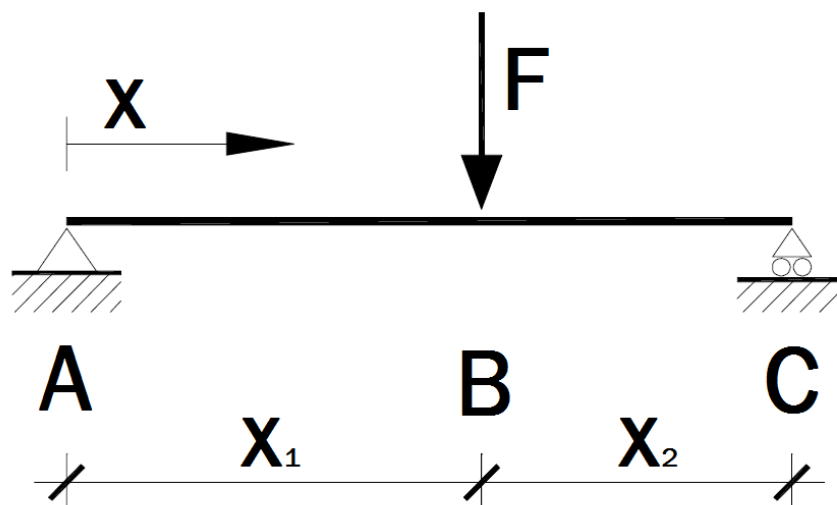


Figura 2.13. Esquema de una barra biapollada sometida a una carga puntual [Universidad de Alicante, apuntes de Obras de Hormigón, <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>]

Las fórmulas utilizadas para calcular el momento flector son las siguientes (ecs.2.53 y 2.54):

$$M_{AB} = \frac{F \cdot X_2}{X_1 + X_2} x \quad (2.53)$$

$$M_{BC} = \frac{F \cdot X_1}{X_1 + X_2} (X_1 + X_2 - x) \quad (2.54)$$

En el caso de tener dos cargas como en el eje intermedio, se calculan los momentos flectores con esas fórmulas (ecs.2.55 y 2.56) y se superponen los resultados.

$$M_{AB} = \frac{F_1 \cdot (X_2 + X_3)}{X_1 + X_2 + X_3} x + \frac{F_2 \cdot X_3}{X_1 + X_2 + X_3} x \quad (2.55)$$



$$M_{BC} = \frac{F_1 \cdot X_1}{X_1 + X_2 + X_3} (X_1 + X_2 + X_3 - x) + \frac{F_2 \cdot X_3}{X_1 + X_2 + X_3} x \quad (2.56)$$

$$M_{CD} = \frac{F_1 \cdot X_1}{X_1 + X_2 + X_3} (X_1 + X_2 + X_3 - x) + \frac{F_1 \cdot (X_1 + X_2)}{X_1 + X_2 + X_3} (X_1 + X_2 + X_3 - x) \quad (2.57)$$

Las zonas que están sometidas a un momento torsor son en el eje de entrada las secciones entre la entrada y el engranaje, en el intermedio las secciones entre los dos engranajes y en la salida las secciones entre el engranaje y la salida. El momento torsor se calcula con la siguiente fórmula (ec.2.58):

$$T = \frac{H}{\omega} \quad (2.58)$$

2.2.2- Cálculo estático

Conocidos los esfuerzos en todos los puntos de los ejes, se pasa a calcular el diámetro mediante los métodos del cortante máximo y la energía de dispersión.

El diámetro dado por cortante máximo se calcula mediante la ecuación 2.59 y el dado por la energía de dispersión mediante la ecuación 2.60.

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (2.59)$$

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (2.60)$$

Donde

n es el coeficiente de seguridad que se da

S_y es la resistencia a la fluencia

M es el momento flector

T es el momento torsor

2.2.3- Fatiga

Para el cálculo a fatiga se utilizan diversos métodos. Ya no se tienen en cuenta los momentos como tal, sino que se requieren sus componentes medias y alternativas.



Para el momento flector, se tiene que su componente media es cero, y la alternativa es la obtenida con las ecuaciones 2.53-2.57.

En el caso del momento torsor, su componente media es dada por la ecuación 2.58 y la alternativa es cero.

Los diámetros vienen dados por la aplicación de los criterios de Goodman (ec.2.61), de Soderberg (ec.2.62), el segundo método de Goodman (ec.2.63), de Gerber (ec.2.64) y el de la Elíptica ASME (ec.2.65).

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.61)$$

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.62)$$

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left(\frac{K_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} T_m}{2 S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (2.63)$$

$$d = \left(\frac{16n K_f M_a}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + 3 \left(\frac{T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (2.64)$$

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.65)$$

Donde

n es el coeficiente de seguridad que se da

S_y es la resistencia a la fluencia

S_e es el límite a fatiga sin corregir

S_{ut} es la resistencia a rotura en tracción

K_f es factor de concentración de esfuerzos

M_a es el momento flector alternativo

T_m es el momento torsor medio



2.3- Cálculo rodamientos

Los rodamientos que se van a utilizar serán de bolas para carga radial. Los motivos para seleccionar estos frente a otro tipo de alternativas como los de fricción son su mayor duración y la mayor velocidad a la que son capaces de trabajar.

2.3.1- Capacidad de carga

Lo primero que debe calcularse es la carga equivalente, esta es una relación entre las cargas axiales y radiales. La fórmula es (ec.2.66):

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{2.66}$$

en donde:

F es la carga equivalente en kN

F_r es la carga radial en kN

F_a es la carga axial en kN

X es el factor radial, sacado de la tabla 2.4

Y es el factor axial, sacado de la tabla 2.4

F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Con $F_a/F_r > e$ es $Y =$	2,3	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
Con $F_a/F_r > e$ es $X = 0,56$. Con $F_a/F_r \leq e$ es $X = 1$ y $Y = 0$.									

Tabla 2.4. Factores de modificación de cargas para el cálculo de la carga equivalente. [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 310]

La carga F_r se saca de la reacción en los apoyos y la carga F_a es nula ya que los engranajes de dientes rectos no producen carga axial en los ejes.

Con lo cual la carga dinámica equivalente será (ec.2.67):

$$F = F_r \tag{2.67}$$



2.3.2- Duración en servicio

La duración normal de los rodamientos se da en horas y depende del tipo de servicio de los mismos. Se encuentra tabulada en la figura 2.5.

Tipo del servicio	Duración nominal en servicio, en h	Tipo del servicio	Duración nominal en servicio, en h
Aparatos eléctricos domésticos	1 000 ... 2 000	Cojinetes para ejes de barcos	80 000
Ventiladores pequeños	2 000 ... 4 000	Engranajes de barcos	20 000 ... 30 000
Pequeños motores eléc. hasta 4 kW	8 000 ... 10 000	Máquinas agrícolas	3 000 ... 6 000
Motores eléctricos medios	10 000 ... 15 000	Pequeños aparatos elevadores	5 000 ... 10 000
Mot. eléct. grandes estacionarios	20 000 ... 30 000	Engranajes universales	8 000 ... 15 000
Máq. eléct. en servicios abastec.	50 000 u. mek	Engr. para máq. herramientas	20 000
Motocicletas ligeras	600 ... 1 200	Máquinas auxiliares de producción	7 500 ... 15 000
Motocicl. pesadas y turis. ligeros	1 000 ... 2 000	Pequeños trenes de lam. en frío	5 000 ... 6 000
Turismos pesados y camiones ligeros	1 500 ... 2 500	Grandes equipos de lam. múltiple	8 000 ... 10 000
Camiones pesados y ómnibus	2 000 ... 5 000	Sierras alternativas	10 000 ... 15 000
Cojinetes de ejes para vagonetas	5 000	Excavadoras en minería	4 000 ... 10 000
Cojinetes de ejes para tranvías	20 000 ... 25 000	Ventiladores para minas	40 000 ... 50 000
Coj. de ejes vagones de viajeros	25 000	Poleas para cables de extracción	40 000 ... 60 000
Coj. de ejes vagones mercancías	35 000	Máq. para papel (sec. secadora)	50 000 ... 80 000
Cojinetes de ejes para locomotoras	20 000 ... 40 000		y más
Engranajes marinos	3 000 ... 5 000	Molinos de pisones	20 000 ... 30 000
Coj. de presión para hélices barcos	15 000 ... 25 000	Prensas para briquetas	20 000 ... 30 000

Tabla 2.5. Duración nominal en servicio para rodamientos en función de su uso (en horas). [KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980, Página 312]

La duración nominal viene dada por la ecuación 2.68.

$$L_h = \frac{L}{\frac{n}{U/r.p.m} \cdot 60} \text{ h} \quad (2.68)$$

donde

L_h es la duración nominal en horas, se saca de la tabla 2.5

L es la duración en revoluciones

n es la velocidad de trabajo en revoluciones por minuto

Despejando se tiene la duración (ec.2.69):

$$L = 60 \cdot L_h \cdot n \quad (2.69)$$



2.3.3- Capacidad de carga dinámica

La capacidad de carga dinámica es función tanto de la carga a la que está sometido el cojinete y su temperatura de trabajo como de su duración nominal (ec.2.70) y de su factor de carga dinámica.

$$L = 10^6 \left(\frac{f_H \cdot C}{F} \right)^x \tag{2.70}$$

donde

f_h es el factor de dureza en función de las temperaturas de trabajo. Al desconocer la temperatura de trabajo se tomará el valor de la unidad

C es el factor de carga dinámica, se saca de la tabla 2.6

x es el exponente de duración en servicio, para rodamientos de bolas su valor es 3.

Despejando (ec.2.71):

$$C = \frac{F}{f_H} \left(\frac{L}{10^6} \right)^{1/x} L_h \tag{2.71}$$

El factor de carga dinámica para rodamientos radiales esféricos UNE 18113:1983 se encuentra tabulado como se muestra en la tabla 2.6.

Simbolo agujero	d mm	Serie del cojinete 160				Serie del cojinete 60				Serie del cojinete 62				Serie del cojinete 63				Serie del cojinete 64			
		D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN
00	10					26	8	2,9	1,56	30	9	4,0	2,24	35	11	6,3	3,6				
01	12					28	8	3,15	1,79	32	10	5,4	3,0	37	12	7,65	4,3				
02	15	32	8	4,05	2,24	32	9	4,4	2,55	35	11	6,1	3,55	42	13	8,8	5,2				
03	17	35	8	4,4	2,6	35	10	4,65	2,85	40	12	7,5	4,4	47	14	10,6	6,3	62	17	18,0	11,0
04	20	42	8	5,1	3,1	42	12	7,35	4,5	47	14	10,0	6,3	52	15	12,5	7,65	72	19	24,0	15,6
05	25	47	8	5,6	3,75	47	12	7,8	5,0	52	15	11,0	7,1	62	17	16,6	10,4	80	21	28,0	19,0
06	30	55	9	8,8	6,0	55	13	10,0	6,7	62	16	15,3	10,0	72	19	22,0	14,6	90	23	33,5	23,2
07	35	62	9	9,65	7,1	62	14	12,5	8,65	72	17	20,0	13,7	80	21	26,0	17,6	100	25	43,0	30,5
08	40	68	9	10,4	8,0	68	15	13,2	9,5	80	18	22,8	16,0	90	23	31,5	22,0	110	27	50,0	37,5
09	45	75	10	12,2	9,5	75	16	15,6	11,8	85	19	25,5	18,0	100	25	41,5	30,0	120	29	60,0	44,0
10	50	80	10	12,5	10,2	80	16	16,3	12,7	90	20	27,5	20,0	110	27	48,0	35,5	130	31	68,0	50,0
11	55	90	11	15,3	12,5	90	18	22,0	17,3	100	21	34,0	25,5	120	29	56,0	42,5	140	33	78,0	60,0
12	60	95	11	15,6	13,4	95	18	21,6	17,6	110	22	37,5	28,5	130	31	64,0	48,0	150	35	85,0	67,0
13	65	100	11	16,6	15,0	100	18	22,4	18,6	120	23	44,0	34,5	140	33	72,0	55,0	160	37	93,0	76,5
14	70	110	13	20,4	18,3	110	20	30,0	25,0	125	24	48,0	38,0	150	35	81,5	63,0	180	42	102	91,5
15	75	115	13	20,8	19,3	115	20	31,0	26,5	130	25	52,0	41,5	160	37	83,0	72,0	190	45	120	110
16	80	125	14	25,0	23,6	125	22	37,5	32,0	140	26	57,0	45,5	170	39	90,0	75,5	200	48	127	120
17	85	130	14	25,0	23,6	130	22	39,0	34,0	150	28	65,5	54,0	180	41	98,0	85,0	210	52	134	132
18	90	140	16	30,5	29,0	140	24	45,5	40,0	160	30	72,0	61,0	190	43	106	91,5	225	54	146	146
19	95	145	16	31,5	31,0	145	24	47,5	42,5	170	32	85,0	71,0	200	45	112	102				
20	100	150	16	34,5	33,5	150	24	47,5	42,5	180	34	96,5	80,0	215	47	129	122				
21	105	160	18	31,5	32,5	160	26	56,0	51,0	190	36	104	91,5	225	49	137	134				
22	110	170	19	45,0	43,0	170	28	63,0	57,0	200	38	112	102	240	50	150	150				
24	120	180	19	48,0	48,0	180	28	65,5	61,0	215	40	114	102	260	55	163	170				
26	130	200	22	61,0	62,0	200	33	83,0	78,0	230	40	122	114	280	58	180	196				
28	140	210	22	55,0	60,0	210	33	85,0	85,0	250	42	129	125	300	62	200	224				
30	150	225	24	67,0	72,0	225	35	96,5	96,5	270	45	134	132	320	65	216	255				
32	160	240	25	71,0	76,5	240	38	108	110	290	48	143	150								
34	170	260	28	93,0	95,0	260	42	132	137	310	52	166	183								
36	180	280	31	108	114	280	46	146	156	320	52	176	200								
38	190	290	31	116	127	290	46	153	170	340	55	186	216								
40	200	310	34	132	146	310	51	166	190	360	58	212	255								

Tabla 2.6. Dimensiones de rodamientos en función de su factor de carga dinámica según la norma UNE 18113:1983



Una vez encontrado el factor de carga dinámico deseado, se buscan las medidas que corresponden con ese factor.



Capítulo 3: Implementación en Microsoft Office Excel





3.1- Introducción

La calculadora de engranajes está programada en Excel, consta de un libro con las siguientes páginas:

- Parámetros
- Datos entrada
- Parámetros avanzados
- Engranajes
- Ejes
- Cojinetes
- Tablas

3.2- Definición del problema

A medida que se explica el funcionamiento de la herramienta se irá dimensionando una reductora de engranajes que cumpla los siguientes requisitos:

- Requisitos funcionales:
 - Potencia a transmitir: 7500 W
 - Relación de transmisión total: 9:1
 - Relación de transmisión a la entrada: 3:1
 - Velocidad a la entrada: 3000 rpm
- Dimensiones:
 - Distancia entre ejes: 150 mm
 - Dimensiones de los ejes:
 - X_{a1} y X_{b1} : 60 mm
 - X_{a2} : 30 mm
 - X_{b2} : 100 mm
 - X_{c1} : 30 mm
 - X_{b3} y X_{c2} : 60 mm
- Materiales:
 - Engranajes
 - Primer: 1095 HR
 - Segundo: 1080 HR
 - Tercero: 1060 HR
 - Cuarto: 1050 HR
 - Ejes:
 - Entrada: 1040 CD
 - Intermedio: 1045 HR
 - Salida: 1045 CD
- Coeficientes de seguridad



- Durabilidad superficial: 1.25
- Flexión en el pie del diente: 1.25
- Picadura de la superficie: 1.25
- Para ejes: 1.5
- Parámetros avanzados:
 - Engranajes:
 - Factor de aplicación: 8
 - Factor de tamaño: 1
 - Factor de estado: 1
 - Para ejes:
 - Método cálculo estático: Cortante máximo
 - Método cálculo fatiga: Marin
 - Para rodamientos:
 - Vida útil: 11500 horas
 - Número de bolas: 8 para todos menos para los del eje de salida que son 12
- Otros parámetros dimensionales:
 - Anclaje:
 - Métrica tornillería: M10
 - Longitud taladros: 50 mm
 - Número taladros por lado: 5
 - Tornillería:
 - Longitud: 50 mm
 - Métrica: M5
 - Holgura engranaje-pared: 40 mm
 - Espesores:
 - Base: 20 mm
 - Pared entrada: 10 mm
 - Pared salida: 15 mm
 - Paredes laterales: 10 mm
 - Radios redondeo:
 - Redondeo ejes: 1 mm
 - Redondeo caja: 5 mm

3.3- Parámetros

La primera hoja contiene los parámetros que utiliza el modelo CAD. Por requerimientos del programa estos parámetros deben cumplir unas condiciones:

- Deben estar en la primera hoja del documento Excel.
- El nombre no puede contener espacios.



- Todos los parámetros deben estar seguidos, sin dejar ninguna fila vacía.
- El nombre debe estar en una columna, a su derecha el valor del parámetro, a la derecha de esta las unidades y por último los comentarios si es que los hubiese.

Las unidades utilizadas son el milímetro (mm), los grados (deg) y unidades adimensionales (ul, “unitless”).

La manera de exportar estos parámetros a Autodesk Inventor se ve en el apartado 4.2.

Tiene la posibilidad de utilizar los datos calculados o dar valores de manera manual.

3.4- Datos entrada

El listado completo de datos de entrada que se necesita es:

- Geométricos
 - Distancia entre ejes
 - Dimensiones axiales de los ejes y la posición en la que están los engranajes
- De construcción
 - Material de cada uno de los engranajes
 - Material de cada uno de los ejes
- Prestacionales
 - Relaciones entre los dientes de las ruedas, para entrada y para salida
 - Potencia a transmitir
 - Velocidad de giro a la entrada
 - Coeficientes de seguridad

3.5- Parámetros avanzados

Todos aquellos que son necesarios pero son considerados tan importantes como los datos de entrada.

- Parámetros avanzados:
 - Engranajes:
 - Factor de aplicación
 - Factor de tamaño
 - Factor de estado



- Para ejes:
 - Método cálculo estático
 - Método cálculo fatiga
- Para rodamientos:
 - Vida útil
 - Número de bolas
- Otros parámetros dimensionales:
 - Anclaje:
 - Métrica tornillería
 - Longitud taladros
 - Número taladros por lado
 - Tornillería:
 - Longitud
 - Métrica
 - Holgura engranaje-pared
 - Espesores:
 - Base
 - Pared entrada
 - Pared salida
 - Paredes laterales
 - Radios redondeo:
 - Redondeo ejes
 - Redondeo caja

3.6- Resultados

La pestaña de resultados contiene los botones de cálculo, los indicadores de cumplimiento de las distintas condiciones y los resultados. Los resultados se muestran como dimensiones.

El proceso de cálculo para los engranajes se explica de manera detallada en el apartado 3.7.7.

3.7- Engranajes

En el caso de que se especifique otra cosa, las tablas de la izquierda corresponden al par de engranajes de la entrada y las de la derecha al par de salida.

3.7.1- Cálculos geométricos

Partiendo de un módulo inicial se calcula el paso diametral (ec.2.6). Los



resultados se muestran en la figura 3.1.

Dimensiones diente		Dimensiones diente	
Módulo e	1,375	Módulo e	4,5
Paso diam 1	1,375	Paso diam 1	0,22222222

Figura 3.1 Dimensiones de los dientes (en mm), módulo.

Con la relación de transmisión y la distancia entre ejes se calcula los diámetros (fig. 3.2) y radios (fig.3.3) de los círculos primitivos iniciales (ecs.2.3 y 2.4).

Diámetros		Diámetros	
D_1	75	D_1	75
D_2	225	D_2	225

Figura 3.2. Diámetros primitivos en mm.

Radios		Radios	
R_1	37,5	R_1	37,5
R_2	112,5	R_2	112,5

Figura 3.3. Radios primitivos en mm.

Se divide este diámetro entre el módulo y se obtienen los dientes que tiene la rueda (fig.3.4). Como es posible que no sean número enteros se realiza el siguiente cálculo; los dientes de la rueda de entrada se redondean hacia abajo y para calcular los de la rueda de salida se multiplican los de la rueda de entrada por la relación de dientes y se redondea hacia abajo.

Se redondea hacia abajo ya que dientes más grandes van a suponer siempre más resistencia, y la razón por la que es la rueda de salida la que se calcula multiplicando los de la entrada por la relación de transmisión y se redondea, es que la rueda de salida va a tener siempre mayor número de dientes por ser una reductora (fig.3.5) (en caso opuesto el razonamiento es justamente el contrario) por lo que el perder un diente a la hora de redondear afecta menos a la relación de transmisión final (fig.3.6).



Número de dientes		Número de dientes	
Z_1	54,5454545	Z_1	16,6666667
Z_2	163,636364	Z_2	50

Figura 3.4. Número de dientes en función del diámetro primitivo y el módulo.

Número de dientes		Número de dientes	
Z_1	54	Z_1	16
Z_2	162	Z_2	48

Figura 3.5. Número de dientes adaptado.

Rel número dientes		Rel número dientes	
u	3	u	3

Figura 3.6. Relación entre el número de dientes

El siguiente paso es el cálculo de la longitud del diente. Se aplica la ecuación 2.13 y el resultado es (fig.3.7):

Longitud del diente		Espesor diente	
l	13,75	l	45

Figura 3.7. Longitud de los dientes (en mm) en función del módulo.

Con el módulo y el nuevo número de dientes se vuelven a calcular los diámetros de los círculos primitivos, que se muestran en la figura 3.8.

D círculo primitivo		D círculo primitivo	
d_1	74,25	d_1	72
d_2	222,75	d_2	216

Figura 3.8. Diámetros de los círculos primitivos en milímetros.



Se calculan el resto de dimensiones del engranaje; la altura de la cabeza (fig.3.9) y del pie (fig.3.10), el paso (fig.3.11), el paso de engrane (fig.3.12) y el ángulo de paso (fig.3.13).

Altura cabeza		Altura cabeza	
h_a	1,375	h_a	4,5

Figura 3.9. Altura de la cabeza (en mm).

Altura pie		Altura pie	
h_f	1,65	h_f	5,4

Figura 3.10. Altura del pie de diente en mm.

Paso		Paso	
p	4,3196899	p	14,1371669

Figura 3.11. Paso en mm.

Paso engrane		Paso engrane	
p_e	4,05918072	p_e	13,2845915

Figura 3.12. Paso de engrane en mm.

Ángulo de paso		Ángulo de paso	
τ_1	0,11635528	τ_1	0,39269908
τ_2	0,03878509	τ_2	0,13089969

Figura 3.13. Ángulo de paso en radianes.

Utilizando las ecuaciones 2.9 y 2.10 se obtienen los diámetros de cabeza y pie (figuras 3.14 y 3.15).



D círculo cabeza		D círculo cabeza	
d_{a1}	77	$da1$	81
d_{a2}	225,5	$da2$	225

Figura 3.14. Diámetro de la cabeza en mm.

D círculo pie		D círculo pie	
d_{f1}	70,95	$df1$	61,2
d_{f2}	219,45	$df2$	205,2

Figura3.15. Diámetro del círculo pie en mm.

Mediante el uso de la ecuación 2.12 se consigue conocer la distancia cero entre ejes (fig.3.16).

distancia cero entre ejes		distancia cero entre ejes	
a	148,5	a	144

Figura 3.16. Distancia cero entre ejes (en mm) antes del desplazamiento de perfil.

Para asegurar que las ruedas cumplen con el número mínimo de dientes, se calcula tanto el teórico (ec.2.14) como el práctico (ec.2.15) que se muestran en las figuras 3.17 y 3.18 respectivamente.

N dientes lim teor		N dientes lim teor	
z_g	17,0972643	z_g	17,0972643

Figura 3.17. Número mínimo de dientes teórico.

N dientes lim práct		N dientes lim práct	
z'_g	14,2477203	z'_g	14,2477203

Figura 3.18. Número mínimo de dientes práctico.



3.7.2- Desplazamiento de perfil

Conocida la distancia entre ejes real y la distancia cero entre ejes se calcula el desplazamiento de perfil (fig.3.19).

Desp perf total		Desp perf total	
a_p	150	a_p	150
x	1,09090909	x	1,33333333

Figura 3.19. Distancia entre ejes (en mm) y suma del desplazamiento de perfil resultante.

Se realiza el reparto del desplazamiento entre ambas ruedas (fig.3.20) medite lo especificado en la figura 2.6.

Distribución desp		Distribución desp	
x_1	0,54545455	x_1	0,64521739
x_2	0,54545455	x_2	0,68811594

Figura 3.20. Reparto del desplazamiento de perfil entre ruedas.

Conocido ya el desplazamiento de perfil en cada rueda, se pueden conocer todas las dimensiones de la misma: diámetros del círculo de rodadura (ecs.2.27 y 2.28), del círculo base, del círculo de la cabeza y del círculo del pie del diente (ecs.2.17-2.19). Figuras 3.21 a 3.24.

Diámetro circ rodadura		Diámetro circ rodadura	
d_{w1}	75	d_{w1}	75
d_{w2}	225	d_{w2}	225

Figura 3.21. Diámetros (en mm) de los círculos de rodadura una vez aplicado el desplazamiento de perfil.

Diam circ cabeza		Diam circ cabeza	
d_{a1}	78,5	d_{a1}	86,8069565
d_{a2}	227	d_{a2}	231,193043

Figura 3.22. Diámetros (en mm) de los círculos de cabeza una vez aplicado el desplazamiento de perfil.



Diam circ pie		Diam circ pie	
d_{f1}	72,45	d_{f1}	67,0069565
d_{f2}	220,95	d_{f2}	211,393043

Figura 3.23. Diámetros (en mm) de los círculos de pie una vez aplicado el desplazamiento de perfil.

Diam circ base		Diam circ base	
d_{b1}	69,7721771	d_{b1}	67,6578687
d_{b2}	209,316531	d_{b2}	202,973606

Figura 3.24. Diámetros (en mm) de los círculos base una vez aplicado el desplazamiento de perfil.

El paso siguiente es el cálculo de los factores de desplazamiento (fig.3.25) según lo especificado en las ecuaciones 2.20 y 2.21 respectivamente.

Factor desplazamiento		Factor desplazamiento	
B	0,01010101	B	0,04166667
B_v	0,0097942	B_v	0,03739307

Figura 3.25. Factores de desplazamiento.

Para asegurar la validez de los cálculos realizados hasta el momento se calcula la distancia entre ejes (ecs.2.23 y 2.24) una vez aplicado el desplazamiento de perfil. Se observa que el resultado es correcto (fig.3.26).

Distancia ejes		Distancia ejes	
a_v	149,954439	a_v	149,384602
a_p	150	a_p	150

Figura 3.26. Distancia entre ejes en mm una vez aplicados los desplazamientos de perfil.

Aplicando la ecuación 2.25 y luego despejando (ec.2.26) se obtiene el nuevo ángulo de engrane en servicio (fig.3.27).



Áng eng servicio		Áng eng servicio	
$\cos \alpha_v$	0,93029569	$\cos \alpha_v$	0,90210492
α_v	0,37557818	α_v	0,44617347
α_v	21,5190446	α_v	25,5638566

Figura 3.27. Ángulos de engrane en servicio (en radianes y grados) con el desplazamiento de perfil.

3.7.3- Recubrimiento del perfil

Por último mediante la ecuación 2.8 se calcula el paso de engrane y el recubrimiento (ec.2.29). Si este último es mayor o igual a 1,1 se cumple la condición de recubrimiento. Los resultados aparecen en la figura 3.28.

Recubrimiento		Recubrimiento	
p_e	4,05918072	p_e	13,2845915
ϵ_α	1,69600692	ϵ_α	1,34063819

Figura 3.28. Paso de engrane (en mm) y factor de recubrimiento de perfil.

3.7.4- Durabilidad de la superficie

El primer paso para calcular la durabilidad de la superficie es combinar las cuatro constantes elásticas en el coeficiente elástico (ec.2.36)(fig.3.29).

Coeficiente elástico		Coeficiente elástico	
C_p	186,542236	C_p	186,542236

Figura 3.29. Coeficiente elástico.

Es además necesario calcular la velocidad y la fuerza periférica (fig3.30 y fig.3.31). Para la velocidad se multiplica el radio por la velocidad angular, y para la fuerza se divide el par entre el radio.

Velocidad contacto		Velocidad contacto	
V	11,7809725	V	3,92699082

Figura 3.30. Velocidad de contacto en m/s.



Carga tangencial		Carga tangencial	
W_t	636,619772	W_t	1909,85932

Figura 3.31. Fuerza periférica en newtons.

A continuación se obtienen los radios de curvatura de los dientes (fig.3.32) con el uso de las ecuaciones 2.34 y 2.35.

Radios de curvatura		Radios de curvatura	
Diam paso	0,72727273	Diam paso	0,22222222
r_1	13,6178387	r_1	15,5346036
r_2	38,0924935	r_2	46,6038109

Figura 3.32. Radios de curvatura de los dientes en mm.

El factor de velocidad (fig.3.33), imprescindible para conocer el efecto de la velocidad en la durabilidad, viene dado por la ecuación 2.30.

Factor velocidad		Factor velocidad	
C_v	0,20565071	C_v	0,43715121

Figura 3.33. Factor de velocidad.

Seguidamente se busca la resistencia a la fatiga del material (fig.3.34).

Resistencia fatiga		Resistencia fatiga	
S_c	79,36	S_c	64,32

Figura 3.34. Resistencia a la fatiga del material en MPa.

Con el coeficiente elástico, los radios de curvatura, el ángulo de engrane, el factor de velocidad y la fuerza periférica se obtiene la tensión de contacto (ec.2.37) que es mostrado en la figura 3.35.



Esfuerzo de contacto		Esfuerzo de contacto	
σ_c	-28,9737794	σ_c	-17,9286059

Figura 3.35. Tensión de contacto en los dientes en MPa.

El coeficiente de seguridad (ec.2.38) resulta del cociente entre la resistencia del material y la tensión a la que están sometidos (fig.3.36).

Coef. Seguridad		Coef. Seguridad	
n	2,73902824	n	3,58756282

Figura 3.36. Coeficiente de seguridad para durabilidad de la superficie.

3.7.5- Fórmulas de resistencia de la AGMA

Para el cálculo de resistencias según la AGMA, la resistencia del material no es un valor, sino un intervalo de confianza. En ambos casos se calcula para los límites superior e inferior del límite.

Siempre se va a coger la resistencia menor de manera que se tenga en cuenta el peor caso, pero al conocer también la resistencia mayor se puede tener una imagen del rango.

3.7.5.1- Resistencia a la flexión

Primero se elige el factor de aplicación (fig.3.37) de entre los dados en la tabla 2.2 según sea nuestro criterio sobre la aplicación de la carga y los valores que esta va a tomar en el tiempo.

Factor aplicación		Factor aplicación	
K_a	1,2	K_a	1,2

Figura 3.37. Factor de aplicación de la carga.

El factor de velocidad depende del índice de exactitud dado. Con ese valor se puede calcular (fig.3.38) con la ecuación 2.46 en la que también influye la velocidad.



F velocidad		F velocidad	
Q_v	8	Q_v	8
B	0,62996052	B	0,62996052
A	70,7222106	A	70,7222106
K_v	0,71950008	K_v	0,8103551

Figura 3.38. Factor de velocidad.

El factor de tamaño (fig.3.39) tiene siempre un valor de la unidad.

Factor tamaño		Factor tamaño	
K_s	1	K_s	1

Figura 3.39. Factor de tamaño.

El factor de distribución de la carga es a elección del ingeniero (fig.3.40), por lo que depende del criterio del mismo.

Factor dist carga		Factor dist carga	
K_m	1,3	K_m	1,3

Figura 3.40. Factor de distribución de la carga.

Para el cálculo del factor geométrico J (fig.3.41) se utiliza la figura 2.10. Como el proceso es iterativo y tener que buscar manualmente en la figura haría imposible automatizar el procedimiento se han pasado las curvas de la figura a una tabla y de ahí se han aproximado mediante funciones interpoladoras.

Factor geométrico		Factor geométrico	
J	0,42809779	J	0,23170791

Figura 3.41. Factor geométrico J.

Con todos los factores, con la carga y con el módulo y el paso es posible



conocer la tensión de flexión (ec.2.39) al que está sometido el diente (fig.3.42).

Esfuerzo flexión		Esfuerzo flexión	
σ	170,539698	σ	78,3582471

Figura 3.42. Esfuerzo de flexión en el diente en MPa.

A continuación se necesita conocer la resistencia del material. Primero se busca en la figura 2.8 la resistencia a flexión para aceros dada por la AGMA (fig.3.43).

Resist flex AGMA		Resist flex AGMA	
S_{t1}	219,207778	S_{t1}	187,20683
S_{t2}	287,080504	S_{t2}	249,028177

Figura 3.43. Resistencia a la flexión de la AGMA en Mpa.

Ahora se calcula el factor de duración (fig.2.11) que depende el número de ciclos al que vaya a ser sometido el engranaje (fig.3.44). Da dos valores, que se aplican de la siguiente forma; el mayor valor va con el valor más alto de la resistencia y el menor con el más pequeño (de esta manera se conoce el rango aunque se elija posteriormente el más pequeño).

Factor duración		Factor duración	
N	10000000	N	10000000
K_{l1}	1,01764342	K_{l1}	1,01764342
K_{l2}	1,00002284	K_{l2}	1,00002284

Figura 3.44. Número de ciclos de vida y actor de duración.

El factor de temperatura (fig.3.45) toma el valor de la unidad.



Factor temperatura	
K_t	1

Factor temperatura	
K_t	1

Figura 3.45. Factor de temperatura.

El factor de confiabilidad depende de la desviación de la confiabilidad (fig.3.46). Se calcula mediante la ecuación 2.48.

Factor confiabilidad	
Confiabil	0,99
K_r	1

Factor confiabilidad	
Confiabil	0,99
K_r	1

Figura 3.46. Confiabilidad deseada y factor de confiabilidad.

Combinando la resistencia flexión del material dada por la AGMA y los distintos factores que la modifican, se obtiene (ec.2.41) la tensión admisible a flexión (fig.3.47).

Esfuerzo flex admisible	
σ_{adm1}	219,212786
σ_{adm2}	292,145586

Esfuerzo flex admisible	
σ_{adm1}	187,211106
σ_{adm2}	253,421886

Figura 3.47. Tensión a flexión admisible en MPa.

Ahora solo resta calcular los coeficientes de seguridad (ec.2.43), tanto el menor como el mayor (fig.3.48).

Coeficiente seguridad	
n_1	1,28537684
n_2	1,68336467

Coeficiente seguridad	
n_1	2,38911457
n_2	3,17807233

Figura 3.48. Coeficiente de seguridad para flexión.

3.7.5.2- Resistencia a la picadura

Primero se calcula el coeficiente elástico (fig.3.49). Como es el mismo que en



durabilidad de la superficie simplemente se coge el mismo.

Coeficiente elast		Coeficiente elast	
C_p	186,542236	C_p	186,542236

Figura 3.49. Coeficiente elástico.

El factor de aplicación es el mismo que en fórmula de resistencia a flexión, por lo que se utiliza el dado anteriormente (fig.3.50).

Factor aplicación		Factor aplicación	
C_a	1,2	C_a	1,2

Figura 3.50. Factor de aplicación.

También se comparte el factor dinámico (fig.3.51).

Factor dinámico		Factor dinámico	
Q_v	8	Q_v	8
B	0,62996052	B	0,62996052
A	70,7222106	A	70,7222106
C_v	0,71950008	C_v	0,8103551

Figura 3.51. Factor dinámico.

El factor de tamaño (fig.3.52) vuelve a ser idéntico.

Factor tamaño		Factor tamaño	
C_s	1	C_s	1

Figura 3.52. Factor de tamaño.

Se utiliza el mismo factor de distribución de la carga dado en el cálculo previo (fig.3.53).



Fact. Dist. Carga	
C_m	1,3

Fact. Dist. Carga	
C_m	1,3

Figura 3.53. Factor de distribución de carga.

El factor de estado toma el valor de la unidad, como se representa en la figura 3.54.

Factor estado	
C_f	1

Factor estado	
C_f	1

Figura 3.54. Factor de estado.

El factor geométrico I (fig.3.55) se calcula mediante la ecuación 2.45. Depende del ángulo de engrane y de la relación entre dientes.

Factor geométrico	
Ángulo	0,37557818
m_G	3
m_N	1
I	0,12796583

Factor geométrico	
Ángulo	0,44617347
m_G	3
m_N	1
I	0,14597752

Figura 3.55. Factor geométrico.

Con todos estos factores, la longitud de cara y la fuerza tangencial es posible conocer la tensión de contacto (ec.2.40) mostrado en la figura 3.58.

Esfuerzo contacto	
σ_c	603,302513

Esfuerzo contacto	
σ_c	509,591994

Figura 3.56. Tensión de contacto en MPa.



Se busca en la figura 2.9 las resistencias a la fatiga para el acero dadas por la AGMA (fig.3.57). Se toman los dos valores del rango de confianza.

Resis fatiga AGMA		Resis fatiga AGMA	
S_{c1}	738,593103	S_{c1}	632,6
S_{c2}	808,772414	S_{c2}	690,786207

Figura 3.57. Resistencia AGMA a la picadura en la superficie en MPa.

A continuación se calcula el factor de dureza (fig.2.12) que es función de la dureza de las ruedas y de la relación de transmisión. Aparece en la figura 3.58.

Factor rel dureza		Factor rel dureza	
m_G	3	m_G	3
H_{BP}	248	H_{BP}	201
H_{BG}	229	H_{BG}	179
A	0,00143507	A	0,00179369
C_H	1,00287013	C_H	1,00358737

Figura 3.58. Factor de relación de dureza.

El factor de temperatura vuelve a valer uno.

Factor temperatura		Factor temperatura	
C_t	1	C_t	1

Figura 3.59. Factor de temperatura.

Y el factor de confiabilidad (fig.3.60) se calcula de manera análoga al caso de flexión.



Factor confiabilidad		Factor confiabilidad	
Confiabil	0,99	Confiabil	0,99
C_R	1	C_R	1

Figura 3.60. Confiabilidad y factor de confiabilidad.

Con la resistencia AGMA al contacto y los factores que la modifican se calcula la tensión de contacto admisible con la ecuación 2.42 (fig.3.61).

Esf contact adm		Esf contact adm	
$\sigma_{c,adm1}$	740,701147	$\sigma_{c,adm1}$	634,859246
$\sigma_{c,adm2}$	811,109454	$\sigma_{c,adm2}$	693,277784

Figura 3.61. Tensión de contacto admisible en MPa.

Para finalizar se calculan los coeficientes de seguridad (fig.3.62), dividiendo la tensión de contacto admisible entre la tensión a la que están sometidos los dientes (ec.2.44).

Coeficiente seguridad		Coeficiente seguridad	
n_1	1,22774418	n_1	1,24581872
n_2	1,34444899	n_2	1,36045658

Figura 3.62. Coeficientes de seguridad para picadura en la superficie.

3.7.6- Reacciones

Para las reacciones se toma la fuerza tangencial para una componente y para la otra se ajusta utilizando relaciones trigonométricas. Es importante tener en cuenta los sentidos (fig.3.63). Se tiene también en cuenta el peso de los engranajes.



Reacciones 1		Reacciones 3	
x	0,63661977	x	-1,90985932
y	1,60990625	y	5,23200136
Reacciones 2		Reacciones 4	
x	-0,63661977	x	1,90985932
y	-1,65196471	y	-5,36964723

Figura 3.63. Reacciones en los apoyos en kN.

3.7.7- Resolución y comprobación final

Para automatizar el proceso de cálculo de engranajes se utilizan dos macros en Visual Basic. Su tarea es simplemente ejecutar la función buscar objetivo para que todos los coeficientes de seguridad para cada par de engranajes se cumplan. Estos macros están asociados a dos botones, cada uno activa su correspondiente macro (fig.3.64).

El motivo para separar el cálculo de los engranajes en par de entrada y de salida es la existencia de imperfecciones en el proceso de cálculo y la necesidad de ajustar el resultado como se explica a continuación.

Dado que el programa trabaja de forma iterativa, no siempre llegará a la solución ideal, pero siempre llegará a una solución. Puede que no exista una solución, ya que no cumpla la resistencia por tener dientes pequeños, pero si se aumentan los dientes disminuye el número de los mismos y se estrangulan. Por eso se muestra una tabla en la que aparece si cumplen todos los coeficientes de seguridad, y cumple con el número mínimo de dientes y con el recubrimiento (fig.3.65).

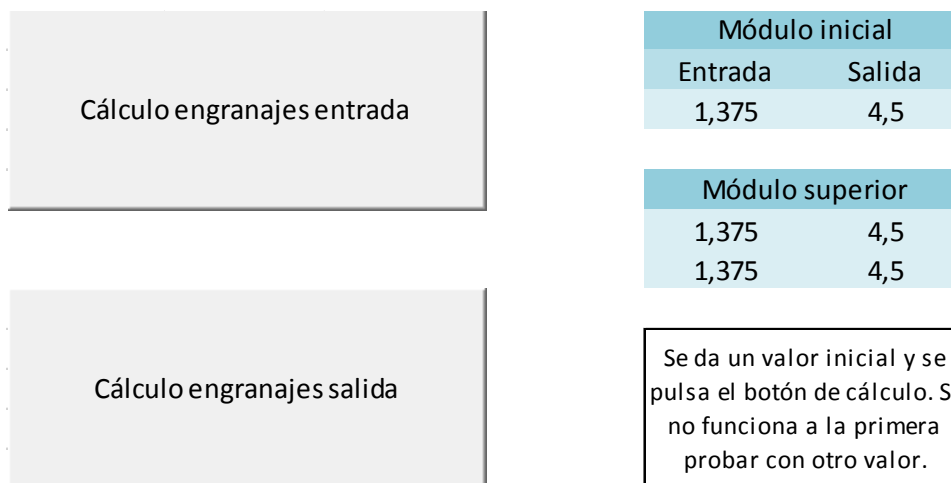


Figura 3.64. Botón automatizado.



Nº límite dientes		Flexión AGMA		Picadura AGMA	
Ruedas 1,2	Ruedas 3,4	Entrada	Salida	Entrada	Salida
SÍ	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ
SÍ	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ

Durabilidad superficie	
Entrada	Salida
SÍ	SÍ

Recubrimiento	
Entrada	Salida
SÍ	SÍ

Lo más probable es que en la primera iteración salga un resultado que no se corresponde con un módulo normalizado, en este caso se selecciona de la lista el módulo inmediatamente superior. Si asignado un módulo inicial no se cumplen las condiciones, se modifica el módulo manualmente. Sólo deja seleccionar los valores de una lista, que es la de módulos normalizados.

Figura 3.65. Cumplimiento de requerimiento.

En el caso de no cumplir debe irse modificando el módulo de manera manual asignando los valores normalizados más próximos. Se darán módulos mayores al dado en el caso de incumplimiento de los coeficientes de seguridad, y menores si no cumple con el número mínimo de dientes o con el recubrimiento.

3.8- Ejes

3.8.1- Cálculo de esfuerzos

Toda la formulación realizada para el cálculo de esfuerzos está referenciada a la geometría de los ejes dada por el usuario. El cálculo de los valores de los esfuerzos se va a realizar en distintos puntos de interés, pero se pueden añadir tantos como se desee realizando unas pequeñas modificaciones.

El primer paso es calcular las reacciones en los apoyos mediante las ecuaciones 2.49 y 2.50 para los ejes de entrada y salida y las ecuaciones 2.51 y 2.52 para el eje intermedio (fig.3.66). Las fuerzas se sacan de las reacciones de los engranajes y se dividen en sus componentes horizontales y verticales. Posteriormente se calcula el valor absoluto de las mismas (figuras 3.67 a 3.69).



Reacción apoyo 1		Reacción apoyo 3		Reacción apoyo 5	
x	-0,21220659	x	0,98386692	x	-1,27323954
y	-0,53819314	y	-0,25684098	y	3,4981969
Reacción apoyo 2		Reacción apoyo 4		Reacción apoyo 6	
x	-0,42441318	x	1,56261217	x	-0,63661977
y	-1,07638628	y	-3,37587496	y	1,74909845

Figura 3.66. Reacciones en los apoyos en kN.

Fuerzas entrada			
distancia	x	y	Módulo
0	-0,21220659	-0,53819314	0,57851836
60	0,63661977	1,61457941	1,73555508
90	-0,42441318	-1,07638628	1,15703672

Figura 3.67. Fuerzas en el eje de entrada en kN.

Fuerzas intermedio			
distancia	x	y	Módulo
0	0,98386692	-0,25684098	1,01683893
60	-0,63661977	-1,61457941	1,73555508
160	-1,90985932	5,24729535	5,58405508
220	1,56261217	-3,37587496	3,71998502

Figura 3.68. Fuerzas en el eje intermedio en kN.

Fuerzas salida			
distancia	x	y	Módulo
0	-1,27323954	3,4981969	3,72270338
30	1,90985932	-5,24729535	5,58405508
90	-0,63661977	1,74909845	1,86135169

Figura 3.69. Fuerzas en el eje de salida en kN.

Para el cálculo del cortante se utilizan en los ejes de entrada y salida las ecuaciones. Como en el cálculo de reacciones, el cálculo de cortantes se realiza primero de manera independiente para los planos horizontales y verticales y posteriormente se calcula el valor absoluto. Los resultados se muestran en las figuras 3.70, 3.71 y 3.72.



Cortantes entrada			
distancia	x	y	Módulo
0	0,21220659	0,53819314	0,57851836
59,99	0,21220659	0,53819314	0,57851836
60	-0,42441318	-1,07638628	1,15703672
90	-0,42441318	-1,07638628	1,15703672

Figura 3.70. Esfuerzo cortante en el eje de entrada en kN.

Cortantes intermedio			
distancia	x	y	Módulo
0	-0,98386692	0,25684098	1,01683893
59,99	-0,98386692	0,25684098	1,01683893
60	-0,34724715	0,99074071	1,04983224
159,99	-0,34724715	0,99074071	1,04983224
160	1,56261217	-4,25655464	4,53431518
220	1,56261217	-4,25655464	4,53431518

Figura 3.71. Esfuerzo cortante en el eje intermedio (en kN).

Cortantes salida			
distancia	x	y	Módulo
0	1,27323954	-3,4981969	3,72270338
29,99	1,27323954	-3,4981969	3,72270338
30	-0,63661977	1,74909845	1,86135169
90	-0,63661977	1,74909845	1,86135169

Figura 3.72. Esfuerzo cortante en el eje de salida en kN.

En el cálculo del momento flector (figuras 3.73 a 3.75) se utilizan las ecuaciones 2.53 y 2.54 para los ejes de entrada y salida y en el caso del eje intermedio las ecuaciones 2.255, 2.56 y 2.57.



Flector entrada			
distancia	x	y	Módulo
0	0	0	0
60	-12,7323954	-32,2915883	34,7111015
90	0	0	0

Figura 3.73. Momento flector en el eje de entrada en Nm.

Flector intermedio			
distancia	x	y	Módulo
0	0	0	0
60	-59,0320153	15,4104585	61,0103357
160	-93,7567301	202,552497	223,199101
220	0	0	0

Figura 3.74. Momento flector en el eje intermedio en Nm.

Flector salida			
distancia	x	y	Módulo
0	0	0	0
30	-38,1971863	104,945907	111,681102
90	0	0	0

Figura 3.75. Momento flector en el eje de salida en Nm.

El momento torsor (figuras 3.76 a 3.78) se calcula mediante la ecuación 2.58 y la única consideración adicional es en qué secciones su valor es o no nulo.

Torsor entrada	
distancia	z
0	23,8732415
60	23,8732415
60,01	0
90	0

Figura 3.76. Momento torsor en el eje de entrada (en Nm)



Torsor intermedio	
distancia	z
0	0
60	71,6197244
160	71,6197244
220	0

Figura 3.77. Momento torsor en el eje intermedio (en Nm)

Torsor salida	
distancia	z
0	0
29,99	0
30	214,859173
90	214,859173

Figura 3.78. Momento torsor en el eje de salida en Nm.

3.8.2- Cálculo estático

Para el cálculo estático se necesitan los esfuerzos flextores y torsores que actual sobre los ejes, estos se toman del apartado anterior.

Para calcular el diámetro del eje utilizando el método del cortante máximo se utiliza la ecuación 2.59. En el cálculo de los diámetros mediante el método de la energía de distorsión la ecuación utilizada es la 2.60 y los valores que arroja son (figuras 3.79, 3.80 y 3.81):

Diámetro estático						
d_{cort}	9,25582158	9,25582158	11,1849942	10,4857776	0	0
d_{dist}	8,82250375	8,82250375	11,0300696	10,4857776	0	0

Figura 3.79. Diámetros requeridos para la resistencia estática del eje de entrada (en mm).

Diámetro estático								
d_{cort}	0	0	12,0708996	13,9457702	18,9058463	18,5995589	0	0
d_{dist}	0	0	12,0708996	13,5867145	18,8315841	18,5995589	0	0

Figura 3.80. Diámetros requeridos para la resistencia estática del eje intermedio (en mm).



Diámetro estático						
d_{cort}	0	0	14,7660747	19,1117572	18,364952	18,364952
d_{dist}	0	0	14,7660747	18,4262034	17,5051838	17,5051838

Figura 3.81. Diámetros requeridos para la resistencia estática del eje de salida (en mm).

3.8.3- Fatiga

A la hora de calcular la fatiga se utilizan cinco ecuaciones (ecs.2.61 a 2.65) correspondientes a los métodos de Goodman, Soderberg, segundo método de Goodman, Gerber y la elíptica de la ASME respectivamente.

Aunque anteriormente se han calculado los esfuerzos, para alguno de estos métodos se necesita el valor medio y amplitud del esfuerzo, tanto de flexión como de torsión. El valor medio del flexor es cero y su amplitud es el valor calculado, en el caso del torsor el valor medio es el calculado y la amplitud es cero.

El valor de los esfuerzos medios y alternos es (figuras 3.82 a 3.84):

Esfuerzos						
M_a	0	0	34711,1015	34711,1015	0	0
M_m	0	0	0	0	0	0
T_a	0	0	0	0	0	0
T_m	23873,2415	23873,2415	23873,2415	0	0	0

Figura 3.82. Esfuerzos medios y alternos en el eje de entrada.

Esfuerzos								
M_a	0	0	61010,3357	61010,3357	223199,101	223199,101	0	0
M_m	0	0	0	0	0	0	0	0
T_a	0	0	0	0	0	0	0	0
T_m	0	0	0	71619,7244	71619,7244	0	0	0

Figura 3.83. Esfuerzos medios y alternos en el eje intermedio.



Esfuerzos						
M_a	0	0	111681,102	111681,102	0	0
M_m	0	0	0	0	0	0
T_a	0	0	0	0	0	0
T_m	0	0	0	214859,173	214859,173	214859,173

Figura 3.84. Esfuerzos medios y alternos en el eje de salida.

Y el valor del diámetro en función del método de cálculo para la fatiga (figuras 3.85, 3.86 y 3.87):

Diámetro fatiga						
d_{Marin}	8,72060647	8,72060647	12,024421	11,7133721	0	0
d_{Soder}	9,25582158	9,25582158	12,1465502	11,7133721	0	0
d_{Good}	8,31234511	8,31234511	12,9692626	11,7133721	0	0
d_{Gerber}	#i DIV/0!	#i DIV/0!	12,144695	11,7133721	#i DIV/0!	#i DIV/0!
d_{ASME}	8,82250375	8,82250375	12,0453805	11,7133721	0	0

Figura 3.85. Diámetros requeridos para la resistencia a fatiga del eje de entrada (en mm).

Diámetro fatiga								
d_{Marin}	0	0	13,510383	14,4486512	20,9442644	20,8176004	0	0
d_{Soder}	0	0	13,510383	14,7610237	20,9954728	20,8176004	0	0
d_{Good}	0	0	13,510383	15,8346057	21,9156583	20,8176004	0	0
d_{Gerber}	#i DIV/0!	#i DIV/0!	13,510383	14,7023371	21,0037564	20,8176004	#i DIV/0!	#i DIV/0!
d_{ASME}	0	0	13,510383	14,4959483	20,9517085	20,8176004	0	0

Figura 3.86. Diámetros requeridos para la resistencia a fatiga del eje intermedio (en mm).

Diámetro fatiga						
d_{Marin}	0	0	16,5269641	19,0324695	17,336772	17,336772
d_{Soder}	0	0	16,5269641	19,7163371	18,364952	18,364952
d_{Good}	0	0	16,5269641	20,8215202	16,5251388	16,5251388
d_{Gerber}	#i DIV/0!	#i DIV/0!	16,5269641	19,4012234	#i DIV/0!	#i DIV/0!
d_{ASME}	0	0	16,5269641	19,139179	17,5051838	17,5051838

Figura 3.87. Diámetros requeridos para la resistencia a fatiga del eje de salida (en mm).

3.8.4- Construcción

El siguiente paso es para cada sección cual es el diámetro más grande, si el



de cálculo estático o el de cálculo para fatiga, y para cada parte del eje, cuál de las dos secciones requiere mayor diámetro. De esta forma se tienen los diámetros para las dos partes de los ejes de entrada y salida y las tres del eje intermedio (figuras 3.88, 3.89 y 3.90).

Diámetros parte media eje entrada			
$D_{1,res}$	11,1849942	$D_{2,res}$	10,4857776
$D_{1,fat}$	12,024421	$D_{2,fat}$	11,7133721
D_1	12,024421	D_2	11,7133721

Figura 3.88. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga y el máximo de las dos para el eje de entrada (en mm).

Diámetros parte media eje intermedio					
$D_{1,res}$	12,0708996	$D_{2,res}$	18,9058463	$D_{3,res}$	18,5995589
$D_{1,fat}$	13,510383	$D_{2,fat}$	20,9442644	$D_{3,fat}$	20,8176004
D_1	13,510383	D_2	20,9442644	D_3	20,8176004

Figura 3.89. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga y el máximo de las dos para el eje intermedio (en mm).

Diámetros parte media eje salida			
$D_{1,res}$	14,7660747	$D_{2,res}$	19,1117572
$D_{1,fat}$	16,5269641	$D_{2,fat}$	19,0324695
D_1	16,5269641	D_2	19,1117572

Figura 3.90. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga y el máximo de las dos para el eje de salida (en mm).

La parte del eje que se introduce en el rodamiento debe tener un valor normalizado, la lista de posibles valores es (tabla 2.6). Se ponen todos los valores calculados para los extremos por los distintos métodos (figuras 3.91, 3.92 y 3.93).



Diámetros extremos eje entrada			
$d_{01,res}$	9,25582158	$d_{02,res}$	0
$d_{01,fat}$	8,72060647	$d_{02,fat}$	0
d_{01}	9,25582158	d_{02}	0
d_{Nor}	10	d_{Nor}	10

Figura 3.91. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga, normalizado para rodamientos y la máxima de las tres para los extremos del eje de entrada (en mm).

Diámetros extremos eje intermedio			
$d_{01,res}$	0	$d_{02,res}$	0
$d_{01,fat}$	0	$d_{02,fat}$	0
d_{01}	0	d_{02}	0
d_{Nor}	10	d_{Nor}	10

Figura 3.92. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga, normalizado para rodamientos y la máxima de las tres para los extremos del eje intermedio (en mm).

Diámetros extremos eje salida			
$d_{01,res}$	0	$d_{02,res}$	18,364952
$d_{01,fat}$	0	$d_{02,fat}$	17,336772
d_{01}	0	d_{02}	18,364952
d_{Nor}	10	d_{Nor}	20

Figura 3.93. Diámetros requeridos para la resistencia estática, a fatiga, normalizado para rodamientos y la máxima de las tres para los extremos del eje de salida (en mm).

A continuación se selecciona para cada sección el diámetro más alto, y se redondea hacia arriba para que las dimensiones sean fácilmente mecanizables y que no se debilite el eje (figura 3.94).

Diámetros entrada		Diámetros intermedio		Diámetros salida	
d01	10	d01	10	d01	20
D1	13	D1	14	D1	21
D2	12	D2	21	D2	21
d02	10	D3	21	d02	20
		d02	10		

Figura 3.94. Diámetros para cada sección, resultados finales en mm.



3.9- Cojinetes

El cálculo de cojinetes parte de conocer las cargas que actúan sobre ellos. No es necesario calcular las reacciones en los apoyos (fig.3.95) ya que se toman del cálculo de ejes.

Reacción apoyo 1		Reacción apoyo 3		Reacción apoyo 5	
x	-0,21220659	x	0,98386692	x	-1,27323954
y	-0,53663542	y	-0,25606855	y	3,48800091
abs	0,5770695	abs	1,0166441	abs	3,71312392
Reacción apoyo 2		Reacción apoyo 4		Reacción apoyo 6	
x	-0,42441318	x	1,56261217	x	-0,63661977
y	-1,07327083	y	-3,36602656	y	1,74400045
abs	1,154139	abs	3,71104993	abs	1,85656196

Figura 3.95. Reacciones en los apoyos en kN.

Utilizando los parámetros de la tabla 2.4 y las reacciones en los apoyos es posible calcular la carga equivalente (figura 3.96) mediante la ecuación 2.66.

Cargas y carga equivalente						
F_r	0,57851836	1,15703672	1,01683893	3,71998502	3,72270338	1,86135169
F_a	0	0	0	0	0	0
F	0,57851836	1,15703672	1,01683893	3,71998502	3,72270338	1,86135169

Figura 3.96. Cargas radiales, axiales y equivalentes (en kN).

En función de la tabla 2.5 en usuario decide cual es el uso de los mostrados se asemeja más al que tendrá la reductora y selecciona su vida útil en servicio en horas (figura 3.97).

Duración normal de los rodamientos		
Engranajes universales	8000..15000	11500

Figura 3.97. Duración seleccionada para los rodamientos de la reductora (en horas).



Conocida la vida útil en horas y conociendo la velocidad a la que trabaja cada cojinete, el cálculo de la vida útil en revoluciones (fig.3.98) se realiza mediante la ecuación 2.68.

Vida rodamiento						
L_h	11500	11500	11500	11500	11500	11500
n	3000	3000	1000	1000	333,333333	333,333333
L	2070000000	2070000000	690000000	690000000	230000000	230000000

Figura 3.98. Vida útil en revoluciones para los rodamientos.

El factor de carga dinámica se despeja de las ecuaciones anteriores. Con la vida útil y la fuerza dinámica equivalente se puede calcular el valor mínimo del factor de carga dinámica (fig.3.99):

Factor de carga dinámica requerida						
C	7,3544732	14,7089464	8,98363242	32,7929002	22,7500343	11,3750172

Figura 3.99. Factor dureza para cada rodamiento.

El siguiente paso es buscar en la tabla 2.6 el factor de carga dinámica para el diámetro dado por el eje. Junto a este valor aparecen las dimensiones que debe tomar el rodamiento (fig.3.100).

Dimensiones rodamientos						
D	26	26	26	26	42	42
d	10	10	10	10	20	20
B	8	8	8	8	8	8
d_b	4	4	4	4	5,5	5,5

Figura 3.100. Dimensiones de los rodamientos una vez calculados (en mm).



Capítulo 4: Implementación en Autodesk Inventor





4.1- Autodesk Inventor

4.2- Parámetros

La importación de parámetros es muy sencilla e intuitiva. Primero se deben crear todos los parámetros en la hoja de Excel y luego se abre Autodesk Inventor y se realiza el siguiente procedimiento:

- Manage, Parameters
- Link, seleccionar ruta del documento Microsoft Excel (fig.4.1)
- Una vez abierto, sobre el documento botón derecho, seleccionar Start Cell (fig.4.2)

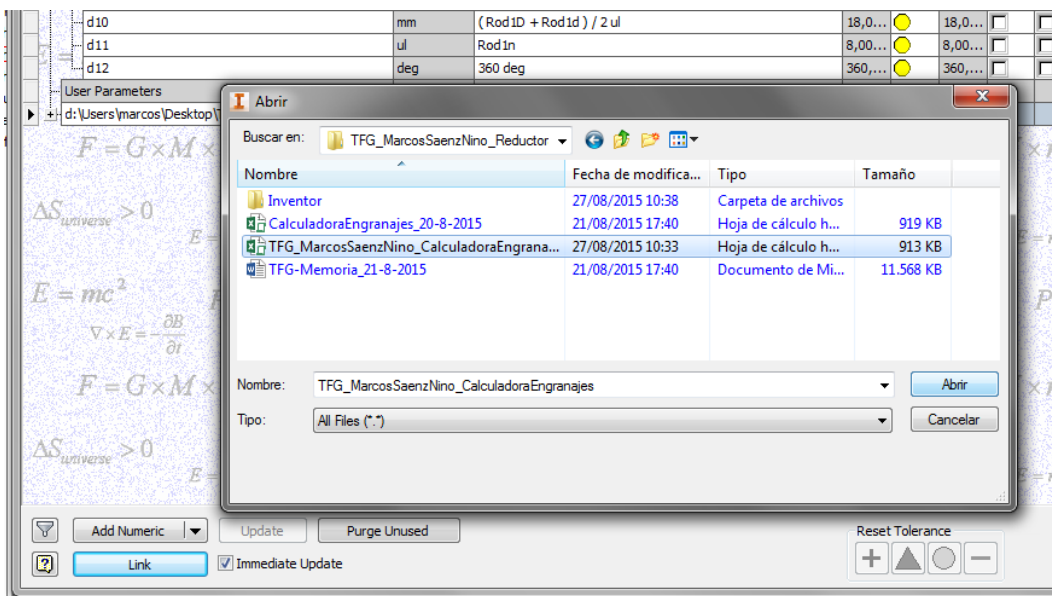


Figura 4.1. Ruta del documento Excel del que importar los parámetros.

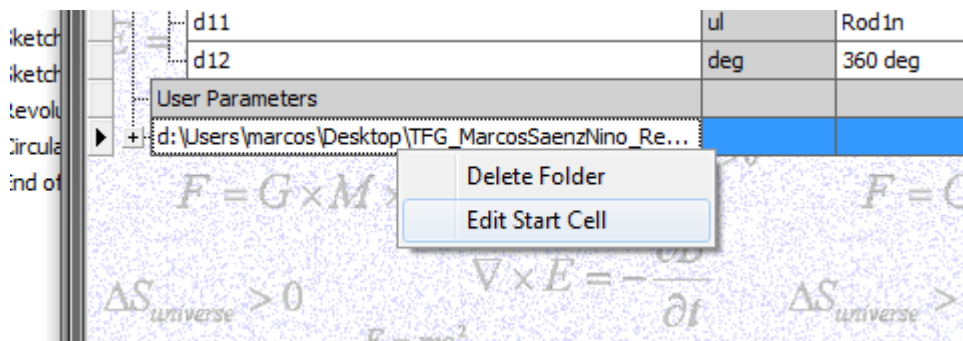


Figura 4.2. Selección de la cuadrícula inicial.

Cuando luego se acote una medida se puede poner el nombre del parámetro o una fórmula con varios parámetros (figs.4.3 y 4.4). Cuando se modifique el valor del parámetro en el documento aparecerá en color el icono actualizar (Administrar, actualizar). Este proceso puede tardar aproximadamente un minuto ya que debe comprobar elemento a elemento si le afecta la modificación del parámetro.

Model Parameters					
d0	mm	$(Rod1D + Rod1d) / 2$ ul	18,0...		18,0...
d1	mm	$(Rod1B + Rod1db) / 4$ ul	3,00...		3,00...
d2	mm	$(Rod1B + Rod1db) / 4$	3,00...		3,00...
d3	mm	Rod1db / 8 ul	0,50...		0,50...
d5	mm	Rod1db	4,00...		4,00...
d6	mm	Rod1db	4,00...		4,00...
d7	mm	Rod1db / 2 ul	2,00...		2,00...
d10	mm	$(Rod1D + Rod1d) / 2$ ul	18,0...		18,0...
d11	ul	Rod1n	8,00...		8,00...
d12	deg	360 deg	360,...		360,...

Figura 4.3. Equivalencia entre los parámetros del modelo y los importados.

Parameter Name	Unit/Typ	Equation	Nominal Valu	Tol.	Model Value	Key	Comment
Lenm	mm	7 mm	7,000000		7,000000	<input type="checkbox"/>	
Tor1dc	mm	10 mm	10,000000		10,000000	<input type="checkbox"/>	
CajaA	mm	100 mm	100,000000		100,000000	<input type="checkbox"/>	
CajaDm	mm	154 mm	154,000000		154,000000	<input type="checkbox"/>	
Lene4	mm	3 mm	3,000000		3,000000	<input type="checkbox"/>	
RedEr1	mm	5 mm	5,000000		5,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod3x1	mm	7 mm	7,000000		7,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod4D	mm	22 mm	22,000000		22,000000	<input type="checkbox"/>	
Tor2dc	mm	1 mm	1,000000		1,000000	<input type="checkbox"/>	
Tap1dt	mm	15 mm	15,000000		15,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod6x1	mm	7 mm	7,000000		7,000000	<input type="checkbox"/>	
Tap1da	mm	29,5 mm	29,500000		29,500000	<input type="checkbox"/>	
EspEx1	mm	20 mm	20,000000		20,000000	<input type="checkbox"/>	
Tap2e	mm	2 mm	2,000000		2,000000	<input type="checkbox"/>	
Ner6A	mm	1 mm	1,000000		1,000000	<input type="checkbox"/>	
Tor2Lc	mm	1 mm	1,000000		1,000000	<input type="checkbox"/>	
Redr1	mm	1 mm	1,000000		1,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod6D	mm	22 mm	22,000000		22,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod5d	mm	15 mm	15,000000		15,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod5x2	mm	3 mm	3,000000		3,000000	<input type="checkbox"/>	
ARod6d	mm	15 mm	15,000000		15,000000	<input type="checkbox"/>	
CajaHol	mm	10 mm	10,000000		10,000000	<input type="checkbox"/>	
Ner2A	mm	1 mm	1,000000		1,000000	<input type="checkbox"/>	

Figura 4.4. Lista de parámetros importados.



Una vez que la hoja de cálculo ha dimensionado la reductora debe guardarse con el mismo nombre que tenía y pulsar el botón de actualizar en la pestaña de administrar.

4.3- Diseño de elementos

4.3.1- Rodamientos

Los rodamientos son un ensamblaje formados por cuatro tipos de piezas distintas: las pistas interior y exterior, el anillo y las bolas.

4.3.1.1- Pista interior

La pista interior tiene como principal característica un surco por su cara exterior del radio de las bolas del rodamiento. Debe tener el mismo diámetro interior que el diámetro del eje que se introduce. La figura 4.5 muestra la pista interior del rodamiento 6.



Figura 4.5. Pista interior de los rodamientos.

4.3.1.2- Pista exterior

Muy similar a la pista interior pero en este caso el surco va por el cilindro interior y uno de los lados no tiene curvatura, para poder montar el rodamiento. La pista exterior del rodamiento 6 aparece en la figura 4.6.



Figura 4.6. Pista exterior de los rodamientos.

4.3.1.3- Anillo

Anilla plana (fig.4.7) con tantos orificios como bolas tiene el rodamiento. Estos orificios son en la parte interior con forma esférica y en la exterior cilíndrica, de esta forma los rodamientos entran pero no se caen y mantienen el anillo en su sitio.

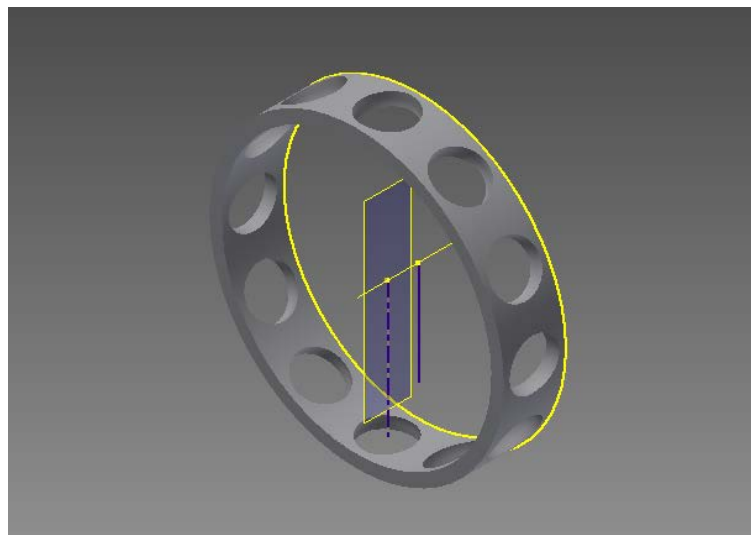


Figura 4.7. Anillo de los rodamientos.



4.3.1.4- Bolas

Poco que decir de estas piezas, esferas del radio deseado (fig.4.8) para que encajen perfectamente con el resto de elementos.

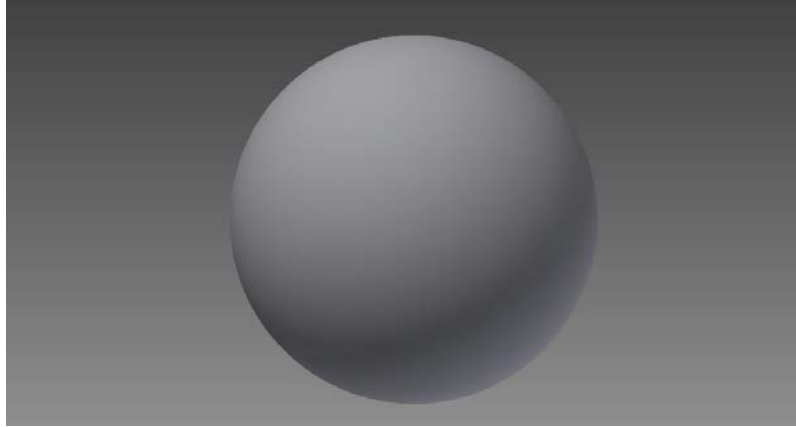


Figura 4.8. Bola utilizada en los rodamientos.

4.3.1.5- Montaje rodamiento

Para montar los rodamientos se utilizan las distintas restricciones y relaciones de las que dispone el programa.

Las pistas interior y exterior y la anilla comparten el eje de revolución, de manera que todas están centradas. Para alinear luego estas piezas se utilizan las bolas, que tienen tangencia interior con los surcos de las pistas y con los orificios del anillo.

Por último se replica tanto la bola como sus restricciones de manera radial el número requerido de veces. El resultado se muestra en la figura 4.9.

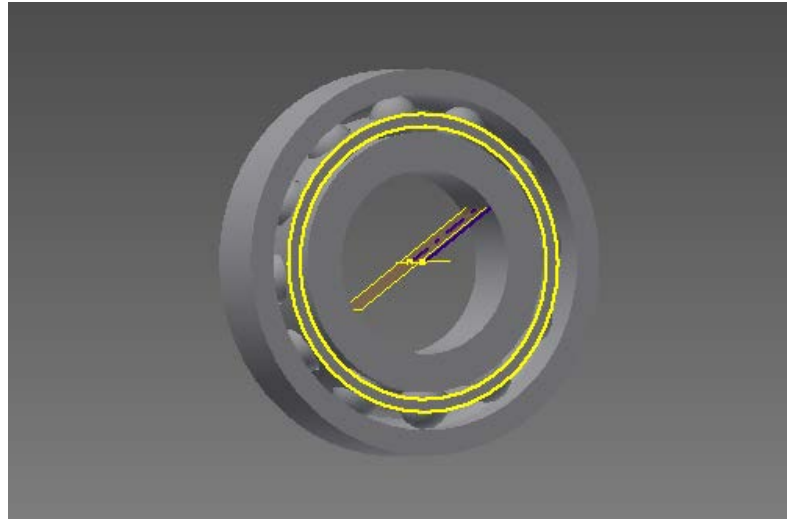


Figura 4.9. Rodamiento montado.

4.3.2- Ejes

Los ejes se producen todos por revolución. Además de las medias propias también toman parámetros de la longitud de diente de los engranajes a los que van unidos y del radio de redondeo.

4.3.2.1- Entrada

El eje de entrada (fig.4.10) es el de menores diámetros debido a que la potencia es a alta velocidad y por tanto a bajo par. Tiene la parte de entrada más larga para que sobresalga de la caja.

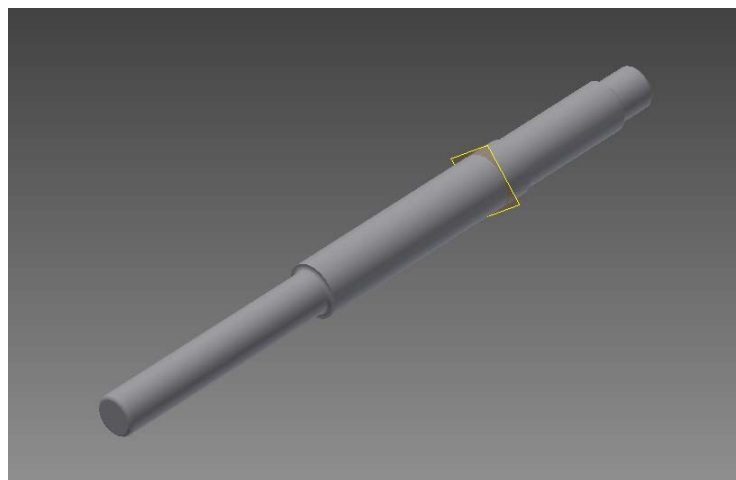


Figura 4.10. Eje de entrada.



4.3.2.2- Intermedio

El eje intermedio (fig.4.11) es el único que tiene tres secciones y dos planos intermedios. Aunque en este caso dos secciones tengan el mismo diámetro y parezca que es sólo una al variar valores se pueden apreciar las tres secciones.

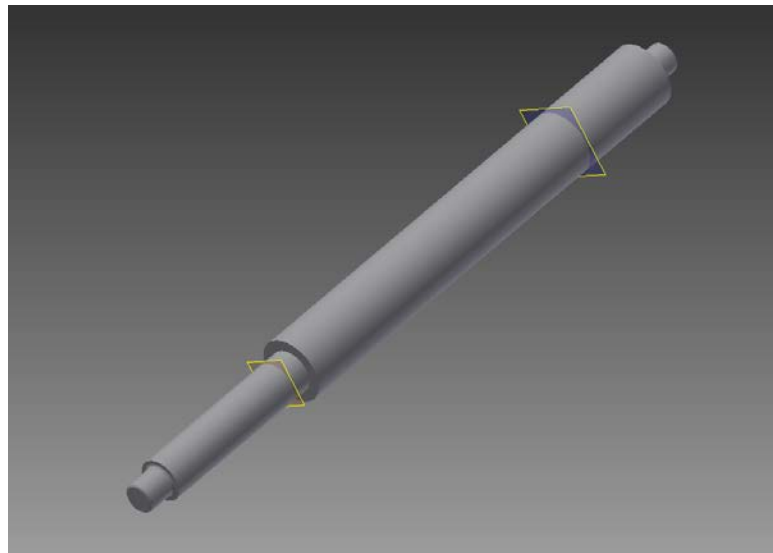


Figura 4.11. Eje intermedio.

4.3.2.3- Salida

El eje de salida (fig.4.12) es muy similar al de entrada con la diferencia de sus grandes diámetros, para poder soportar las fuerzas a las que está sometido.

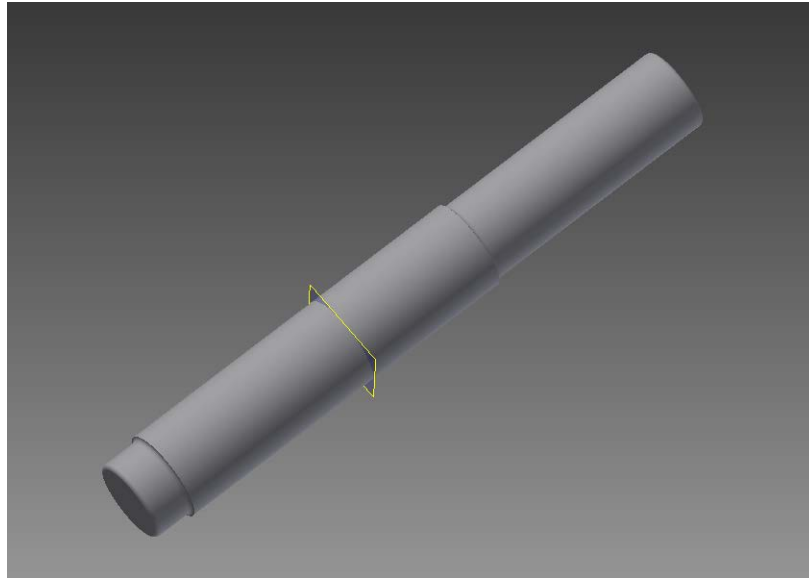


Figura 4.12. Eje de salida.

4.3.3- Alojamiento

El alojamiento se compone de la caja que va unida al suelo y de la tapa, que se encarga de cerrar la caja y evitar que los engranajes estén expuestos y los rodamientos no estén adecuadamente sujetos.

4.3.3.1- Caja

La caja (fig.4.13) es la pieza más grande de todo el conjunto, ya que junto a la tapa son las encargadas de alojar los rodamientos y los ejes, además de aguantar los esfuerzos que estos les transmiten.

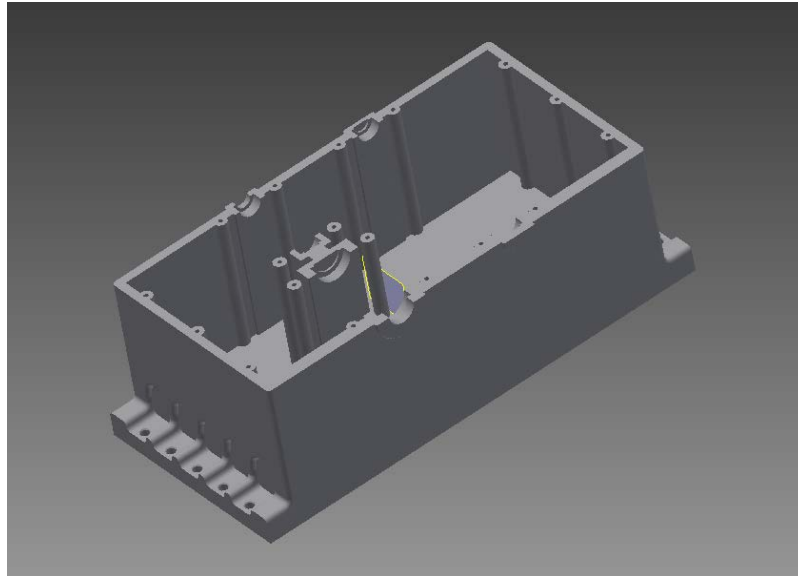


Figura 4.13. Vista general de la caja.

Cuenta con dos pletinas colocadas paralelas a los ejes y que sobresalen de la caja que tienen orificios (fig.4.14) por los que pasar tornillos que la sujeten adecuadamente al suelo.

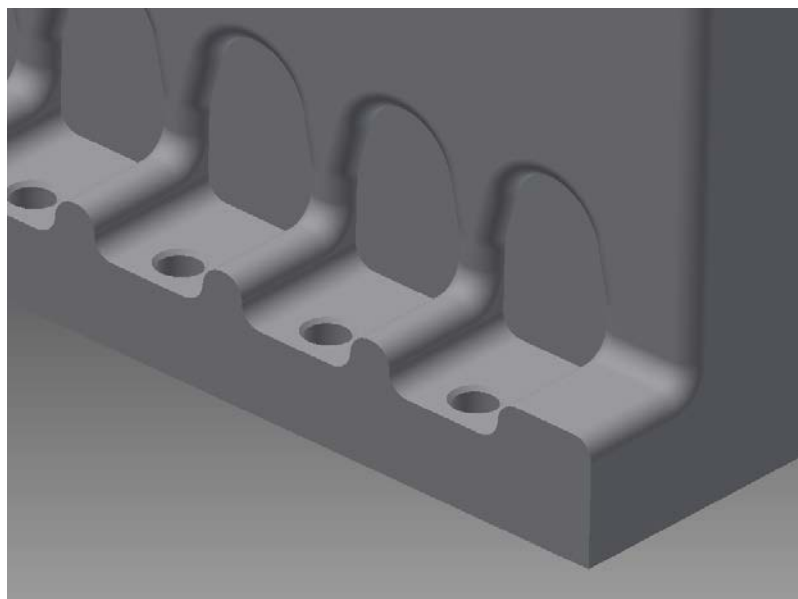


Figura 4.14. Detalle de la sujeción de la caja al suelo.

Para mantener los rodamientos en su sitio tiene partes que se amoldan a su geometría exterior (figs.4.15 y 4.16) asegurando una buena sujeción.



Figura 4.15. Detalle del alojamiento para los rodamientos en la caja.

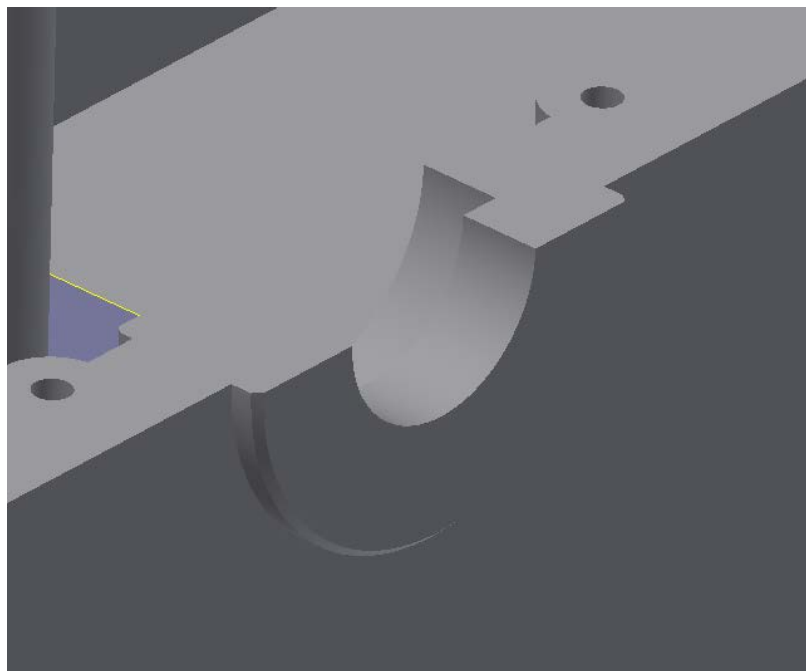


Figura 4.16. Detalle del alojamiento del sexto rodamiento en la caja.

4.3.3.2- Tapa

La tapa tiene una geometría bastante similar a la caja salvo por las pletinas y por su forma redondeada (fig.4.17).

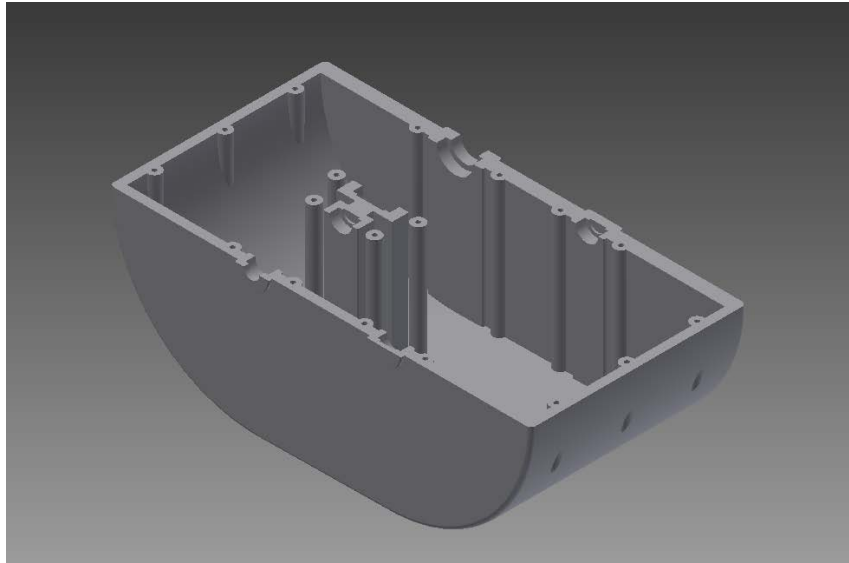


Figura 4.17. Vista general de la tapa.

Dispone una forma idéntica a la caja en lo referente a los rodamientos, siendo simétricos respecto del plano que los separa (figs.4.19 y 4.19).

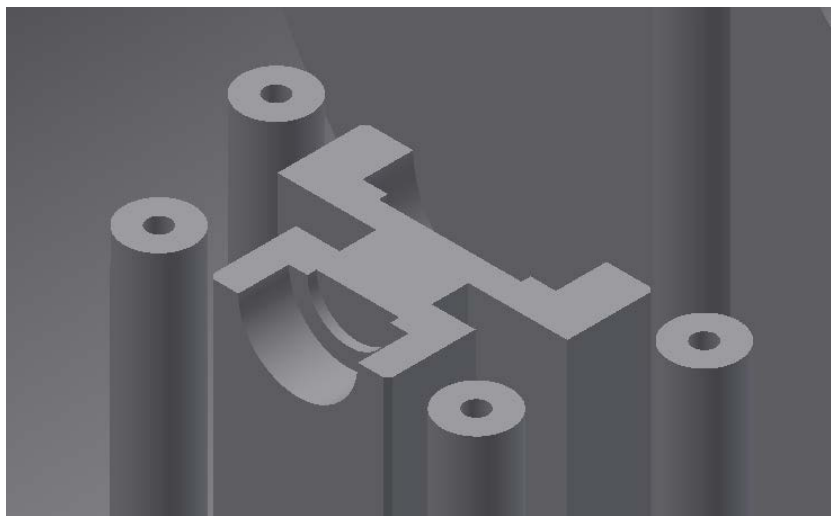


Figura 4.18. Detalle del alojamiento para los rodamientos en la tapa.



Figura 4.19. Detalle del alojamiento para los rodamientos del eje intermedio en la tapa.

La unión entre la tapa y la caja se realiza mediante tornillos. En la figura 4.20 se muestra el alojamiento de uno de ellos.

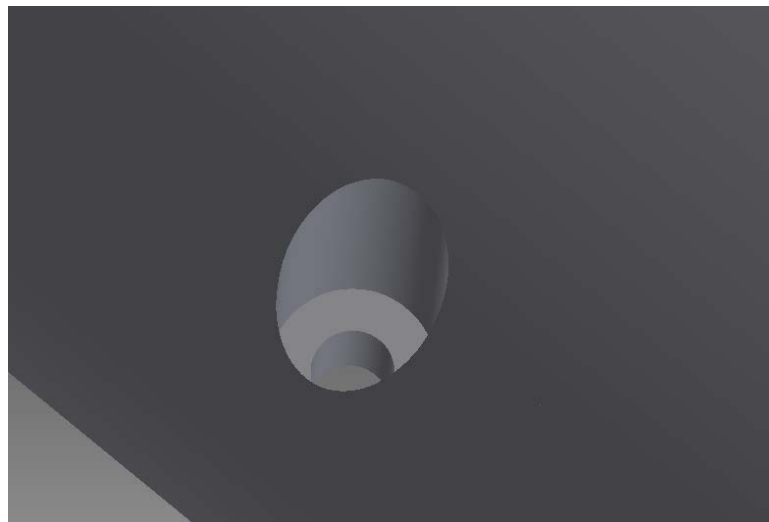


Figura 4.20. Detalle de un orificio para tornillo de la tapa.

4.3.4- Engranajes

Los engranajes son la única parte que no se puede automatizar por completo y sus parámetros deben ser introducidos de manera manual (salvo la longitud de los dientes).



Estos engranajes no tienen las medidas exactas calculadas mediante la aplicación Excel, por lo que no deben tomarse los engranajes obtenidos por Inventor como exactos. En cualquier caso sirven para dar una idea de la forma del engranaje.

Una vez ensamblados los rodamientos y ejes a la base se puede realizar el cálculo de engranajes. Se realiza de la siguiente forma:

- Design, Spur Gear
- Design Guide, Number of Teeth
- Ahora se introduce la relación de transmisión, el módulo y la longitud del diente, además de seleccionar los planos de inicio. La pantalla se muestra en la figura 4.21.

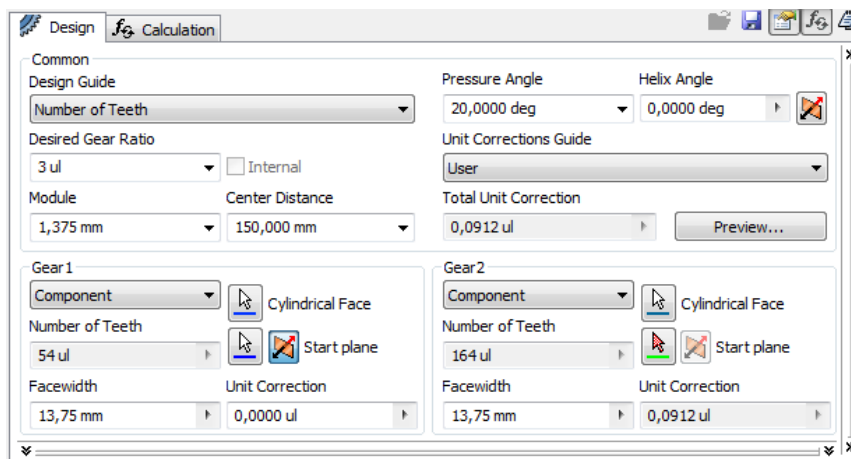


Figura 4.21. Modeladora de engranajes.

Si se separan se puede observar con detalle su geometría. La figura 4.22 muestra el par de entrada y la figura 4.23 la pareja de salida.

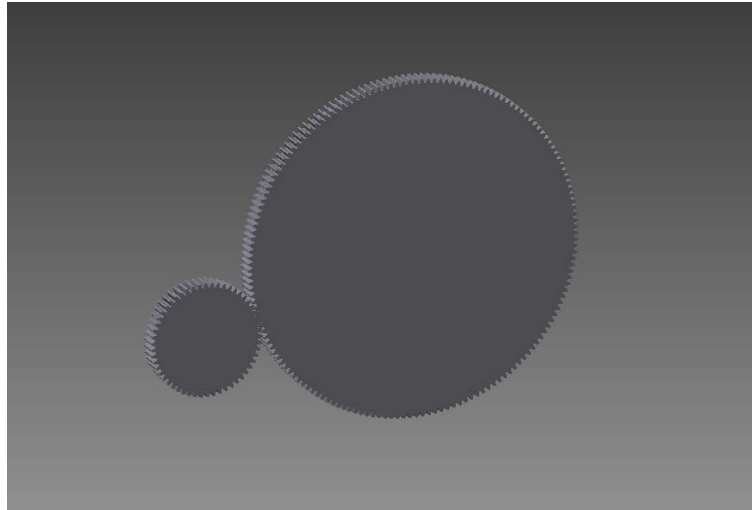


Figura 4.22. Pareja de engranajes de entrada.

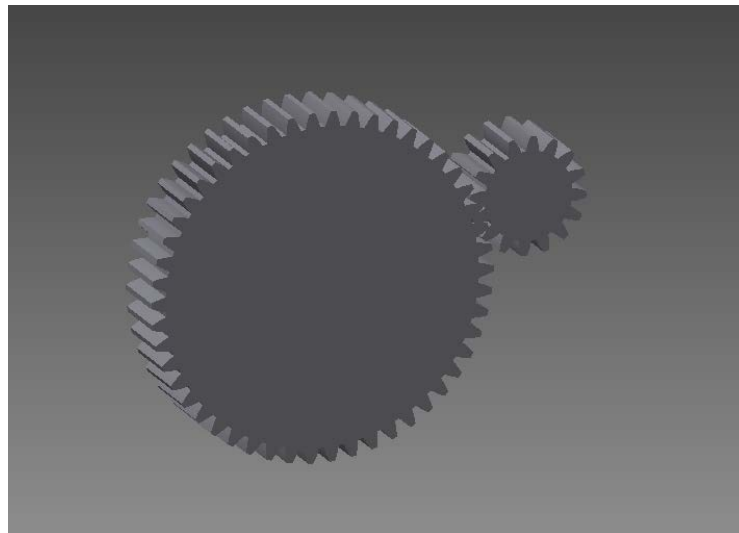


Figura 4.23. Pareja de engranajes de salida.

4.4- Montaje

Para realizar el montaje se siguen los siguientes pasos:

- Insertar los rodamientos en los ejes haciendo que los ejes de ambos sean coincidentes.
- Hacer que los rodamientos lleguen a los topes de los ejes dando coincidencia entre una arista de la pista interior del rodamiento y el final del redondeo del eje.
- Coincidencia de las superficies exterior de los rodamientos con el lugar en el que tienen que reposar de la caja.



- Coincidencia de las superficies laterales de los rodamientos con el tope de los alojamientos en la caja.

Una vez realizado esto el resultado es siguiente (fig.4.24):

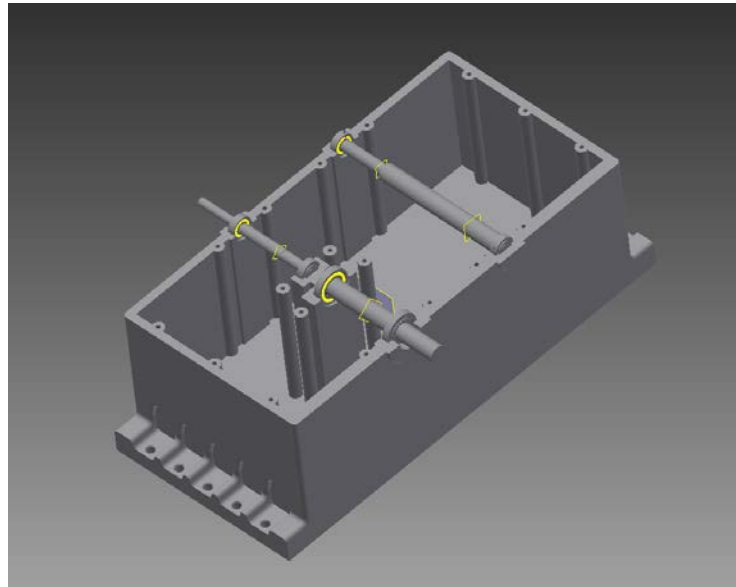


Figura 4.24. Paso intermedio del montaje, con la caja, los rodamientos y los ejes colocados.

A continuación se utiliza la herramienta integrada para el cálculo de engranajes y con el procedimiento explicado en el apartado anterior se añaden los cuatro engranajes (fig.4.25).

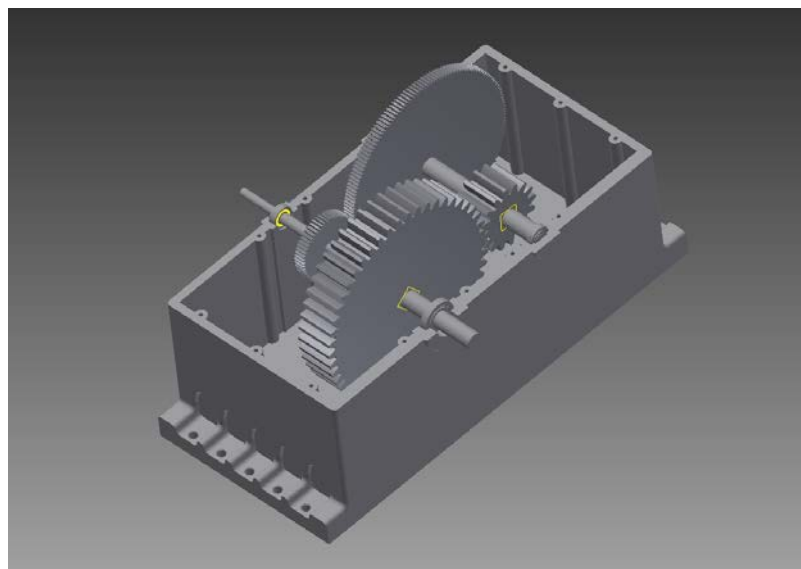




Figura 4.25. Montaje con engranajes a falta de la tapa.

Para colocar la tapa se fuerza la coincidencia de los ejes de dos taladros de la tapa y la caja para colocar adecuadamente ambas piezas. Luego se hace que toquen ambas piezas y el montaje está finalizado (fig.4.26).

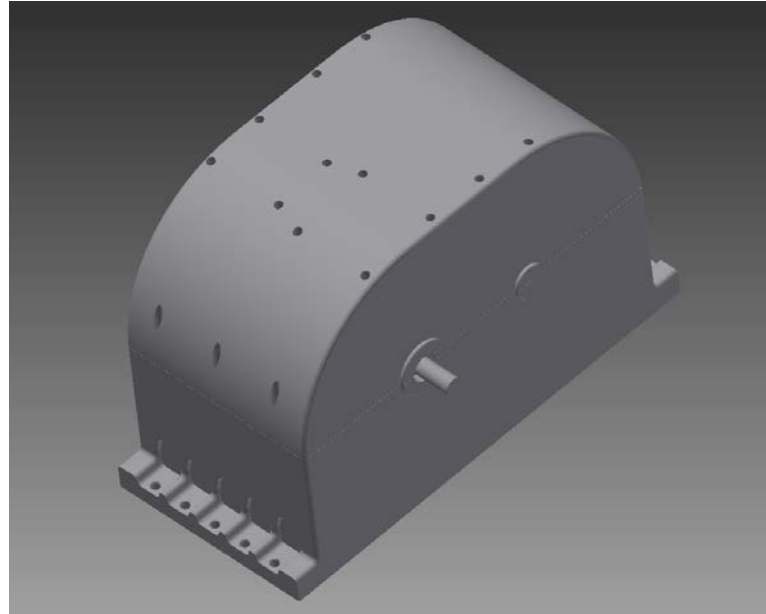


Figura 4.26. Montaje de la reductora completo.



Capítulo 5: Impresión 3D





5.1- Impresora

La impresora utilizada es una Prusa i3 con marco de acero y utiliza un controlador Arduino Mega (fig.5.1).

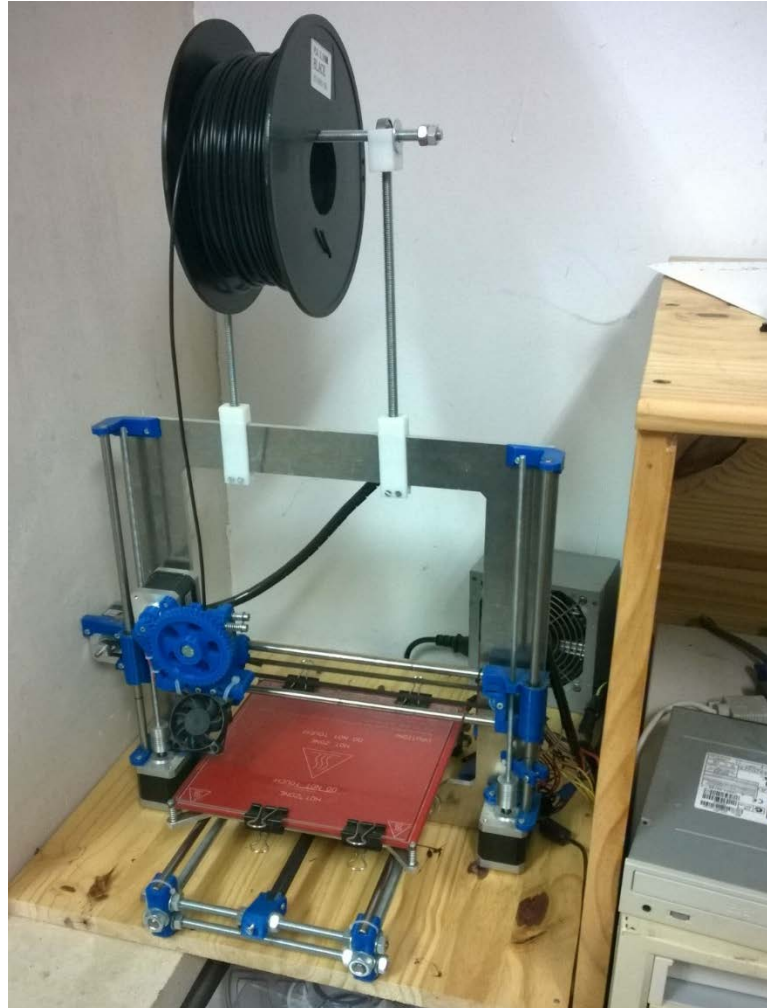


Figura 5.1. Impresora Prusa i3

El volumen de impresión es de 20x20x20cm y tiene una resolución de 0.15mm en el eje vertical. El extrusor trabaja con filamento de 3mm y su diámetro es de 0.4mm.

El extrusor es capaz de alcanzar temperaturas de hasta 275°C y la cama puede calentarse hasta los 100°C, aunque en un ambiente cálido y controlado es viable llegar a los 110°C. Sobre la cama caliente se encuentra un vidrio plano sobre el que se aplica laca para mantener las piezas adheridas.



5.2- Plástico

El plástico con el que se han impreso todas las piezas es PLA (poliácido láctico) de color negro (fig.5.2).



Figura 5.2. Bobina de plástico ABS.

Aunque las propiedades varíen mucho en función del color y suministrador del filamento, unos valores medios son:

- Densidad: 1.210-1.430gcm³
- Cristalinidad: 37%
- Temperatura de transición vítrea: 60-65°C
- Temperatura de fusión: 150-160°C
- Módulo de elasticidad: 2.7-16GPa

Se ha decidido utilizar PLA y no ABS por su facilidad para imprimir piezas grandes. Aunque el ABS es más resistente, también sufre una contracción muy fuerte con lo que las piezas salen deformadas si sus dimensiones son grandes.

5.3- Software

La impresora es controlada mediante el software libre RepetierHost (fig.5.3), que permite un manejo total de sus funciones.

Tiene integrado el programa Slic3r para definir los parámetros de impresión y transformar la pieza en formato stl en un conjunto de instrucciones.

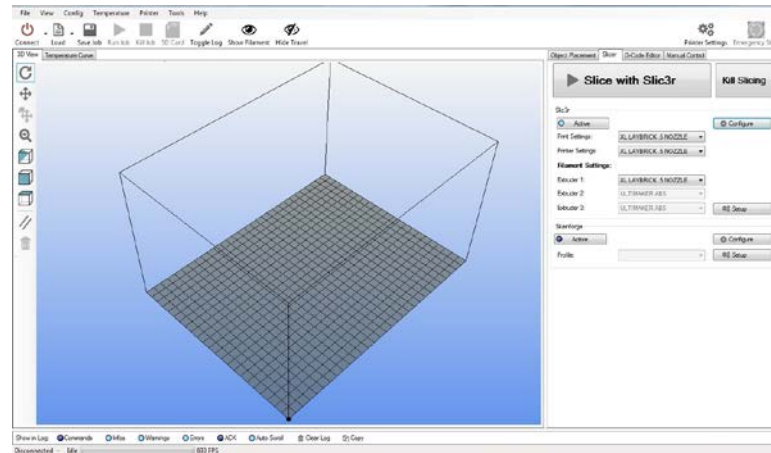


Figura 5.3. Interfaz RepetierHost

Los parámetros de impresión son:

- Temperaturas:
 - Del extrusor: 200°C
 - De la cama: 80°C
- Velocidades:
 - De perímetros: 50 mm/s
 - De detalle: 80% velocidad perímetros
 - De relleno: 65 mm/s
- Espesor capas:
 - Primera capa: 0.3 mm
 - Resto de capas: 0.3 mm
- Ventilador:
 - Primera capa: apagado
 - Resto de capas: 100 %
- Material de soporte:
 - Activado

5.4- Piezas

Las piezas deben ser modificadas para poder caber dentro de la impresora y por cuestiones del comportamiento del plástico fundido.

Se adjuntan también los modelos en archivos stl.

5.4.1- Rodamientos

Los rodamientos son uno de los elementos que no se han impreso. Para asegurar su correcto funcionamiento se han utilizado unos rodamientos rodamientos 608 zz blindados (fig.5.4).



Figura 5.4. Rodamientos blindados 608 zz.

Sus dimensiones son 8x22x7mm. Sus características dinámicas cumplen de manera sobrada con el uso que se les va a dar.

En cualquier caso se ha adaptado el modelo (fig.5.5) a esas mismas dimensiones por si es posible alcanzar la precisión suficiente en un futuro.

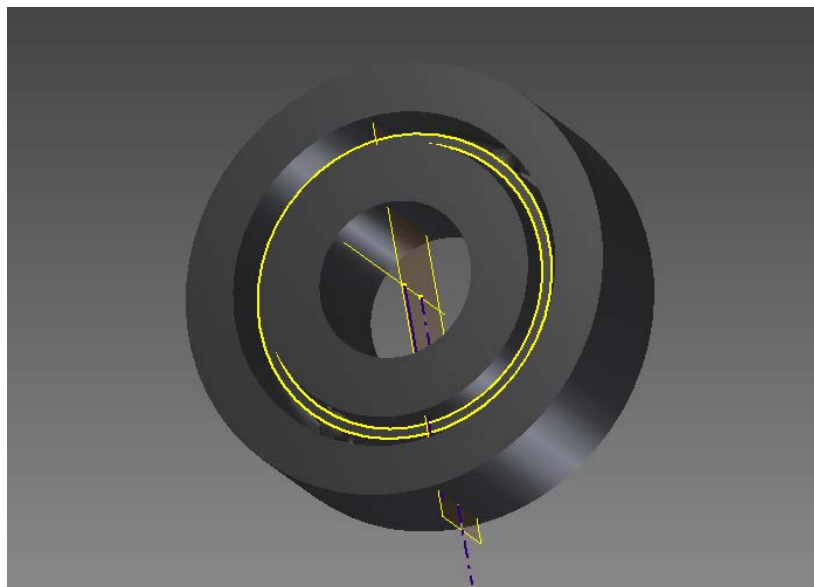


Figura 5.5. Modelo imprimible de rodamientos.



5.4.2- Ejes

5.4.2.1- Entrada

El eje se fracciona en dos partes, la que se inserta en el rodamiento 1 (fig.5.6) y la que se inserta en el rodamiento 2 (fig.5.7).

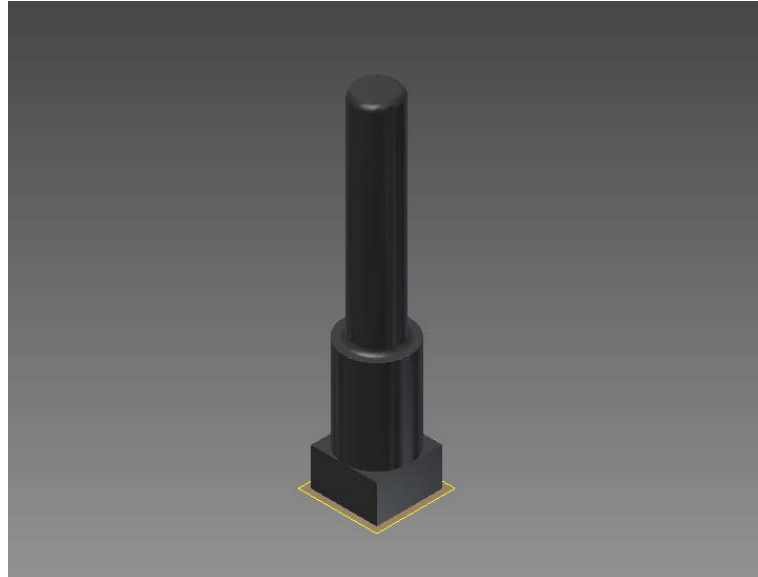


Figura 5.6. Parte del eje de entrada correspondiente al primer rodamiento.

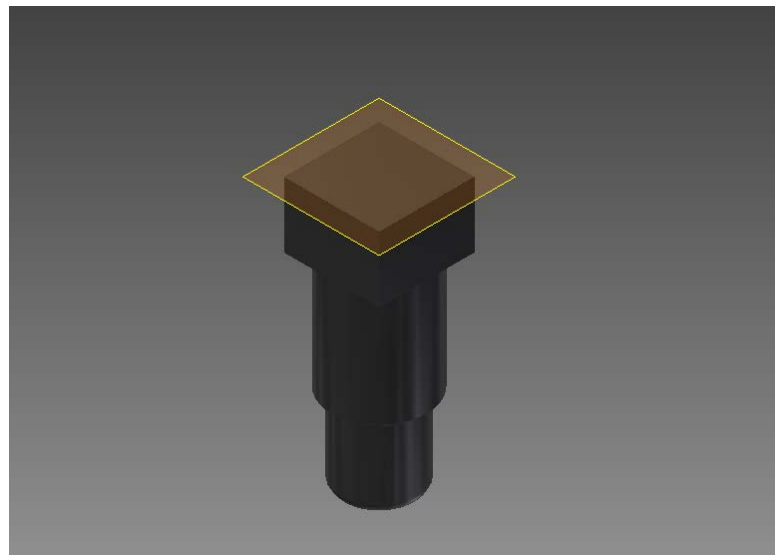


Figura 5.7. Parte del eje de entrada. correspondiente al segundo rodamiento.



5.4.2.2- Intermedio

En este caso el eje se divide en tres piezas, la del medio se une a los dos engranajes, por eso tiene la geometría ensanchada en ambos extremos. Las partes que se unen a los rodamientos 3 (fig.5.8) y 4 (fig.5.10) son similares a las anteriores, mientras que la central es diferente (fig.5.9).

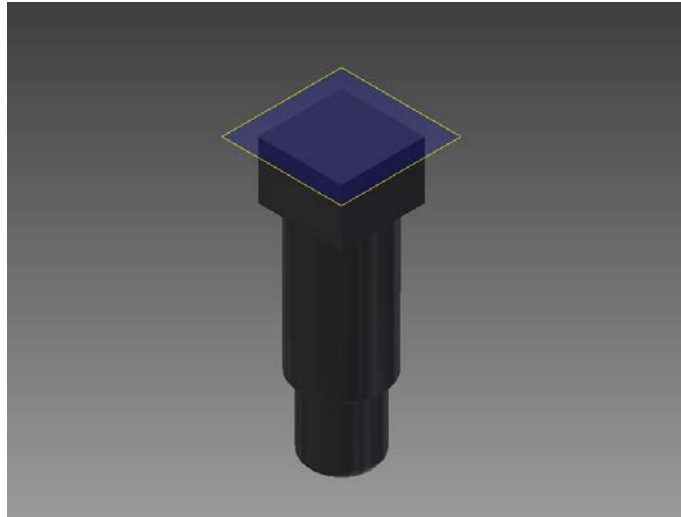


Figura 5.8. Parte del eje intermedio que se inserta en el tercer rodamiento.

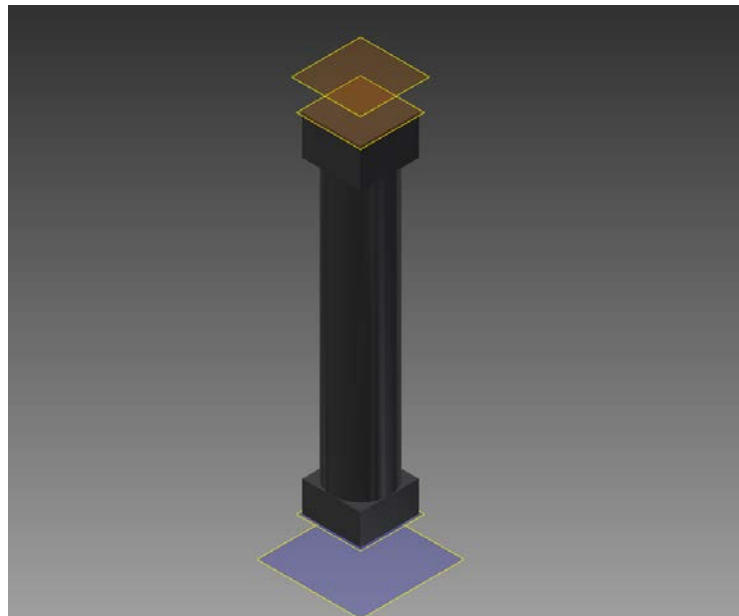


Figura 5.9. Parte central del eje intermedio.

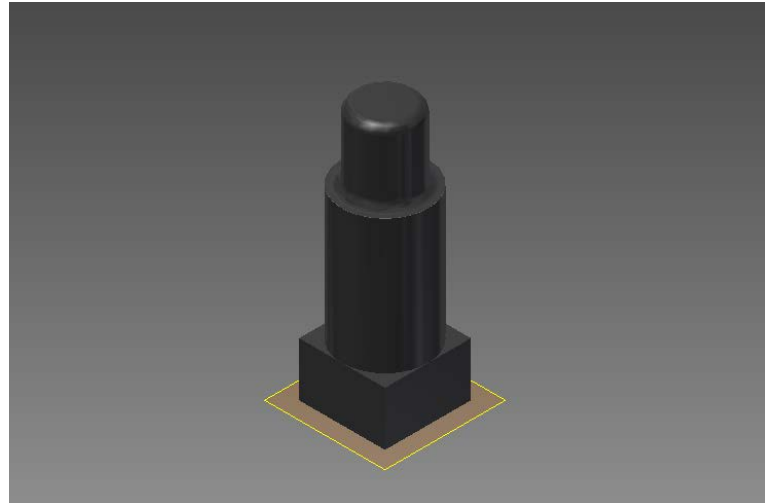


Figura 5.10. Pieza del eje intermedio correspondiente al cuarto rodamiento.

5.4.2.3- Salida

Poco que explicar, casi idéntico al eje de entrada con las dos partes correspondientes a los rodamientos 5 (fig.5.11) y 6 (fig.5.12).

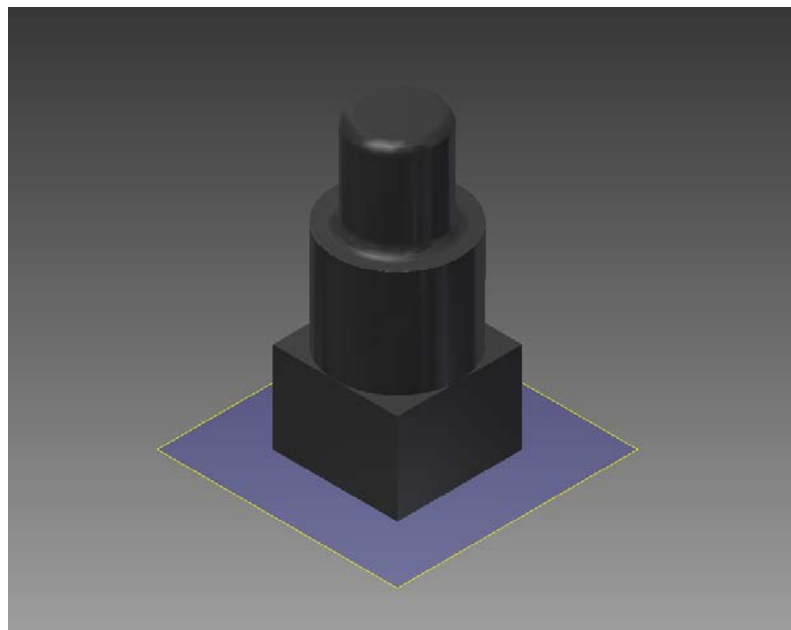


Figura 5.11. Parte del eje de salida que se inserta en el quinto engranaje.

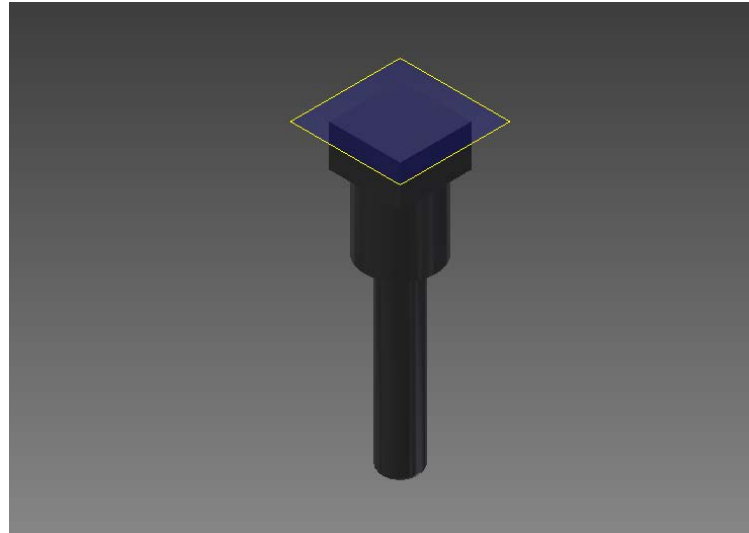


Figura 5.12. Elemento del eje de salida que se une al sexto rodamiento.

5.4.3- Alojamiento

5.4.3.1- Caja

Mismo modelo (fig.5.13), aunque prescinde de ciertos radios de redondeo por su pequeño tamaño.

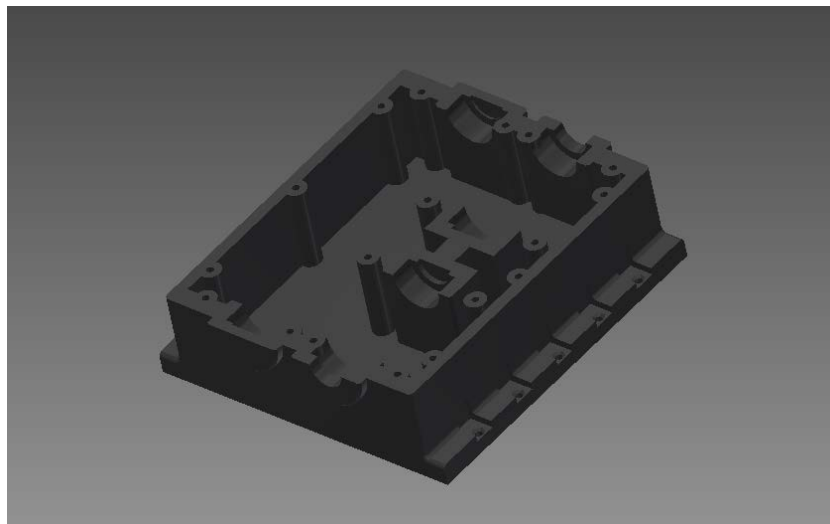


Figura 5.13. Caja lista para ser impresa.

5.4.3.2- Tapa

Caso idéntico a la caja, modelo a escala de la tapa (fig.5.14).

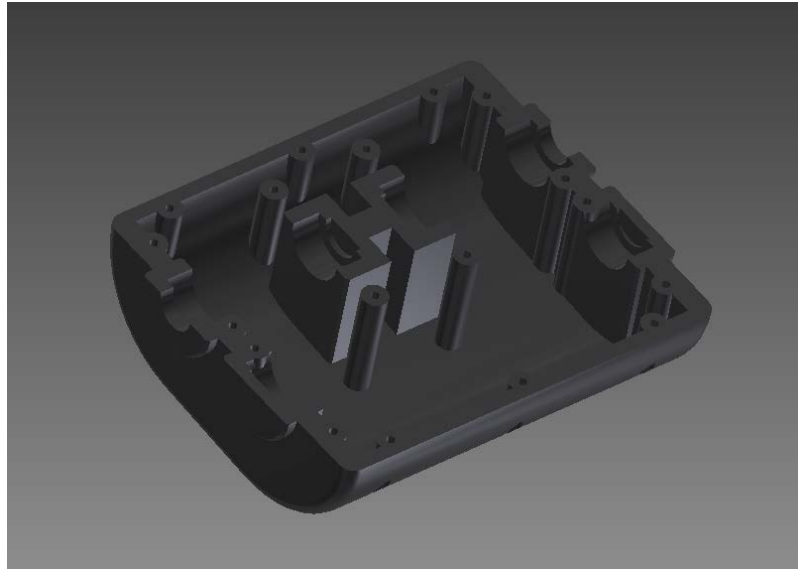


Figura 5.14. Tapa adaptada a las medidas de la impresora 3D.

5.4.4- Engranajes

Realizados una vez se han ensamblado todas las piezas. Tienen formas que encajan con las de los ejes para asegurar la unión. Se ha intentado dar pocos dientes para que la impresión sea correcta (figs.5.15 y 5.16).

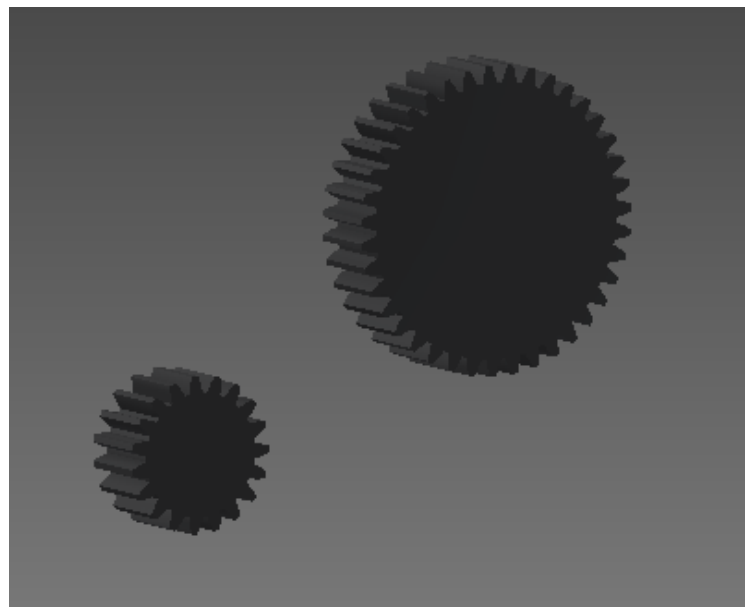


Figura 5.15. Par de engranajes de entrada.

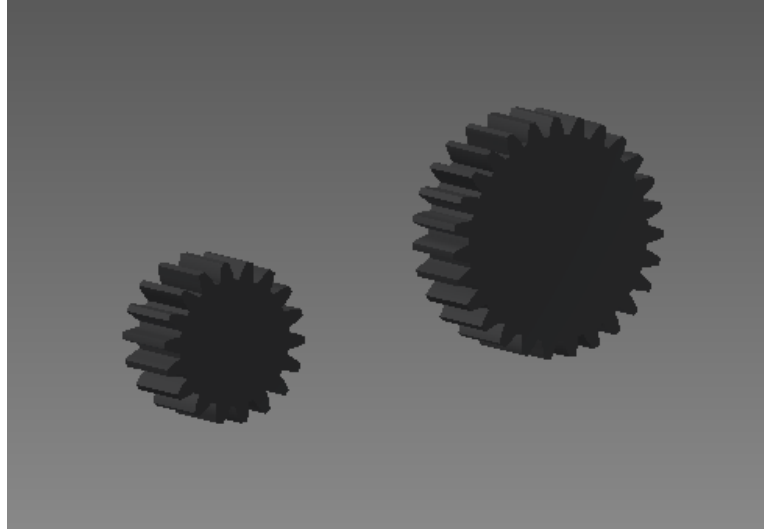


Figura 5.16. Par de engranajes de salida.

5.5- Montaje

Poco que decir del montaje, se realiza de manera idéntica al explicado en el apartado 4.4.

Cuando están montados todos los elementos menos la tapa se procede a calcular los engranajes mediante la herramienta integrada en Autodesk Inventor. El resultado se muestra en la figura 5.17.

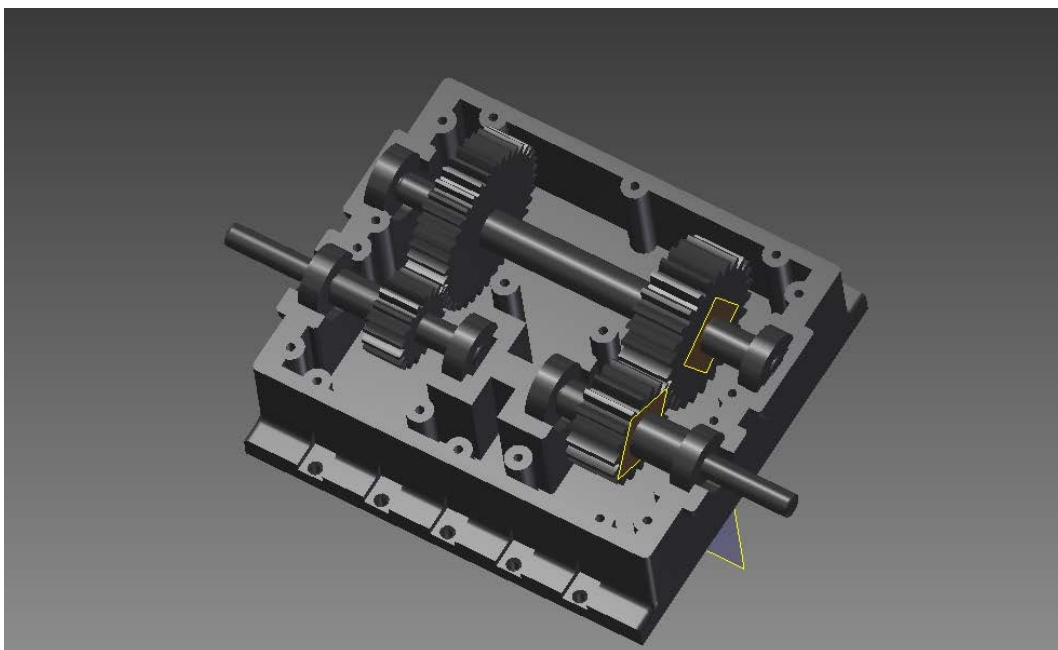


Figura 5.17. Montaje interior completo.



Posteriormente se coloca la tapa y el montaje termina (fig.5.18).

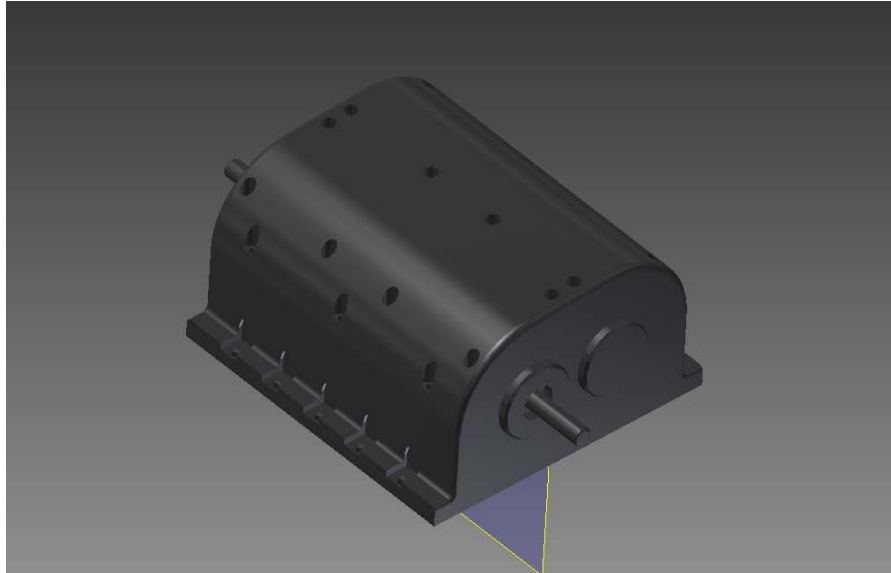


Figura 5.18. Reductora montada con tapa.





Capítulo 6: Conclusión





Pese a existir multitud de manuales para el diseño de máquinas y dar estos métodos para el cálculo de los distintos elementos, en la práctica sólo son útiles a modo de explicación o para pequeñas piezas. Al utilizarlos para realizar cálculos a gran escala demuestran ser poco prácticos por lo pesado de su utilización.

Con una herramienta tan sencilla y utilizada como es Microsoft Excel se pueden encadenar todos estos cálculos y conseguir realizarlos de una forma casi automática. Gracias a la integración de esta con Autodesk Inventor Professional 2015 se pueden también crear modelos CAD de manera muy sencilla.

En el segundo capítulo se le ha explicado al lector la base teórica sobre la que se trabaja posteriormente. Se ha utilizado en la medida de lo posible la norma nacional UNE y cuando no ha sido posible se han utilizado normas internacionales ISO.

En los siguientes capítulos se ha realizado un seguimiento de los pasos utilizados para integrar toda la formulación primero en una hoja de cálculo Excel y luego en un modelo parametrizado realizado en Autodesk Inventor Professional.

Durante el tiempo de realización del trabajo han ido apareciendo diversas herramientas comerciales que tienen una función similar a la herramienta aquí expuesta, pero con ciertas excepciones.

Pese a realizar el cálculo de forma completamente automática, los algoritmos de cálculo son completamente opacos para el usuario. Se introducen las condiciones iniciales y lo único que se obtiene es un resultado, sin conocer el mecanismo por el que el programa ha llegado a la solución. Además están limitados a la función que el programador les haya dado.

Frente a esto, esta calculadora permite observar paso a paso el proceso de resolución y al ser posible modificar Excel tiene potencial para ser ampliada con nuevas funcionalidades. De igual forma puede servir de base para el cálculo de otro tipo de máquinas, ya que dispone de cálculo para engranajes, ejes y rodamientos.





Capítulo 7: Bibliografía





-JOSEPH EDWAD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Ed: McGrawHill. 1990.

-KARL-HEINZ DECKER. Manual del ingeniero técnico: Elementos de máquinas Vol. XIII. Séptima edición. Ed: Urmo. 1980.

-WARREN YOUNG. RICHARD BUDYNAS, ALI SADEGH. Roark's Formulas for Stress and Strain. Octava edición. Ed: McGrawHill. 2012.

-AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2015. Ayuda.

-MICROSOFT EXCEL. Ayuda.

-BILL JELEN. TRACY SYRSTAD. Excel 2013. Macros Y Vba. Primera edición. Ed: Anaya Multimedia. 2013

-Universidad de Alicante, apuntes de la asignatura "Estructuras de hormigón"