

ANEXOS



A. DISTRIBUCIÓN DE PENDIENTES EN LA CIUDAD DE BARCELONA	3
B. AHORRO ECONÓMICO	17
B.1 Ahorro a lo largo de la vida estimada del vehículo.....	17
B.2 Incremento del precio del gasóleo.....	19
C. ESTIMACIÓN DEL CONSUMO ESPECÍFICO DEL MOTOR TÉRMICO	23
D. CÁLCULO DEL PAR, ENERGÍA Y CONSUMO NECESARIO.	31
E. AHORRO DE COMBUSTIBLE	40
E.1 Consumo de combustible	40
E.2 Ahorro de combustible	42
E.2.1 Paro motor térmico.....	42
E.2.2 Modo eléctrico.....	43
E.2.2 Modo híbrido.....	44
F. PRECIO DE LOS COMPONENTES	46
G. ACOPLAMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO. CÁLCULOS	49
G.1 Cálculo de los rodamientos necesarios.....	49
G.2 Comprobación a fatiga del eje.....	59
G.3 Transmisión de par	65
G.3.1 Eje salida motor y entrada al CVT – embrague centrífugo.....	67
G.3.2 Eje – parte fija de la polea centrífuga y eje salida motor térmico – embrague centrífugo.....	68
G.3.3 Eje – pieza intermedia conexión motor eléctrico.....	69
G.4 Unión carcasa - motor térmico.	70
G.5 Tolerancias radiales de los elementos.	77
G.6 Tuerca de fijación para el rodamiento A.....	78
H. PLANOS	80
I. HOJAS DE CÁLCULO	81
BIBLIOGRAFIA	82
Referencias bibliográficas	82



A. Distribución de pendientes en la ciudad de Barcelona

El objetivo de este apartado será encontrar la probabilidad que tiene el vehículo de realizar los ciclos A, B o C en una pendiente u otra circulando en la ciudad de Barcelona. Discretizaremos el problema suponiendo que el vehículo puede marchar en 15 pendientes. Dada la imposibilidad de medir la pendiente en todas y cada una de las calles, nos conformaremos con tomar unas muestras y supondremos que la población no difiere demasiado de la muestra tomada.

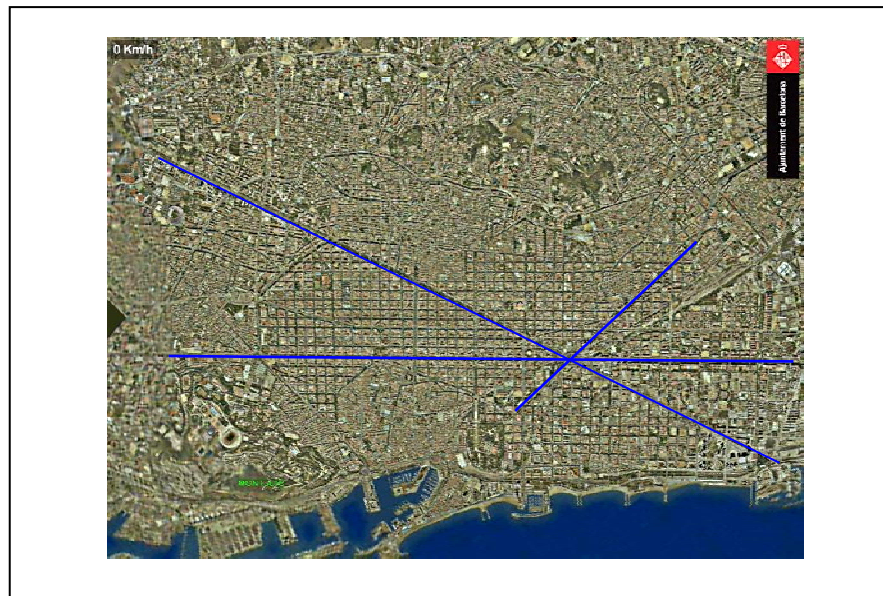


Fig. A.1. Vista aérea de la ciudad de Barcelona

Como puede verse en la imagen la circulación se ha organizado de forma que la mayoría de las calles son perpendiculares. Excepto tres de ellas que cruzan la ciudad (diagonal, Gran Vía y meridiana) y que coinciden en la plaza de las glorias.

Se considera que aproximadamente en 100 metros no cambia la pendiente de las calles. Se han tomado datos de pendientes de 53 calles de Barcelona escogidas al azar. Para ello se ha utilizado el visualizador en tres dimensiones disponible en la página web: www.bcn.es.

Para escoger los puntos de forma aleatoria se ha impreso el plano de la ciudad y se han cuadrículado en una cuadrícula de 12 x 12. Se han metido en una bolsa 12 bolas y se han ido eligiendo de forma aleatoria las coordenadas de los 53 puntos.



En las siguientes imágenes podemos ver los puntos elegidos divididos por distritos:



Fig. A.2. Puntos al azar en el distrito de Les Corts.



Fig. A.3. Puntos al azar en el distrito de L'Eixample.





Fig. A.4. Puntos al azar en el distrito de Horta – Guinardo..

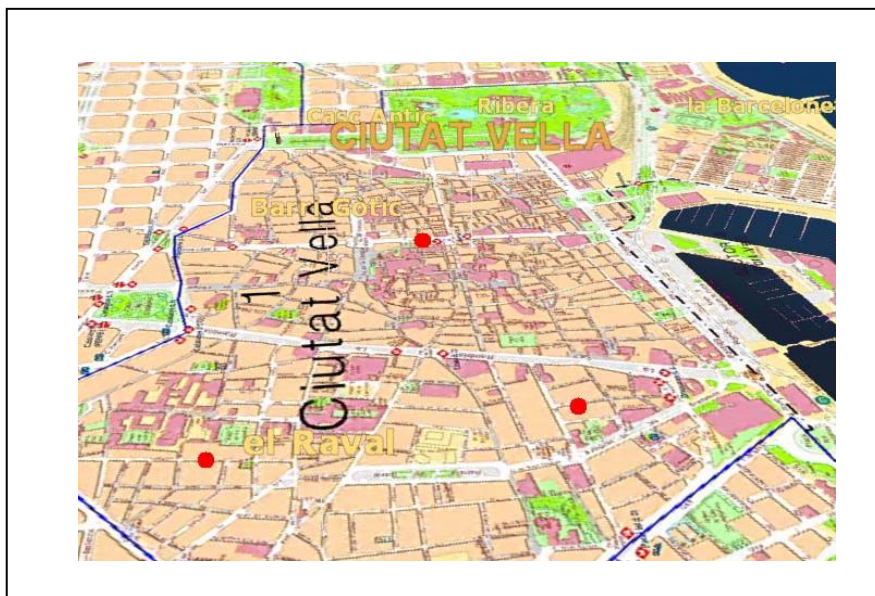


Fig. A.5. Puntos al azar en el distrito de Ciutat Vella.



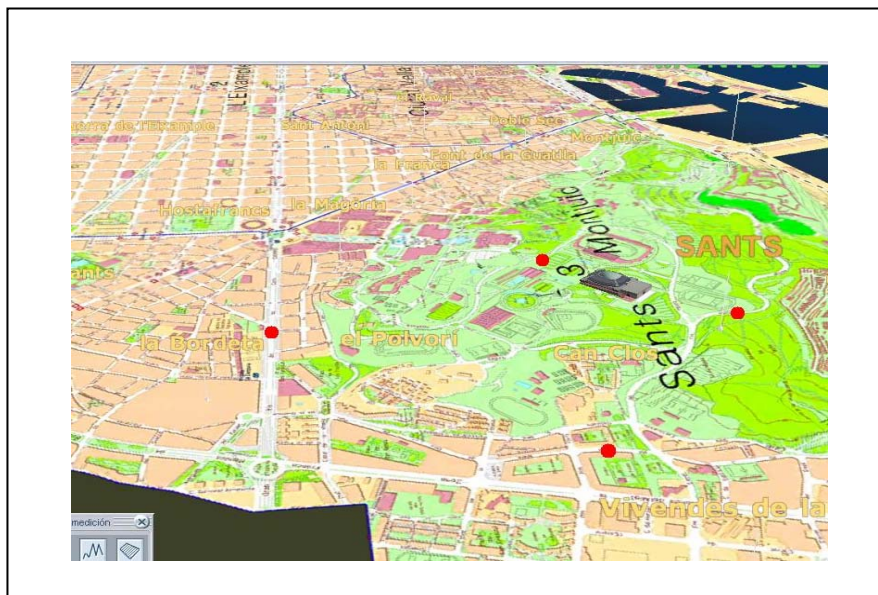


Fig. A.6. Puntos al azar en el distrito de Sants Montjuïc.

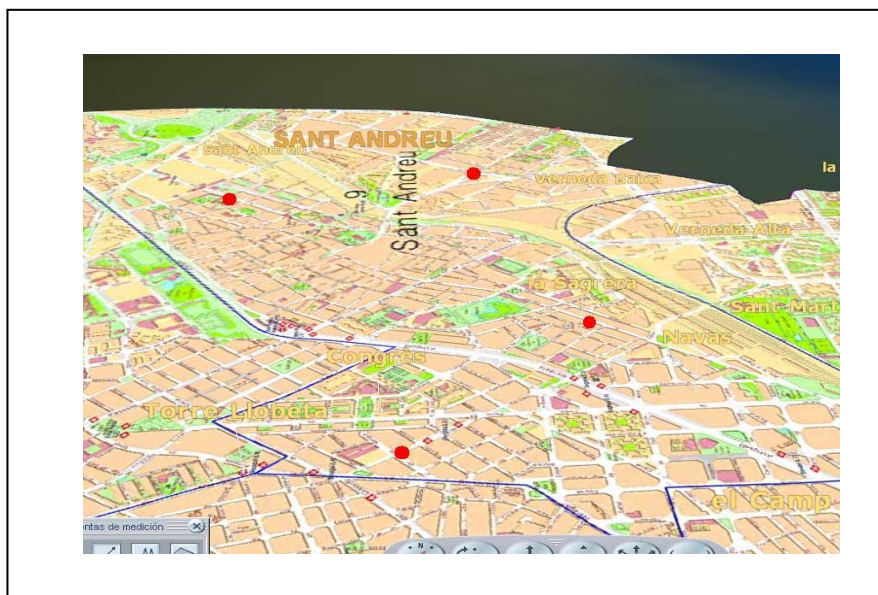


Fig. A.7. Puntos al azar en el distrito de Sant Andreu.



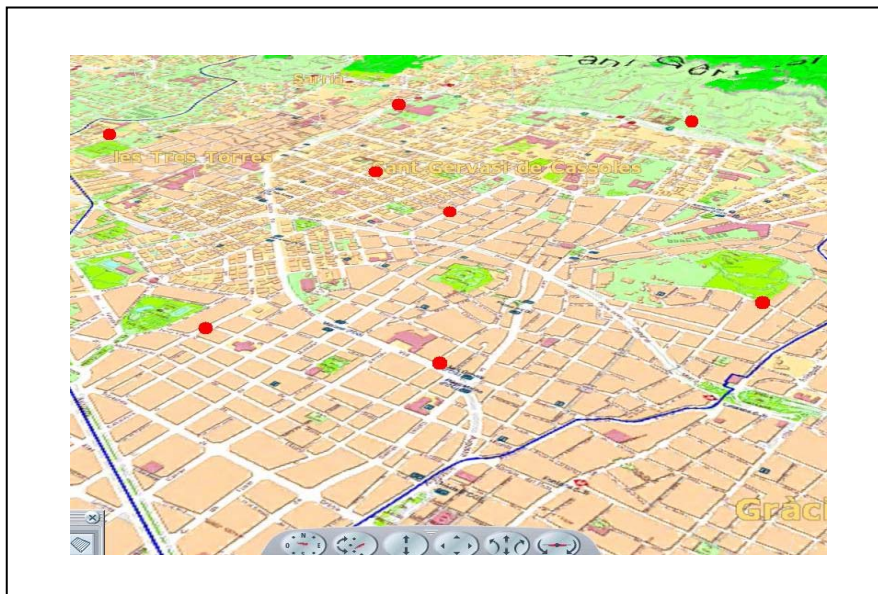


Fig. A.8. Puntos al azar en el distrito de Sant Gervasi.



Fig. A.9. Puntos al azar en el distrito de Sant Martí.



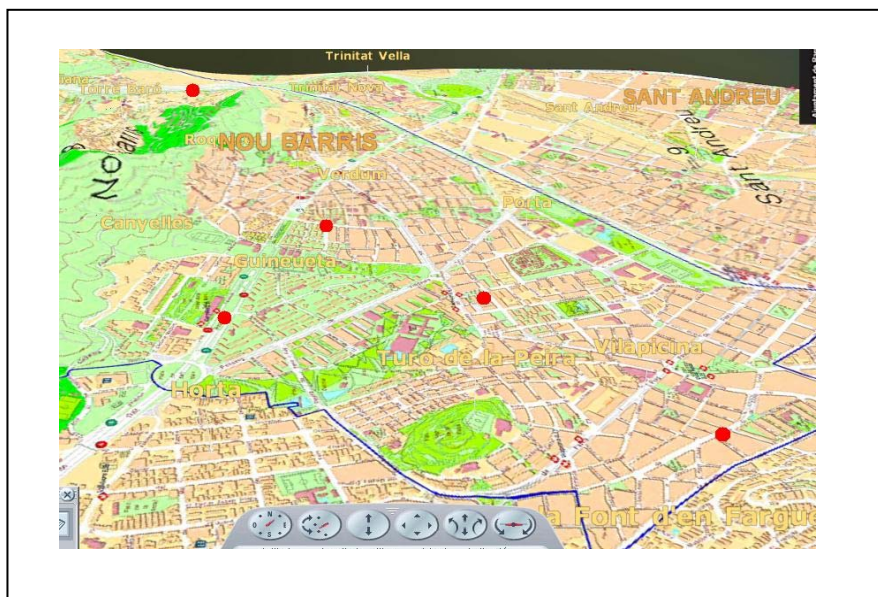


Fig. A.10. Puntos al azar en el distrito de Nou Barris.



Fig. A.11. Puntos al azar en el distrito de Gracia.



Los resultados de pendientes obtenidas se resumen en la siguiente tabla:

Distrito	Pendiente(*) (%)	Pendiente asignada
Horta - Guinardo	8,79	8
	6,05	6
	7,54	8
	1,51	2
	0,96	0
	6,08	6
Sant Gervasi	5,75	6
	0,16	0
	3,73	4
	26,31	16
	1,19	2
	5,84	6
	11,39	12
Sant Andreu	0,34	0
	1,06	2
	0,89	0
	5,41	6
Nou Barris	1,1	2
	6,23	6
	8,49	8
	0,83	0
Gracia	0,82	0
	4,41	4
	0,47	0
	11,30	12
	3,34	4
Les Corts	0,69	0
	0	0
	1,39	2



	4,89	4
	9,25	10
L´eixample	0,28	0
	2,84	2
	1,5	2
	2,44	2
	0,43	0
	2,39	2
	0,38	0
	3,46	4
	Sants - Montjuic	1,68
9,83		10
0,15		0
1,23		2
Ciutat Vella	0,17	0
	0,37	0
	1,17	2
Sant Martí	0,97	0
	0,47	0
	0	0
	0,21	0
	1,94	2
	0,64	0
	0,12	0

(*) Muestras de 100 metros de longitud

Tabla A.1. Muestras de pendientes en Barcelona



Para discretizar el problema, supondremos que el vehículo solo puede circular por pendientes de: 0%, 2%, 4%, 6%, 8%, 10%, 12%, 16 %, -2%, -4%, -6%, -8% y -16%.

En la Fig. A.12 puede verse como se han asignado para cada intervalo de pendiente continua un valor discreto:

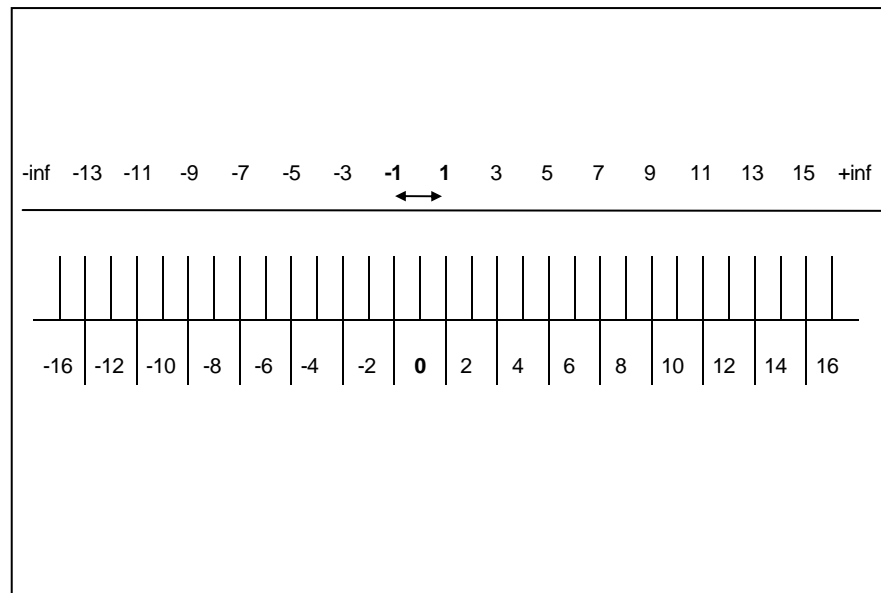


Fig. A.12. Puntos al azar en el distrito de Gracia.

Para calcular la probabilidad que tiene el vehículo de circular por una u otra pendiente lo realizaremos de la siguiente manera.

La probabilidad de circular por la pendiente x es igual a la probabilidad de escoger un tramo de calle con pendiente $\text{mod}(x)$ por la probabilidad de que se circule en el sentido de la pendiente.

Por ejemplo, la probabilidad de circular por una pendiente del -2% es igual a la probabilidad de escoger un tramo de pendiente con pendiente del 2% multiplicado por la probabilidad de que se circule en sentido descendente. Dado que todo lo que sube ha de bajar, se considera que la probabilidad de circular en sentido ascendente es la misma que la de circular en sentido descendente (por lo tanto igual al 50 %).

Según los datos obtenidos, la probabilidad de escoger tramos de una u otra pendiente se resume en la siguiente tabla:



Pendiente (%)	Metros /100	Probabilidad (%)
0	21	39,6
2	13	24,52
4	5	9,43
6	6	11,32
8	3	5,66
10	2	3,77
12	2	3,77
16	1	1,88

Tabla A.2. Probabilidad de escoger tramos según la pendiente.

A partir de estos se deducen las probabilidades de circular en una pendiente determinada:

Pendiente (%)	Probabilidad (%)
0	39,6
2	12,26
4	4,715
6	5,66
8	2,83
10	1,885
12	1,885
16	0,94
-2	12,26
-4	4,715
-6	5,66
-8	2,83
-10	1,885
-12	1,885
-16	0,94

Tabla A.3. Probabilidad de circular por una u otra pendiente.



Si representamos estos valores en un histograma obtenemos, para la ciudad de Barcelona, lo siguiente:

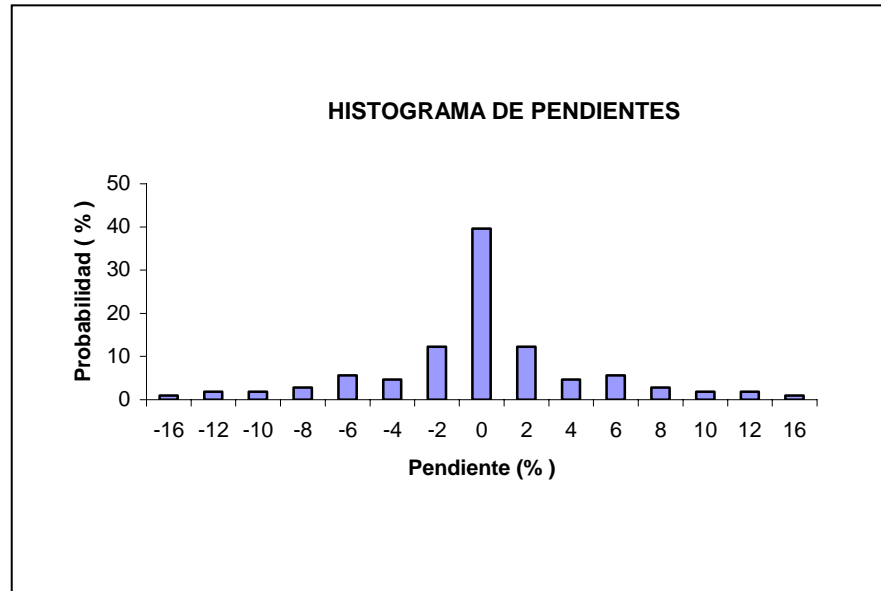


Fig. A.13. Histograma de pendientes. Circulación al azar por Barcelona.

A continuación calcularemos la probabilidad de, al circular por una determinada pendiente, realizar un ciclo A, B o C. Para ello se ha recorrido la ciudad durante un tiempo de una hora y se han tomado algunos datos. De los procesos de aceleración y frenado se han tomado datos de velocidad final de la aceleración y del tiempo total del ciclo (aceleración, mantenimiento a velocidad constante y desaceleración). En la siguiente tabla se resumen los resultados obtenidos. Como podemos ver en la tercera columna se indica el ciclo teórico al que se parece.



Velocidad final (Km/h)	Tiempo ciclo (s)	Ciclo parecido
20	8	A
20	26	A
20	19	A
20	14	A
20	20	A
20	18	A
20	50	A
20	29	A
20	13	A
20	23	A
20	23	A
20	20	A
30	14	B
30	59	B
30	49	B
30	14	B
30	35	B
30	24	B
30	45	B
30	35	B
30	75	B
30	40	B
30	42	B
45	80	C
45	44	C
45	52	C
45	53	C
45	16	C
45	38	C
45	20	C
45	48	C
45	24	C
45	13	C
45	30	C
45	25	C
45	33	C
45	33	C
45	35	C
45	44	C
45	49	C

Tabla A.4. Muestras tomadas de circulación por Barcelona.



Representando los datos obtenidos en un histograma:

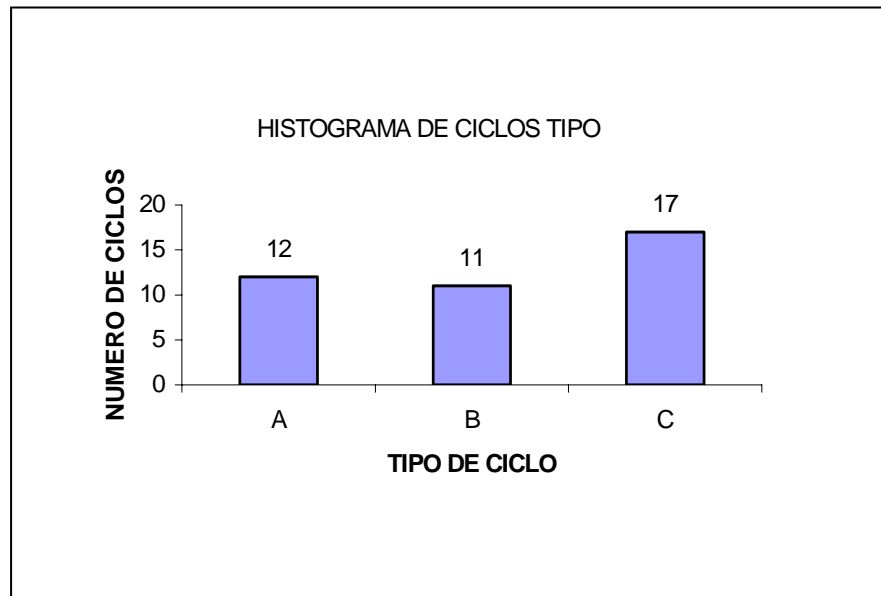


Fig. A.14. Histograma de tipos de ciclo. Circulación al azar por Barcelona.

De esta manera si consideramos que toda la población se comporta como las muestras obtenidas, la probabilidad de realizar un ciclo A, B y C son respectivamente del 30, 27.5 y 42.5 % respectivamente.

Calculemos a continuación el total de ciclos realizados mensualmente (considerando que un mes tiene 30 días). El tiempo total de circulación es T_c :

$$T_c = 30 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 60 = 216000 \text{ s}$$

$$T_c = t_a \cdot P(A) \cdot T + t_b \cdot P(B) \cdot T + t_c \cdot P(C) \cdot T$$

De donde podemos deducir que el número total de ciclos realizados mensualmente es de $T = 3010$ ciclos.

Veamos el resumen de las variables empleadas:



VARIABLE	DESCRIPCIÓN	UNIDADES	VALOR
T	Número total de ciclos realizados	Ud.	3010
P(A)	Probabilidad de realizar un ciclo tipo A.	%/100	0,300
P(B)	Probabilidad de realizar un ciclo tipo B.	%/100	0,275
P(C)	Probabilidad de realizar un ciclo tipo C.	%/100	0,425
ta	Tiempo total en realizar el ciclo tipo A	s	49,66
tb	Tiempo total en realizar el ciclo tipo B	s	66,88
tc	Tiempo total en realizar el ciclo tipo C.	s	90,52



B. Ahorro económico

B.1 Ahorro a lo largo de la vida estimada del vehículo

En este apartado se valora el ahorro económico al cabo de la vida estimada del vehículo (15 años). Este ahorro será función, entre otras cosas, de la inversión necesaria y del ahorro de combustible que se produzca anualmente.

La fórmula es la siguiente:

$$A_{15} = \sum_{x=0}^{x=n-1} A_x - I_e \quad (\text{Ec. B.1})$$

Donde,

I_e (€): Inversión monetaria equivalente.

A_{15} (€): Ahorro total al cabo del periodo de amortización (15 años).

n : Años de amortización (15).

A_x : Ahorro equivalente en el año x .

El valor de la inversión monetaria no es el gasto inicial. Se considera que la inversión es el gasto inicial más todo el dinero que se deja de ganar si invirtiéramos el dinero con una rentabilidad segura a un plazo igual al tiempo de amortización. Es justo que sea así ya que el balance de lo ganado se realiza al finalizar el periodo de amortización, con lo cual se debe considerar el equivalente de el dinero que tenemos hoy en la fecha del balance. En la expresión se representa mediante la variable I . El valor de la inversión monetaria equivalente es pues:

$$I_e = (1 + i)^n \quad (\text{Ec. B.2})$$

Donde,

i : Rentabilidad aproximada que se puede obtener por el dinero en un plazo de 15 años (4 %).



El ahorro anual se calcula como producto del ahorro de combustible en litros por el precio de combustible ese año (considerado constante durante el año). Como el precio de combustible aumenta cada año el ahorro también aumenta. Para compararlo con el valor de inversión equivalente obtenida debemos considerar también un ahorro equivalente de manera que consideramos que el ahorro obtenido puede ser invertido en un plazo igual al tiempo que queda hasta ser amortizado. Según esto el ahorro total al cabo de los 15 años es:

$$A_{15} = P_{lo} \cdot (1+j)^0 \cdot (1+i)^{14} + P_{lo} \cdot (1+j)^1 \cdot (1+i)^{13} + \dots + P_{lo} \cdot (1+j)^{14} \cdot (1+i)^0 \quad (\text{Ec. B.3})$$

O también,

$$A_{15} = P_{lo} \cdot \sum_{x=0}^{x=14} (1+j)^x \cdot (1+i)^{14-x} \quad (\text{Ec. B.4})$$

Donde,

P_{lo} (€): Precio del litro el primer año.

j : Incremento del precio del combustible anual estimado (ver B.2)



B.2 Incremento del precio del gasóleo

La energía hoy en día es un bien limitado en manos de unos pocos y por lo tanto costoso para el resto. El petróleo es un bien cada día más limitado ya que el consumo hace que los recursos de petróleo (limitados) se agoten.

Si imaginamos la gráfica de oferta – demanda actual de dicho bien sería algo parecida a la siguiente:

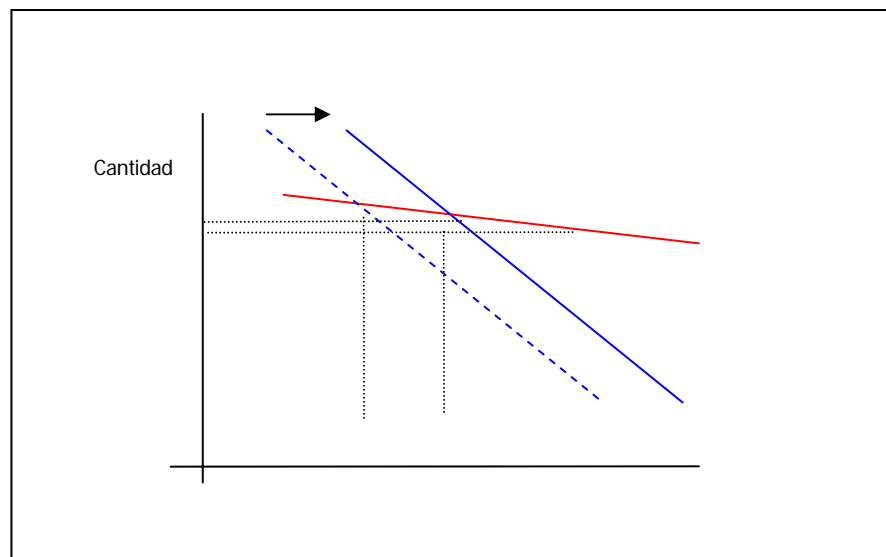


Figura B.1. Comportamiento oferta – demanda del petróleo.

La población mundial tiene unas necesidades que tiene que suplir y las empresas, si el crudo sube para todos, están dispuestas a, en principio, soportar la subida del crudo aumentando el precio de los productos o incluso obteniendo menos beneficio. Hoy en día la dependencia de este tipo de bien es absoluta y sus competidores no le hacen sombra. Por lo tanto la curva de demanda es prácticamente horizontal con una leve pendiente (los consumidores tienen una dependencia elevada del bien, y están dispuestos a soportar el incremento del precio).

La curva de oferta se compone de las distintas coordenadas cantidad – precio que los productores están dispuestos a ofrecer. El productor desea cubrir los costes fijos y variables y obtener un beneficio. Además este se encuentra presionado por sus competidores con lo cual no puede subir demasiado el precio. Dado que los costes fijos son constantes independientes de la cantidad vendida, a menos producción mayor debe de ser el margen



unitario para cubrirlos. En resumen la curva de oferta se comportará como indica la Fig. B.1 (línea azul discontinua): A mayor producción menor precio.

En el caso del petróleo, al ser un bien limitado que tiende a consumirse en su totalidad, se produce un efecto sobre la curva de oferta que es el siguiente:

El productor se puede cuestionar si vender su producto hoy o dentro de un tiempo. La competencia directa existente en los productos no limitados no existe en este producto. Produciéndose una competencia a largo plazo. Es decir, las empresas, al igual que antes quieren obtener más beneficio que las demás, pero en este caso, el tiempo en el cual se evalúa el beneficio es superior a un año. Esto es así porque el productor puede prever que el bien se acabará y por lo tanto el precio de equilibrio dentro de un tiempo aumentará y podrá sacar un mayor beneficio de sus reservas si no vende tanto crudo ahora. Además como la curva de demanda es bastante horizontal el productor el productor se asegura que no caerán las ventas si incrementa el precio. Es decir que es una estrategia perfectamente factible. Este es el efecto representado en la figura 1 por el cual el precio de equilibrio del crudo aumenta a medida que las reservas de crudo disminuyen o a medida que las reservas de crudo por unidad de necesidades anuales de crudo disminuyen (ver imagen de reservas de crudo y de necesidades de crudo en los próximos años).

El gasóleo es un derivado directo del petróleo y por lo tanto su precio está fuertemente relacionado con el precio del primero. En las siguientes imágenes vemos como el efecto representado en la figura 2 se refleja en el precio del crudo (Enero 1995 – Marzo 2004) y del gasóleo en España entre los años 1975 y 2005 (Fig. B.3).



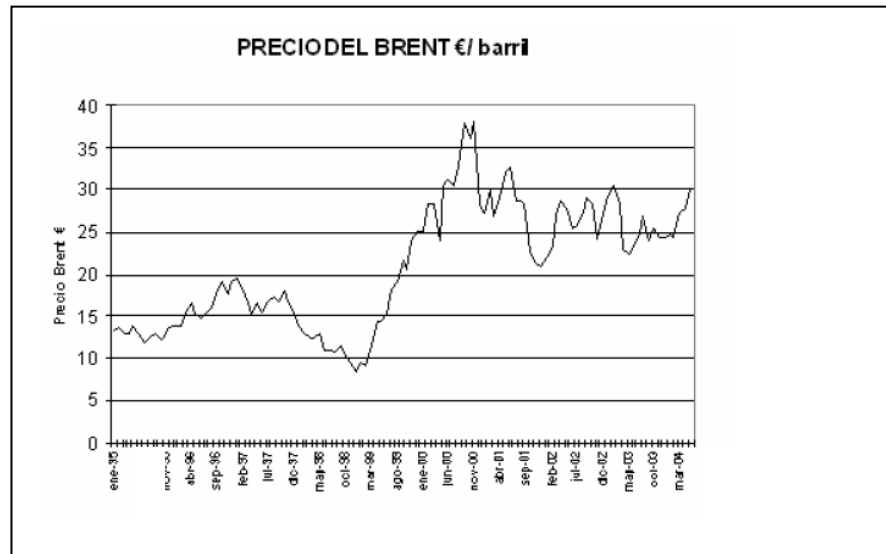


Figura B.2 Evolución del precio del petróleo.

Fuente: Cámara de Navarra.

Artículo: El petróleo se convierte en amenaza para el crecimiento mundial.

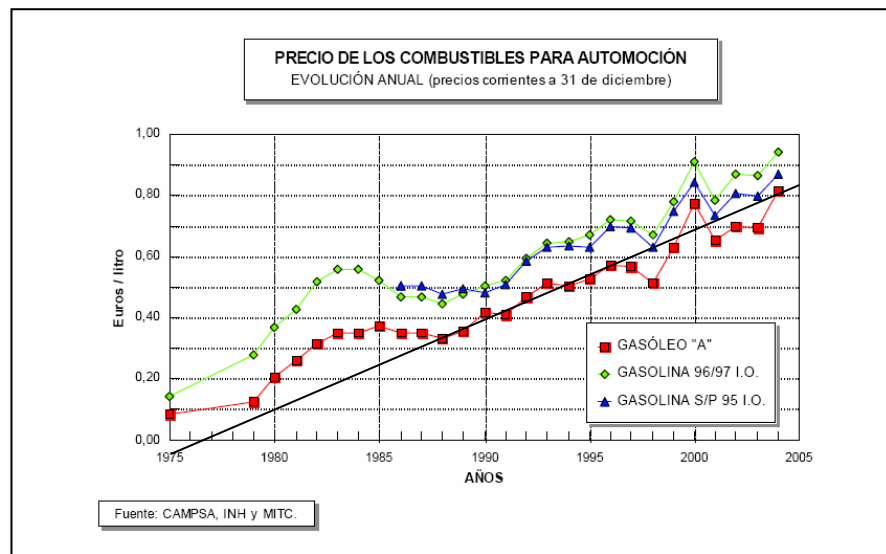


Figura B.3. Evolución del precio del gasóleo (rojo) desde 1975.

Fuente: Ministerio de fomento.

Así pues, en resumen podríamos decir que el hecho de ser el petróleo un bien limitado y con perspectivas de agotarse hace que el precio del crudo vaya aumentando a medida que se consume. Para valorar el incremento del precio del gasóleo en los próximos 15 años supondremos que el desplazamiento de la curva de oferta será parecido al desplazamiento producido en años anteriores. Lo cual es una postura claramente optimista ya que este



efecto se agrava a medida que se van agotando las reservas. Al quedar cada vez menos petróleo las petroleras apostarán cada vez más en venderlo a largo plazo ya que la previsión de aumento del precio es superior, por lo tanto la oferta se reducirá y los consumidores estarán dispuestos a pagar más por cada uno.

Así pues, considerando que la curva de demanda continúa como hasta ahora y que el desplazamiento de la curva de oferta sigue el mismo ritmo que hasta ahora, podríamos aventurar que el incremento de combustible anual se corresponde con el incremento medio de combustible hasta ahora.

Podemos calcular el incremento del precio de combustible con los datos de la figura 3. Si ponemos el precio del litro de gasóleo en función del incremento medio anual y del valor inicial hace 32 años, obtenemos:

$$0,1 \cdot ((1+i)^{32}) = 1 \quad (\text{Ec. B.5})$$

De donde podemos despejar que el incremento medio del precio del litro de gasóleo en los últimos 32 años ha sido de un 7,5 % ($i = 0,0746$).

Dado que es previsible que el desplazamiento de la curva de oferta se de en mayor grado por el agotamiento progresivo del petróleo estimaremos el incremento del precio del gasóleo en un 10 % anual.



C. Estimación del consumo específico del motor térmico

El procedimiento para aproximar el cálculo del consumo específico del motor será el siguiente:

Seguiremos el criterio de Souza y Milanez, quienes proponen, en 1988, aproximar el rendimiento global de un motor térmico a partir de la ecuación de un paraboloides elíptico (Ec C.1) [1].

Esto es:

$$\eta_g \left(\frac{KJ_{mec}}{KJ_{ter}} \right) = \frac{3,6 \cdot 10^6}{Hi \cdot Ce} = a_1 + a_2 \cdot \Gamma + a_3 \cdot \omega_m + a_4 \cdot \Gamma^2 + a_5 \cdot \Gamma^3 + a_6 \cdot \Gamma^4 + a_7 \cdot \omega_m^2 + a_8 \cdot \omega_m \cdot \Gamma \quad (\text{Ec C.1})$$

Donde $Hi = 4,18 \cdot 10^4 \frac{KJ}{Kg}$ es el calor específico del combustible utilizado (gasoil). De esta

forma, el consumo específico $Ce \left(\frac{g}{KW \cdot h} \right)$ queda de la siguiente forma:

$$Ce = \frac{3,6 \cdot 10^6}{Hi \cdot (a_1 + a_2 \cdot \Gamma + a_3 \cdot \omega_m + a_4 \cdot \Gamma^2 + a_5 \cdot \Gamma^3 + a_6 \cdot \Gamma^4 + a_7 \cdot \omega_m^2 + a_8 \cdot \omega_m \cdot \Gamma)} \quad (\text{Ec C.2})$$

Como podemos ver, para aproximar una función concreta que nos informe del consumo del motor, serán necesarias ocho relaciones sobre esta (valor de la función o de las derivadas en un punto).

Las relaciones son las siguientes:



1. Consumo en el punto de máxima potencia.

$P_{\text{máx}}$ (velocidad (r/min), Par(N.m), consumo(g/kwh))= (3600, 22, 325). A partir de la gráfica de consumo suministrada por el fabricante.

2. A partir de datos extraídos de un estudio sobre el consumo de un motor diesel de mayor potencia [1] se aplicará que las coordenadas del punto de mínimo consumo se encuentran al 70%, 100% y 93,3 % de la velocidad, par y consumo del punto de máxima potencia. Así pues, el punto de mínimo consumo es:

P_{min} (velocidad (r/min), Par(N.m), consumo (g/kwh))= (2520, 22, 303.3)

3. Aumento de un 17,9 % del consumo en un punto situado al 50 % del par de máxima potencia y a la misma velocidad del punto de máxima potencia.

P_1 (velocidad (r/min), Par(N.m), consumo (g/kwh))= (3600, 11, 357.5)

4. Aumento de un 45,35 % del consumo en un punto situado al 33 % del par de máxima potencia y a la misma velocidad del punto de máxima potencia.

P_2 (velocidad (r/min), Par(N.m), consumo (g/kwh))= (3600, 7.26, 439.67)



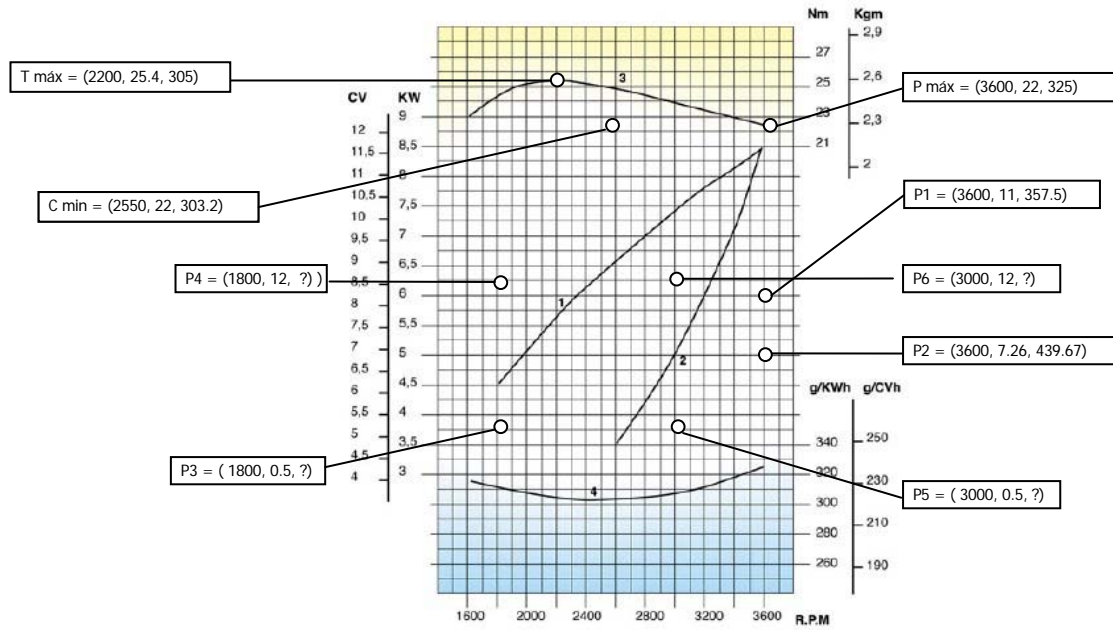


Fig. C.1 Datos del fabricante y estimación de valores

5. Variación del consumo respecto la velocidad, nulo en el punto de mínimo consumo. Condición de mínimo.

$$\left. \frac{dC_e}{d\Gamma} \right|_{(2500,22)} = 0 \tag{Ec C.3}$$

6. Variación del consumo respecto el par nulo en el punto de mínimo consumo. Condición de mínimo.

$$\left. \frac{dC_e}{d\omega_m} \right|_{(2500,22)} = 0 \tag{Ec C.4}$$

En los puntos de bajo par podemos también aproximar el consumo mediante la ecuación de Friso (1989) [1] quien establece que:

$$C_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_i \cdot \eta_i} \cdot \left(1 + \frac{(A_0 + A_1 \cdot \omega_m + A_2 \cdot \omega_m^2) \cdot V}{4 \cdot \pi \cdot \Gamma} \right) \tag{Ec C.5}$$



Donde,

C_e es el consumo específico del motor en g / kw.h.

$H_i = 4,18 \cdot 10^4 \frac{KJ}{Kg}$ és el calor específico del combustible utilizado (gasoil).

$V = 0,505 dm^3$ és la cilindrada del motor.

ω_m es la velocidad del motor en r/min.

Γ es el par aplicado por el motor en N.m.

η_i lo considera constante y aproximado al rendimiento indicado por el motor corregido con el coeficiente de calidad.

Como vemos en la Ec. C.5, para un mismo motor, el consumo específico tiende a aumentar al aumentar la velocidad y/o disminuir el par.

Los coeficientes A_0 , A_1 y A_2 toman valores medios de 62,784 kPa, 0,0726 kPa/(r/min) y 0 respectivamente (Vsórov, B. A. : Manual de motores diesel para tractores) [1].

A partir de la (Ec C.5) podemos deducir la relación del consumo entre dos puntos de bajo par. En particular, si escogemos puntos de igual velocidad (por ejemplo el 3 y el 4), la relación que podremos establecer es la siguiente:

$$\frac{C_e(\omega_{m3}, \Gamma_3)}{C_e(\omega_{m4}, \Gamma_4)} = \frac{1 + \frac{(A_0 + A_1 \cdot \omega_{m3}) \cdot V}{4 \cdot \pi \cdot \Gamma_3}}{1 + \frac{(A_0 + A_1 \cdot \omega_{m4}) \cdot V}{4 \cdot \pi \cdot \Gamma_4}} \quad (\text{Ec C.6})$$



Aplicando la relación anterior a los puntos (P3,P4) y (P5,P6) representados en la Fig. C.1, deducimos las relaciones 7 y 8.

P3 (velocidad (r / min), Par(N.m), consumo(g/ Kwh))= (1800, 0.5, ?)

P4 (velocidad (r / min), Par(N.m), consumo(g/ Kwh))= (1800, 12, ?)

P5 (velocidad (r / min), Par(N.m), consumo(g/ Kwh))= (3000, 0.5, ?)

P6 (velocidad (r / min), Par(N.m), consumo(g/ Kwh))= (3000, 12, ?)

7.

$$\frac{C_3}{C_4} = \frac{1 + \frac{(62,784 + 0,0726 \cdot 1800) \cdot 0,505}{4 \cdot \pi \cdot 0,5}}{1 + \frac{(62,784 + 0,0726 \cdot 1800) \cdot 0,505}{4 \cdot \pi \cdot 12}} = 10,04 \quad (\text{Ec C.7})$$

8.

$$\frac{C_5}{C_6} = \frac{1 + \frac{(62,784 + 0,0726 \cdot 3000) \cdot 0,505}{4 \cdot \pi \cdot 0,5}}{1 + \frac{(62,784 + 0,0726 \cdot 3000) \cdot 0,505}{4 \cdot \pi \cdot 12}} = 11,63 \quad (\text{Ec C.8})$$

Introduciendo las 8 condiciones sobre la ecuación del consumo (Ec C.1), mediante el programa Maple V, obtenemos la siguiente ecuación del consumo (Ec C.8):



$$C = \frac{0.36 \cdot 10^{15}}{-0.3 \cdot 10^{12} + 0.2 \cdot 10^{12} \cdot \Gamma + 0.3 \cdot 10^9 \cdot \omega_m - 0.1 \cdot 10^{11} \cdot \Gamma^2 - 67844.5 \cdot \omega_m^2 + 0.1 \cdot 10^7 \cdot \omega_m \cdot \Gamma + 0.2 \cdot 10^9 \cdot \Gamma^3 - 0.15 \cdot 10^7 \cdot \Gamma^4}$$

Donde C es el consumo en g /kw.h.

Como podemos ver el consumo aumenta drásticamente a pares bajos, sobretodo al sobrepasar los 5 N.m.

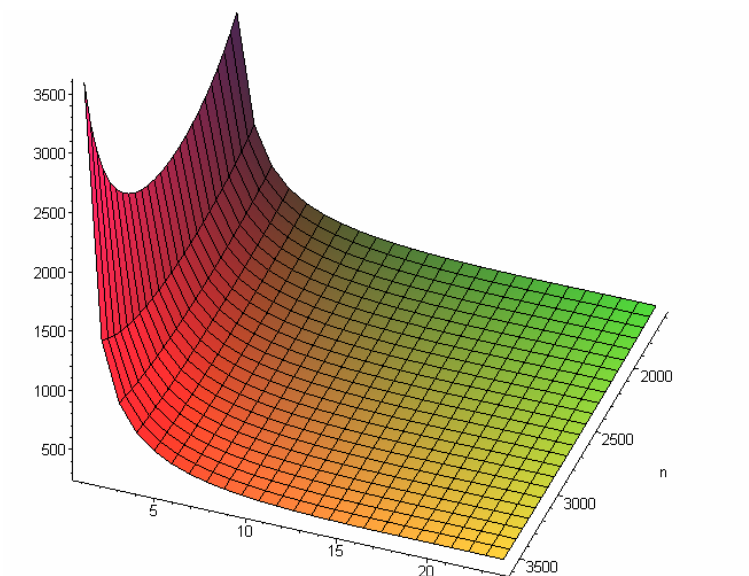


Fig. C.2 Consumo estimado del motor térmico Lombardini LDW 502

Veamos finalmente las curvas de consumo constante:



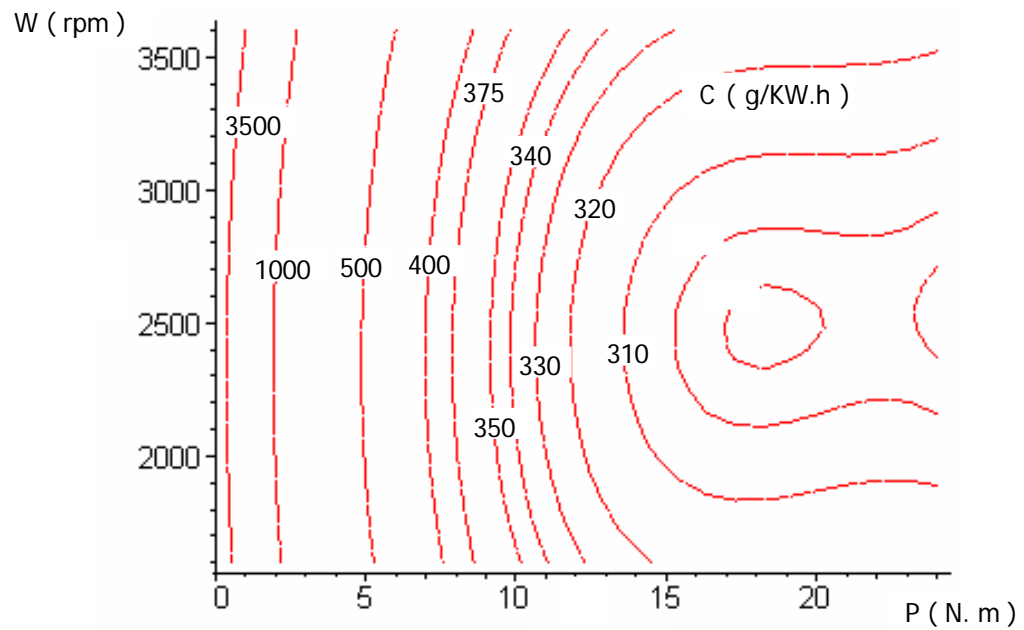


Fig. C.3 Curvas de consumo constante del motor térmico

Veamos las secuencias de instrucciones introducidas en el programa Maple V.

```
[> restart;
[> PuntPmax := <3600,22,325,60>;
[> Vt:=0.505;
[
[> relac:=<0.7,1,0.93333333>;
[> PuntCmin:=<PuntPmax[1]*relac[1],PuntPmax[2]*relac[2],PuntPmax[3]*relac[3]>;
[> P1:=<3600,11,357.5>;
[> P2:=<3600,7.26,439.67>;
[> P3:=<1800,0.5>;
[> P4:=<1800,12>;
[> P5:=<3000,0.5>;
[> P6:=<3000,12>;
[> ce:=(3.6*10^6*10^8)/(4.18*10^4*(a1+(a2*T)+(a3*n)+(a4*T^2)+(a5*n^2)+(a6*n*T)+(a7*T^3)+(a8*T^4)));
[>
```

Fig. C.4 Instrucciones necesarias para obtener las curvas de consumo.



D. Cálculo del par, energía y consumo necesario.

En el presente Anexo se detalla el cálculo del par necesario para realizar cada tramo, la energía consumida y el consumo de combustible necesario.

A continuación se especifican las constantes y variables que intervienen en el cálculo. Aparecen en negrita los valores de las variables para el cálculo del caso particular de pendiente del 2 % y ciclo tipo A para el cual se detallan los resultados.

M	kg	475	Masa del vehículo con pasajero (incluidos 50 kg por el sistema híbrido)
Inm	Kg.m ²	0,01	Inercia reducida del volante de inercia, biela y eje de salida del motor térmico a la rotación del eje de salida del motor térmico.
Ie	Kg.m ²	0,1	Inercia reducida del CVT y reductor a la rotación del eje de salida del reductor.
Ir	Kg.m ²	0,51	Inercia reducida de las ruedas y semiejes delanteros y traseros a la velocidad angular de las ruedas.
rd	m	0,233	Radio de las ruedas.
ir	-	11	Relación de reducción del grupo reductor.
p	%	2	Pendiente del terreno.
g	m/s ²	9,8	Aceleración de la gravedad.
sigma	kg/m ³	1,22	Densidad del aire.
A _f	m ²	1,65	Área frontal del vehículo.
C _x	-	0,3	Coefficiente aerodinámico de resistencia al avance.
nt	-	0,8	Rendimiento medio de la transmisión del eje del motor a las ruedas.
aceleración	m/s ²	0.29	Aceleración del vehículo en los tramos 1 y 2.
aceleración2	m/s ²	-0.28	Aceleración del vehículo en los tramos 4 y 5.



V_{f1}	m/s	3.33	Velocidad del vehículo a partir de la cual empieza a cambiar la relación de transmisión en el CVT.
V_f	m/s	4.11	Velocidad máxima del ciclo.

Se indican a continuación cada uno de los cálculos realizados mediante el programa Maple V.

- Definición del ángulo (rad) de inclinación del terreno:

```
alfa:=arctan(p/100);
```

```
alf:=evalf(alfa);
```

- Definición de constantes que intervienen en la fórmula del par:

```
K:=Cx*(1/2)*sigma*Af+0.4*(1/10^7)*M*g*cos(alf);
```

```
R:=M*g*(cos(alf)*0.0136+sin(alf));
```

```
L:=M+Ie*(ir/rd)^2+Ir*(1/rd)^2;
```

- Velocidad del vehículo en cada tramo función del tiempo, siendo tiempo cero el instante en que empieza el tramo i.

```
s1':=aceleración*t;
```

```
s2':=Vf1+aceleración*t;
```

```
s3':=Vf;
```

```
s4':=Vf+aceleración2*t;
```

```
s5':=Vf1+aceleración2*t;
```

- Aceleración del vehículo función del tiempo en cada tramo, siendo tiempo cero el instante en que empieza el tramo i.

```
s1'':=aceleración;
```

```
s2'':=aceleración;
```



$s3'' := 0;$

$s4'' := \text{aceleración2};$

$s5'' := \text{aceleración2};$

- Valor de la relación de transmisión en cada tramo y valor de su derivada temporal (hipótesis de funcionamiento del CVT).

$i1 := 2.36;$

$i1' := 0;$

$i2 := 7.874/s2';$

$$i2 := 7.874 \frac{1}{3.33 + .29 t}$$

$i2' := \text{diff}(i2, t);$

$$i2' := -2.28346 \frac{1}{(3.33 + .29 t)^2}$$

$i3 := 7.874/s3';$

$$i3 := 1.915815085$$

$i3' := 0;$

$i4 := 7.874/s4';$

$$i4 := 7.874 \frac{1}{4.11 - .28 t}$$

$i4' := \text{diff}(i4, t);$

$$i4' := 2.20472 \frac{1}{(4.11 - .28 t)^2}$$

$i5 := 2.36;$

$i5' := 0;$



- Cálculo del tiempo en realizar cada uno de los tramos:

$$t1 := Vf1 / \text{aceleración}; t2 := (Vf - Vf1) / \text{aceleración}; t3 := 0; t4 := -1 * (Vf - Vf1) / \text{aceleración2}; t5 := -1 * Vf1 / \text{aceleración2};$$

$$t1 := 11.48275862$$

$$t2 := 2.689655172$$

$$t3 := 0$$

$$t4 := 2.785714286$$

$$t5 := 11.89285714$$

- Cálculo del par necesario en cada instante para cada tramo:

$$Pm1 := ((L * s1' + K * s1'^2 + R + Inm * (i1' * s1' + i1 * s1'')) * (((ir^2 * i1) / rd^2))) / ((nt * ir * i1 / rd));$$

$$Pm1 := 4.459468546 + .0002875261289 t^2$$

$$Pm2 := ((L * s2' + K * s2'^2 + R + Inm * (i2' * s2' + i2 * s2'')) * (((ir^2 * i2) / rd^2))) / ((nt * ir * i2 / rd));$$

$$Pm2 := .003362620360 (361.4865981 + .3047334128 (3.33 + .29 t)^2) (3.33 + .29 t)$$

$$Pm3 := ((L * s3' + K * s3'^2 + R + Inm * (i3' * s3' + i3 * s3'')) * (((ir^2 * i3) / rd^2))) / ((nt * ir * i3 / rd));$$

$$Pm3 := 2.232325749$$

$$Pm4 := ((L * s4' + K * s4'^2 + R + Inm * (i5' * s4' + i5 * s4'')) * (((ir^2 * i4) / rd^2))) / ((nt * ir * i4 / rd));$$

$$Pm4 := .003362620360$$

$$\left(-41.6603884 + .3047334128 (4.11 - .28 t)^2 - \frac{115.9682151}{4.11 - .28 t} \right) (4.11 - .28 t)$$



$$Pm5 := ((L*s5' + K*s5'^2 + R + Inm*(i5'*s5' + i5*s5')) * ((ir^2*i5)/rd^2)) / ((nt*ir*i5/rd));$$

$$Pm5 := -0.8573526179 + 0.003418860034 (3.33 - 0.28 t)^2$$

- Consumo en cada tramo en cada instante:

$$C1 := (Pm1*s1'*11*i1/rd) * (0.36*10^{15} / ((0.2*10^{12}*Pm1) - (0.3*10^{12}) + (0.3*10^9*(s1'*11*i1*9.55/rd)) - (0.1*10^{11}*Pm1^2) - (67844.5*(s1'*11*i1*9.55/rd)^2) + (0.1*10^7*(s1'*11*i1*9.55/rd)*Pm1) + (0.2*10^9*Pm1^3) - (0.15*10^7*Pm1^4))) * (1/3600000);$$

$$C2 := (Pm2*s2'*11*i2/rd) * (0.36*10^{15} / ((0.2*10^{12}*Pm2) - (0.3*10^{12}) + (0.3*10^9*(s2'*11*i2*9.55/rd)) - (0.1*10^{11}*Pm2^2) - (67844.5*(s2'*11*i2*9.55/rd)^2) + (0.1*10^7*(s2'*11*i2*9.55/rd)*Pm2) + (0.2*10^9*Pm2^3) - (0.15*10^7*Pm2^4))) * (1/3600000);$$

- Calculo del consumo en cada tramo:

$$\text{int}(C1, t=0..t1);$$

$$1.359881009$$

$$\text{int}(C2, t=0..t2);$$

$$.7036395186$$

- Potencia instantánea necesaria en cada tramo:

$$E1 := Pm1 * ((s1'*11*i1)/rd);$$

$$E1 := 32.31072962 t (4.459468546 + 0.0002875261289 t^2)$$

$$E2 := Pm2 * ((s2'*11*i2)/rd);$$

$$E2 := 1.250000000 (361.4865981 + 0.3047334128 (3.33 + 0.29 t)^2) (3.33 + 0.29 t)$$

$$E3 := Pm3 * ((s3'*11*i3)/rd);$$



$$E3 := 829.8311691$$

$$E4 := Pm4 * ((s4' * 11 * i4) / rd);$$

$$E4 := 1.250000000$$

$$\left(-41.6603884 + .3047334128 (4.11 - .28 t)^2 - \frac{115.9682151}{4.11 - .28 t} \right) (4.11 - .28 t)$$

$$E5 := Pm5 * ((s5' * 11 * i5) / rd);$$

$$E5 := 111.4163090 (3.33 - .28 t) (-.8573526179 + .003418860034 (3.33 - .28 t)^2)$$

- Energía necesaria para cada tramo:

$$\text{int}(E1, t=0..t1);$$

$$9539.694627$$

$$\text{int}(E2, t=0..t2);$$

$$4574.397049$$

$$\text{int}(E3, t=0..t3);$$

$$0.$$

$$\text{int}(E4, t=0..t4);$$

$$-888.2428046$$

$$\text{int}(E5, t=0..t5);$$

$$-1849.689712$$



- Si representamos el par necesario en cada tramo obtenemos las siguientes gráficas:

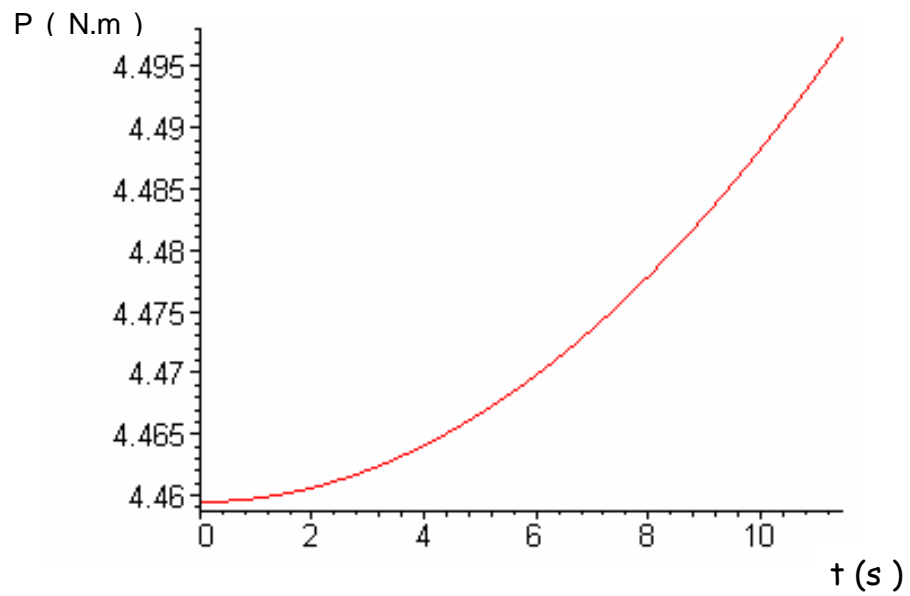


Fig. D.1 Par necesario para la realización del primer tramo

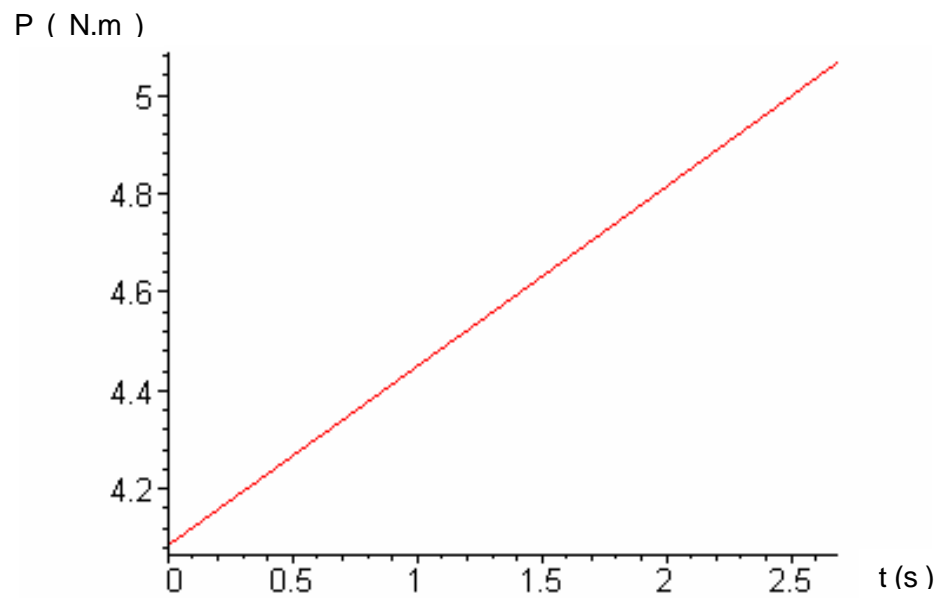


Fig. D.2 Par necesario para la realización del segundo tramo



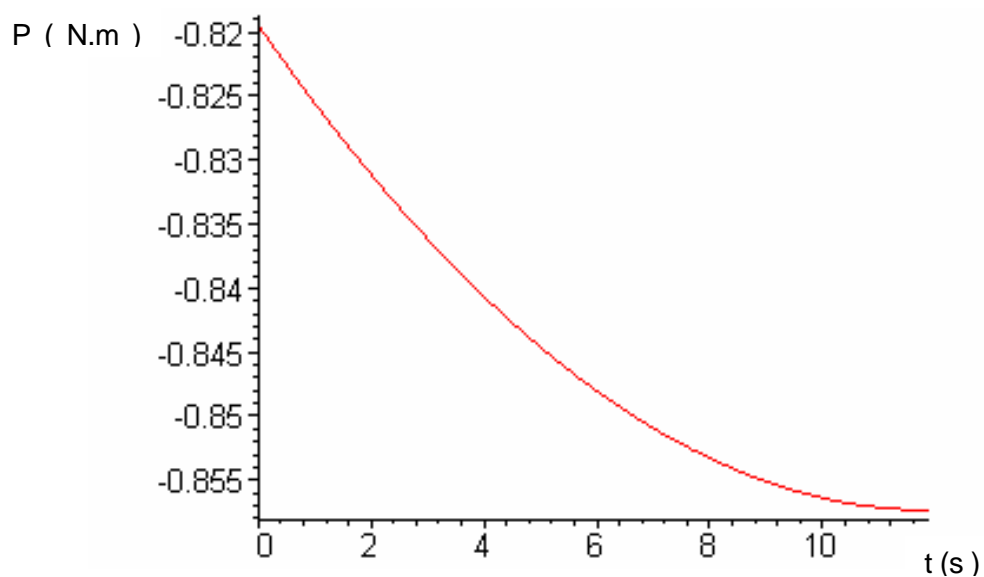


Fig. D.3 Par necesario para la realización del cuarto tramo

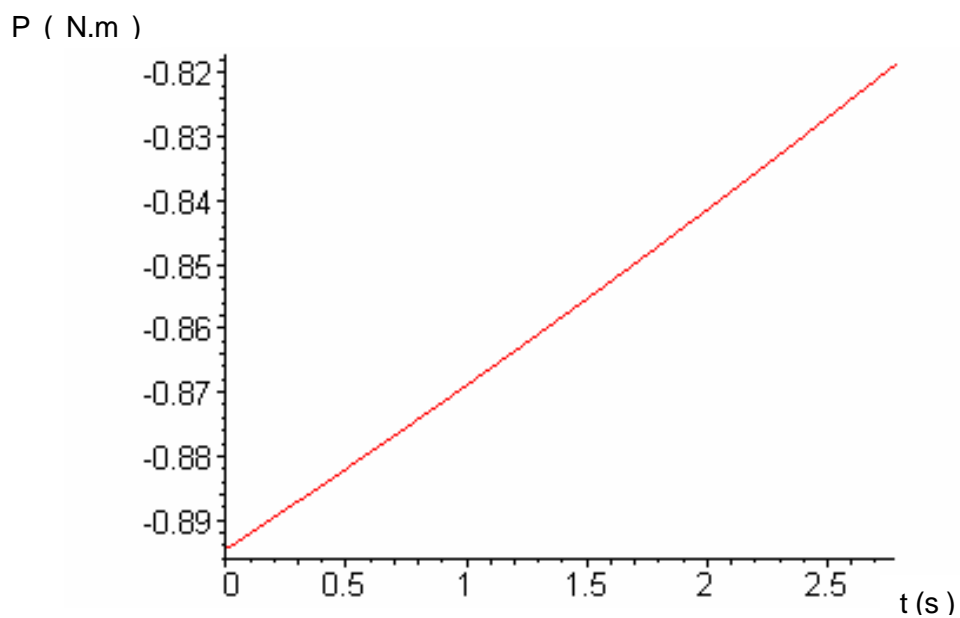


Fig. D.4 Par necesario para la realización del quinto tramo



Así pues las conclusiones que podemos sacar para el caso particular de circulación en una pendiente del 2 % realizando un ciclo tipo A son las siguientes:

Tramo	1	2	3	4	5
Par máximo necesario (N.m)	4.5	5.2	0	-0.85	-0.89
Energía necesaria (J)	9540	4574	0	-888	-1849
Consumo (g)	1.36	0.70	0		

Tabla. C.1 Par máximo necesario para la realización de los tramos.

Como se habrá podido observar no se ha calculado el consumo para los tramos 4 y 5 ya que la expresión del consumo específico solo tiene sentido para valores de par positivo. Si el par necesario es negativo, se calculará el consumo a partir del consumo del vehículo en ralentí.



E. Ahorro de combustible

E.1 Consumo de combustible

Integrando el producto del consumo específico instantáneo por el diferencial de energía consumida en cada instante, obtenemos el consumo total del periodo de utilización del motor térmico:

$$C(g) = \int_{t=0}^{t=t'} \frac{1}{3600000} \cdot \Gamma_m (N \cdot m) \cdot \omega_m \left(\frac{rad}{s} \right) \cdot C \left(\frac{g}{Kw \cdot h} \right) \cdot \delta t \quad (\text{Ec E.1})$$

Los resultados expresados en gramos de gasóleo se presentan en la siguiente tabla. Las casillas vacías corresponden a procesos cuyo par necesario es negativo. En el caso de mantener el motor térmico en ralentí durante su realización el consumo depende del tiempo del proceso y es igual a 0,05 g / segundo, que corresponde al consumo del motor térmico en ralentí (1).

(1) Punto de trabajo del ralentí: velocidad = 1600 rev/min, Par = 0,5 N.m, Consumo = 2000 g/kw.h



P (%)	CICLO	C1	C2	C3	C4	C5
0	A	1,3	0,7			
	B	0,6	2,8	6,1		
	C	0,8	6,8	8,4		
2	A	1,4	0,7			
	B	0,6	3,1	6,4		
	C	0,9	7,8	10,0		
4	A	1,4	0,7		0,7	1,2
	B	0,7	3,5	7,1		
	C	0,9	9,0	12,2		
6	A	1,5	0,8		0,8	1,3
	B	0,7	3,8	8,1		
	C	0,9	10,3	14,9		
8	A	1,6	0,8		0,7	1,3
	B	0,8	4,3	9,4		
	C	1,0	11,9	18,4		
10	A	1,7	0,9			1,3
	B	0,8	4,7	10,8		
	C	1,1	13,6	22,5		
12	A	1,8	0,9			
	B	0,9	5,2	12,5		
	C	1,1	15,5	27,5	0,7	
16	A	2,0	1,0			
	B	1,0	6,4	16,7		
	C	1,2	20,6	39,4		
-2	A	1,3	0,7			
	B	0,6	2,5			
	C	0,8	5,9	15,5		
-4	A	1,2	0,9			
	B	0,6	2,3			
	C	0,7	5,3			
-6	A	1,0	0,0			



	B	0,5	2,1			
	C	0,7	4,9			
-8	A		0,0			
	B	0,5	2,0			
	C	0,6	5,6			
-10	A	0,0	0,0			
	B	0,5	1,9			
	C	0,6				
-12	A		0,0			
	B	0,5	4,0			
	C					
-16	A	0,8	0,4			
	B					
	C		2,2			

Tabla D.1 Gasto de combustible en cada tramo

E.2 Ahorro de combustible

El ahorro de combustible se producirá de tres modos. Al apagar el motor eléctrico durante los procesos de par de frenado o el tiempo que está detenido, durante la utilización del modo eléctrico y, en su caso, durante la utilización del modo híbrido. En el primer caso el ahorro es independiente del motor eléctrico elegido.

E.2.1 Paro motor térmico

Se calcula el tiempo total mensual en que el motor térmico está parado. Bien porque el vehículo está parado o porque se realiza un proceso de par de frenado (hoja de cálculo dos.xls). Multiplicando el tiempo (30,48 h) por un consumo estimado de 0,05 g/s, se obtiene un ahorro mensual de combustible de 5,5 l de gasoil.

La entrada al modo térmico o modo híbrido supone el arranque del motor térmico. Durante el arranque se consumirá la energía necesaria para hacer girar el volante de inercia a 1600 rpm. La energía cinética del volante de inercia, el embrague centrífugo y los pistones a 1600 rpm es de 702 J. Con un consumo del motor térmico de 2000 g/kw.h, serán necesarios 0,39 g de combustible para el arranque. Estimaremos el número de arranques mensuales igual al



número de ciclos (arranque después de la parada), más un 20 % de los ciclos en los cuales se producirá el paso de modo parada, eléctrico o recuperación a híbrido o térmico. Se producirán por tanto un total de 3613 arranques mensuales. El consumo de combustible en concepto de arranques será de 1,4 litros.

Si restamos a los 5,5 litros ahorrados por parar el motor, los 1,4 litros por el arranque obtenemos un ahorro de combustible de 4,1 litros mensuales.

E.2.2 Modo eléctrico.

En el caso de actuar el modo eléctrico el ahorro de combustible es igual al consumo de combustible del térmico. En la siguiente tabla puede verse un ejemplo para el caso de utilizar un motor eléctrico con capacidad de realizar un par de 4 N.m de forma continua.

P (%)	CICLO	C1	C2	C3	C4	C5
0	A	1,3	0,7	0,0		
	B	0,6	2,8	6,1		
4	A	1,4	0,7	0,0	0,7	1,2
6	A	1,5	0,8	0,0	0,8	1,3
8	A	1,6	0,8	0,0	0,7	1,3
10	A	1,7	0,9	0,0		1,3
12	C	1,1	15,5	27,5	0,7	
-2	A	1,3	0,7	0,0		
	C	0,8	5,9	15,5		
-4	A	1,2	0,9	0,0		
	C	0,7	5,3	0,0		
-6	A	1,0	0,0	0,0		
	C	0,7	4,9	4,1		
-8	B	0,5	2,0	2,8		
	C	0,6	5,6	3,5		
-10	B	0,5	1,9	2,5		
	C	0,6	0,0	3,0		
-12	B	0,5	4,0	2,2		

Tabla D.1 Ahorro de combustible para el caso de motor eléctrico de 4 N.m. Mod. Eléctrico



E.2.2 Modo híbrido.

Para estimar el ahorro en modo híbrido no consideraremos los ciclos cuya realización necesite de un par comprendido entre los valores 24 N.m y 18, 20 o 22 N.m (dependiendo del motor eléctrico). El tiempo de estos procesos solo representa el 1 % del tiempo total de funcionamiento. Imaginaremos que estos procesos se realizan en modo térmico y que el modo híbrido únicamente actúa cuando el par necesario es 24 N.m o superior.

Considerando los consumos específicos y el rendimiento del motor eléctrico constantes a lo largo del proceso, el ahorro de combustible al pasar el motor térmico de trabajar en un punto a a trabajar en un punto b es:

$$At = C_a \cdot \eta_{el} \cdot E_{el} + E_{ter} \cdot (C_a - C_b) \quad (\text{Ec E.2})$$

Donde E_{el} es la energía consumida por el motor eléctrico en el modo híbrido, E_{ter} es la energía consumida por el motor térmico en modo híbrido, C_a es el consumo específico en el punto de trabajo del motor térmico si no entra el modo híbrido y C_b es el consumo específico en el punto de trabajo del térmico en modo híbrido. η_{el} es el rendimiento medio del motor eléctrico en el tiempo que está actuando.

Véase en la siguiente tabla los resultados para el caso de un motor eléctrico de 4 N.m

PENDIENTE	CICLO	N. DE CICLOS	C2	C3
4%	B	28	0,4	
	C	44	1,1	
6%	B	34	0,5	
	C	52	1,3	
8%	B	17	0,6	
	C	26	1,5	
10%	B	17	0,6	
	C	26	1,6	2,9
12%	B	11	0,7	
	C	17	1,8	3,4
16%	B	1	0,8	2,2
	C	2	2,1	4,3

Tabla D.2 Ahorro de combustible para el caso de motor eléctrico de 4 N.m. Mod. híbrido





F. Precio de los componentes

A continuación se presentan los precios utilizados de cada uno de los componentes. La posibilidad de combinar diferentes tipos de condensadores de forma relativamente fácil en serie y/o en paralelo da la posibilidad de elegir cualquier tipo de condensador sin incrementar el precio por KJ. Es debido a esto que se presenta una gráfica aproximada de su precio en función de la energía de carga.

COMPONENTE	PRECIO (€)	FUENTE
MOTOR ELÉCTRICO		
2 N.m	321	Vascat
4 N.m	350	Vascat
6 N.m	420	Vascat
PLACA SOLAR		
UNISOLAR. FLX -5	55	www.solartronic.com
UNISOLAR. FLX - 11	97	www.solartronic.com
UNISOLAR. FLX -32	194	www.solartronic.com
REGULADOR		
STECA. PR1010	76	www.solartronic.com
STECA. PR1515	88	www.solartronic.com
STECA. PR3030	124	Ponderado por la intensidad
BATERÍA		
YUASA.NPX-150 (SWL1100-FR)	154	www.amidata.es
YUASA. NP65-12FR	184	www.amidata.es
VISION. 6FM90D	214	Ponderado por la capacidad
CONDENSADOR		
EMHSR-0010C0-050R0	642	mhlee@nesscap.com
EMHSP-0094C0-045R0	4677	mhlee@nesscap.com
EMHSP-0194C0-045R0	6675	mhlee@nesscap.com
EMHSP-0238C0-052R0	10119	mhlee@nesscap.com
DRIVER DE CONTROL		
2 N.m	380	Lenze



4 N.m	760	Lenze
6 N.m	1140	Lenze
MODIFICACIONES MECÁNICAS		
2 rodamientos, embrague centrífugo, eje, carcasa, tuerca de fijación de los rodamientos y pernos de unión.	250	SKF
SISTEMA DE CONTROL. SENSORES		
2 sensores de posición, 2 sensores de velocidad, un módulo de control electrónico, 3 interruptores controlados.	300	Onda Radio

Tabla G.1. Precio de los componentes

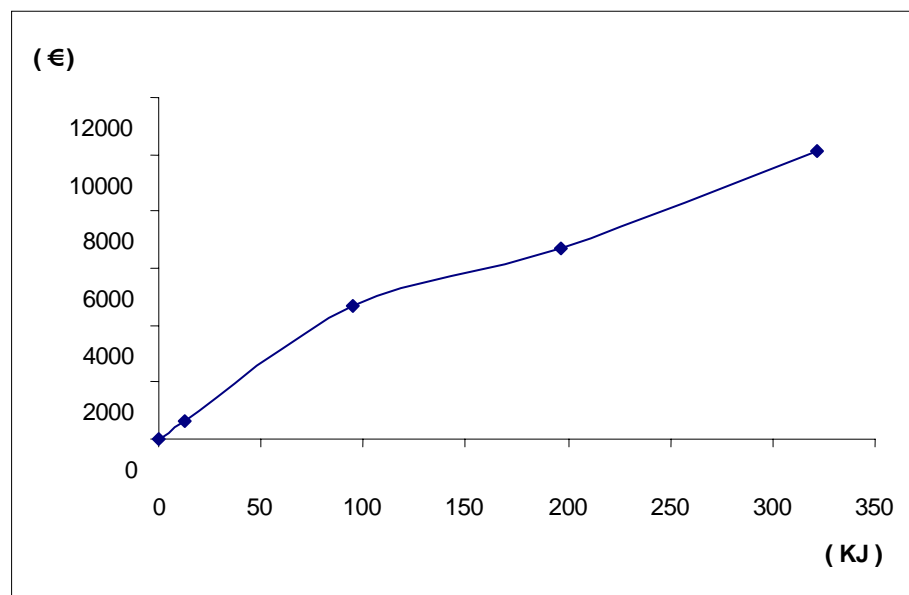


Fig. G.1. Precio de los ultra-condensadores vs energía de carga.



G. Acoplamiento del motor eléctrico. Cálculos

G.1 Cálculo de los rodamientos necesarios

Se trata de rodamientos para la soportar un eje que transmite potencia mediante una polea. Según información de SKF, y su modelo de estudio de los rodamientos que comercializa, debemos multiplicar la fuerza tangencial en las poleas por 2.5 para tener en cuenta el efecto de los choques, precarga y posibles desequilibrios, a fin de encontrar la carga dinámica equivalente que poder comparar con sus valores establecidos de carga dinámica soportable para cada rodamiento.

Se ha calculado el tiempo de funcionamiento de la polea centrífuga transmitiendo un par u otro (ver anexo H). Los resultados son los siguientes:

Par (N.m)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
T (h/mes)	3,34	2,27	3,66	2,09	5,59	1,86	0,61	0,68	2,39	0,16	0,55	0,09	0,65	0,16	0,02	1	0,8	0	0,67	2,64	0,32	0,21	0	2,81

Tabla G.1.1 Tiempo de funcionamiento en cada valor de par. (Anexo I)

Siendo el número total de horas mensual que funciona el motor eléctrico y el térmico igual a 33 h.

Llamaremos rodamiento A el de menor carga y rodamiento B el de mayor carga. La carga radial en cada rodamiento se obtiene a partir de los valores de F_y , F_{y1} y F_{z1} para el caso del rodamiento A y F_y , F_{y3} y F_{z3} para el caso del rodamiento B (ver figura G.1.1).

La fuerza F_y se obtiene suponiendo una oscilación del motor térmico de 30 Hz y con una amplitud de 5 mm para la situación más desfavorable [5].

El peso del eje, de la polea centrífuga y de la parte envolvente del embrague centrífugo es de 6,2 kg. Con el movimiento oscilatorio descrito anteriormente, la aceleración máxima, en los puntos extremos de la oscilación es:

$$a_{\max} = A \cdot \omega^2 = 5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 30)^2 = 177654 \frac{mm}{s^2} = 177,6 \frac{m}{s^2} \quad (\text{Ec. G.1.1})$$



En el punto más bajo de la oscilación la fuerza será mayor. Suponiendo que la fuerza se reparte por igual entre los dos cojinetes, podemos decir que:

$$2 \cdot F_{y'} - 6,2 \cdot 9,8 = 6,2 \cdot 177,6 \quad (\text{Ec. G.1.2})$$

De donde $F_{y'}$ es igual a:

$$F_{y'} = 581 \text{ N}$$

Las fuerzas F_{y1} , F_{z1} , F_{y3} y F_{z3} se obtienen por resolución del cuerpo libre (eje y polea centrífuga).

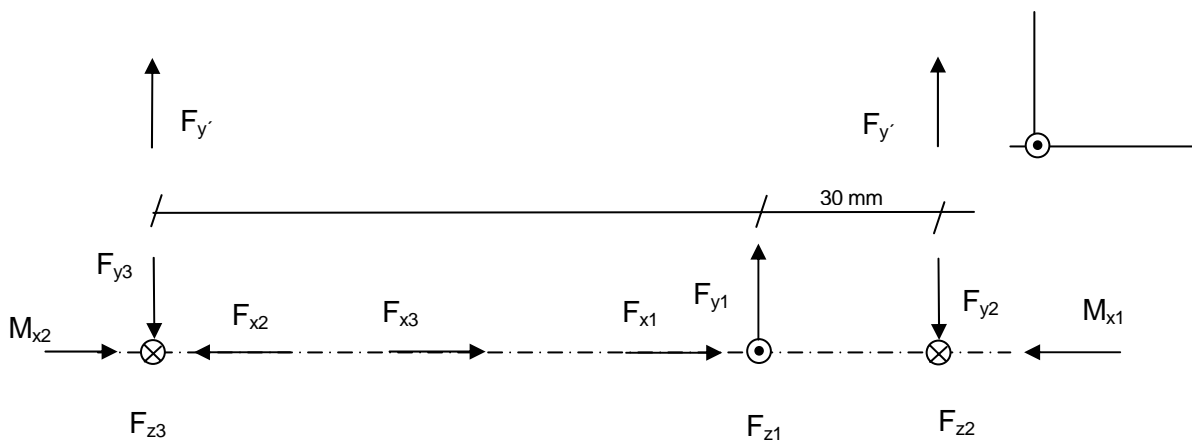


Fig. G.1.1 Diagrama del sólido libre del eje

El par es transmitido por el eje hacia la parte fijada axialmente de la polea centrífuga. Esta transmite el par a la correa por rozamiento. La parte móvil de la polea centrífuga se desplaza axialmente, como consecuencia del empuje axial de la correa (F_{x1}), del empuje axial de las bolas contenidas en la propia estructura de la polea (F_{x2}) y de un muelle colocado en el interior de la polea centrífuga, parte móvil (F_{x3}). Los cojinetes, aparte de las fuerzas representadas, también deberán soportar la carga axial $F_a = F_{x1} + F_{x3} - F_{x2}$. Esta fuerza es la necesaria en cada momento para desplazar axialmente la polea centrífuga de forma apropiada. Considerando la masa de la polea despreciable, la fuerza F_a es nula.

Se estudian las reacciones en los cojinetes para la peor situación:



- El par se transmite con la polea centrífuga en el menor radio.

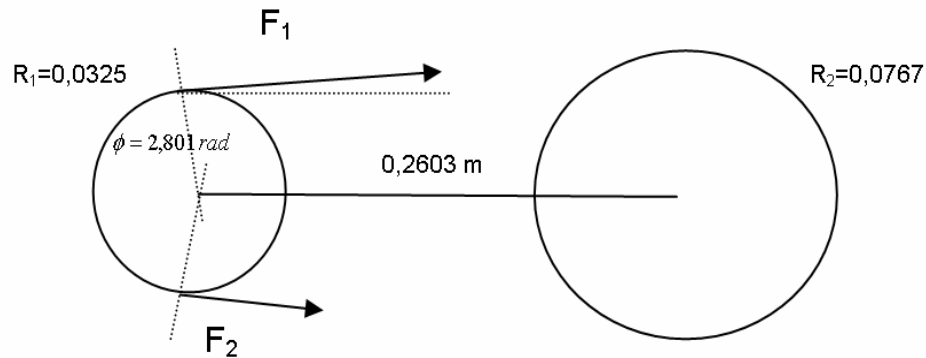


Fig. G.1.2 Esquema de la transmisión.

Planteando el equilibrio para el par transmitido,

$$P = (F_1 - F_2) \cdot 0,03765 \quad (\text{Ec. G.1.3})$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f' \cdot \phi} \quad (\text{Ec. G.1.4})$$

$$F_c = \rho_1 \cdot (\omega \cdot R_1)^2 = 0,3302 \cdot (377 \cdot 0,0325)^2 = 49,57 \quad (\text{Ec. G.1.5})$$

Donde,

$$\omega = 3600 \text{ rpm} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 377 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\rho_1 = \rho_{\text{caucho}} \cdot A = 1000 \cdot 0,0003302 = 0,3302 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$



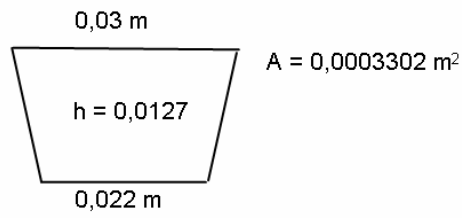


Fig. G.1.3 Sección de la correa

Cálculo del coeficiente de rozamiento f'

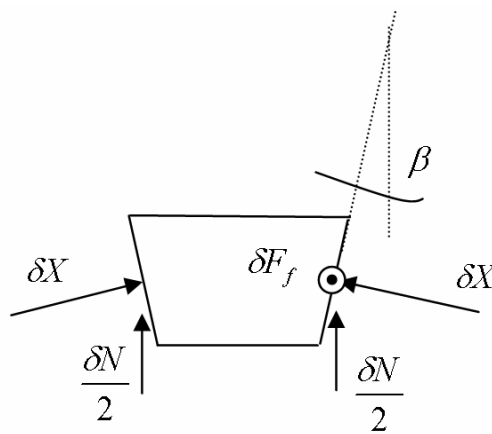


Fig. G.1.4 Fuerzas en un diferencial de masa de la correa

La Ec. G.1.4 que relaciona los esfuerzos F_1 y F_2 se ha obtenido a partir de la consideración de que $\Delta F_f = f' \cdot \Delta N$. Al cambiar la geometría de la correa, el coeficiente f' no se corresponde con el coeficiente de rozamiento de la correa. Según la Fig. G.1.4 vemos que la relación establecida entre la fuerza de rozamiento y la fuerza normal al diferencial de masa es la siguiente:

$$\Delta F_f = \Delta X \cdot \mu = \frac{\Delta N}{2 \cdot \text{sen}(\beta)} \cdot \mu = \left(\frac{\mu}{2 \cdot \text{sen}(\beta)} \right) \cdot \Delta N \quad (\text{Ec. G.1.6})$$

Por lo tanto el valor que se debe utilizar en la Ec. G.1.4 es:



$$f' = \left(\frac{\mu}{2 \cdot \text{sen}(\beta)} \right) = \frac{0,25}{2 \cdot \text{sen}(0,3051)} = 0,415 \quad (\text{Ec. G.1.7})$$

Resolviendo la Ec. G.1.3 y Ec. G.1.4 obtenemos:

$$F_2 = 12,9 \cdot P + 50 \quad (\text{Ec. G.1.8})$$

$$F_1 = 38,88 \cdot P + 50,6 \quad (\text{Ec. G.1.9})$$

Ecuaciones que dan la tensión en las correas en función de par transmitido.

Para un par de 24 N.m obtenemos que:

$$F_2 = 342,56 \text{ N}$$

$$F_1 = 983,76 \text{ N}$$

Si las descomponemos en las componentes z (horizontal) e y (vertical), obtenemos que la acción sobre el eje de la correa es:

$$F_{z1} = 1306,8 \text{ N}$$

$$F_{y1} = 108,5 \text{ N}$$

Estableciendo el equilibrio del cuerpo libre (eje) para los valores encontrados de F_{y1} y F_{z1} encontramos el valor de los demás esfuerzos:

VARIABLE	UNIDADES	VALOR
F_{y2}	N	85,9
F_{y3}	"	22,6
F_{z2}	"	1034,5
F_{z3}	"	272,2

Tabla G.1.2 Fuerza radial soportada por los rodamientos

La carga radial resultante en cada rodamiento se obtiene por la suma vectorial de las cargas (F_y , F_{yi} , F_{zi}) anteriormente mencionadas. Los resultados de carga radial para el rodamiento A y B en función del par aplicado son (ver Anexo I):



Par (N.m)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Pa (N)	384	393	403	414	427	441	456	472	489	506	525	544	564	584	605	626	647	669	691	713	736	759	782	806
Pb (N)	492	570	656	746	839	935	1033	1132	1232	1333	1435	1537	1639	1742	1845	1948	2052	2156	2259	2364	2468	2572	2676	2781

Tabla G.1.3 Fuerza radial soportada por los rodamientos

Aplicando el criterio de Miner para el cálculo de la carga dinámica equivalente:

$$P_e = \left(\sum_{n=1}^{n=24} P_i \cdot \frac{T_i}{24} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. G.1.10})$$

Donde P_i es la carga radial sobre el rodamiento durante el tiempo T_i . Aplicando la fórmula de Miner, obtenemos los siguientes valores de carga dinámica equivalente para el rodamiento A y B.

$$P_{ae} = 546N$$

$$P_{be} = 1647 N$$

La vida requerida para estos rodamientos es de 15 años (tiempo estimado de utilización del vehículo). Hemos supuesto que se utilizará dos horas diarias. Así pues, serán un total de 10950 horas (se incluyen las horas del motor térmico parado para mayor seguridad).

Para calcular las horas que se podrán utilizar los rodamientos supondremos la siguiente ecuación de número de vueltas en función de la carga:

$$P^p \cdot L = P_n^p \cdot L_n \quad (\text{Ec. G.1.11})$$

Donde P_n es la carga dinámica que soportan el 90 % de los rodamientos hasta el número de vueltas L_n que es 10^6 vueltas. P es la carga dinámica aplicada al rodamiento y L es el número de vueltas que este podrá dar. Siendo $p=3$ para rodamientos de bolas.

El rodamiento girará entre 1600 y 3600 rpm. Para calcular la vida se considera que este girará durante su vida a una velocidad media (ω_{me}) de 2600 rpm (no existe preferencia de circular a velocidades altas o bajas).



Si ponemos el número de vueltas en función de la velocidad ω_{me} (rpm) y del tiempo de utilización T_h (h), despejando P_n tenemos que :

$$P_n = \left(\frac{10950 \cdot 2600 \cdot 60 \cdot P^3}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 11,9 \cdot P \quad (\text{Ec. G.1.12})$$

Obtenemos que la carga mínima equivalente del rodamiento A y B son:

$$P_{nae \min} = 6497 \text{ N}$$

$$P_{nbe \min} = 19599 \text{ N}$$

Buscando en el catálogo de rodamientos de bolas a rotula de la marca SKF [3], minimizando la anchura del rodamiento (para un mayor acortamiento de la carcasa), utilizando rodamientos obturados por falta de espacio para la lubricación y por sencillez en el mantenimiento, obtenemos los siguientes que son inmediatamente superiores a estos valores:

En el catalogo encontramos un rodamiento de 15 mm de diámetro obturado de las siguientes características (2202E-2RS1TN9):

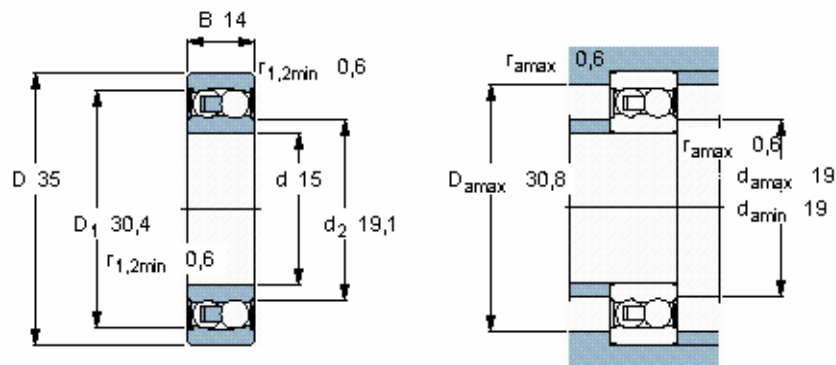


Fig. G.1.5 Geometría del rodamiento A.

Características:

Capacidad de carga dinámica: 7410



Factor de carga: $\frac{P_{ae}}{P_n} = \frac{546}{7410} = 0,073$

El rodamiento B ha de tener una carga dinámica equivalente superior a 19599 N. En el catálogo de rodamientos el de diámetro más bajo es el 2306 E-2RS1TN9. El diámetro interior será por lo tanto de 30 mm.

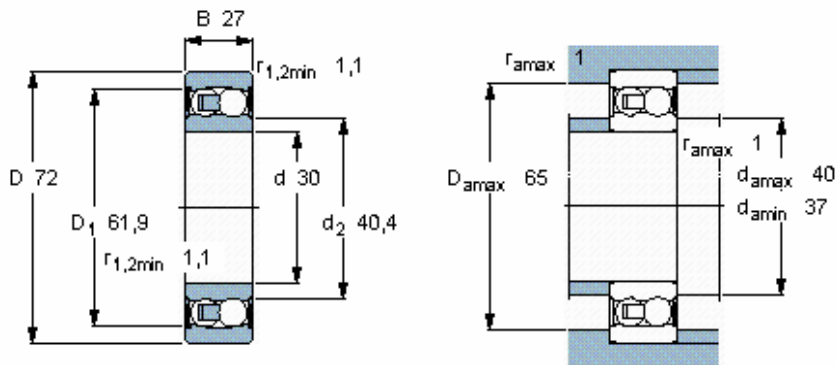


Fig. G.1.6 Geometría del rodamiento B.

Características:

Capacidad de carga dinámica: 22500

Factor de carga: $\frac{P_{be}}{P_n} = \frac{1647}{22500} = 0,073$

Finalmente se comprobará la vida de la grasa.

La grasa utilizada tiene las características de la tabla G.1.4. Por lo tanto, en base al diámetro exterior del rodamiento, se utilizará grasa MT33 para el rodamiento B y MT47 para el rodamiento A. La vida de la grasa se puede calcular en base al parámetro A y a la temperatura de funcionamiento.

$$A = n \cdot d_m \tag{Ec. G.1.13}$$

Donde,



n es la velocidad de giro del rodamiento y d_m es el diámetro medio del rodamiento. En nuestro caso, $A_a = 2600 \cdot 25 = 65000$ para el rodamiento A y $A_b = 2600 \cdot 51 = 132600$ para el rodamiento B.

Se supondrá una temperatura media de funcionamiento de 70° (caso más desfavorable).

Relleno de grasa SKF estándar para los rodamientos de bolas a rótula obturados

Especificaciones técnicas	Grasas SKF	
	MT47	MT33
Diámetro exterior del rodamiento, mm	≤ 62	> 62
Espesante	Jabón de litio	Jabón de litio
Tipo de aceite base	Aceite mineral	Aceite mineral
Clase de consistencia NLGI	2	3
Temperatura de funcionamiento, $^\circ\text{C}$	-30 a +110	-30 a +120
Viscosidad del aceite base, mm^2/s		
a 40°C	70	98
a 100°C	7,3	9,4

Tabla G.1.4 Característica de la grasa de los rodamientos.

Diagrama 1: Vida de la grasa para rodamientos SKF obturados con grasas MT33, MT47, LT10 o LT20

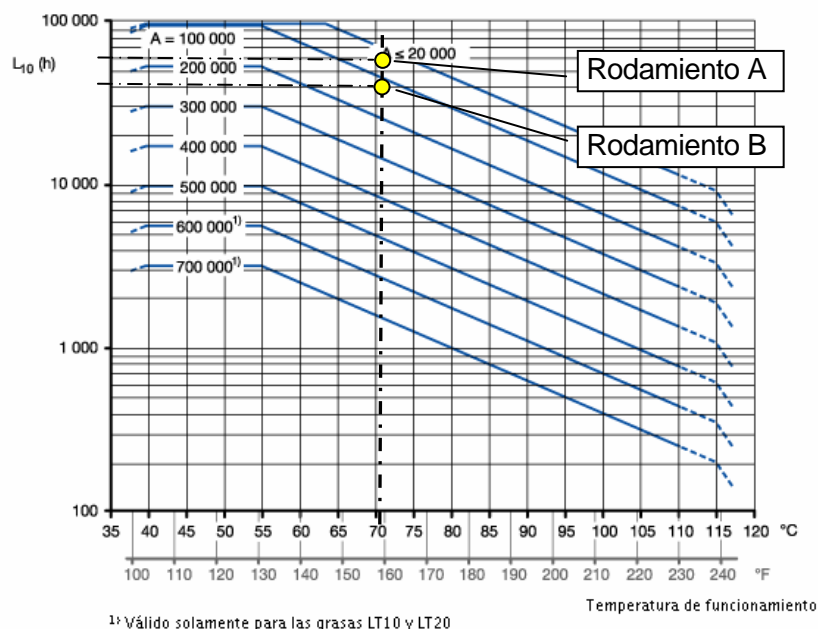


Fig. G.1.7 Cálculo de la vida de la grasa.



La Fig. G.1.7. nos informa que L10 es de 60000 h para el rodamiento A y 40000 horas para el rodamiento B. Para obtener la vida estimada de la grasa, SKF nos informa que debemos corregir este valor en función de la relación entre la capacidad de carga dinámica y la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

Para el rodamiento A, $\frac{C}{P} = \frac{7410}{546} = 13,57$ y para el rodamiento B, $\frac{C}{P} = \frac{22500}{1647} = 13,66$. Con

estos valores debemos corregir el valor de L10 con un coeficiente de 0,7. Así pues, la vida estimada de la grasa es de 42000 h para el rodamiento A y 28000 h para el rodamiento B. Ambos valores superiores al tiempo estimado de utilización del vehículo que es de 10950 h.



G.2 Comprobación a fatiga del eje

En el apartado anterior se calcularon las reacciones en los cojinetes. Se determinaron los valores siguientes para el caso de par máximo en la situación más desfavorable de transmisión (radio mínimo de la polea centrífuga).

VARIABLE	UNIDADES	VALOR
F_{y2}	N	85,9
F_{y3}	"	22,6
F_{z2}	"	1034,5
F_{z3}	"	272,2
F_y	"	581

Tabla G.2.1 Fuerza radial soportada por los rodamientos

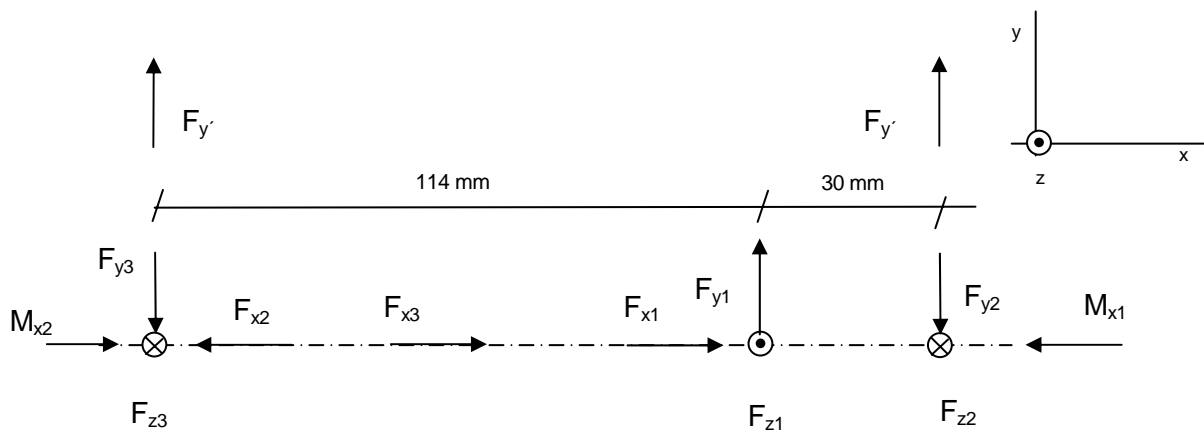


Fig. G.2.1 Diagrama del sólido libre del eje



Calculemos ahora el empuje axial de la correa sobre las poleas (F_{x1}), tenemos que:

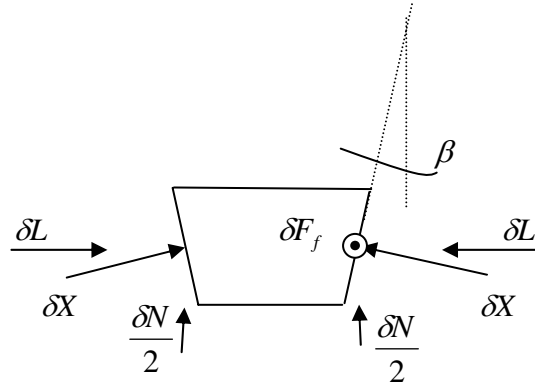


Fig. G.2.2 Fuerzas en un diferencial de masa de la correa

A partir de la relación en el diferencial de masa:

$$\delta F_f = 0,0415 \cdot \delta N \tag{Ec. G.2.1}$$

Podemos plantear la suma de todos los diferenciales a lo largo de toda la longitud de contacto de la correa con las poleas:

$$\int_{\phi=0}^{\phi=2,801} \delta F_f = 0,0415 \cdot \int_{\phi=0}^{\phi=2,801} \delta N \tag{Ec. G.2.2}$$

La suma de todos los diferenciales de fuerza de fricción en la correa se corresponden con la resta entre F_1 y F_2 . Así pues,

$$F_1 - F_2 = \int_{\phi=0}^{\phi=2,801} \delta F_f = 0,0415 \cdot \int_{\phi=0}^{\phi=2,801} \delta N \tag{Ec. G.2.3}$$

Por geometría se cumple que:

$$\frac{dN}{dL} = \text{tg}(0,3051) \quad ; \quad \delta N = \delta L \cdot 0,629 \tag{Ec. G.2.4}$$



Substituyendo en la (Ec. G.2.3),

$$F_1 - F_2 = 983,76 - 342,56 = 0,0415 \cdot \int_{\phi=0}^{\phi=2,801} 0,629 \cdot \delta L = 641,2 = 0,2610 \cdot \int_{\phi=0}^{\phi=2,801} \delta L = 0,2610 \cdot F_{x1} \quad (\text{Ec. G.2.5})$$

De donde se deduce que el empuje lateral es igual a:

$$F_{x1} = F_{x2} = 2456 \text{ N}$$

Veamos a continuación los diagramas de momentos flectores, fuerzas cortantes y fuerzas normales:



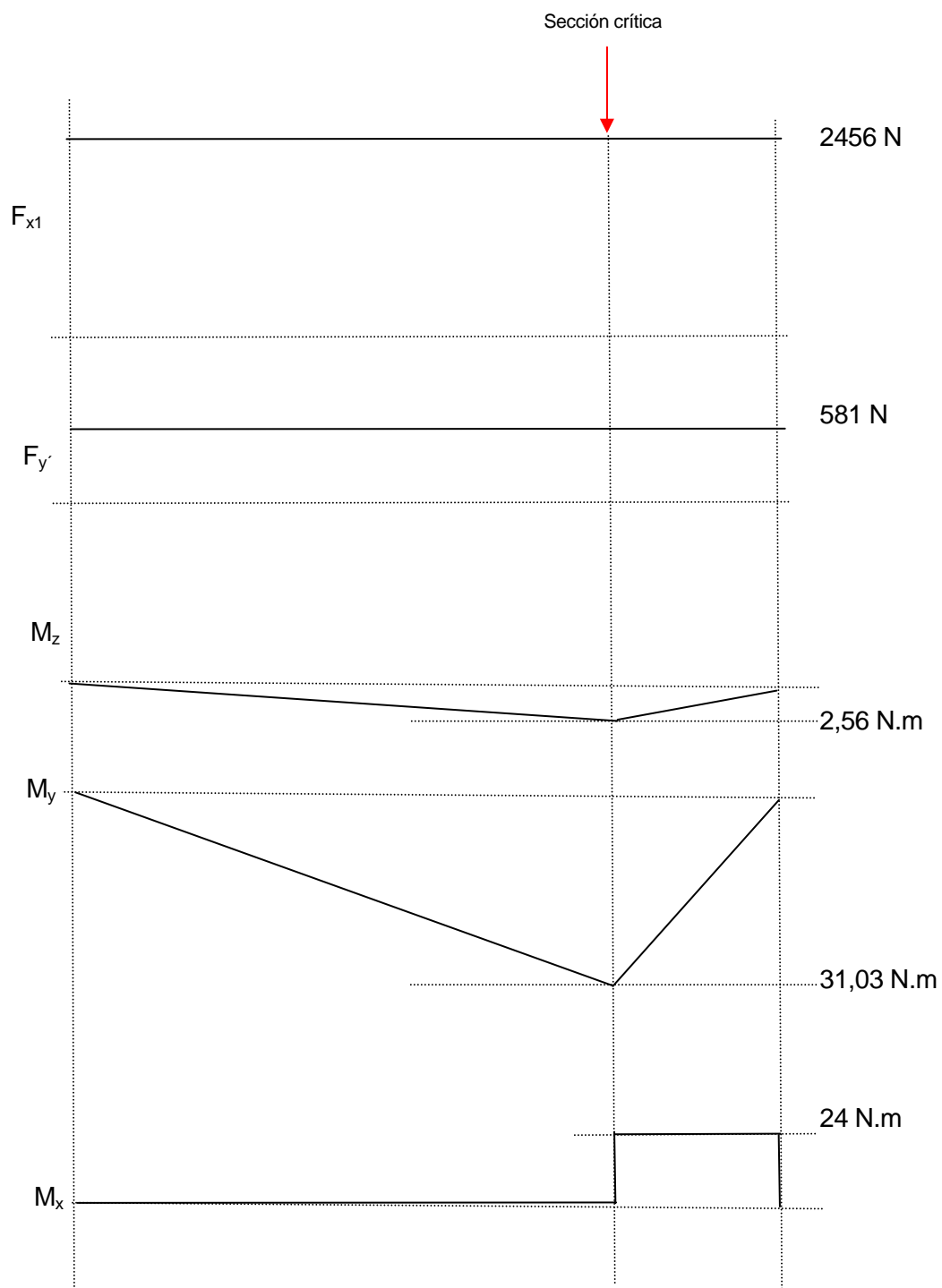


Fig. G.2.3 Diagrama de momentos flectores, torsor, fuerzas cortantes y normales.



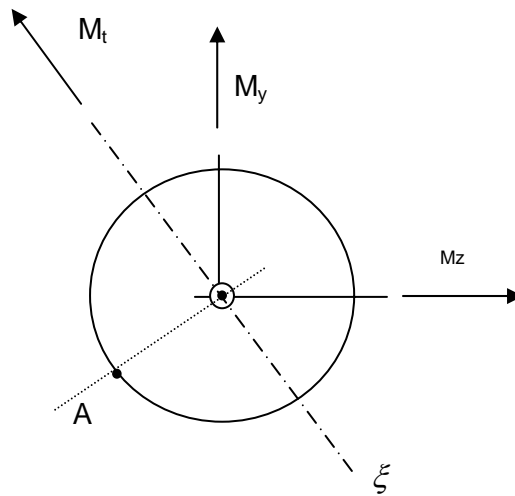


Fig. G.2.4 Estudio de la sección crítica

El módulo de la suma vectorial de los momentos flectores da un valor de:

$$M_t = \sqrt{31,03^2 + 2,56^2} = 31,13 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Ec. G.2.6}$$

Estudiamos la tensión en el punto más crítico de la sección (A).

La tensión normal provocada por el momento flector resultante es:

$$\sigma_{n1}(\text{tracción} - \text{compresión}) = \frac{31,13}{I_\zeta} \cdot r = \frac{124,54}{\pi \cdot r^3} = \frac{39,64}{r^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{Ec. G.2.7})$$

La tensión normal provocada por la fuerza axial es:

$$\sigma_{n2}(\text{tracción}) = \frac{2456,3}{\pi \cdot r^2} = \frac{781,86}{r^2} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{Ec. G.2.8})$$

La tensión cortante producida por el momento torsor es:



$$\tau_t = \frac{24}{W_t} = \frac{24}{\frac{\pi}{16} \cdot (2 \cdot r)^3} = \frac{24}{1,57 \cdot r^3} = \frac{15,28}{r^3} \frac{N}{m^2} \quad (\text{Ec. G.2.9})$$

La tensión cortante y la tensión normal provocada por la fuerza axial fluctuarán entre el valor máximo (para el par de 24 N.m) y cero. La tensión normal provocada por el momento flector cambia de tracción a compresión. Tiene por lo tanto un carácter alternativo.

Por último, la fuerza F_y genera una tensión cortante a lo largo del eje. En particular en la sección crítica. El valor de dicha tensión es:

$$\tau_t = \frac{581}{A} = \frac{581}{\pi \cdot r^2} \frac{N}{m^2} \quad (\text{Ec. G.2.10})$$

Dicha tensión tiene un carácter de alternativo ya que el eje realiza un movimiento de oscilación y por lo tanto la fuerza cambia de sentido a cada oscilación.

Así pues, podemos decir, que la tensión en un punto de la periferia del eje será fluctuante.

La tensión media de Von-Mises es:

$$\sigma_m' = \sqrt{\left(\frac{781,86}{r^2 \cdot 2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{15,28}{r^3 \cdot 2}\right)^2} \quad (\text{Ec. G.2.11})$$

Y la tensión alternativa efectiva de Von-Mises:

$$\sigma_a' = \sqrt{\left(K_{f\sigma} \cdot \left(\frac{39,64}{r^3} + \frac{781,86}{r^2 \cdot 2}\right)\right)^2 + 3 \cdot \left(K_{f\tau} \cdot \left(\frac{15,28}{r^3 \cdot 2} + \frac{581}{\pi \cdot r^2}\right)\right)^2} \quad (\text{Ec. G.2.12})$$

En la sección crítica se pondrá (en el peor de los casos) un pasador (ajuste prensado), por lo tanto se debe aplicar un valor de $K_{f\sigma} = 2,5$ y $K_{f\tau} = 1,9$ [2] por el efecto de entalla para corregir la tensión alternativa de Von-Mises.

Establezcamos a continuación el diagrama de Goodman para el Acero St-50 (material del eje) con la finalidad de calcular el diámetro necesario en la sección.

Se establece el límite de fatiga de la pieza solicitada a torsión y flexión en base al límite de fatiga para el ensayo de flexión rotativa de una probeta Standard. Esto es:

$$S_f' = 0,58 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot S_f' = 0,39 \cdot S_f' \quad (\text{Ec. G.2.13})$$



Ya que existen tensiones biaxiales debido a la torsión tomamos un valor de $k_l = 0,58$. Para un diámetro de la pieza de entre 7,6 y 50 mm adoptamos un valor de K_d de 0,85. El acabado es mecanizado por lo tanto, para un acero St-50 ($R_m=490 \text{ N/mm}^2$), tenemos que el valor de K_s será igual a 0,8 [3].

Para el caso del acero St-50 ($R_m = 490 \text{ N/mm}^2$) tenemos que el límite de fatiga se obtiene para un valor de aproximadamente 250 N/mm^2 . [3]

Así pues obtenemos finalmente que el límite de fatiga es de $90,58 \text{ N/mm}^2$. Veamos como queda el diagrama de Goodman si representamos los puntos para valores de radios de 10 mm (P1), 15 mm (P2) y 20 mm (P3).

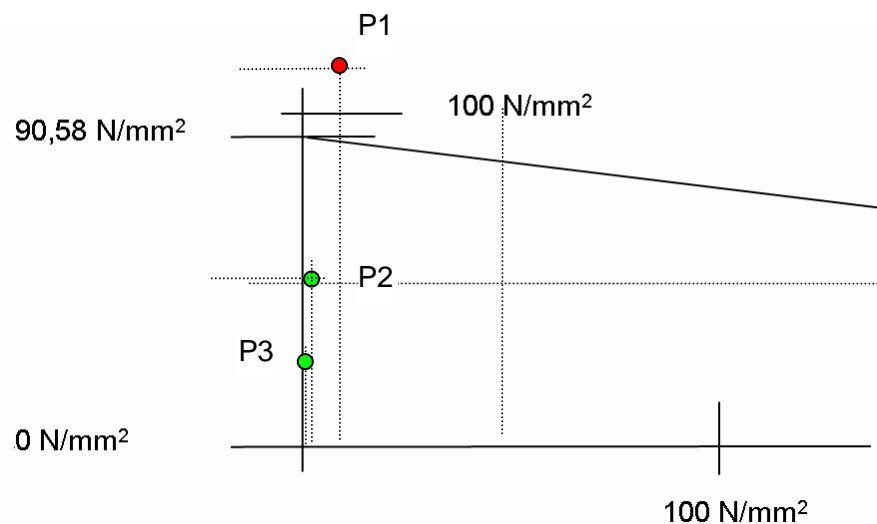


Fig. G.2.5 Diagrama de Goodman.

Como puede verse en el diagrama será suficiente con un diámetro de 15 mm (P2). Quedando con este valor un factor de seguridad de aproximadamente 2.

G.3 Transmisión de par

Se valora en los puntos de transmisión que sean totalmente funcionales (que no se produzca rotura durante el tiempo de servicio), que se puedan montar rápidamente y sin esfuerzo y



que el proceso de fabricación y construcción de las piezas e intervenciones necesarias sea económico.

En la unión del eje con el embrague centrífugo y con la pieza de conexión al motor térmico se realizará la unión a través de un pasador. Para no tener que realizar taladros con estrechas tolerancias se seleccionan pasadores estriados. En particular el pasador cilíndrico estriado. Con estos pasadores serán suficiente agujeros bien taladrados (tolerancia H11).

Se comprueba el pasador a cortante. El árbol a presión superficial y a cortante alternativa a ciclo pulsatorio o alternativo (según como sea la transmisión de par) teniendo en cuenta el efecto entalla producido por el agujero del pasador. El cubo se comprueba a presión superficial.

Se utilizan los siguientes valores de tensiones admisibles y coeficientes de ajuste [2]:

MATERIAL PIEZAS	GG	GS	St - 37	St -50
PRESIÓN SUPERFICIAL ADMISIBLE (N/mm ²)	50	60	65	70
MATERIAL PIEZAS. RESIST. TRACCIÓN	400	500	600	700
TENSIÓN CORTADURA ADMISIBLE (N/mm ²)	40	50	60	70
MATERIAL PIEZAS		St-60	St-50	
TENSIÓN TRACCIÓN ROTURA (N/mm ²)		590	490	
COEFICIENTES DE AJUSTE				
EFFECTO ENTALLA AJUSTE PRENSADO	2,5			
CARGA ALTERNATIVA	0,7			
CARGA ESTÁTICA	1,4			
PASADORES ESTRIADOS, P	0,7			
PASADORES ESTRIADOS, CORTADURA	0,8			
COEFICIENTE TORSIÓN CICLO ALTERNATIVO	0,35			
COEFICIENTE TORSION CICLO PULSATORIO	1,1			

Tabla G.3.1 Resistencia de los materiales y coeficientes de corrección [2]

Para la unión de la polea centrífuga se utilizará chaveta. El pasador necesario sería demasiado largo y el rozamiento con el cubo no permitiría su correcta introducción. Para la unión del embrague centrífugo con el eje de salida del motor térmico también se utilizará chaveta. El uso de un pasador implicaría mayor separación axial entre el embrague



centrífugo y el eje (se necesita espacio para la introducción del pasador), siendo la separación axial entre los elementos una variable a minimizar para mejorar el diseño.

A continuación se calcula el diámetro mínimo necesario del pasador para cada caso, se especifican los valores de tensión admisible y sollicitación para cada comprobación. Se calcula también las dimensiones necesarias de la chavetas.

G.3.1 Eje salida motor y entrada al CVT – embrague centrífugo

Valores de entrada

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	VARIABLE	VALOR
TIPO DE PASADOR	-		Estriado
TIPO DE CARGA	-		Pulsatoria
MATERIAL CUBO	-		GG
MATERIAL PASADOR	-		St-60
MATERIAL ARBOL	-		St-50
DIAMETRO DEL PERNO	mm	d	5
DIAMETRO DEL ARBOL	mm	D	29
DIAMETRO DEL CUBO	mm	Dn	70
MOMENTO TORSOR	N.mm	Mt	27
ANCHO DEL CUBO	mm	s	20,5

Tabla G.3.2 Datos geométricos pasador embrague centrífuga

Comprobación tensión

	SOLICITACIÓN	ADMISIBLE
ARBOL	N / mm ²	N/mm ²
Tensión cortante alternativa ciclo pulsatorio.	6,7	60
Presión superficial	39	49
CUBO		
Presión superficial	8	35
PASADOR		
Tensión cortante	42	48

Tabla G.3.3 Sollicitación y tensión admisible en el pasador.



G.3.2 Eje – parte fija de la polea centrífuga y eje salida motor térmico – embrague centrífugo.



Fig. G.3.1 Dimensiones de la chaveta según Normas DIN

Según normas DIN se aconsejan las siguientes dimensiones para la conexión de árboles de 22 a 30 mm de diámetro:

$$h = 7$$

$$b = 8$$

$$t_2 = 3,3$$

$$t_1 = 4$$

Teniendo en cuenta que la polea y el embrague centrífugo están realizados en fundición gris (GG) y que se producirán choques moderados en un solo lado de la chaveta, según valores empíricos [8], la presión permisible para la unión será de 50 N/mm².

El par capaz de transmitir con esta presión puede formularse como:

$$M_t = (h - t_1) \cdot \frac{d}{2} \cdot 50 \cdot (l_1 - b) \quad (\text{Ec. G.3.1})$$

Substituyendo los valores aconsejados para el diámetro del árbol, el par transmitido puede ser:

$$M_t = (7 - 4) \cdot \frac{30}{2} \cdot 50 \cdot (l_1 - 8) = 2,250 \cdot (l_1 - 8) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Será pues necesaria una longitud de chaveta l_1 de 20 mm. Por lo tanto el contacto de la chaveta con la polea deberá ser de 12 mm (la chaveta tiene un radio de redondeo de 4 mm). Dado que la anchura de la pieza de la polea centrífuga es de 20 mm puede utilizarse la



transmisión por chaveta. También en el caso del embrague centrífugo la longitud que penetra el eje en el embrague es superior a 20 mm.

G.3.3 Eje – pieza intermedia conexión motor eléctrico.

Valores de entrada

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	VARIABLE	VALOR
TIPO DE PASADOR	-		Estriado
TIPO DE CARGA	-		Alternativa
MATERIAL CUBO	-		St-50
MATERIAL PASADOR	-		St-60
MATERIAL ARBOL	-		St-50
DIAMETRO DEL PERNO	mm	d	5
DIAMETRO DEL ARBOL	mm	D	13
DIAMETRO DEL CUBO	mm	Dn	21
MOMENTO TORSOR	N.mm	Mt	4
ANCHO DEL CUBO	mm	s	4

Tabla G.3.6 Geometría pasador pieza intermedia.

Comprobación tensión.

	SOLICITACIÓN	ADMISIBLE
ARBOL	N / mm ²	N/mm ²
Tensión cortante alternativa ciclo pulsatorio.	14,2	55
Presión superficial	28	34
CUBO		
Presión superficial	12	34
PASADOR		
Tensión cortante	16	33

Tabla G.3.7 Solicitación y tensión admisible en pasador pieza intermedia.



G.4 Unión carcasa - motor térmico.

Los pernos deben transmitir la oscilación del motor a la carcasa y además deben soportar los esfuerzos provocados por la transmisión por correa.

a) Oscilación del motor.

Existen silent-blocks para motores térmicos capaces de absorber frecuencias de entre 6 a 30 Hz [2]. La amplitud de oscilación que absorben es del orden de pocos milímetros. Si miramos y tocamos la oscilación de un motor térmico vemos que aproximadamente oscila entre 1 y 5 mm. Para el cálculo de la fuerza que debe hacer el tornillo para transmitir la oscilación a la carcasa supondremos el peor caso (mayor aceleración), en que por ejemplo la oscilación sea de frecuencia $f=30$ Hz (la máxima) y una amplitud de $A = 5$ mm (máxima amplitud).

Así pues, supondremos que la oscilación del motor térmico en el peor caso es:

$$x(t) = A \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. G.4.1})$$

Donde,

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (\text{Ec. G.4.2})$$

La velocidad vertical de un punto cualquiera del motor es:

$$v(t) = -A \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. G.4.3})$$

La aceleración de un punto cualquiera es:

$$a(t) = -A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. G.4.4})$$

La aceleración es máxima cuando $\cos(\omega \cdot t) = 1$. En estos puntos, el módulo de la aceleración es $A \cdot \omega^2 = 5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 30)^2 = 177654 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$. A continuación se detalla la masa que debe oscilar y el peso:

ELEMENTO	PESO (Kg)
----------	-------------



Carcasa	15
Motor eléctrico	15
Envolverte del embrague	1,6
Eje	0,9
Polea centrífuga	3,2
Cojinetes	0,62
Soporte de cojinetes	0,6
Pieza transmisión par	0,4
Total peso	37,5

Tabla G.3.8 Peso de los componentes

La fuerza para provocar dicha aceleración máxima es:

$$F_c = m \cdot a = 37,5 \cdot 177,65 \text{ kg} \cdot \frac{m}{s^2} = 6662 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.5})$$

Que es la fuerza tangencial que deberán soportar la sección de los pernos y el rozamiento de la carcasa con la superficie del motor.

b) Esfuerzos provocados por la transmisión y el peso de los componentes.

En primer lugar calcularemos las reacciones en la carcasa debido al peso de los componentes y las fuerzas de la correa.

0,062 m

0,167 m

0,144 m



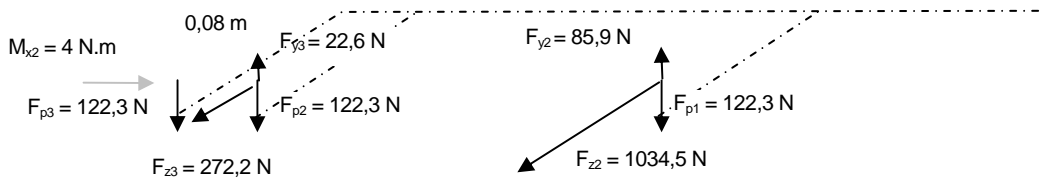
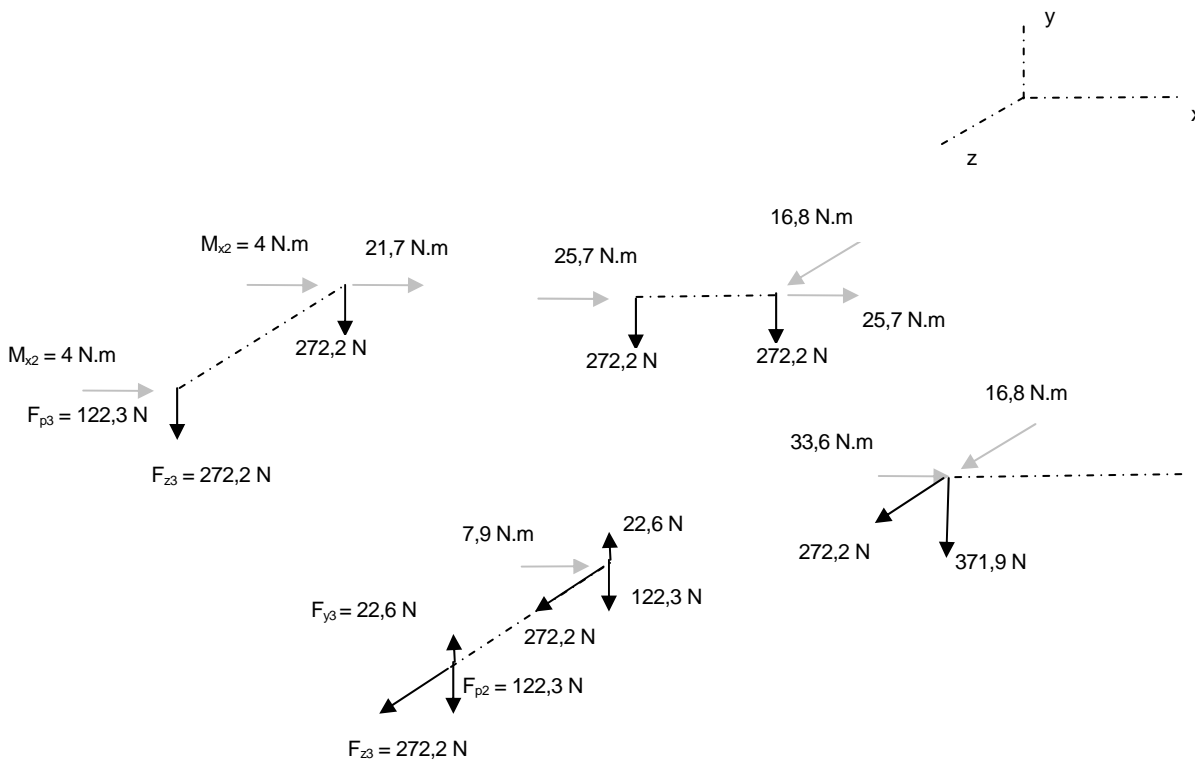
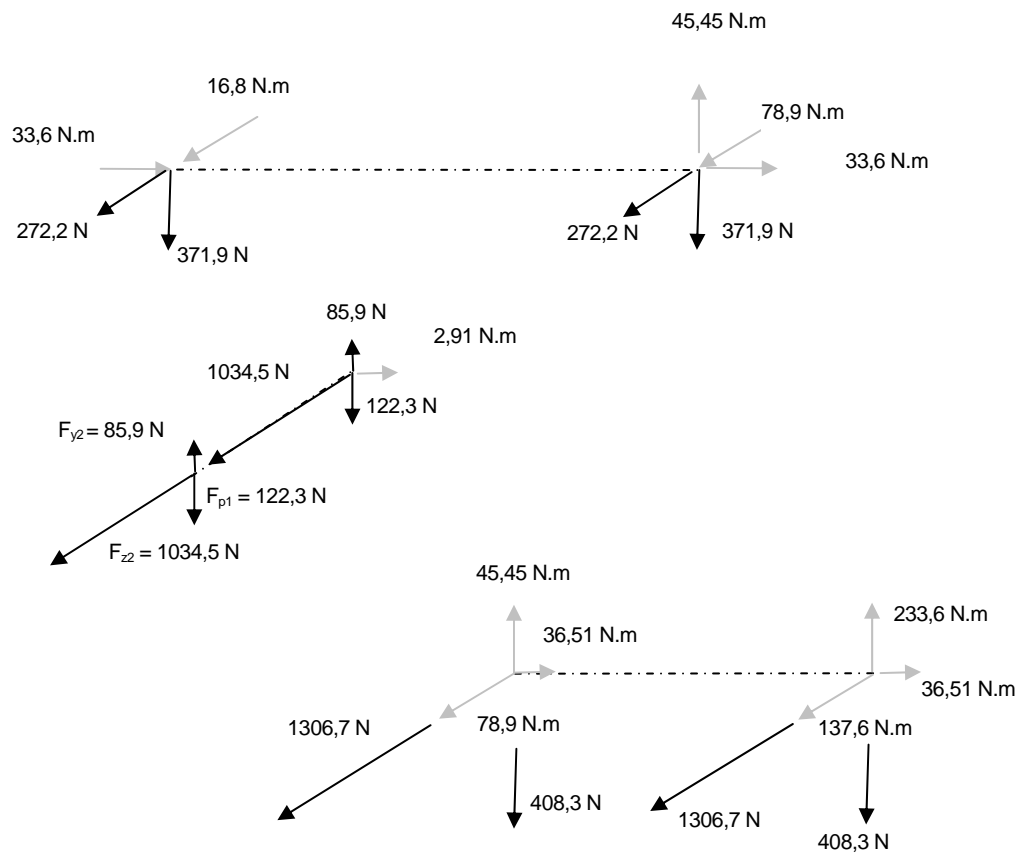


Fig. G.4.1 Modelización mediante estructura de barras.

Como puede verse en la figura G.4.1, para calcular los esfuerzos en la carcasa se ha modelizado la estructura de la carcasa mediante una estructura de barras. Se supone el peso de los componentes repartido por igual en los tres apoyos (Fp1, Fp2, Fp3).

Si resolvemos cada una de las barras:





Finalmente encontramos que la reacción en la unión con el motor es:

Momento flector : $M_y = 233,6 \text{ N.m}$; $M_z = 137,6 \text{ N.m}$; $M_x = 36,51 \text{ N.m}$

Momento torsor : $M_x = 36,51 \text{ N.m}$

Fuerzas cortantes : $F_z = 272,2 \text{ N}$, $F_y = 408,3 \text{ N}$

En la Fig. G.4.2 se representan los esfuerzos del motor sobre la carcasa en la sección en contacto.



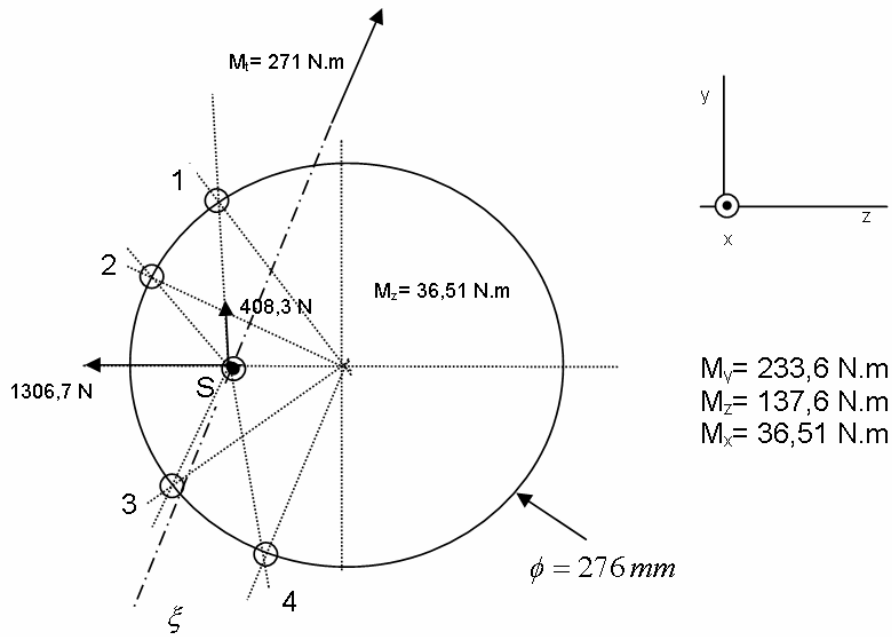


Fig. G.4.2 Esfuerzos del motor sobre la carcasa.

Sea a_1, a_2, a_3, a_4 la distancia normal del centro de cada tornillo al eje ξ . Supondremos [6], que la fuerza normal realizada por el tornillo es proporcional a las distancias a_i (deformación proporcional a la distancia y esfuerzo proporcional a la deformación). De esta manera, podemos plantear:

$$F \cdot a_1 + F \cdot \frac{a_2}{a_1} \cdot a_2 + F \cdot \frac{a_3}{a_1} \cdot a_3 + F \cdot \frac{a_4}{a_1} \cdot a_4 = 271 \text{ N.m} \quad (\text{Ec. G.4.6})$$

De donde $F = 459 \text{ N}$

Siendo la fuerza máxima de tracción en el perno más desfavorable de:

$$F_2 = 459 \cdot \frac{7}{4} = 803,2 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.7})$$

Igualmente sea b_1, b_2, b_3 y b_4 las distancias desde el punto S hasta cada uno de los pernos. Se puede establecer, considerando lo mismo que en el caso anterior, que:

$$T \cdot b_1 + T \cdot \frac{b_2}{b_1} \cdot b_2 + F \cdot \frac{b_3}{b_1} \cdot b_3 + F \cdot \frac{b_4}{b_1} \cdot b_4 = 36,51 \text{ N.m} \quad (\text{Ec. G.4.8})$$

De donde se deduce que $T = 50,7 \text{ N}$ que corresponde con la fuerza máxima cortante T_1 .



Así pues, la superficie de contacto de la carcasa con el bloque motor deberá soportar un cortante que en el peor de los casos será de $F_{\text{cmax}} = 6662 + 50,7 = 6713 \text{ N}$.

Considerando un coeficiente de rozamiento de 0,1 (caso más desfavorable), la fuerza normal mínima necesaria será de 67130 N. Así pues, después del asentamiento y de la aplicación de la máxima fuerza separadora (804 N) deberá permanecer en el tornillo una tensión de 16782 N (son cuatro tornillos).

Cálculo de rigidez:

Suponemos un perno de diámetro 10 mm. La entrada mínima del tornillo en el bloque motor (rosca) debe ser como mínimo de $m = 1,2 \cdot d = 12 \text{ mm}$. La zona no roscada puede ser de 9 mm (tramo de la carcasa).

$$k_p = \frac{A_p \cdot E_p}{l_p} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2_e - d_{\text{forat}}) \cdot 130000}{9} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot ((17 + \frac{8}{2})^2 - 11,5^2) \cdot 130000}{9} = 3,94049 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{Ec. G.4.9})$$

$$k_c = \frac{A_c \cdot E_c}{l_c} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 210000}{9} = 2,06167 \cdot 10^6 \quad (\text{Ec. G.4.10})$$

La relación de rigidez es:

$$c = \frac{k_c}{k_c + k_p} = \frac{3,94049 \cdot 10^6}{3,94049 \cdot 10^6 + 2,06167 \cdot 10^6} = 0,6 \quad (\text{Ec. G.4.11})$$

El nivel de acción de la fuerza separadora es, según la figura G.4.3 de $i = 0,25$.

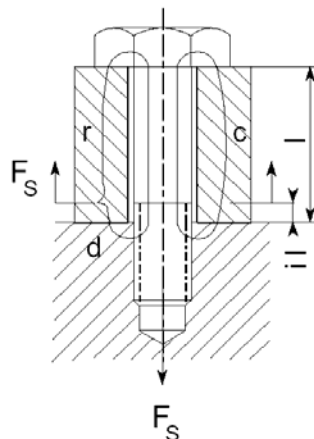


Fig. G.4.3 Nivel de acción de la fuerza separadora



Por lo tanto la relación de rigidez es $c' = 0,6 \cdot 0,25 = 0,15$

La parte de la fuerza separadora que aumenta la tracción del perno es por lo tanto:

$$F_{cs} = 0,15 \cdot 804 = 120 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.12})$$

Y la parte que descomprime la parte de la carcasa comprimida es:

$$F_{ps} = (1 - 0,15) \cdot 804 = 683,4 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.13})$$

Así pues la fuerza de montaje mínima será de $F_{M \min} = 16782 + 683,4 + \Delta F_M$.

El asentamiento se producirá en la cabeza del tornillo y en el contacto de la carcasa con la superficie del motor. Supondremos para los dos contactos una rugosidad de $4 \mu\text{m}$ y $3 \mu\text{m}$ respectivamente. También tendremos en cuenta un asentamiento de la rosca de $5 \mu\text{m}$. Así pues, la pérdida de fuerza de montaje es:

$$\Delta F_M = 12 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6 \cdot 2,06 \cdot 10^6 = 14832 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.14})$$

Esto quiere decir que la fuerza mínima de montaje deberá ser de $F_{M \min} = 32299 \text{ N}$. Collando el perno con una llave de mano, tenemos un factor de collada de 3. Esto quiere decir que para asegurar que como mínimo la fuerza de montaje sea la $F_{M \min}$ debemos considerar la opción de que la fuerza máxima sea $F_{M \max} = 32299 \cdot 3 = 96899 \text{ N}$. La fuerza máxima de tracción a la que podría llegar a solicitarse el tornillo sería, esta última más los 120 N de la fuerza separadora. Así pues, la sollicitación máxima sería $F_{c \max} = 96899 + 120 = 97018 \text{ N}$. La tensión de tracción en el perno es de:

$$\sigma_t = \frac{97018}{\pi \cdot 5^2} = 1235,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (\text{Ec. G.4.15})$$

No existe ninguna clase de resistencia que admita dicho valor de tensión. Si collamos mediante una llave dinamométrica y lubricamos la rosca:

$$F_{M \max} = 32299 \cdot 1,4 = 45218 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.16})$$

$$F_{c \max} = 45218 + 120 = 45338 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.17})$$

$$\sigma_t = \frac{45338}{\pi \cdot 5^2} = 577,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Ec. G.4.18})$$



Así pues, será suficiente con un tornillo de la clase 9.8 (Resistencia de prueba 650 N/mm²).

Se aprovechará al máximo su resistencia. La fuerza límite que admite es:

$$F_{\text{lim}} = 650 \cdot \pi \cdot 5^2 = 51051 \text{ N} \quad (\text{Ec. G.4.19})$$

El par de montaje que provoca dicha fuerza de montaje es de $M_{\text{lim}} = 0,2 \cdot F_{\text{lim}} \cdot 0,010 = 102 \text{ N.m}$. El par prescrito en el montaje será pues de:

$$M_m = 0,9 \cdot M_{\text{lim}} = 91,8 \text{ N.m} \quad (\text{Ec. G.4.20})$$

G.5 Tolerancias radiales de los elementos.

E1	R _n (mm)	T/T+/T-	E2	T/T+/T-	FUENTE
EJE	15	j5 / -3 / +5	ROD A	/-8 / 0	SKF / [2] / [7]
EJE	30	k5 / +2 / +11	ROD B	/-10 / 0	SKF / [2] / [7]
ROD A	35	h5 / -11 / 0	SOPORTE A.	K7 / -25 / 0	[2] / [7] / SKF
ROD B	72	h5 / -13 / 0	SOPORTE B.	K7 / -39 / -9	[2] / [7] / SKF
EJE	29	j6 / -4 / 9	EMBRAGUE 1	H7 / 0 / 21	[2] / [7]
EJE	13	j6 / -3 / 6	PIEZA CON.	H7 / 0 / 15	[2] / [7]
EJE	30	j6 / -4 / 9	POLEA C.1	H7 / 0 / 21	[2] / [7]
EJE	30	j6 / -4 / 9	POLEA C.2	H7 / 0 / 21	[2] / [7]
EJE M.ELEC.	19	j6 / -4 / 9	PIEZA CON.	H7 / 0 / 21	VASCAT / [7] / [2]
EJE M.TER.	29	j6 / -4 / 9	EMBRAGUE 2	H7 / 0 / 21	[2] / [7]
PASADOR	5	m6 / 4 / 12	TALADRO	H7 / 0 / 12	[2] / [7]
SOPORT A.	45	j6 / -5 / 11	CARCASA	H7 / 0 / 25	[2] / [7]
SOPORT B.	82	j6 / -9 / 13	CARCASA	H7 / 0 / 35	[2] / [7]

Tabla G.5.1 Tolerancias de los componentes.

La tolerancia para el eje de los rodamientos se calcula en base a la relación entre la carga dinámica y la carga nominal del rodamiento según especificaciones de SKF. En nuestro caso, para los dos rodamientos $P/C = 0,073$. Según cuadro proporcionado por SKF (Ver figura G.5.1) vemos que las tolerancias son j5 para el rodamiento A y k5 para el rodamiento B.

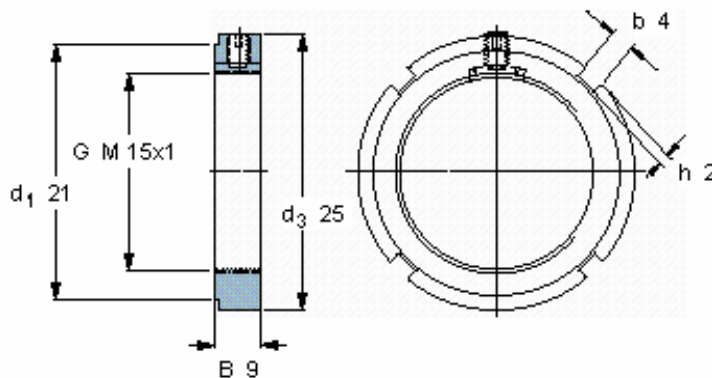


Condiciones ¹⁾	Ejemplos	Diámetro del eje Rodamientos de bola ¹⁾	
Cargas normales y pesadas (P > 0,05 C)	Aplicaciones de rodamientos generalmente, motores eléctricos, turbinas, bombas, engranajes, máquinas que trabajan con madera, molinos de viento	= 10	is5
		(10) a 17	i5 (js5) ²⁾
		(17) a 100	k5 ³⁾
		-	k6
		(100) a 140	m5
		(140) a 200	m6
		-	n5 ⁴⁾
(200) a 500	n6 ⁴⁾		
-	p6 ⁵⁾		
-	---	---	

Fig. G.5.1. Tolerancias del eje aconsejadas por SKF.

G.6 Tuerca de fijación para el rodamiento A.

Se utilizará la siguiente tuerca de fijación (KMK2 15x1):



La tuerca de fijación tiene una capacidad de carga axial de 14600 N (muy superior a los 2500 N necesarios). La rosca es de métrica M15x1. El diámetro del núcleo es de 13,48 mm. El prisionero es M5 y necesita un par de apriete recomendado por el fabricante es de 4 N.m.





H. Planos

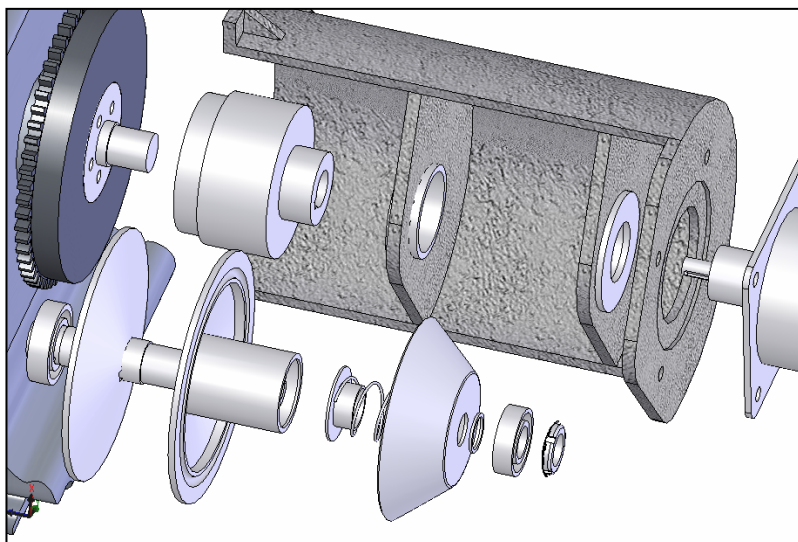


Fig. G.1. Vista explosionada del acoplamiento del motor eléctrico

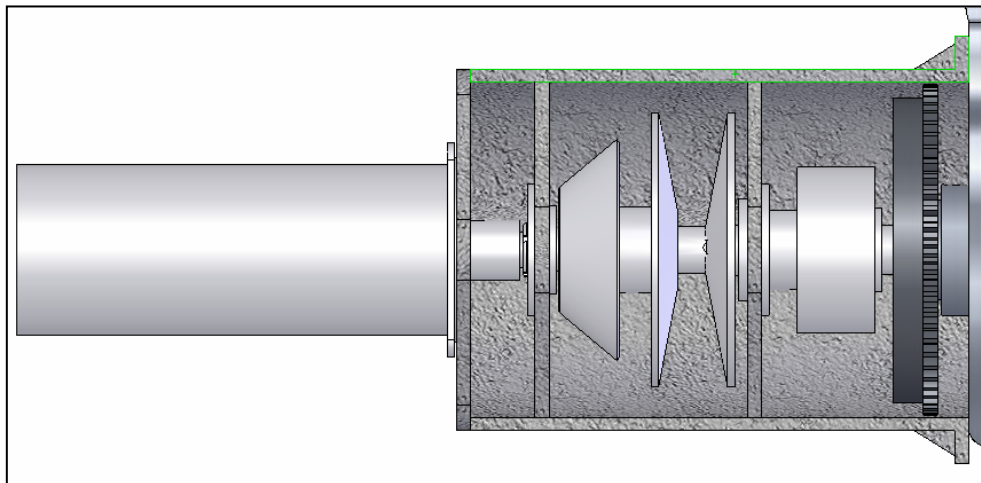


Fig. G.2. Vista lateral del acoplamiento del motor eléctrico.



I. Hojas de cálculo



Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] Estudio analítico con Matemática de las curvas de consumo específico del motor del tractor agrícola. Jesús Rodríguez Fernández. <http://csimbolico.rediris.es/math96/resum/a113.htm>. I congreso de Mathematica en España Valencia, 10, 11 y 12 de Julio de 1996.
- [2] Tratado Teórico practico de Elementos de Máquinas.
- [3] La fatiga dels elements mecànics. Jacint Bigordà i Peirò. Josep Fenollosa i Coral.
- [4] www.skf.es
- [5] www.tejasa.es
- [6] Robert C. Juvinall. Fundamentos de diseño para ingeniería.
- [7] Antonio Pardo Díaz. L. A. Sanz Calabia. Metrología y verificación primera parte. Tecnología de Fabricación.
- [8] Cálcul de màquines. Quadern CM5. Questions i exercicis resolts.

