

## ÍNDICE Cálculos

<b>Capítulo 1. Dentado de engranajes .....</b>	<b>1</b>
1.1. Tallado .....	1
1.2. Resistencia .....	5
<b>Capítulo 2. Vida a fatiga del material.....</b>	<b>10</b>
<b>Capítulo 3. Ejes estriados .....</b>	<b>12</b>
<b>Capítulo 4. Dientes de los sincronizadores .....</b>	<b>14</b>
<b>Capítulo 5. Coronas y anillos.....</b>	<b>15</b>
<b>Capítulo 6. Rodamientos.....</b>	<b>16</b>
<b>Capítulo 7. Cojinetes de fricción .....</b>	<b>18</b>
<b>Capítulo 8. Conos de fricción .....</b>	<b>20</b>
<b>Capítulo 9. Ejes.....</b>	<b>22</b>
9.1. Eje E1 .....	22
9.1.1. <i>Cortante</i> .....	22
9.1.2. <i>Flector</i> .....	25
9.2. Eje E2.....	27
9.2.1. <i>Cortante</i> .....	27
9.2.2. <i>Flector</i> .....	29
9.3. Eje E3.....	31
9.3.1. <i>Cortante</i> .....	31
9.3.2. <i>Flector</i> .....	33
9.4. Eje EP .....	35
9.4.1. <i>Cortante</i> .....	35
9.4.2. <i>Flector</i> .....	37
9.5. Esfuerzos axiales.....	39
9.6. Momento torsor.....	39

9.7. Discretización final de los ejes .....	40
9.8. Concentradores de tensiones.....	42
9.9. Diámetro final de los ejes para cada sección .....	43
9.10.    Calculo de desplazamientos .....	45
9.10.1. <i>E1</i> .....	45
9.10.2. <i>E2</i> .....	46
9.10.3. <i>E3</i> .....	47
9.10.4. <i>EP</i> .....	48

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Distancias entre ejes .....	1
Tabla 2. Parámetros de generación de los engranajes .....	4
Tabla 3. Parámetros de funcionamiento para cada juego de engranajes .....	4
Tabla 4. Datos intermedios del cálculo resistente de los dientes de los engranajes .....	6
Tabla 5. Parámetros comunes a todos los engranajes.....	6
Tabla 6. Parámetros comunes a cada juego de engranajes .....	7
Tabla 7. Parámetros propios de cada rueda .....	7
Tabla 8. Anchos mínimos e impuestos para cada engranaje .....	8
Tabla 9. Esfuerzo dinámico soportado y máximos admisibles para cada engranaje.....	9
Tabla 10. Factores de seguridad para cada supuesto y cada engranaje .....	9
Tabla 11 Calculo del estriado de los ejes .....	12
Tabla 12. Longitud real de contacto y FS del estriado de los ejes .....	13
Tabla 13. Cálculo del dentado de los sincronizadores.....	14
Tabla 14. Anchura impuesta y FS de los sincronizadores.....	14
Tabla 15. Parámetros de cálculo para la selección de los rodamientos .....	17
Tabla 16. Rodamientos seleccionados con su anchura nominal.....	17
Tabla 17. Parámetros de cálculo para el encargo de los cojinetes.....	18
Tabla 18 Parámetros de cálculo para el encargo de los cojinetes (continuación) .....	19
Tabla 19. Cálculo del torsor transmitido por los conos de fricción.....	21
Tabla 20. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje E1 .....	23
Tabla 21. Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje E1 .....	23
Tabla 28 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E1 .....	24
Tabla 23 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E1.....	25
Tabla 24. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje E2 .....	27
Tabla 25 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje E2 .....	28
Tabla 26 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E2 .....	28
Tabla 27 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E2.....	29
Tabla 28. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje E3 .....	31
Tabla 29 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje E3 .....	31
Tabla 30 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E3 .....	32
Tabla 31 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E3.....	33
Tabla 32. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje EP .....	35
Tabla 33 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje EP.....	35
Tabla 34 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje EP .....	36
Tabla 35 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje EP .....	37
Tabla 36. Esfuerzos axiales máximos para cada sección en cada eje (en N) .....	39
Tabla 43 Esfuerzos torsionales máximos para cada eje en cada sección (en Nm).....	40
Tabla 38. Posiciones de cada sección desde el apoyo derecho de cada eje (longitudes en mm) .....	42
Tabla 39. Concentradores de tensiones específicos para cada sección en cada eje.....	43
Tabla 40. Relación de los diámetros exteriores e interiores de cada eje en cada sección, y su FS.....	45

Tabla 41 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E1 .....	46
Tabla 42 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E2 .....	46
Tabla 43 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E3 .....	47
Tabla 44 Desplazamientos originados en cada sección para el eje EP .....	48

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E1 .....	24
Ilustración 2 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E1.....	25
Ilustración 3 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E1 .....	26
Ilustración 4 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E1.....	26
Ilustración 5 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E2 .....	28
Ilustración 6 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E2.....	29
Ilustración 7 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E2 .....	30
Ilustración 8 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E2.....	30
Ilustración 9 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E3 .....	32
Ilustración 10 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E3.....	33
Ilustración 11 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E3 .....	34
Ilustración 12 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E3.....	34
Ilustración 13 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje EP .....	36
Ilustración 14 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje EP .....	37
Ilustración 15 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje EP .....	38
Ilustración 16 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje EP .....	38
Ilustración 17. Diagrama de desplazamientos del eje E1 .....	46
Ilustración 18 Diagrama de desplazamientos del eje E2 .....	47
Ilustración 19 Diagrama de desplazamientos del eje E3 .....	48
Ilustración 20 Diagrama de desplazamientos del eje EP .....	49

# CAPÍTULO 1.

## DENTADO DE

## ENGRANAJES

### 1.1. Tallado

Para mantener las distancias entre los ejes y permitir que la caja funcione, es imposible utilizar módulos normalizados en todos los dientes. De ese modo, una vez fijada la distancia que separa los ejes, se ha habido de extraer los módulos necesarios para cumplir este requisito. Se han dado módulos mayores a las ruedas que más par transmiten, evitando así haber de sobredimensionar el ancho de los engranajes.

Ejes	d (mm)
EP-E1	132,50
EP-E2	121,30
EP-E3	105,00
E2-E3	105,00

*Tabla 1 Distancias entre ejes*

Del mismo modo, para evitar un sobredimensionamiento de los ejes y una pérdida de rendimiento global de la caja, el ángulo de hélice se ha ajustado a  $15^\circ$  para todas las marchas adelante, y  $20^\circ$  para las marchas hacia atrás. En el caso de la marcha a atrás, la primera rueda del eje inversor (que es arrastrada por el piñón de  $1^\circ$  velocidad) mantiene

## DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

### PFC2

el ángulo de 15°, mientras que el segundo juego de engranajes trabaja con una hélice de 20°. Los piñones D1 y D2 que transmiten el par a la corona del diferencial (rueda CD) están tallados con una hélice de 25°.

Todos los engranajes mantienen el ángulo de presión normalizado de 20°.

De acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, apartado 3 (Condiciones de diseño, Dentado de los engranajes), los datos de generación de los engranajes quedan como se expone:

Rueda	Z	$\beta_a^\circ$	$\beta_a \text{ rad}$	$\beta_n^\circ$	$\beta_n \text{ rad}$	$\alpha_a$	ma
P1	12	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	5,00
P2	19	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	4,49
P3	28	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,90
P4	34	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,73
P5	31	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,73
R1	41	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	5,00
R2	40	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	4,49
R3	40	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,90
R4	37	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,73
R5	34	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,73
R6	31	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	3,73
RA1	30	15	0,2618	14,08	0,2457	0,3604	5,00
PA1	14	20	0,3491	18,75	0,3272	0,3695	5,68
RA2	23	20	0,3491	18,75	0,3272	0,3695	5,68
D1	15	15	0,4363	23,40	0,4084	0,3819	6,00
D2	19	15	0,4363	23,40	0,4084	0,3819	6,00
CD1	63	15	0,4363	23,40	0,4084	0,3819	6,00

Rueda	Rp	mn	Pb	Rb	Rc	Rf
P1	30,00	4,83	14,70	28,07	35,93	25,06
P2	42,67	4,34	13,20	39,93	46,04	36,28
P3	54,56	3,76	11,46	51,05	55,30	46,83
P4	63,45	3,61	10,97	59,38	62,77	54,66
P5	57,85	3,61	10,97	54,14	57,87	49,76
R1	102,50	4,83	14,70	95,92	99,42	88,55
R2	89,83	4,34	13,20	84,06	87,34	77,58
R3	77,94	3,76	11,46	72,94	75,78	67,31
R4	69,05	3,61	10,97	64,61	67,67	59,56
R5	63,45	3,61	10,97	59,38	62,77	54,66
R6	57,85	3,61	10,97	54,14	57,87	49,76

# DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

## PFC2

<b>RA1</b>	75,00	4,83	14,70	70,18	75,33	64,47
<b>PA1</b>	39,73	5,33	16,63	37,05	45,21	33,21
<b>RA2</b>	65,27	5,33	16,63	60,86	67,42	55,42
<b>D1</b>	45,00	5,44	17,49	41,76	49,63	37,39
<b>D2</b>	57,00	5,44	17,49	52,89	59,96	47,72
<b>CD1</b>	189,00	5,44	17,49	175,39	173,63	161,39

Rueda	eb	y	Zlim	V	vmin	ev $\zeta$ ap	$\zeta$ ap
<b>P1</b>	8,96	0,08	15	1,10	1,100	0,15962	41,4
<b>P2</b>	7,79	0,07	15	0,00	-0,967	0,09758	35,9
<b>P3</b>	7,25	0,08	15	0,00	-3,019	0,07100	32,6
<b>P4</b>	7,26	0,09	15	0,00	-4,284	0,06110	31,2
<b>P5</b>	7,10	0,09	15	0,00	-3,588	0,06557	31,8
<b>R1</b>	10,21	0,10	15	0,00	-7,914	0,05322	29,9
<b>R2</b>	9,11	0,10	15	0,00	-6,830	0,05417	30
<b>R3</b>	7,90	0,10	15	0,00	-5,926	0,05417	30
<b>R4</b>	7,41	0,10	15	0,00	-4,980	0,05736	30,6
<b>R5</b>	7,26	0,09	15	0,00	-4,284	0,06110	31,2
<b>R6</b>	7,10	0,09	15	0,00	-3,588	0,06557	31,8
<b>RA1</b>	9,44	0,09	15	0,00	-4,495	0,06726	32,1
<b>PA1</b>	9,53	0,07	14	0,15	0,151	0,12857	38,9
<b>RA2</b>	10,13	0,08	14	0,00	-3,181	0,08320	34,2
<b>D1</b>	9,99	0,07	13	0,00	-0,812	0,11962	38,1
<b>D2</b>	10,32	0,08	13	0,00	-2,478	0,09758	35,9
<b>CD1</b>	13,97	0,14	13	0,00	-20,811	0,03984	27,3

Rueda	$\zeta$ ap rad	R Apuntamiento	Apuntamiento
<b>P1</b>	0,72257	37,43	NO
<b>P2</b>	0,62657	49,29	NO
<b>P3</b>	0,56898	60,60	NO
<b>P4</b>	0,54454	69,42	NO
<b>P5</b>	0,55501	63,70	NO
<b>R1</b>	0,52185	110,64	NO
<b>R2</b>	0,52360	97,07	NO
<b>R3</b>	0,52360	84,22	NO
<b>R4</b>	0,53407	75,07	NO
<b>R5</b>	0,54454	69,42	NO
<b>R6</b>	0,55501	63,70	NO
<b>RA1</b>	0,56025	82,85	NO
<b>PA1</b>	0,67893	47,60	NO



# DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

## PFC2

<b>RA2</b>	0,59690	73,59	NO
<b>D1</b>	0,66497	53,06	NO
<b>D2</b>	0,62657	65,30	NO
<b>CD1</b>	0,47647	197,37	NO

Tabla 2. Parámetros de generación de los engranajes

Los parámetros de funcionamiento de cada juego de engranajes quedan como se muestra a continuación:

	<b>d</b>	<b>Rp1</b>	<b>Rp2</b>	<b>V1</b>	<b>V2</b>
<b>P1→R1</b>	132,50	30,00	102,50	1,100	0,000
<b>P2→R2</b>	132,50	42,67	89,83	0,000	0,000
<b>P3→R3</b>	132,50	54,56	77,94	0,000	0,000
<b>P4→R4</b>	132,50	63,45	69,05	0,000	0,000
<b>P5→R5</b>	121,30	57,85	63,45	0,000	0,000
<b>P4→R6</b>	121,30	63,45	57,85	0,000	0,000
<b>P1→RA1</b>	105,00	30,00	75,00	1,100	0,000
<b>PA1→RA2</b>	105,00	39,73	65,27	0,151	0,000
<b>D1→CD1</b>	234,00	45,00	189,00	0,000	0,000
<b>D2→CD1</b>	246,00	57,00	189,00	0,000	0,000

	<b><math>\alpha a</math></b>	<b>ev <math>\alpha a'</math></b>	<b><math>\alpha a'</math></b>	<b><math>\alpha a'</math> rad</b>
<b>P1→R1</b>	0,360	0,01930	21,7	0,37874
<b>P2→R2</b>	0,360	0,02243	22,8	0,39794
<b>P3→R3</b>	0,360	0,02243	22,8	0,39794
<b>P4→R4</b>	0,360	0,02243	22,8	0,39794
<b>P5→R5</b>	0,360	0,02243	22,8	0,39794
<b>P4→R6</b>	0,360	0,02243	22,8	0,39794
<b>P1→RA1</b>	0,360	0,01848	21,4	0,37350
<b>PA1→RA2</b>	0,370	0,02187	22,6	0,39444
<b>D1→CD1</b>	0,382	0,02243	22,8	0,39794
<b>D2→CD1</b>	0,382	0,02243	22,8	0,39794

Tabla 3. Parámetros de funcionamiento para cada juego de engranajes

Con estos datos quedan caracterizado y definido el tallado de las ruedas, excepto la dirección de las hélices, que será expuesta más adelante.

## 1.2. Resistencia

Según la teoría de cálculo resistente de engranajes, se han de cumplir tres preceptos:

- El dentado aguante los esfuerzos
- El dentado cumpla por vida a fatiga
- El dentado aguante el desgaste

De acuerdo con el apartado 5.3 (Condiciones de resistencia, Esfuerzos en los dientes de los engranajes) se ha calculado el ancho mínimo de las ruedas necesario para que los dientes aguanten las sollicitaciones.

Dado que la teoría de la que se disponía trabajaba con unidades del Sistema Técnico, algunos campos no se encuentran en unidades del Sistema Internacional. El parámetro buscado es la anchura necesaria (b) y esta está expresada en cm.

El material con el que están tallados los dientes tiene una resistencia a fluencia de  $1100 \text{ N/mm}^2$ . El coeficiente de divergencia de carga para un motor de combustión interna y ruedas de entre 50 y 100mm de ancho es de 1,6.

Los datos que se necesitan para averiguar el ancho mínimo por resistencia se exponen a continuación.

Marcha	Mt (Kp*cm)	Pb (cm)	zv	z	y	ac (cm)	Rp (m)
R1	11958,33	1,47	45,49	41	0,126	1,57	0,103
R2	7368,42	1,32	44,38	40	0,126	1,41	0,090
R3	5000,00	1,15	44,38	40	0,126	1,22	0,078
R4	3808,82	1,10	41,06	37	0,122	1,17	0,069
R5	3838,71	1,10	37,73	34	0,122	1,17	0,063
R6	3191,18	1,10	34,40	31	0,118	1,17	0,058
RA1	8750,00	1,47	33,29	30	0,118	1,57	0,075
RA2	14375,00	1,66	27,72	23	0,108	1,78	0,065
P1	3500,00	1,47	13,32	12	0,083	1,57	0,030
P2	3500,00	1,32	21,08	19	0,102	1,41	0,043
P3	3500,00	1,15	31,07	28	0,111	1,22	0,055

## DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

### PFC2

<b>P4</b>	3500,00	1,10	37,73	34	0,118	1,17	0,063
<b>P5</b>	3500,00	1,10	34,40	31	0,114	1,17	0,058
<b>PA1</b>	8750,00	1,66	16,87	14	0,088	1,78	0,040
<b>D1</b>	11958,33	17,49	16,64	15	0,07	1,88	0,045
<b>D2</b>	14375,00	17,49	21,08	19	0,08	1,88	0,057
<b>CD1</b>	47664,47	17,49	69,91	63	0,14	1,88	0,189

<b>Marcha</b>	<b>n (rpm)</b>	<b>w (rd/min)</b>	<b>v (m/min)</b>	<b>s prima (Kp/cm2)</b>
<b>R1</b>	1902,44	11953,38	1225,22	6063,86
<b>R2</b>	3087,50	19399,33	1742,65	5581,44
<b>R3</b>	4550,00	28588,49	2228,22	5243,67
<b>R4</b>	5972,97	37529,30	2591,37	5036,98
<b>R5</b>	5926,47	37237,11	2362,72	5163,31
<b>R6</b>	7129,03	44793,03	2591,37	5036,98
<b>RA1</b>	2600,00	16336,28	1225,22	6063,86
<b>RA2</b>	1582,61	9943,82	649,04	6907,51
<b>P1</b>	6500,00	40840,70	1225,22	6063,86
<b>P2</b>	6500,00	40840,70	1742,65	5581,44
<b>P3</b>	6500,00	40840,70	2228,22	5243,67
<b>P4</b>	6500,00	40840,70	2591,37	5036,98
<b>P5</b>	6500,00	40840,70	2362,72	5163,31
<b>PA1</b>	2600,00	16336,28	649,04	6907,51
<b>D1</b>	5972,97	37529,30	1688,82	5624,58
<b>D2</b>	7129,03	44793,03	2553,20	5057,24
<b>CD1</b>	2150,03	13509,01	2553,20	5057,24

*Tabla 4. Datos intermedios del cálculo resistente de los dientes de los engranajes*

A continuación, se exponen los datos necesarios para averiguar la fuerza dinámica que actúa sobre el diente, la fuerza admisible a fatiga y la fuerza admisible de desgaste:

- Comunes para todos los engranajes

<b>e</b>	0,00254	cm	<b>HB</b>	700	<b>sigma s</b>	18900,00
<b>E</b>	2100000	Kp/cm2	<b>C</b>	1666,88	<b>Pc</b>	83,11

*Tabla 5. Parámetros comunes a todos los engranajes*

- Comunes para cada juego de engranajes:

	Q
<b>P1→R1</b>	1,547
P2→R2	1,356
P3→R3	1,176
P4→R4	1,042
P5→R5	1,046
P4→R6	1,046
<b>P1→RA1</b>	1,429
<b>PA1→RA2</b>	1,243
<b>D1→CD</b>	1,615
<b>D2→CD</b>	1,537

Tabla 6. Parámetros comunes a cada juego de engranajes

- Propios para cada rueda:

Ft	A	Marcha
1166,67	2572,91	<b>R1</b>
820,26	1809,07	<b>R2</b>
641,51	1414,83	<b>R3</b>
551,61	1216,57	<b>R4</b>
604,99	1334,29	<b>R5</b>
551,61	1216,57	<b>R6</b>
1166,67	2572,91	<b>RA1</b>
2202,38	4856,54	<b>RA2</b>
1166,67	2572,91	<b>P1</b>
820,26	1809,07	<b>P2</b>
641,51	1414,83	<b>P3</b>
551,61	1216,57	<b>P4</b>
604,99	1334,29	<b>P5</b>
2202,38	4856,54	<b>PA1</b>
2657,41	5860,46	<b>D1</b>
2521,93	5561,80	<b>D2</b>
2521,93	5561,80	<b>CD1</b>

Tabla 7. Parámetros propios de cada rueda

Con ello el ancho de las ruedas queda como se expone

Marcha	b necesaria (cm)	b impuesta (cm)
R1	1,6102	2,70
R2	1,3692	2,20
R3	1,3137	1,70
R4	1,2681	1,50
R5	1,3567	1,60
R6	1,3110	1,50
RA1	1,7194	2,70
RA2	2,8191	4,00
P1	2,4444	2,70
P2	1,6914	2,20
P3	1,4912	1,70
P4	1,3110	1,50
P5	1,4520	1,60
PA1	3,4598	4,00
D1	5,7560	6,50
D2	5,6909	6,50
CD1	3,1055	6,50

Tabla 8. Anchos mínimos e impuestos para cada engranaje

Y los esfuerzos de fatiga y desgaste resultan como se expone en la siguiente tabla

Marcha	F dinámica soportada (kp)	F desgaste admisible (kp)	F fatiga admisible (kp)
R1	2036,20	7628,27	5878,23
R2	1486,79	4774,03	4302,59
R3	1184,48	2777,14	2884,69
R4	1027,49	1923,20	2360,38
R5	1121,10	1892,14	2517,73
R6	1027,49	1617,36	2282,99
RA1	2036,20	5153,80	5505,01

<b>RA2</b>	<b>3378,10</b>	<b>6110,09</b>	<b>8473,13</b>
<b>P1</b>	<b>2036,20</b>	<b>2232,66</b>	<b>3872,17</b>
<b>P2</b>	<b>1486,79</b>	<b>2267,66</b>	<b>3483,05</b>
<b>P3</b>	<b>1184,48</b>	<b>1944,00</b>	<b>2541,27</b>
<b>P4</b>	<b>1027,49</b>	<b>1767,26</b>	<b>2282,99</b>
<b>P5</b>	<b>1121,10</b>	<b>1725,18</b>	<b>2352,64</b>
<b>PA1</b>	<b>3378,10</b>	<b>3719,19</b>	<b>6904,03</b>
<b>D1</b>	<b>4600,80</b>	<b>7770,34</b>	<b>8973,59</b>
<b>D2</b>	<b>4520,17</b>	<b>9362,31</b>	<b>9579,77</b>
<b>CD1</b>	<b>4520,17</b>	<b>31043,46</b>	<b>17555,34</b>

Tabla 9. Esfuerzo dinámico soportado y máximos admisibles para cada engranaje

Con ello, y para visualizarlo de una forma más clara, los factores de seguridad para cada condición de resistencia impuesta son los que se detallan a continuación:

<b>FS</b>	<b>Resistencia</b>	<b>Desgaste</b>	<b>Fatiga</b>
R1	<b>1,677</b>	<b>3,75</b>	<b>2,89</b>
R2	<b>1,607</b>	<b>3,21</b>	<b>2,89</b>
R3	<b>1,294</b>	<b>2,34</b>	<b>2,44</b>
R4	<b>1,183</b>	<b>1,87</b>	<b>2,30</b>
R5	<b>1,179</b>	<b>1,69</b>	<b>2,25</b>
R6	<b>1,144</b>	<b>1,57</b>	<b>2,22</b>
RA1	<b>1,570</b>	<b>2,53</b>	<b>2,70</b>
RA2	<b>1,419</b>	<b>1,81</b>	<b>2,51</b>
P1	<b>1,105</b>	<b>1,10</b>	<b>1,90</b>
P2	<b>1,301</b>	<b>1,53</b>	<b>2,34</b>
P3	<b>1,140</b>	<b>1,64</b>	<b>2,15</b>
P4	<b>1,144</b>	<b>1,72</b>	<b>2,22</b>
P5	<b>1,102</b>	<b>1,54</b>	<b>2,10</b>
PA1	<b>1,156</b>	<b>1,10</b>	<b>2,04</b>
D1	<b>1,129</b>	<b>1,83</b>	<b>2,11</b>
D2	<b>1,142</b>	<b>2,24</b>	<b>2,30</b>
CD	<b>2,093</b>	<b>7,44</b>	<b>4,21</b>

Tabla 10. Factores de seguridad para cada supuesto y cada engranaje

# **CAPÍTULO 2.**

## **VIDA A FATIGA**

### **DEL MATERIAL**

El cálculo del resto de los elementos que componen la caja resulta bastante más común. Pese a que no trabajen todos de la misma forma, es posible calcularlos de manera similar.

Lo primero que ha de hacerse es establecer una vida máxima a fatiga que se desea para la caja.

En primer lugar, se busca que la caja aguante una media de 300.000km. En las condiciones más desfavorables de resistencia, el motor gira a 3800rpm (régimen de par máximo). En ese régimen y para 300.000 km recorridos, el eje que más ciclos recorre unos 570 millones de ciclos. Es fácil darse cuenta que una vez por encima del millón de ciclos, nos encontramos en la zona de vida infinita del diagrama de Whöler. Con lo cual, tan solo queda calcular la resistencia a fatiga para vida infinita

Primero han de establecerse las condiciones

-

Del productorio de factores de reducción se extrae que:



# CAPÍTULO 3.

## EJES

## ESTRIADOS

Para el cálculo del estriado de los ejes, es necesario conocer su diámetro. De la longitud que resulte, dependerá la longitud total del eje y por lo tanto el diámetro que necesite. Existe pues una co-dependencia que lleva a precisar un proceso iterativo hasta hallar dos soluciones aceptables. Los valores que se exponen en este apartado son los resultados finales que se obtuvieron.

Sincro	Mt max Nm	Dd mm	b mm	h mm	n	L min (mm)	L total
A	1196	54	3,5	1,5	24	7,44	15,00
B	500	45	3,5	1,5	20	4,48	15,67
C	384	51	3,5	1,5	22	2,76	17,31
D	1438	55	3,5	1,5	24	8,78	14,63

*Tabla 11 Cálculo del estriado de los ejes*

Sincro	Fs	L real
A	1,34	10,00
B	2,38	10,67
C	4,46	12,31
D	1,10	9,63

*Tabla 12. Longitud real de contacto y FS del estriado de los ejes*

Tal y como se halla explicado en el apartado 5.6, b es la división entera del perímetro del eje entre el ancho de estría deseado.

La longitud mínima es la necesaria por resistencia para que el estriado no falle. La longitud real es el ancho del anillo que determina la superficie de contacto entre el sincronizador y el eje, la que realmente determina el FS. La longitud total, es la longitud a lo largo del eje que ocupa el estriado, por motivos de funcionamiento y de montaje de la caja.

# CAPÍTULO 4.

## DIENTES DE LOS

## SINCRONIZADORES

De forma análoga a lo expuesto en el apartado anterior, se han calculado los dientes exteriores de los sincronizadores de las ruedas

Sincro	Mt max	Dd mm	hd	n	R real	R diseño	a mm
A	1196	180	10	28	89,13	87,63	3
B	500	138	10	21	66,85	65,35	3
C	384	116	10	18	57,30	55,80	3
D	1438	131	10	20	63,66	62,16	3

Tabla 13. Cálculo del dentado de los sincronizadores

Sincro	b impuesta	Fs
A	5	13,85
B	5	18,53
C	5	17,66
D	5	5,84

Tabla 14. Anchura impuesta y FS de los sincronizadores

# **CAPÍTULO 5.**

## **CORONAS Y**

## **ANILLOS**

Por extensión de lo expuesto en los dos apartados anteriores, se considera que el estriado inferior de los anillos ha de resistir exactamente igual que los ejes, y que el estriado exterior de los anillos e interior de las coronas (el mismo) ha de resistir igual que el dentado de los sincronizadores. Por este motivo, se obvian ambos cálculos.

# CAPÍTULO 6.

## RODAMIENTOS

De acuerdo con el apartado 5.7, los parámetros de selección de los rodamientos han sido calculados y se exponen a continuación:

- $F_l = 1,8$

	V	A	vida rev	l10	P V	P A	Po
<b>a1</b>	5213,45	0,00	7,50E+09	7,50E+03	3475,63	0	5213,45
<b>b1</b>	23116,41	1407,15	7,50E+09	7,50E+03	15410,94	938,103043	15439,47
<b>a2</b>	6119,19	0,00	7,50E+09	7,50E+03	4079,46	0	6119,19
<b>b2</b>	7580,24	8016,01	7,50E+09	7,50E+03	5053,49	5344,00741	7355,01
<b>a3</b>	10369,17	0,00	4,50E+09	4,50E+03	6912,78	0	10369,17
<b>b3</b>	19853,32	3126,07	4,50E+09	4,50E+03	13235,55	2084,04927	13398,62
<b>ap</b>	7821,18	0,00	1,30E+09	1,30E+03	5214,12	0	7821,18
<b>bp</b>	10492,23	3126,07	1,30E+09	1,30E+03	6994,82	2084,04927	7298,68

	n	fn	C	C (kN)	d
<b>a1</b>	5973	0,21	<b>44503</b>	<b>45</b>	4
<b>b1</b>	5973	0,21	<b>131795</b>	<b>132</b>	5
<b>a2</b>	7129	0,20	<b>55082</b>	<b>55</b>	5
<b>b2</b>	7129	0,20	<b>66207</b>	<b>66</b>	5
<b>a3</b>	2600	0,27	<b>68968</b>	<b>69</b>	4

<b>b3</b>	2600	0,27	<b>89117</b>	<b>89</b>	4
<b>ap</b>	6500	0,21	<b>68479</b>	<b>68</b>	4,5
<b>bp</b>	6500	0,21	<b>63904</b>	<b>64</b>	4,5

Tabla 15. Parámetros de cálculo para la selección de los rodamientos

Los subíndices 1,2,3 y P de la denominación de los apoyos corresponden a los ejes E1, E2, E3 y EP respectivamente. El índice “a” o “b” corresponde a si se encuentran en el lateral más cercano al embrague, o en el más lejano, respectivamente.

Con lo anteriormente expuesto, se han seleccionado los rodamientos de la serie FAG, cuyos catálogos se incluyen en el anexo. Estos elementos son normalizados y son los siguientes:

<b>Rodamientos</b>	<b>Rodamientos Serie Fag</b>	
	<b>Modelo</b>	
<b>a1</b>	<b>30208A</b>	18 mm
<b>b1</b>	<b>32310B</b>	40 mm
<b>a2</b>	<b>30310A</b>	17 mm
<b>b2</b>	<b>30310A</b>	17 mm
<b>a3</b>	<b>32309A</b>	25 mm
<b>b3</b>	<b>33208</b>	21 mm
<b>ap</b>	<b>33208</b>	21 mm
<b>bp</b>	<b>33209</b>	32 mm

Tabla 16. Rodamientos seleccionados con su anchura nominal

# CAPÍTULO 7.

## COJINETES

## DE

## FRICCIÓN

De forma análoga a lo expuesto en el apartado anterior, se han calculado los parámetros de los cojinetes de fricción que se interponen entre los ejes secundarios y las ruedas locas. Los resultados se exponen a continuación:

	<b>V</b>	<b>vida rev</b>	<b>l10</b>	<b>P V</b>	<b>Po</b>	<b>n</b>	<b>fn</b>
<b>R3</b>	5894,70	7,50E+09	7,50E+03	3929,80	5894,70	7129	0,20
<b>R4</b>	6855,41	7,50E+09	7,50E+03	4570,27	6855,41	7129	0,20
<b>R1</b>	12467,43	7,50E+09	7,50E+03	8311,62	12467,43	7129	0,20
<b>R2</b>	8765,58	7,50E+09	7,50E+03	5843,72	8765,58	7129	0,20
<b>R5</b>	6465,16	7,50E+09	7,50E+03	4310,11	6465,16	7129	0,20
<b>R6</b>	5894,70	7,50E+09	7,50E+03	3929,80	5894,70	7129	0,20
<b>RA2</b>	23618,15	7,50E+09	7,50E+03	15745,43	23618,15	7129	0,20

*Tabla 17. Parámetros de cálculo para el encargo de los cojinetes*

Con ello, los datos más relevantes son los siguientes

	<b>C(kN)</b>	<b>Diámetro interior (mm)</b>
<b>R3</b>	<b>6</b>	45
<b>R4</b>	<b>7</b>	50
<b>R1</b>	<b>12</b>	54
<b>R2</b>	<b>9</b>	59
<b>R5</b>	<b>6</b>	50
<b>R6</b>	<b>6</b>	54
<b>RA2</b>	<b>24</b>	58

*Tabla 18 Parámetros de cálculo para el encargo de los cojinetes (continuación)*

Se han preseleccionado cojinetes de la serie FAG, EGF-40. Deberán ser fabricados bajo demanda, debido a la complejidad de normalizar todos los diámetros y longitudes necesarias.



# CAPÍTULO 8.

## CONOS DE FRICCIÓN

Como se explica en el documento Memoria, los sincronizadores van equipados con conos de fricción cuya misión es facilitar el engrane de las velocidades. Se ha calculado el par que transmiten entre sí:

- $\mu = 0,18$ - coeficiente de fricción
- Fuerza = 1000N
- $\alpha = 15^\circ$  - ángulo del plano del cono

El valor de la fuerza se ha estima en 1000N, teniendo en cuenta la fuerza que el conductor ha de hacer sobre la palanca del selector y la transmisión y amplificación de esa fuerza por parte de la timonería.

Sincronizador	d menor cm	d mayor cm	d med (m)	T fr (Nm)
A	5,9	18	0,119	2,7
B	5	14	0,094	2,1
C	5,4	12	0,085	1,9
D	5,8	13	0,094	2,1

*Tabla 19. Cálculo del torsor transmitido por los conos de fricción*

Estos valores proceden de un cálculo en el que un parámetro ha sido estimado, por lo que no se les puede dar mayor credibilidad. Los grupos sincronizadores están diseñados para poder transmitir todo el par que otorgue el motor. El par de fricción que transmiten los cuerpos cónicos sólo está destinado a facilitar el engrane de las marchas.

# CAPÍTULO 9.

## EJES

Los ejes han supuesto el grueso mayor del cálculo del presente proyecto. Los métodos utilizados se especifican en la memoria. Los datos aquí mostrados responden a los resultados obtenidos en los cálculos.

### 9.1. Eje E1

#### 9.1.1. Cortante

Cuando cada una de las ruedas engrana, produce sobre el eje los esfuerzos cortantes siguientes:

Elemento	F(y) N	f(z) N	L (m)
R1	12467,43	0,00	0,18
R2	8765,58	0,00	0,09
R3	6855,41	0,00	0,29
R4	5894,70	0,00	0,21

## DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

### PFC2

	-		
<b>D1</b>	12963,05	25266,74	0,06
<b>A</b>	0,00	0,00	0,16
<b>B</b>	0,00	0,00	0,28

*Tabla 20. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje EI*

Con el eje discretizado, se obtienen los siguientes valores (en N) para cada sección en función de cada marcha engranada:

	<b>4º</b>	<b>3º</b>	<b>2º</b>	<b>1º</b>		
<b>R1ay</b>	-1278,96	-3132,77	-184,77	-3662,72	<b>R1az</b>	-3710,05
<b>R1by</b>	-8347,31	-9240,42	-4382,24	-4158,34	<b>R1bz</b>	21556,69

<b>a</b>	-1278,96	-3132,77	-184,77	-3662,72		-3710,05
<b>R4</b>	4615,74	-3132,77	-184,77	-3662,72		-3710,05
<b>B</b>	4615,74	-3132,77	-184,77	-3662,72		-3710,05
<b>R3</b>	4615,74	3722,64	-184,77	-3662,72		-3710,05
<b>R1</b>	4615,74	3722,64	-184,77	8804,71		-3710,05
<b>A</b>	4615,74	3722,64	-184,77	8804,71		-3710,05
<b>R2</b>	4615,74	3722,64	8580,81	8804,71		-3710,05
<b>D1</b>	-8347,31	-9240,42	-4382,24	-4158,34		21556,69
<b>b</b>	-8347,31	-9240,42	-4382,24	-4158,34		21556,69

*Tabla 21. Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje EI*

Si se toman los valores máximos de cada sección, se obtiene un diagrama como el siguiente

	<b>y</b>	<b>z</b>	<b>y'</b>
<b>a</b>	-3662,72	-3710,05	5213,4467
<b>R4</b>	-3662,72	-3710,05	5213,4467
<b>B</b>	-3662,72	-3710,05	5213,4467

<b>R3</b>	3722,64	-3710,05	5255,712
<b>R1</b>	8804,71	-3710,05	9554,4472
<b>A</b>	8804,71	-3710,05	9554,4472
<b>R2</b>	8804,71	-3710,05	9554,4472
<b>D1</b>	-8347,31	21556,69	23116,409
<b>b</b>	-8347,31	21556,69	23116,409

Tabla 22 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E1

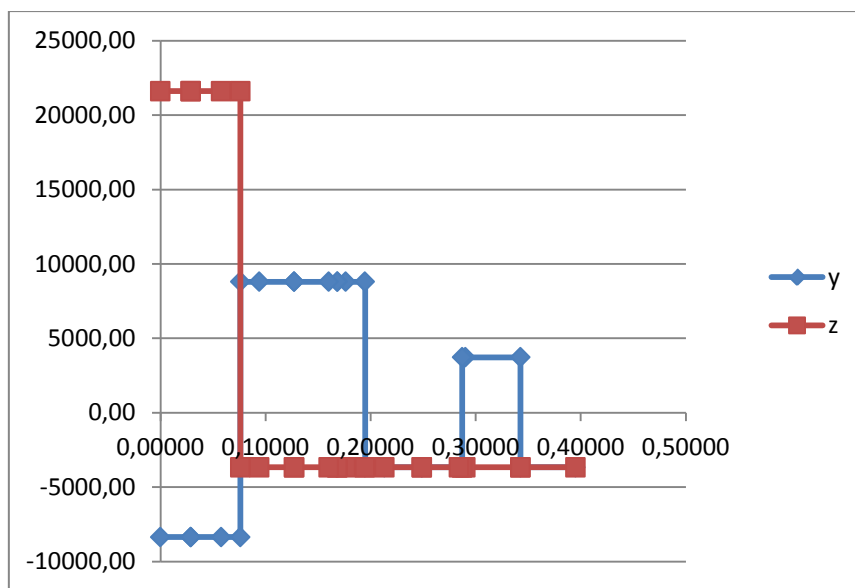


Ilustración 1 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E1

Y construyendo un sistema bidimensional ( $y'$ ), se obtiene un diagrama como el siguiente:

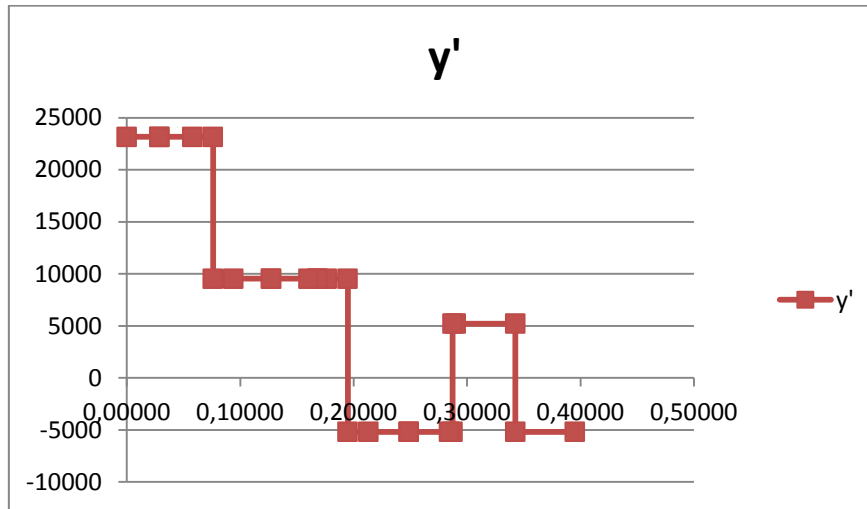


Ilustración 2 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E1

### 9.1.2. Flector

Evaluando los efectos de los flectores que producen estos esfuerzos, tenemos un diagrama de flectores máximos como el siguiente:

	y	z	y'
<b>a</b>	<b>0</b>	0,00	<b>0,00</b>
<b>R3</b>	-1677,39	439,08	<b>1867,88</b>
<b>B</b>	-742,63	379,87	<b>834,15</b>
<b>R4</b>	-665,70	133,93	<b>781,10</b>
<b>R1</b>	197,01	861,40	<b>1204,06</b>
<b>A</b>	1625,88	839,70	<b>1829,91</b>
<b>R2</b>	1969,90	575,99	<b>2249,81</b>
<b>D1</b>	-484,14	1250,29	<b>1661,17</b>
<b>b</b>	0	0	<b>0,00</b>

Tabla 23 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E1

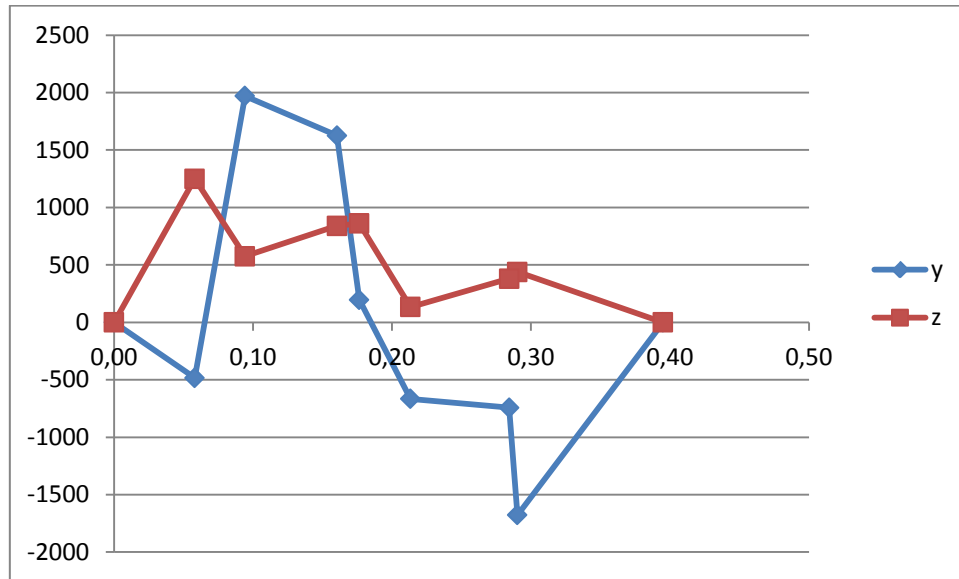


Ilustración 3 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E1

Y una vez más, en un sistema bidimensional, se obtiene el diagrama siguiente:

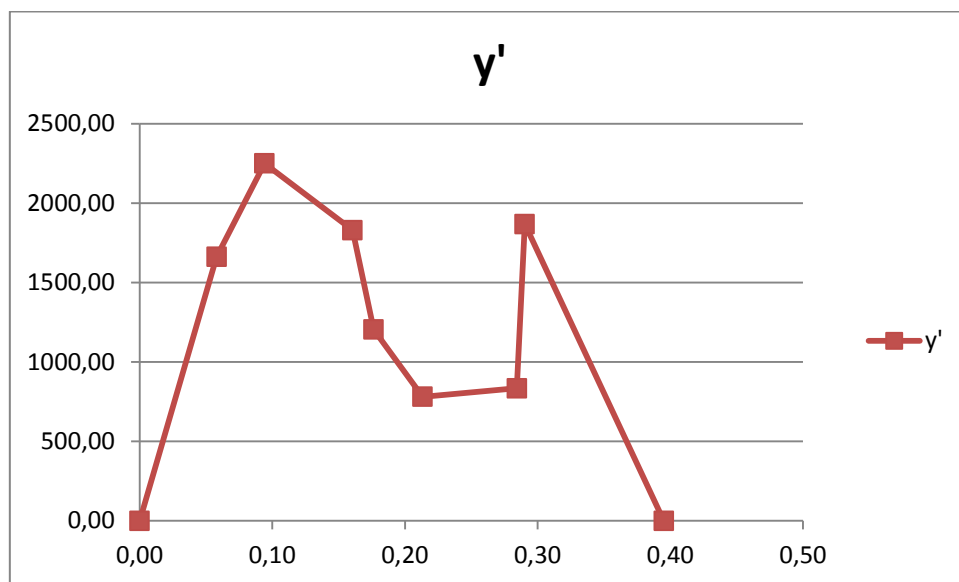


Ilustración 4 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E1

El cálculo de los esfuerzos y obtención de diámetros se estudiará más adelante. Los diagramas de torsor y axil se evaluarán conjuntamente más adelante.

## 9.2. Eje E2

### 9.2.1. Cortante

Cuando cada una de las ruedas engrana, produce sobre el eje los esfuerzos cortantes siguientes:

Rueda	F(y)	f(z)	I
<b>R5</b>	-3768,10	5253,54	0,32
<b>R6</b>	-3435,62	4789,99	0,30
<b>RA2</b>	23618,15	0,00	0,14
<b>D2</b>	-	0,00	0,07
<b>C</b>	0,00	0,00	0,31
<b>D</b>	0,00	0,00	0,13

Tabla 24. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje E2

Con el eje discretizado, se obtienen los siguientes valores (en N) para cada sección en función de cada marcha engranada:

	5ºy	z	6ºy	z	Ry
<b>R1a</b>	7829,44	-4471,75	7315,19	-3754,77	-4177,08
<b>R1b</b>	-	781,79	-	1035,22	-7509,22

<b>a</b>	7829,44	-4471,75	7315,19	-3754,77	-4177,08
<b>R5</b>	4061,34	781,79	7315,19	-3754,77	-4177,08
<b>C</b>	4061,34	781,79	7315,19	-3754,77	-4177,08
<b>R6</b>	4061,34	781,79	3879,57	1035,22	-4177,08
<b>D</b>	4061,34	781,79	3879,57	1035,22	-4177,08
<b>RA2</b>	4061,34	781,79	3879,57	1035,22	19441,07



<b>D2</b>	-	22888,94	781,79	23070,71	1035,22	-7509,22
<b>b</b>	-	22888,94	781,79	23070,71	1035,22	-7509,22

Tabla 25 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje E2

Si se toman los valores máximos de cada sección, se obtiene un diagrama como el siguiente

	y	z		y'
<b>a</b>	-4177,08	-4471,75	0,379	-6119,1932
<b>R5</b>	-4177,08	-3754,77	0,32	-5616,6118
<b>C</b>	-4177,08	-3754,77	0,31	-5616,6118
<b>R6</b>	-4177,08	1035,22	0,30	-4303,4519
<b>D</b>	-4177,08	1035,22	0,13	-4303,4519
<b>RA2</b>	19441,07	1035,22	0,14	19468,6088
<b>D2</b>	-7509,22	1035,22	0,07	-7580,237
<b>b</b>	-7509,22	1035,22	0	-7580,237

Tabla 26 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E2

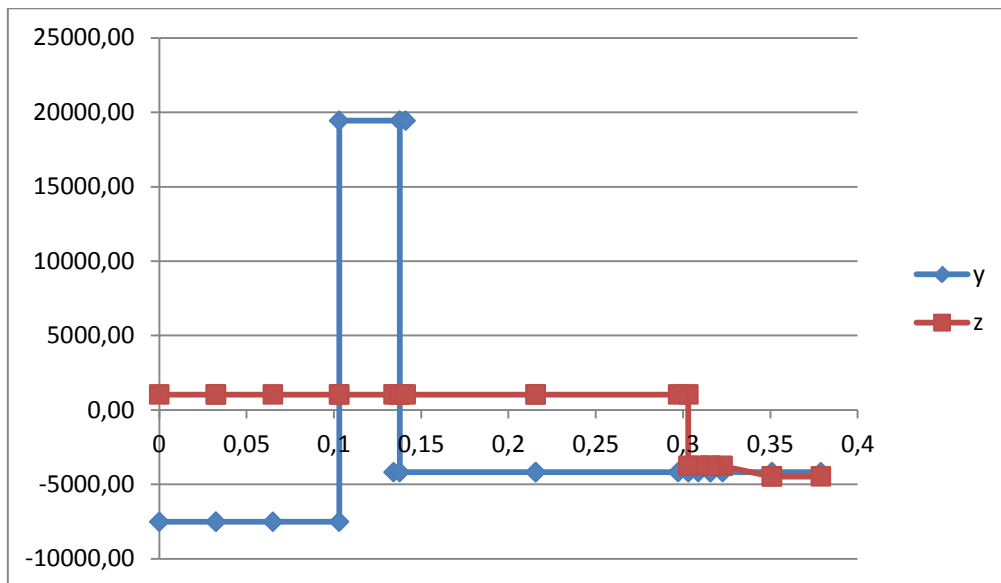


Ilustración 5 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E2

Y construyendo un sistema bidimensional ( $y'$ ), se obtiene un diagrama como el siguiente:

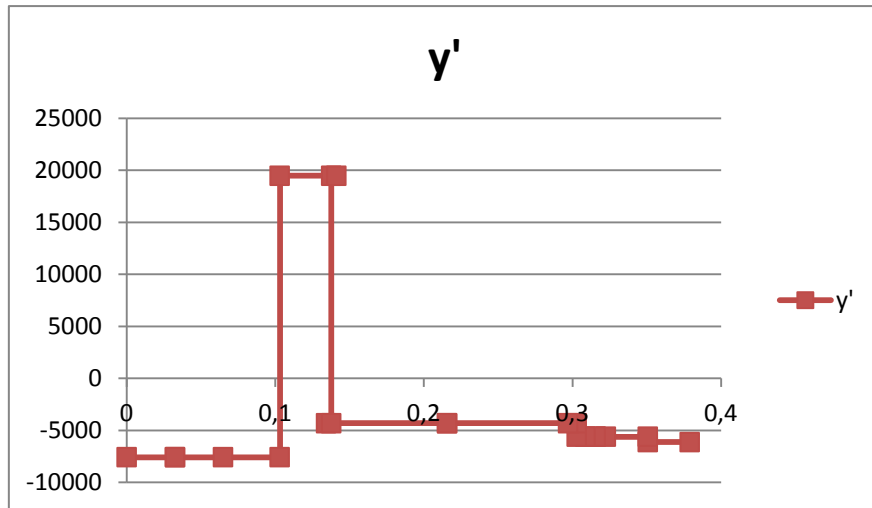


Ilustración 6 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E2

### 9.2.2. Flector

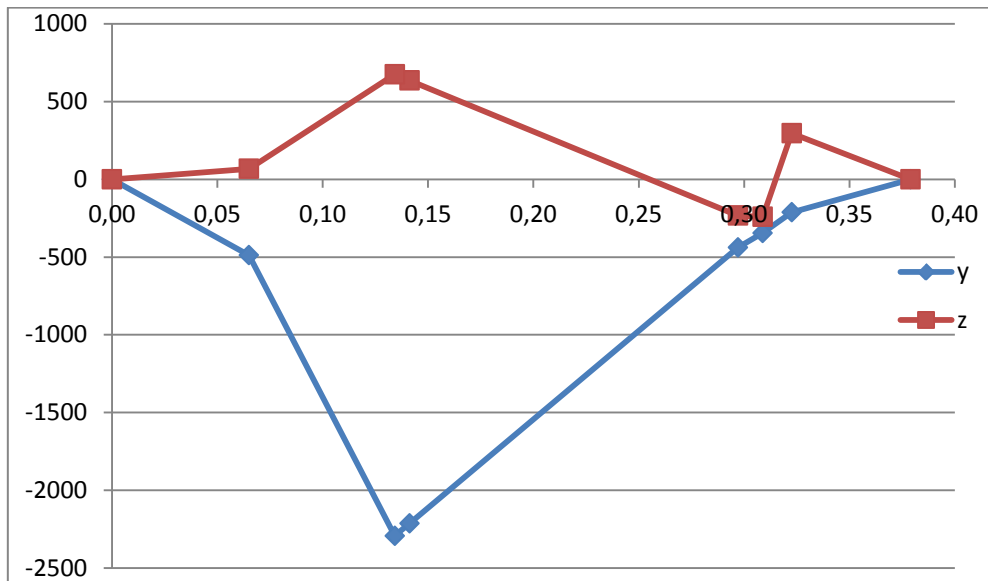
Evaluando los efectos de los flectores que producen estos esfuerzos, tenemos un diagrama de flectores máximos como el siguiente:

	<b>y</b>	<b>z</b>	<b>y'</b>
<b>a</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0,00</b>
<b>R5</b>	-212,52	296,30	<b>467,49</b>
<b>C</b>	-345,23	-241,42	<b>421,27</b>
<b>R6</b>	-	-	-
	438,2691	232,2629	<b>581,52</b>
<b>D</b>	-2292,09	675,32	<b>2389,51</b>
<b>RA2</b>	-2212,42	636,32	<b>2825,32</b>
<b>D2</b>	-488,10	67,29	<b>877,89</b>
<b>b</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0,00</b>

Tabla 27 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E2

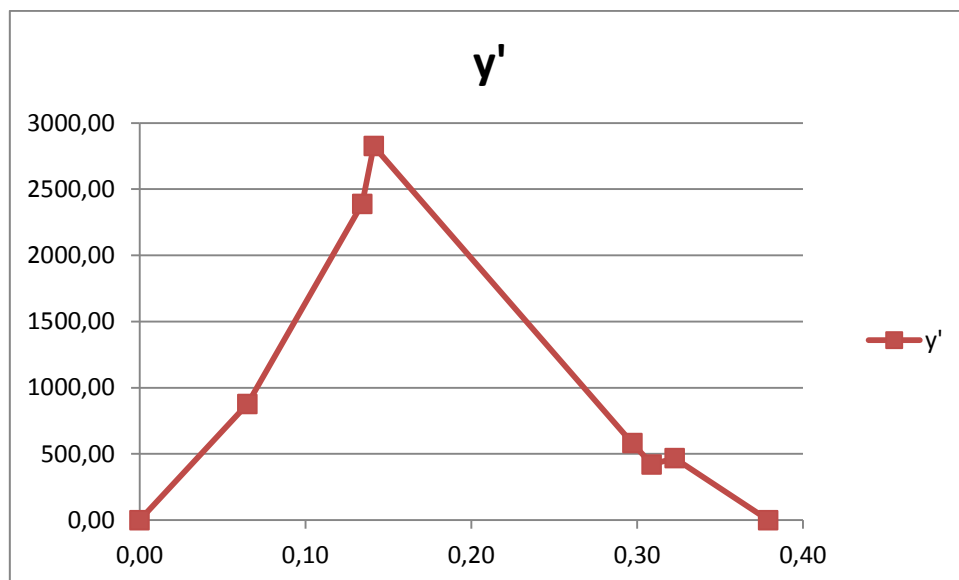
## DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2



*Ilustración 7 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E2*

Y una vez más, en un sistema bidimensional, se obtiene el diagrama siguiente:



*Ilustración 8 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E2*

### 9.3. Eje E3

#### 9.3.1. Cortante

Cuando se engrana la marcha hacia atrás, el eje E3 transmite par, con los siguientes efectos que las ruedas producen sobre el eje.

Rueda	F(y)	f(z)	l
<b>RA1</b>	12467,43	0,00	0,01635
<b>PA1</b>	6865,85	22598,17	0,0473

Tabla 28. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje E3

Con el eje discretizado, se obtienen los siguientes valores (en N).

	y	z
<b>R1a</b>	-4596,50	-9294,72
<b>R1b</b>	14736,79	13303,44

<b>a</b>	-4596,50	-9294,72
<b>RA1</b>	7870,94	-9294,72
<b>PA1</b>	14736,79	13303,44
<b>b</b>	14736,79	13303,44

Tabla 29 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje E3

Si se toman los valores máximos de cada sección, se obtiene un diagrama como el siguiente

	y	z	y'
<b>a</b>	-4596,50	-9294,72	10369,1694
<b>PA1</b>	7870,94	-9294,72	12179,6366
<b>RA1</b>	14736,79	13303,44	19853,3222
<b>b</b>	14736,79	13303,44	19853,3222

Tabla 30 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje E3

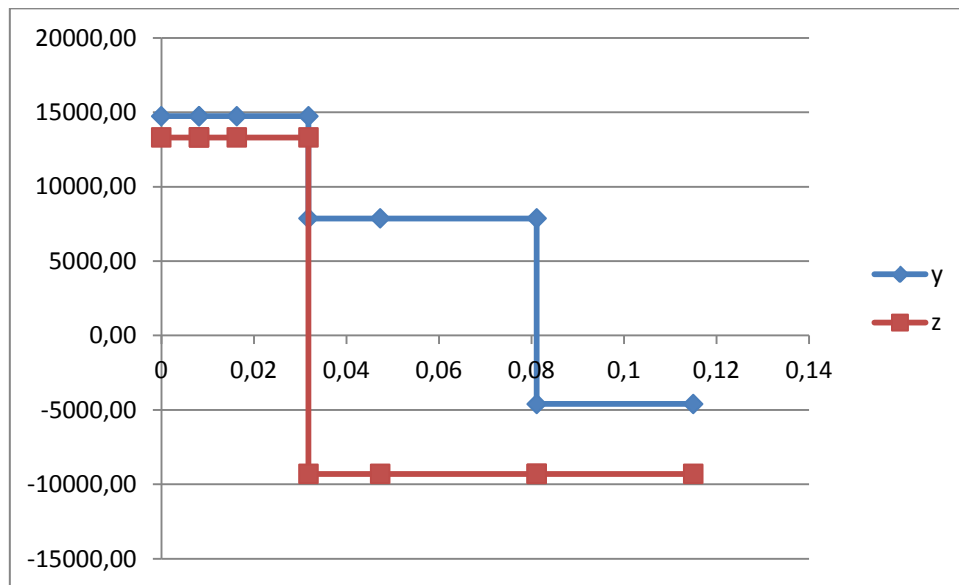


Ilustración 9 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje E3

Y construyendo un sistema bidimensional ( $y'$ ), se obtiene un diagrama como el siguiente:

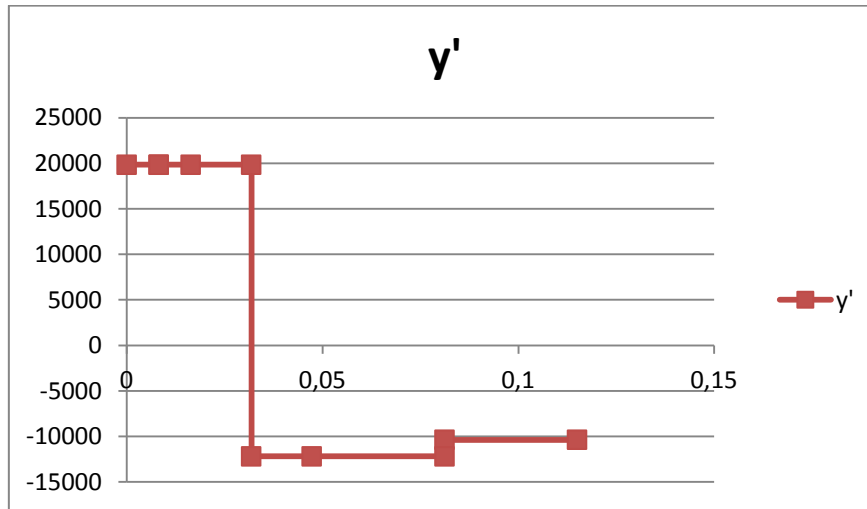


Ilustración 10 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje E3

### 9.3.2. Flector

Evaluando los efectos de los flectores que producen estos esfuerzos, tenemos un diagrama de flectores máximos como el siguiente:

	y	z	y'
<b>a</b>	<b>0,00</b>	<b>0</b>	<b>0,00</b>
<b>PA1</b>	-311,18	-629,25	<b>1020,47</b>
<b>RA1</b>	240,95	217,51	<b>559,06</b>
<b>b</b>	0	0	<b>0,00</b>

Tabla 31 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje E3

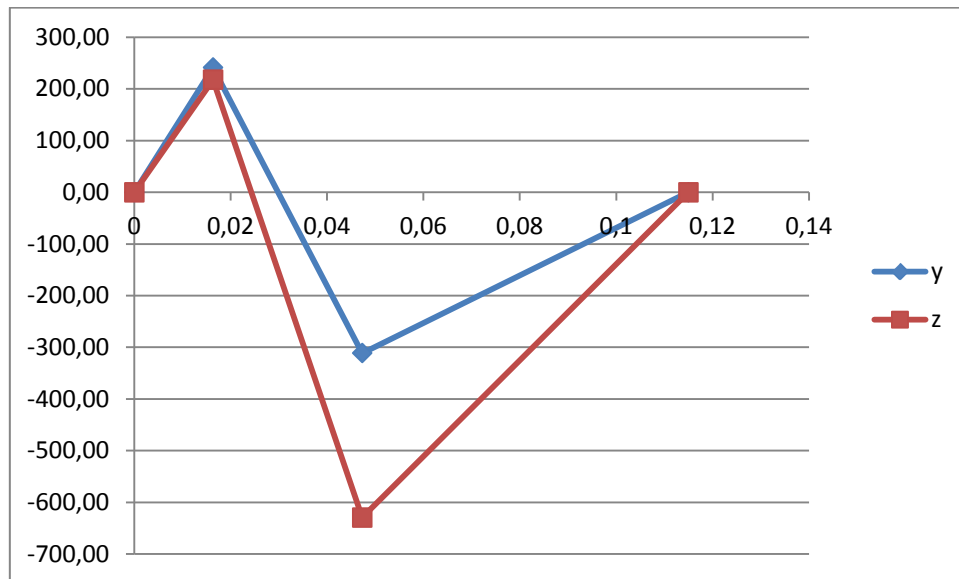


Ilustración 11 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje E3

Y una vez más, en un sistema bidimensional, se obtiene el diagrama siguiente:

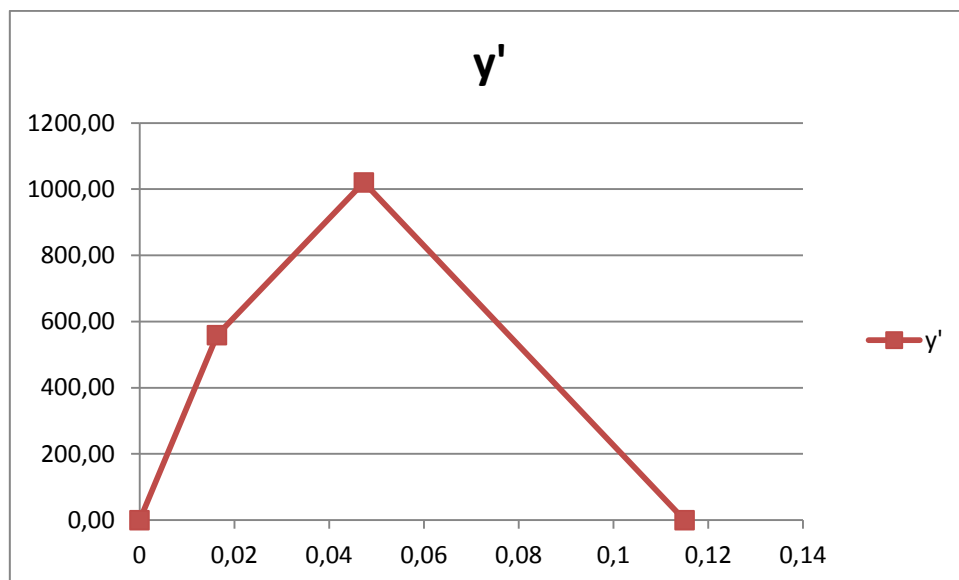


Ilustración 12 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje E3

## 9.4. Eje EP

### 9.4.1. Cortante

Cuando cada una de las ruedas engrana, produce sobre el eje los esfuerzos cortantes siguientes:

Rueda	F(y)	f(z)	l
<b>P1</b>	12467,43	0,00	0,14
<b>P2</b>	8765,58	0,00	0,05
<b>P3</b>	6855,41	0,00	0,25
<b>P4</b>	-8287,22	9314,45	0,17
<b>P5</b>	1420,24	1420,24	0,28

Tabla 32. Esfuerzos cortantes producidos sobre el eje EP

Con el eje discretizado, se obtienen los siguientes valores (en N) para cada sección en función de cada marcha engranada:

	1ºy	2ºy	3ºy	Ry	z	5ºy	z
<b>R1a</b>	-5673,10	-1569,27	-5732,32	4790,18	-5383,94	-1319,20	-1319,20
<b>R1b</b>	6794,33	7196,31	1123,09	-3497,04	3930,51	-2751,01	7995,25

<b>a</b>	-5673,10	-1569,27	-5732,32	4790,18	-5383,94	-1319,20	-1319,20
<b>P5</b>	-5673,10	-1569,27	-5732,32	4790,18	-5383,94	-4070,21	-1319,20
<b>P4</b>	-5673,10	-1569,27	-5732,32	-3497,04	3930,51	-4070,21	7995,25
<b>P3</b>	-5673,10	-1569,27	1123,09	-3497,04	3930,51	-4070,21	7995,25
<b>P1</b>	6794,33	-1569,27	1123,09	-3497,04	3930,51	-4070,21	7995,25
<b>P2</b>	6794,33	7196,31	1123,09	-3497,04	3930,51	-4070,21	7995,25
<b>b</b>	6794,33	7196,31	1123,09	-3497,04	3930,51	-4070,21	7995,25

Tabla 33 Valores de cortante para cada sección en cada posible escenario del eje EP

Si se toman los valores máximos de cada sección, se obtiene un diagrama como el siguiente



	y	z	y'
<b>a</b>	-5673,10	-5383,94	7821,18181
<b>P5</b>	-5673,10	-5383,94	7821,18181
<b>R</b>	-5673,10	7995,25	9803,47222
<b>P3</b>	-5673,10	7995,25	9803,47222
<b>P1</b>	6794,33	7995,25	10492,2333
<b>P2</b>	6794,33	7995,25	10492,2333
<b>b</b>	6794,33	7995,25	10492,2333

Tabla 34 Valores máximos de cortante en cada sección para el eje EP

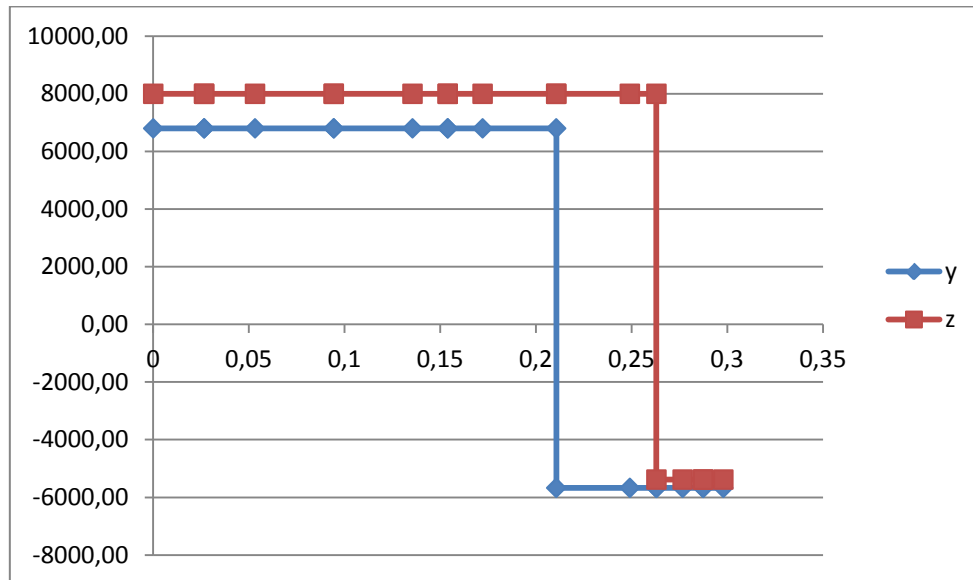


Ilustración 13 Diagrama tridimensional de cortantes para el eje EP

Y construyendo un sistema bidimensional ( $y'$ ), se obtiene un diagrama como el siguiente:

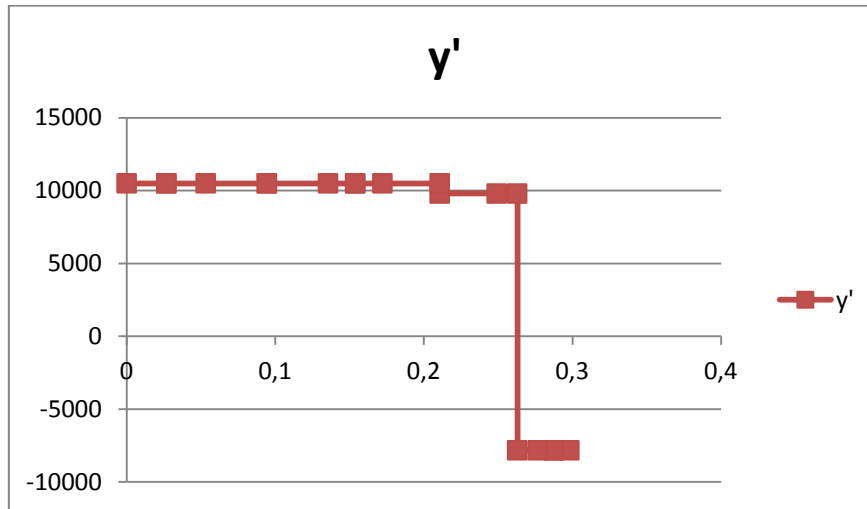


Ilustración 14 Diagrama bidimensional de cortantes para el eje EP

#### 9.4.2. Flector

Evaluando los efectos de los flectores que producen estos esfuerzos, tenemos un diagrama de flectores máximos como el siguiente:

	y	z	y'
<b>a</b>	0	0	<b>0,00</b>
<b>P5</b>	120,269743	114,139526	<b>259,59</b>
<b>P4</b>	-564,91	-528,54	<b>867,40</b>
<b>P3</b>	399,80	-940,18	<b>1115,44</b>
<b>P1</b>	1642,28	1084,16	<b>2202,32</b>
<b>P2</b>	362,48	426,55	<b>653,54</b>
<b>b</b>	0,00	0,00	<b>0,00</b>

Tabla 35 Valores máximos de momento flector para cada sección en el eje EP

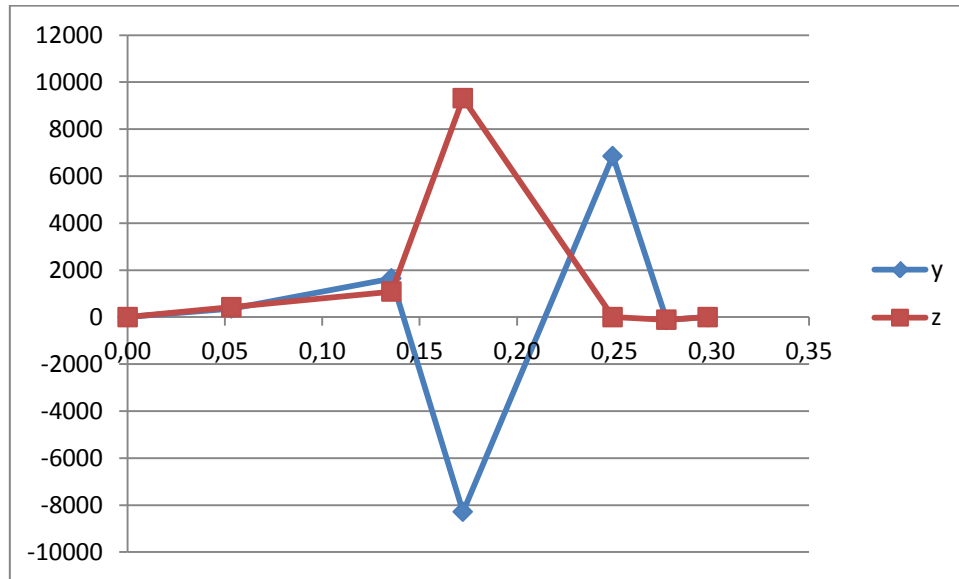


Ilustración 15 Diagrama tridimensional de momentos flectores para el eje EP

Y una vez más, en un sistema bidimensional, se obtiene el diagrama siguiente:

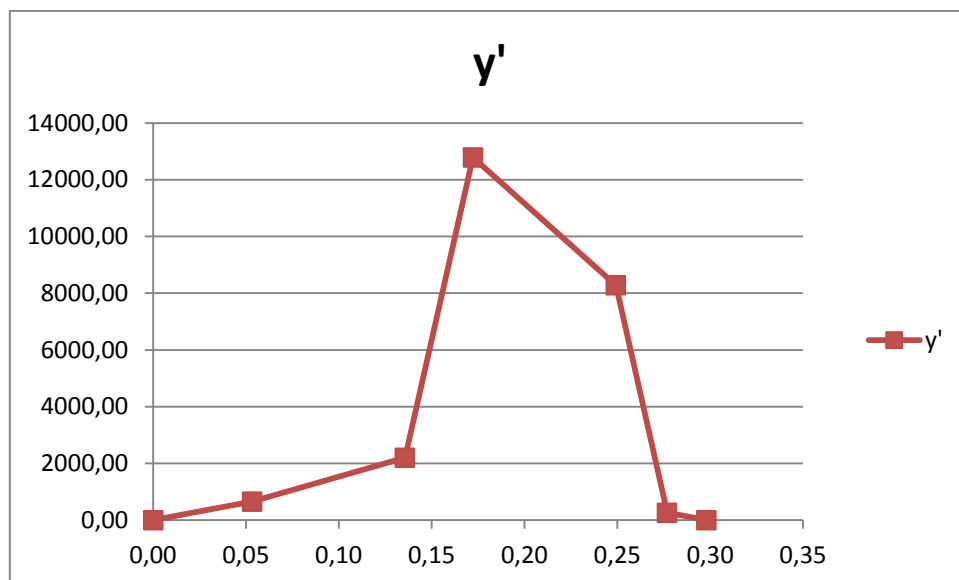


Ilustración 16 Diagrama bidimensional de momentos flectores para el eje EP

## 9.5. Esfuerzos axiales

Para cada eje, se producen los esfuerzos axiales máximos siguientes, correspondiendo con el método de cálculo de los apartados anteriores (en N)

	Rueda	Fa(x)
<b>E1</b>	<b>R1</b>	3126,07
	<b>R2</b>	3126,07
	<b>R3</b>	1718,92
	<b>R4</b>	1718,92
	<b>D1</b>	3126,07
	<b>A</b>	3126,07
	<b>B</b>	1718,92
<b>E2</b>	<b>R5</b>	1621,07
	<b>R6</b>	1621,07
	<b>RA2</b>	8016,01
	<b>D2</b>	8016,01
	<b>C</b>	1621,07
	<b>D</b>	8016,01
<b>EP</b>	<b>P1</b>	3126,07
	<b>P2</b>	3126,07
	<b>P3</b>	3126,07
	<b>P4</b>	3126,07
	<b>P5</b>	3126,07
<b>E3</b>	<b>RA1</b>	3126,07
	<b>PA1</b>	3126,07

Tabla 36. Esfuerzos axiales máximos para cada sección en cada eje (en N)

## 9.6. Momento torsor

El torsor máximo que habrá de soportar cada sección a lo largo de su vida útil se detalla a continuación, para cada eje.

	Rueda	Mt(x)
<b>E1</b>	<b>R1</b>	1195,83
	<b>R2</b>	1195,83
	<b>R3</b>	500,00
	<b>R4</b>	0,00
	<b>D1</b>	1195,83
	<b>A</b>	1195,83
	<b>B</b>	500,00
<b>E2</b>	<b>R5</b>	0,00
	<b>R6</b>	383,87
	<b>RA2</b>	1437,50
	<b>D2</b>	1437,50
	<b>C</b>	383,87
	<b>D</b>	1437,50
<b>EP</b>	<b>P1</b>	350,00
	<b>P2</b>	350,00
	<b>P3</b>	350,00
	<b>P4</b>	350,00
	<b>P5</b>	350,00
<b>E3</b>	<b>RA1</b>	875,00
	<b>PA1</b>	875,00

Tabla 37 Esfuerzos torsionales máximos para cada eje en cada sección (en Nm)

## 9.7. Discretización final de los ejes

Para un cálculo más preciso, se han discretizado los ejes en secciones (tal y como se detalla en el capítulo 4 de la Memoria).

De ese modo, las secciones de cálculo (y su posición desde el apoyo en mm) para cada eje se detallan a continuación.

<b>E1</b>	
<b>a</b>	395
<b>1</b>	385

# DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

## PFC2

<b>R3</b>	213,25
<b>2</b>	292,165
<b>B</b>	284,33
<b>R4</b>	290,18
<b>3</b>	289,33
<b>R1</b>	176,35
<b>4</b>	167,89
<b>A</b>	160,39
<b>R2</b>	94,1
<b>5</b>	61,25
<b>D1</b>	58
<b>2</b>	54,75
<b>b</b>	0

<b>E2</b>	
<b>a</b>	379
<b>1</b>	323,4
<b>R5</b>	322,6
<b>2</b>	317,455
<b>C</b>	308,8
<b>3</b>	297,84
<b>R6</b>	297,09
<b>4</b>	141,515
<b>D</b>	134,2
<b>RA2</b>	141,2
<b>D2</b>	6,5
<b>5</b>	3,25
<b>b</b>	0

<b>EP</b>	
<b>a</b>	298
<b>1</b>	288
<b>P5</b>	276,8
<b>2</b>	276
<b>P3</b>	172,25
<b>3</b>	250,03
<b>P4</b>	249,18
<b>4</b>	136,95
<b>P1</b>	135,6

<b>P2</b>	53,35
<b>5</b>	10
<b>b</b>	0

<b>E3</b>	
<b>a</b>	115
<b>1</b>	105
<b>PA1</b>	47,3
<b>RA1</b>	16,35
<b>2</b>	10
<b>b</b>	0

Tabla 38. Posiciones de cada sección desde el apoyo derecho de cada eje  
(longitudes en mm)

## 9.8. Concentradores de tensiones

Para cada sección, en cada eje, para cada esfuerzo específico, se encuentran en el presente diseño lo siguientes concentradores de tensiones:

		<b>D/d</b>	<b>r/d</b>	<b>Kt T</b>	<b>Kt Mf</b>	<b>Kt A</b>
<b>E1</b>	<b>a</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>1</b>	1,13	0,25	1,15	1,3	1,35
	<b>R3</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>2</b>	1,11	0,22	1,15	1,35	1,3
	<b>B</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>R4</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>3</b>	1,08	0,20	1,15	1,25	1,35
	<b>R1</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>4</b>	1,09	0,19	1,16	1,35	1,35
	<b>A</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>R2</b>	1,07	0,17	1,15	1,35	1,25
	<b>5</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>D1</b>	1,10	0,18	1,15	1,35	1,3
	<b>6</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>b</b>	0,00	---	1	1	1
<b>E2</b>	<b>a</b>	1,00	---	1	1	1

# DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

## PFC2

<b>1</b>	1,00	---	1,15	1,25	1,2
<b>R5</b>	1,02	0,20	1	1	1
<b>2</b>	1,06	0,20	1,15	1,35	1,25
<b>C</b>	1,00	---	1	1	1
<b>3</b>	1,00	---	1	1	1
<b>R6</b>	1,02	0,19	1	1	1
<b>4</b>	1,05	0,18	1,15	1,35	1,35
<b>D</b>	1,00	---	1	1	1
<b>RA2</b>	1,00	---	1	1	1
<b>D2</b>	1,16	0,17	1,15	1,35	1,35
<b>5</b>	1,00	---	1	1	1
<b>b</b>	0,00	---	1	1	1

		<b>D/d</b>	<b>r/d</b>	<b>Kt T</b>	<b>Kt Mf</b>	<b>Kt A</b>
<b>EP</b>	<b>a</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>1</b>	1,00	---	1,15	1,2	1,3
	<b>P5</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>2</b>	1,11	0,04	1,15	1,25	1,25
	<b>P3</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>3</b>	1,08	0,04	1,15	1,3	1,2
	<b>P4</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>4</b>	1,08	0,04	1,15	1,3	1,25
	<b>P1</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>P2</b>	1,11	0,04	1,15	1,25	1,2
	<b>5</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>b</b>	0,00	---	1	1	1
<b>E3</b>	<b>a</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>1</b>	1,08	0,05	1,15	1,2	1,2
	<b>PA1</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>RA1</b>	1,08	0,05	1,15	1,2	1,3
	<b>2</b>	1,00	---	1	1	1
	<b>b</b>	0,00	---	1	1	1

*Tabla 39. Concentradores de tensiones específicos para cada sección en cada eje.*

## 9.9. Diámetro final de los ejes para cada sección



## DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

### PFC2

Como se explica en capítulos anteriores, los ejes están contruidos como barras huecas.

Los resultados que se exponen en este apartado responden a los obtenidos de una hoja de cálculo. Las siguientes tablas representan el diámetro exterior, el diámetro de hueco (en cm) y el factor de seguridad con el que trabaja cada sección para cada eje.

		d	d0	FS
<b>E1</b>	<b>a</b>	4	3	11,10
	<b>1</b>	4	3	1,12
	<b>R3</b>	4,5	3	2,18
	<b>2</b>	4,5	3	1,52
	<b>B</b>	5	3	2,72
	<b>R4</b>	5	3	1,34
	<b>3</b>	5	3	1,62
	<b>R1</b>	5,4	3	1,68
	<b>4</b>	5,4	3	1,22
	<b>A</b>	5,9	3	1,68
	<b>R2</b>	5,9	3	1,39
	<b>5</b>	5,5	3	1,45
	<b>D1</b>	5,5	3	1,41
	<b>6</b>	5	3	1,49
	<b>b</b>	5	0	8,93
<b>E2</b>	<b>a</b>	5	3	21,61
	<b>1</b>	5	3	4,20
	<b>R5</b>	5	3	5,26
	<b>2</b>	5,1	3	4,20
	<b>C</b>	5,4	3	6,20
	<b>3</b>	5,4	3	4,98
	<b>R6</b>	5,4	3	4,98
	<b>4</b>	5,5	3	1,11
	<b>D</b>	5,8	3	1,57
	<b>RA2</b>	5,8	3	1,37
	<b>D2</b>	5,8	3	2,25
	<b>5</b>	5	3	2,71
	<b>b</b>	5	0	24,78

		d	d0	FS
<b>EP</b>	<b>a</b>	4,5	0	21,08
	<b>1</b>	4,5	2,5	5,26
	<b>P5</b>	4,5	2,5	4,75

	<b>2</b>	4,5	2,5	1,69
	<b>P3</b>	5	2,5	2,97
	<b>3</b>	5	2,5	1,84
	<b>P4</b>	5,4	2,5	3,04
	<b>4</b>	5,4	2,5	1,23
	<b>P1</b>	5	2,5	1,24
	<b>P2</b>	5	2,5	3,05
	<b>5</b>	4,5	2,5	2,65
	<b>b</b>	4,5	2,5	6,47
<b>E3</b>	<b>a</b>	4	2,5	7,77
	<b>1</b>	4	2,5	1,29
	<b>PA1</b>	4,3	2,5	1,30
	<b>RA1</b>	4,3	2,5	1,50
	<b>2</b>	4	2,5	1,36
	<b>b</b>	4	0	6,64

Tabla 40. Relación de los diámetros exteriores e interiores de cada eje en cada sección, y su FS

Las hoja de cálculo a la que corresponden estos resultados resulta demasiado extensa como para ser incluida en este documento. Se incluye en anexos.

## 9.10. Calculo de desplazamientos

Los desplazamientos torsionales debidos a la transmisión de potencia no se han calculado, por ser irrelevantes. Una vez que el eje resiste los esfuerzos, no necesario limitar el desplazamiento torsional, puesto que no afecta sensiblemente al funcionamiento de la caja y a la marcha del conjunto del vehículo.

Para los resultados obtenidos en los apartados anteriores, los desplazamientos máximos obtenidos para cada eje, producidos en cada sección (en m) son los siguientes:

### 9.10.1. El

	<b>y'</b>
<b>a</b>	<b>0</b>
<b>R4</b>	<b>0,0001106</b>

<b>B</b>	<b>0</b>
<b>R3</b>	<b>5,544E-05</b>
<b>R1</b>	<b>0,0002982</b>
<b>A</b>	<b>0</b>
<b>R2</b>	<b>3,244E-05</b>
<b>D1</b>	<b>9,279E-05</b>
<b>b</b>	<b>0</b>

Tabla 41 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E1

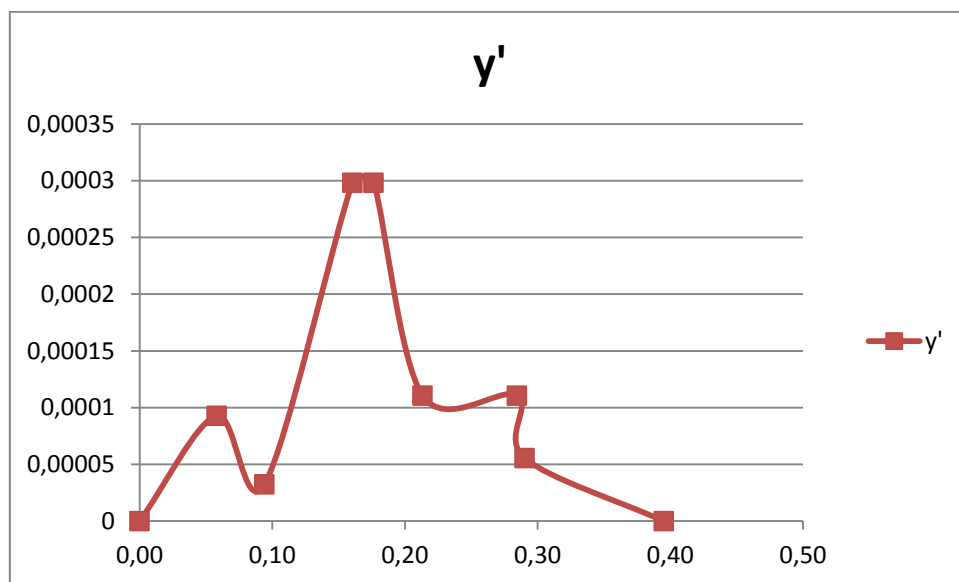


Ilustración 17. Diagrama de desplazamientos del eje E1

#### 9.10.2. E2

	<b>y'</b>
<b>a</b>	<b>0</b>
<b>R5</b>	<b>2,47763E-05</b>
<b>C</b>	<b>0</b>
<b>R6</b>	<b>2,43558E-05</b>
<b>D</b>	<b>0</b>
<b>RA2</b>	<b>0,000113379</b>
<b>D2</b>	<b>7,44875E-06</b>
<b>b</b>	<b>0</b>

Tabla 42 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E2

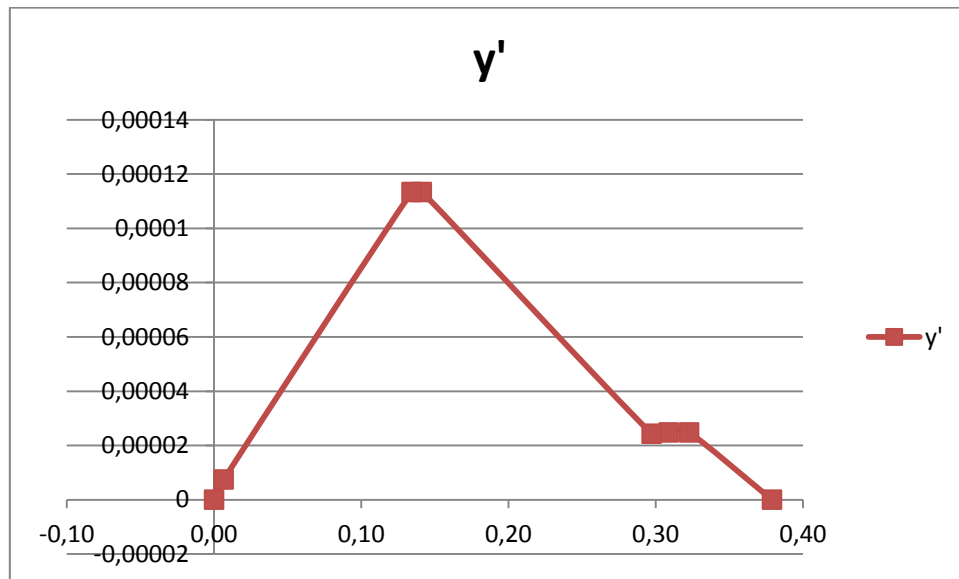


Ilustración 18 Diagrama de desplazamientos del eje E2

### 9.10.3. E3

	$y'$
a	0
P5	2,1048E-06
P4	5,503E-05
P3	9,5995E-06
P1	5,6294E-05
P2	2,1002E-05
b	0

Tabla 43 Desplazamientos originados en cada sección para el eje E3

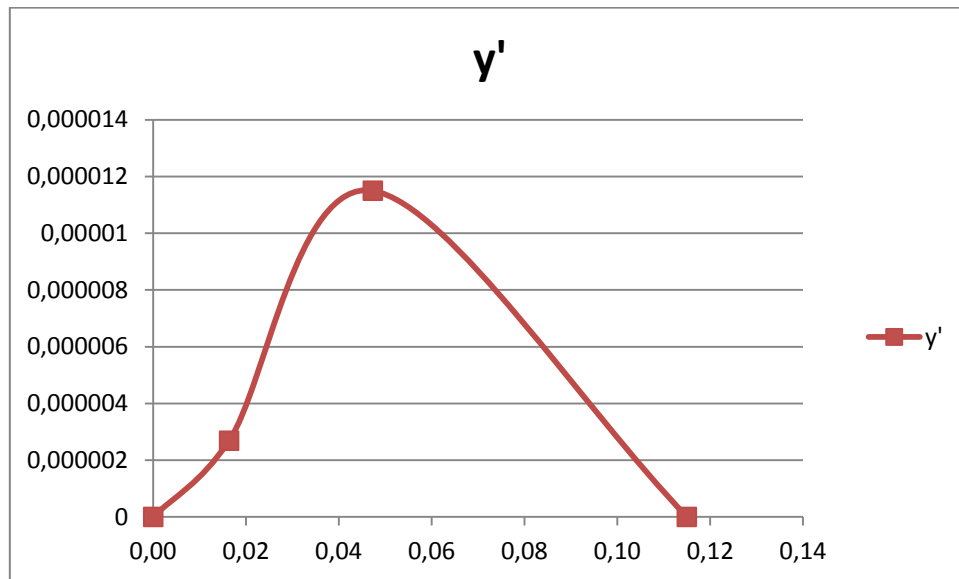
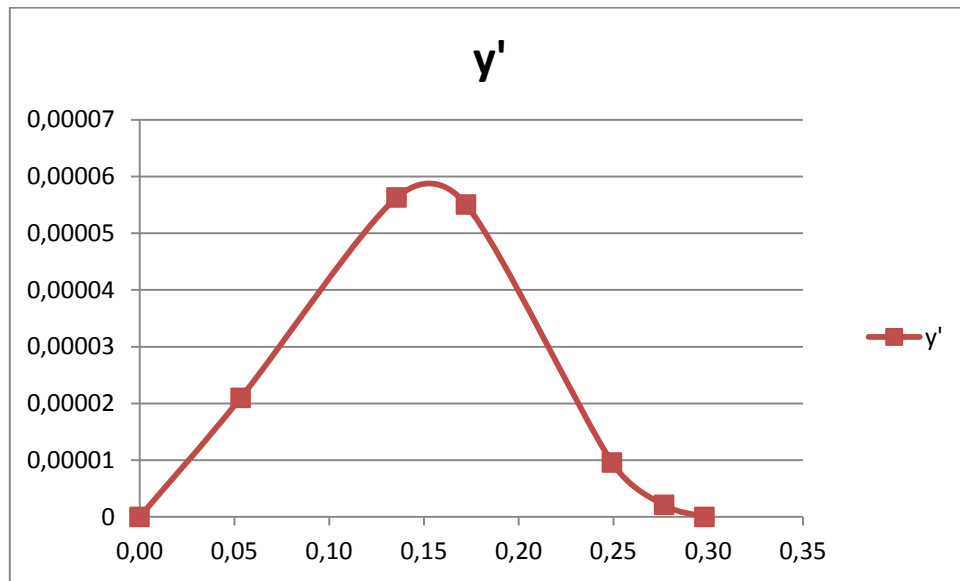


Ilustración 19 Diagrama de desplazamientos del eje E3

#### 9.10.4. EP

	$y'$
a	0
PA1	1,1497E-05
RA1	2,6865E-06
b	0

Tabla 44 Desplazamientos originados en cada sección para el eje EP



*Ilustración 20 Diagrama de desplazamientos del eje EP*