



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

1. Documentos.

DOCUMENTO 1:Índice general.....	1
DOCUMENTO 2: Memoria.....	..2
DOCUMENTO 3: Anexo de cálculos.....	6
DOCUMENTO 4: Planos.....	8
DOCUMENTO 5: Pliego de condiciones	9
DOCUMENTO 6:Presupuesto.....	11

2. DOCUMENTO:MEMORIA

	<u>Pág.</u>
2.1. ÍNDICE.....	1
2.2. OBJETO DEL PROYECTO.....	4
2.3. ALCANCE.....	5
2.4. ANTECEDENTES.....	6
2.5. NORMAS Y REFERENCIAS.....	7
2.5.1 Disposiciones legales.....	7
2.5.1.1 Normativa del diseño de la transmisión.....	7
2.5.1.2 Normativa de la documentación.....	7
2.5.2 Bibliografía.....	8
2.5.2.1 Libros.....	8
2.5.2.2 Catálogos.....	8
2.5.2.3 Directorios Web.....	9
2.5.3 Programas de cálculo.....	9
.	
2.6. NOMENCLATURA.....	10
2.6.1. Definiciones.....	10
2.6.2. Abreviaciones.....	11
2.7. REQUISITOS DEL DISEÑO.....	15
2.8. ANÁLISIS Y SOLUCIONES.....	17
2.8.1. Embrague.....	17
2.8.1.1. Embrague hidráulico	10
2.8.1.2. Embrague electromagnético.....	20
2.8.1.3. Embrague de fricción	22
2.8.2. Caja de cambios.....	21
2.8.2.1. Caja de cambios manual.....	21
2.8.2.2. Caja de cambios automática.....	22
2.8.3. Eje de transmisión.....	24
2.8.3.1. Ejes.....	24
2.8.3.2. Junta cardan.....	25

2.8.3.3. Diferencial.....	26
2.8.3.3.1. Diferencial común.	26
2.8.3.3.2. Diferencial autoblocante mecánico.....	28
2.8.3.3.3. Diferencial tipo torsen.....	29
2.8.3.3.4. Torsen T1.....	30
2.8.3.3.5. Torsen T2.....	31
2.8.3.3.6. Torsen T3.....	32
2.8.3.3.7. Diferencial “Ferguson”.....	32
2.9. RESULTADOS FINALES.....	34
2.9.1. Embrague.....	34
2.9.2. Disco del embrague.....	35
2.9.3. Plato de presión.....	39
2.9.4. Carcasa.....	40
2.9.5. Diafragma.....	41
2.9.6. Cojinete del embrague.....	42
2.9.7. El eje.....	43
2.9.8. Cálculo de la resistencia al avance.....	43
2.9.8.1. Resistencia por rodadura.....	44
2.9.8.2. Resistencia por pendiente.....	46
2.9.8.3. Resistencia por inercia.....	47
2.9.8.4. Resistencia por el aire.....	48
2.9.8.5. Resistencia total al avance.....	50
2.9.9. La caja de cambios.....	51
2.9.9.1. Engranajes.....	51
2.9.9.2. Dientes y ángulo del engranaje.....	54
2.9.9.3. Módulo.....	56
2.9.9.4. Reducciones.....	62
2.9.9.5. Eje motor.....	63
2.9.9.6. Eje transmisor.....	66
2.9.9.7. Sincronizadores.....	67
2.9.10. Apoyos de los ejes.....	70

2.9.10.1. Eje motor.....	73
2.9.10.2. Eje trasmisor.....	75
2.9.10.3. Rodamientos de los engranajes.....	77
2.9.11. Chavetas.....	82
2.9.11.1 Sección calculada a aplastamiento	83
2.9.11.2. Sección calculada a cortante.....	83
2.9.12. La caja externa.....	84
2.9.13. Eje de transmisión.....	85
2.9.13.1. El eje.....	85
2.9.13.2. juntas cardan.....	88
2.9.14. El diferencial.....	90
2.10. PLANIFICACIÓN.....	92

3. DOCUMENTO: CÁLCULOS

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
3.1. INTRODUCCIÓN.....	3
3.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE.....	4
3.2.1. Resistencia por rodadura.....	4
3.2.2. Resistencia por pendiente.....	6
3.2.3. Resistencia por inercia.....	7
3.2.4. Resistencia por el aire.....	8
3.2.5. Resistencia total al avance.....	9
3.3. CÁLCULOS DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	11
3.3.1. Cálculos de reducción	11
3.3.2. Cálculos de reducción con el diferencial.....	13
3.4. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES.....	15
3.4.1. Cálculos de los dientes de los engranajes.....	15
3.4.2. Cálculo del módulo de los engranajes.....	16
3.4.3 Cálculo del dimensionamiento de los engranajes.....	22
3.4.4. Cálculos de las fuerzas de los engranajes.....	24
3.4.5. Cálculo de los engranajes de marcha atrás.....	27
3.5. CÁLCULO DE LOS EJES.....	31
3.5.1. Cálculos de las fuerzas en el eje.....	31

3.5.2. Cálculo del momento total en el eje motor	42
3.5.3. Dimensionamiento del eje motor	42
3.5.4. Dimensionamiento del eje transmisor	45
3.6. CÁLCULO DEL DIFERENCIAL.....	49
3.6.1. Cálculo del módulo y relación de transmisión.....	49
3.6.2. Cálculo de las fuerzas del diferencial.....	51
3.7. CÁLCULO DE LOS SINCRONIZADORES.....	53
3.7.1. Cálculos del acoplamiento.....	53
3.8. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS.....	57
3.8.1. Cálculo de los rodamientos en el eje motor.....	58
3.8.2. Cálculo de los rodamientos en el eje transmisor.....	64
3.8.3. Cálculo de los rodamientos en los engranajes.....	70
3.9. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS.....	74
3.9.1. Cálculo de las chavetas a cortante.....	75
3.9.2. Cálculo de las chavetas a aplastamiento.....	76
3.10. CÁLCULO DEL EMBRAGUE.....	78
3.11. CÁLCULO DEL CARDAN.....	80

4. DOCUMENTO: PLANOS.

ÍNDICE

	<u>Formato.</u>
P01. CONJUNTO-1.....	A3
P02. CONJUNTO-2.....	A3
P03. CONJUNTO-3.....	A3
P04. EJE PRINCIPAL.....	A3
P05. PIÑONES-1.....	A3
P06. PIÑONES-2.....	A3
P07. EJE SECUNDARIO.....	A3
P08. CORONAS-1.....	A3
P09. CORONAS-2.....	A3
P010. SINCRONIZADOR-1.....	A3
P011. SINCRONIZADOR-2.....	A3

5. DOCUMENTO: PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
5.1 OBJETO DEL PLIEGO Y AMBITO DE LA APLICACIÓN.....	3
5.1.1. Objetivo.....	3
5.1.2. Fecha de publicación.....	3
5.1.3. Alcance.....	3
5.1.4. Norma general.....	4
5.2. CONDICIONES TÉCNICAS.....	5
5.2.1. Propiedad de los materiales.....	5
5.2.2. Condiciones a aplicar.....	10
5.2.3. Lubricación.....	13
5.2.4. Comprobación.....	13
5.2.5. Control de calidad.....	14
5.2.6. Envoltorios y transporte.....	14
5.3. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	16
5.3.1. Dirección del proyecto.....	16
5.3.2. Planificación.....	17
5.4. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	19
5.4.1. Pagos parciales.....	19

5.4.2. Recepción.....	20
5.4.3. Entrega.....	20
5.4.4. Salida al mercado.....	21
5.4.5. Quejas y reclamaciones.....	21
5.4.6. Comienzo del proyecto.....	22
5.4.7. Garantía.....	22
5.5. CONDICIONES LEGALES.....	24
5.5.1. Licencia de patente y marca	24
5.5.2. Secreto profesional.....	24
5.5.3. Responsabilidades.....	24
5.5.4. Precio del contrato.....	25
5.5.5. Anulación del contrato.....	27

6.DOCUMENTO: PRESUPUESTO.

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
6.1. PRECIOS GENERALES.....	2
1-Materias primas.....	4
2-Fabricación:.....	5
3-Componentes comerciales.....	7
4-Gastos complementarios.....	8
6.2. PRESUPUESTO PARCIAL.....	10
6.2.1. Presupuesto de las materias primas y procesos de fabricación.....	7
6.3. PRESUPUESTO GENERAL.....	10
6.4. PRESUPUESTO TOTAL.....	11



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

2. MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

2. MEMORIA

2.1 ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
2.1. ÍNDICE.....	1
2.2. OBJETO DEL PROYECTO.....	4
2.3. ALCANCE.....	5
2.4. ANTECEDENTES.....	6
2.5. NORMAS Y REFERENCIAS.....	7
2.5.1 Disposiciones legales.....	7
2.5.1.1 Normativa del diseño de la transmisión.....	7
2.5.1.2 Normativa de la documentación.....	7
2.5.2 Bibliografía.....	8
2.5.2.1 Libros.....	8
2.5.2.2 Catálogos.....	8
2.5.2.3 Directorios Web.....	9
2.5.3 Programas de cálculo.....	9
.	
2.6. NOMENCLATURA.....	10
2.6.1. Definiciones.....	10
2.6.2. Abreviaciones.....	11
2.7. REQUISITOS DEL DISEÑO.....	15
2.8. ANÁLISIS Y SOLUCIONES.....	17
2.8.1. Embrague.....	17
2.8.1.1. Embrague hidráulico	10
2.8.1.2. Embrague electromagnético.....	20
2.8.1.3. Embrague de fricción	22
2.8.2. Caja de cambios.....	21
2.8.2.1. Caja de cambios manual.....	21
2.8.2.2. Caja de cambios automática.....	22
2.8.3. Eje de trasmisión.....	24

2.8.3.1. Ejes.....	24
2.8.3.2. Junta cardan.....	25
2.8.3.3. Diferencial.....	26
2.8.3.3.1. Diferencial común.	26
2.8.3.3.2. Diferencial autoblocante mecánico.....	28
2.8.3.3.3. Diferencial tipo torsen.....	29
2.8.3.3.4. Torsen T1.....	30
2.8.3.3.5. Torsen T2.....	31
2.8.3.3.6. Torsen T3.....	32
2.8.3.3.7. Diferencial “Ferguson”.....	32
2.9. RESULTADOS FINALES.....	34
2.9.1. Embrague.....	34
2.9.2. Disco del embrague.....	35
2.9.3. Plato de presión.....	39
2.9.4. Carcasa.....	40
2.9.5. Diafragma.....	41
2.9.6. Cojinete del embrague.....	42
2.9.7. El eje.....	43
2.9.8. Cálculo de la resistencia al avance.....	43
2.9.8.1. Resistencia por rodadura.....	44
2.9.8.2. Resistencia por pendiente.....	46
2.9.8.3. Resistencia por inercia.....	47
2.9.8.4. Resistencia por el aire.....	48
2.9.8.5. Resistencia total al avance.....	50
2.9.9. La caja de cambios.....	51
2.9.9.1. Engranajes.....	51
2.9.9.2. Dientes y ángulo del engranaje.....	54
2.9.9.3. Módulo.....	56
2.9.9.4. Reducciones.....	62
2.9.9.5. Eje motor.....	63
2.9.9.6. Eje trasmisor.....	66
2.9.9.7. Sincronizadores.....	67

2.9.10. Apoyos de los ejes.....	70
2.9.10.1. Eje motor.....	73
2.9.10.2. Eje trasmisor.....	75
2.9.10.3. Rodamientos de los engranajes.....	77
2.9.11. Chavetas.....	82
2.9.11.1 Sección calculada a aplastamiento	83
2.9.11.2. Sección calculada a cortante.....	83
2.9.12. La caja externa.....	84
2.9.13. Eje de transmisión.....	85
2.9.13.1. El eje.....	85
2.9.13.2. juntas cardan.....	88
2.9.14. El diferencial.....	90
2.10. PLANIFICACIÓN.....	92

2.2. FINALIDAD DEL PROYECTO

La finalidad de este proyecto es diseñar un sistema de transmisión para un coche dotado de tracción trasera. En nuestro caso será un BMW 318 modelo E30. Para iniciar el diseño tendremos que saber de antemano los datos del motor y la potencia máxima requerida, especificados en la ficha técnica del vehículo, una vez tenidos estos datos de partida procederemos al cálculo de las piezas que componen una transmisión de tipo trasera.



Imagen 2.1 finalidad del proyecto

2.3. ALCANCE

En nuestro proyecto, el coche que vamos a diseñar va a estar dotado de una tracción trasera con un motor colocado longitudinalmente en la parte delantera con una caja de cambios manual.

Los elementos que vamos a diseñar serán los elementos que componen la caja de cambios es decir, engranajes, ejes, rodamientos, sincronizadores y chavetas, dejando aparte el cálculo de los sistemas eléctricos hidráulicos, la palanca de cambios y los sistemas de varillas y guías que los componen. Con respecto al embrague, diseñaremos el diámetro que debe de tener el disco para transmitir el par generado por nuestro motor, absteniéndonos del cálculo del volante, de inercia del pedal, y de todos los sistemas que lo componen.

En el eje transmisor comprobaremos el diámetro necesario para transmitir el par que genera la caja de cambios al diferencial, absteniéndonos del cálculo de los apoyos y de la unión cardan. En la parte del diferencial con la reducción entre engranajes calcularemos en número de dientes para la corona y para los satélites, y con estos hallaremos las fuerzas que generan este elemento absteniéndonos de calcular todos los sistemas que los componen.



Imagen 2.2

2.4. ANTECEDENTES

En el mundo de la automoción existen varios tipos de vehículos: los vehículos de tracción delantera, los vehículos de tracción trasera y los de 4x4. Normalmente los vehículos suelen tener el motor adelante, pero hay algunos vehículos que tiene el motor detrás. La colocación del motor es muy importante a la hora de transmitir el par, hay dos tipos de colocaciones: longitudinal y transversal.

Los automóviles se pueden clasificar de dos tipos en función de la caja de cambios que usen, pueden ser automáticos o manuales.

Respecto a los embragues podemos encontrarnos con tres tipos: hidráulicos, electromagnéticos y de fricción, estos últimos son los más usados.

Para distribuir el par a las ruedas traseras en vehículos de tracción trasera y tracción 4x4 se usara un conjunto llamado árbol de transmisión compuesto por un tubo cardan y una junta cardan que unirán la caja de cambios al tubo.

El elemento que distribuye la potencia a las ruedas es el diferencial, hay varios tipos de diferenciales: Diferencial común, diferencial autoblocante diferencial tipo torsen, torsen T1, torsen T2, torsenT3 y diferencial "Ferguson".

2.5. NORMAS Y REFERENCIAS

2.5.1 Disposiciones legales

2.5.1.1 Normativa del diseño de la transmisión

Propiedades de los materiales	DIN 2391
Dientes normalizados de los engranajes	UNE 18016
Normalización del acero	UNE 36010
Cálculo de los rodamientos	UNE 18113-1983
Rodamientos de bolas	DIN 625
Anillos de retención	DIN 471
Chavetas	DIN 6885
Rodamientos de rodillos cilíndricos	DIN 5412
Rodamientos de agujas	DIN 5405
Tuercas	DIN 439
Cálculo de ejes	ASME

2.5.1.2 Normativa de la documentación

Formato de los planos	UNE 1-026-83/2
Escala de los planos	UNE 1-026-83/2
Caja de rotulación	UNE 1-0.35-95
Lista de componentes	UNE 1-135-89
Formato de los planos	UNE 1-026-83/2

Formato de texto	UNE 1-034-71/1
Método de doblar los planos	UNE 1-027-95
Referencia de los componentes	UNE 1-100-83
Sistema decimal	UNE 50132
Tolerancias geométricas	UNE 1-121-91
Tolerancia dimensional	DIN 7154
Calidad superficial	UNE 1-037-86
Datos de los engranajes	UNE 18112-1978
Tolerancia general	ISO 2768-m

2.5.2 Bibliografía

2.5.2.1 Libros

CROUSE W.H.; “Trasmisión y caja de cambios del automóvil” editorial Marcombo, Barcelona (1978)

CASCAJOSA,M.; “Ingeniería de vehículos “, Editorial Tebar , Madrid (2000).

MUÑOZ GARCIA,F.; “Calculo teórico practico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil”(tomo 2) Editorial Madrid (1995)

2.5.2.2 Catálogos

- NBS
- NSK
- SACHS
- BURUAGA, S.L
- INA

2.5.2.3 Directorios web:

- www.forocoches.com
- www.aficionadosalmotor.com
- www.tallervirtual.com
- NSK: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Rodamientos.LR.pdf

2.5.3 Programas de cálculo

- AutoCAD (2014)
- Microsoft Word
- Microsoft Excel

2.6. NOMENCLATURA

2.6.1. Definiciones

Distancia (m): Magnitud escalar que se expresa en unidades de longitud.

Fuerza: Capacidad física para realizar un trabajo o movimiento aplicable a todo tipo de elementos.

Superficie (m²): Esta magnitud se mide en m^2 y representa la cara de contacto exterior de un objeto.

Diámetro (m): Magnitud que indica la distancia que hay de un extremo de un círculo al otro pasando por el punto central.

Masa (Kg): La fuerza que soporta un cuerpo respecto la superficie a la que esta apoyado $P=m \cdot g$.

Presión: Unidad de superficie respecto una fuerza.

Tensión: Acción de fuerzas opuestas a las que está sometido un cuerpo.

Modulo elástico: Es una propiedad del material, cuanto mayor es el valor de este, el material se deformará menos.

Potencia: La capacidad de trabajo de una maquina en un cierto tiempo.

Rendimiento: Es una relación de unidades, si esta relación da 1 quiere decir que tenemos el máximo rendimiento.

Par: El momento que crea el motor sobre el eje .

Velocidad: Es el desplazamiento realizado por un cuerpo en un tiempo concreto.

Aceleración: El cambio de velocidad en un tiempo determinado.

2.6.2. Abreviaturas

R_r : Resistencia por rodadura

R_p : Resistencia por pendiente

R_j : Resistencia por inercia

R_a : Resistencia por el aire

F : Fuerza

K : Coeficiente de rozamiento

W : Peso

α : Ángulo embrague

P : Potencia

V : Velocidad

Kg : Kilogramo

km/h : Kilómetros por hora

$^\circ$: Grados

%: Por ciento

P : Potencia

CV : Caballos

j : Aceleración a adquirir

g : Gravedad

V_1 : Velocidad inicial

V_2 : Velocidad final

V : Velocidad

t : Tiempo invertido para pasar de V_1 a V_2

Tn: Toneladas

m/s : Metros entre segundos

seg: Segundos

C_W : Coeficiente de rozamiento del aire

S: Superficie del coche

P_T : Potencia total

R: Radio

" : Pulgadas

mm: Milímetro

m : Metro

w_{rueda} : Velocidad angular de la rueda

rad/s: Radianes entre segundos

Rpm: Revoluciones por minuto

i_{dif} : Reducción del diferencial

i_{cc} : Reducción caja de cambios

i: Reducción

d: Diámetro

Z: Número de dientes

m: Módulo

β_a : Ángulo de inclinación

K : Presión característica de la rodadura

ψ : Factor de guiado

T : P/w

b : Ancho del engranaje

h : Horas

φ : Parámetro de duración

cm : Centímetros

U : Fuerza paralela al plano del conjunto de rodamientos

F_r : Fuerza perpendicular al plano del conjunto de rodamientos

h : Hipotenusa

c : Cateto

β : Ángulo

N : Newton

ΣF_x : Sumatorio de fuerzas en el eje x

ΣF_y : Sumatorio de fuerzas en el eje Y

ΣM : Sumatorio de momentos

M : Momento

M_f : Momento flector

M_t : Momento torsor

t_{max} : Torsor máximo

C_M : Coeficiente de flexión

C_t : Coeficiente de torsión

σ_{yp} : Límite de fluencia

CS : Coeficiente de seguridad

Φ : Ángulo de posición

F_a : Fuerza axial

F_r : Fuerza radial

p_{max} : Presión máxima

μ : Coeficiente de rozamiento

D : Diámetro exterior

d : Diámetro interior

T_{roz} : Torsor por rozamiento

C : Capacidad dinámica

L_{10} : Vida para el 90% de los rodamientos

a : Tipo de rodamiento

b : Base de la chaveta

L : Longitud de la chaveta

Respecto al coche saber que este está dotado de tracción trasera, el motor esta colocado longitudinalmente, por lo tanto la caja de cambios también lo estará.

Por último, y no menos importante, el peso del coche es de 1125kg y la dimensión de la rueda 195/65/R14.

A continuación veremos los datos de partida usados para el diseño de esta transmisión obtenidos de la ficha técnica del vehículo.

DATOS DE PARTIDA	
Tracción	Trasera
Numero de marchas	5
cilindrada	1796cm ³
Potencia máxima del motor	136 CV
Régimen de potencia máxima	6000 rpm
Par máximo	172 N.m
Régimen de par máximo	4600 rpm
Peso del vehículo	1125 kg
Velocidad máxima	214 km/h
Ruedas	195/65/R14
Relación de marcha 1	2.31
Relación de marcha 2	1.685
Relación de marcha 3	1.378
Relación de marcha 4	1.17
Relación de marcha 5	1.00
Relación de marcha R	2.74

2.8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

En este apartado se analizarán los elementos compuestos por una transmisión y seleccionaremos los adecuados para nuestro coche.

Para nuestro coche, de transmisión trasera, los componentes que componen la transmisión serán el embrague, la caja de cambios, el eje de transmisión y el diferencial.

2.8.1. Embrague

Este elemento mecánico sirve para acoplar y desacoplar el eje de la caja de cambios del motor. En un automóvil es un elemento indispensable ya que un motor de combustión solo puede trabajar entre un número de vueltas determinado, esto se le llama ralentí. Por lo tanto si se quiere cambiar la velocidad o detener el coche hay que desacoplar el motor de la transmisión.

Por otra parte, el embrague también puede modificar el par transmitido ya que el acople se hace de forma progresiva y dependiendo de la fuerza aplicada puede transmitir más o menos par.

El embrague tiene que ser capaz de transmitir todo el par generado por el motor de una forma rápida. Cuando cambiemos de marcha usaremos siempre este elemento ya que si el acople no es rápido podríamos perder tracción.

Hay varios tipos de embragues, normalmente en la automoción usaremos 3 tipos: hidráulicos, electromagnéticos y de fricción.

2.8.1.1 Embrague hidráulico

Este tipo de embragues, actúa como embrague automático entre el motor y la caja de cambios. Permite que el motor gire al ralentí y además transmite el par cuando el conductor acelera.

El funcionamiento de este embrague está basado en la transmisión de energía mediante una bomba centrífuga, el cual está comunicado con una turbina mediante líquido, normalmente suele ser aceite.

Este tipo de embragues tiene dos coronas giratorias llenas de álabes una de estas estará sujeta al motor y la otra al eje principal de la caja de cambios, y cumplen la función de una turbina. Estas estarán en una carcasa rellenas de aceite.

Cuando gire el motor la corona acoplada a este empezara a girar generando una corriente en el aceite, que impulsará en la misma dirección la turbina acoplada a la caja de cambios y con este método conseguiremos la trasmisión del par generado.

Si el motor gira al ralentí la energía cinética del aceite no llegara a impulsar la corona de la caja de cambios, por lo tanto el coche estará parado, cuando aceleramos el motor la energía cinética del aceite incrementará, con lo que conseguiremos el movimiento de corona de la caja de cambios y con este el movimiento de coche.

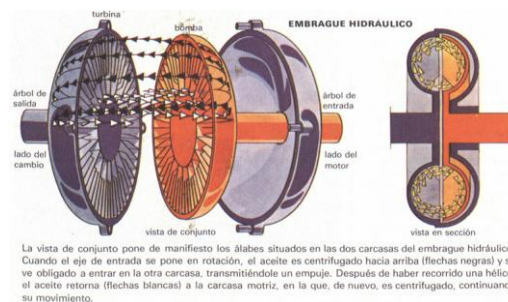


Imagen 2.5

Este tipo de embrague es muy utilizado en cajas de cambios automáticas, pero tiene varias desventajas: con la potencia que hay que generar para la transmisión de energía se produce un mayor consumo de combustible, y el coste de fabricación es bastante elevado.

Por otra parte tiene la ventaja de que como no hay fricción el desgaste es prácticamente nulo, y por lo tanto tiene un mantenimiento bastante simple.

2.8.1.2 Embrague electromagnético

Este embrague está formado por una corona metálica, la cual está montada en el volante motor. En esta corona hay un hilo metálico que cuando se le aplica una corriente eléctrica crea un campo magnético en el disco del embrague.

Dentro de la corona el espacio sobrante se rellena con chapas metálicas y polvo magnético, este polvo con el campo magnético se pega al disco y con esto se consigue transmitir el par.



Imagen 2. 6. Embrague electromagnético

Cuando haya electricidad en el hilo se conseguirá transmitir el par deseado, y el acople progresivo se conseguirá con la cantidad de corriente eléctrica aplicada al hilo.

Cuanto menos corriente menos polvo metálico se pegará a la corona, y por lo tanto, el par transmitido no será el máximo.

Este tipo de embragues tienen un coste muy elevado y solo se usan en aplicaciones industriales específicas.

2.8.1.3 Embrague de fricción

Este tipo de embragues transmiten el par mediante el contacto de dos superficies gracias al rozamiento, normalmente son superficies planas o cónicas. Las superficies más usadas son las planas de un disco o doble disco, estos discos están hechos de un material con unas estupendas propiedades para la fricción.



Imagen 2.7 embrague de fricción.

Hoy en día en la automoción son los embragues más utilizados por eso en este proyecto hemos utilizado este tipo de embragues.

Estos embragues están formados por un conjunto de piezas: la carcasa, el diafragma, el plato de presión y el disco.

El disco estará conectado al eje principal de la caja de cambios y el volante de inercia será el elemento que va a transmitir el par. Como ya hemos mencionado anteriormente, la superficie del disco está recubierta con un material especial que hace que transmita más par.

2.8.2. La caja de cambios

Es uno de los componentes más importantes, con esta se consigue distribuir diferentes potencias a las ruedas y así conseguir que el motor trabaje a diferentes revoluciones y conseguir aumentar o disminuir la velocidad.

La caja de cambios nos permite estar en distintas marchas, lo que nos permite adecuar la velocidad a las condiciones de la carretera.

En general hay dos tipos de cajas de cambios: manuales o automáticas.

2.8.2.1 Caja de cambios manuales

En este tipo de cajas, la selección de marchas las hace manualmente el conductor del vehículo.

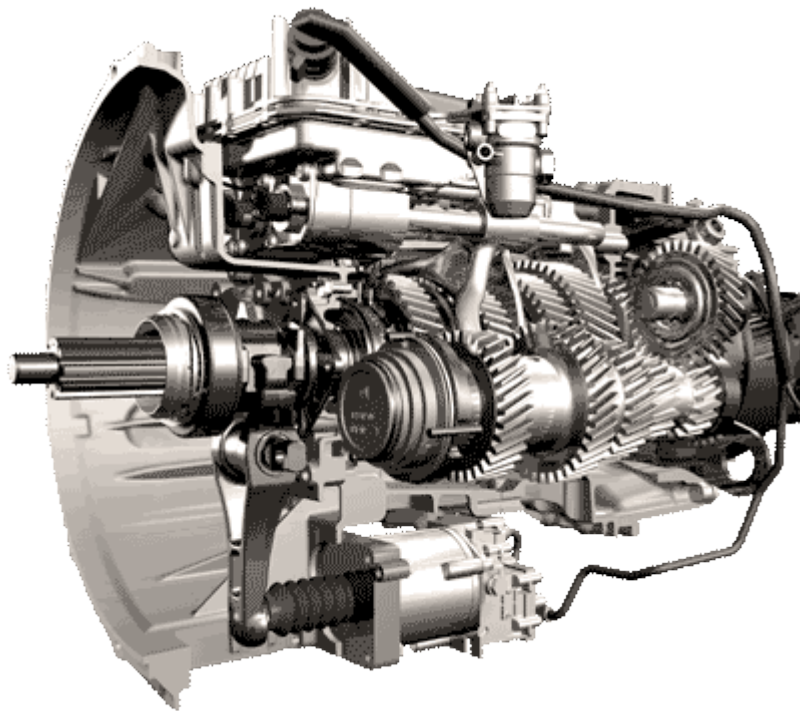


Imagen 2.8 caja de cambios manual

En este tipo de cajas de cambios los elementos que soportan fricción están bañados en aceite que se encuentra en el cárter.

Para la selección de marchas se usaran guías, las cuales se acoplan a los sincronizadores y los mueven hacia adelante o hacia atrás seleccionando una marcha u otra.

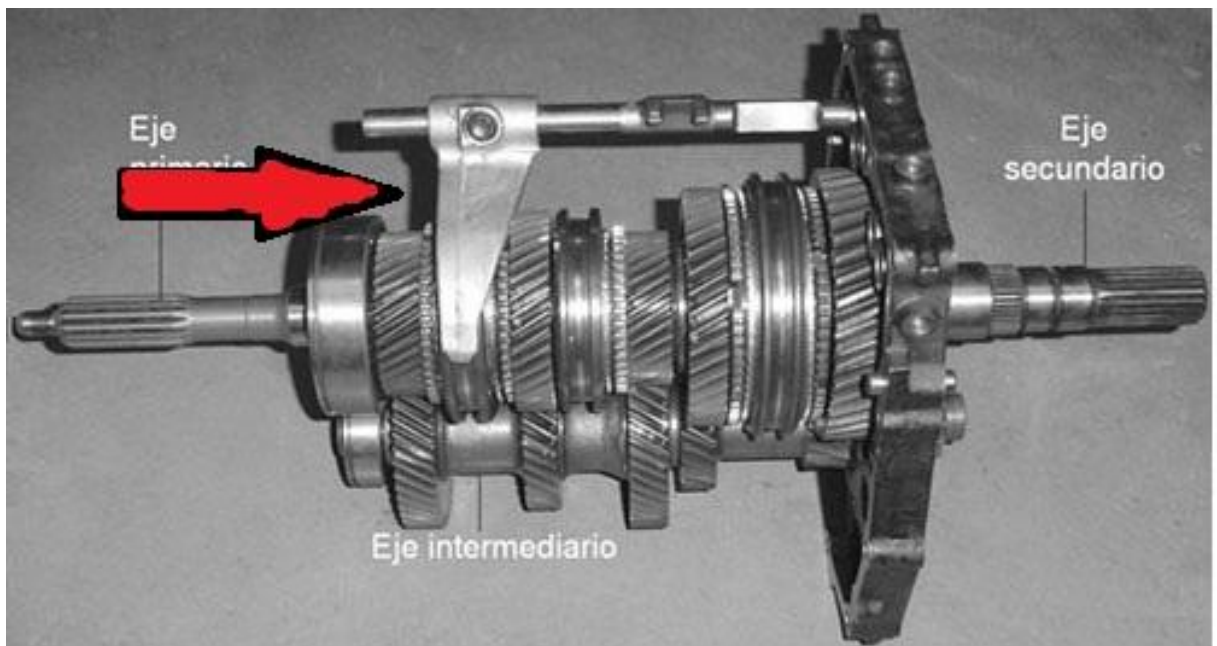


Imagen 2.9 guías de los sincronizadores

En una caja de cambios todas las velocidades están sincronizadas, es decir se valen de unos elementos llamados sincronizadores para igualar las velocidades de los ejes y hacer un cambio mas cómodo.

2.8.2.2 Caja de cambios automáticas

En este tipo de cajas la selección de marchas se hacen automáticamente de una forma autónoma.

Un aparato electrónico cambia la caja de cambios dependiendo de la potencia del coche, las condiciones del entorno, la velocidad del coche, la resistencia del avance....

Una caja de cambios manual está dotada de engranajes cilíndricos, mientras que la automática está compuesta de un tren epicicloides, estos componen una relación de trasmisión diferente.

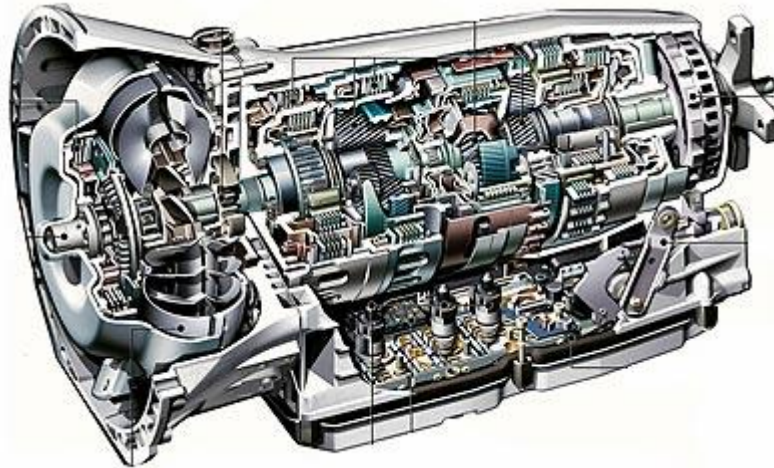


Imagen 2.10 caja de cambios automática

En la siguiente tabla vemos una comparación entre cajas de cambios manuales y automáticas.

CAJA DE CAMBIOS		
<u>TIPO</u>	<u>VENTAJAS</u>	<u>DESVENTAJAS</u>
MANUAL	- Rendimiento alto -Cambios de marcha rápidos -Larga duración	-Cambios bruscos a velocidades altas
AUTOMÁTICAS	-Comodidad -Buen mantenimiento	-Bajo rendimiento -Gran peso

Tabla 2.1

Viendo esta comparación, se a escogido hacer una caja de cambios manual para nuestro automóvil ya que tiene un mayor rendimiento y una vida útil mayor que una automática.

2.8.3. Eje de transmisión

Este es el mecanismo que transmite el par generado por la caja de cambios al diferencial colocado en la parte posterior del vehículo y después a las ruedas para generar movimiento. Los coches de tracción delantera no necesitan este elemento ya que el diferencial está implantado en la caja de cambios.

Estos elementos de transmisión sufren esfuerzos cortantes elevados, y tiene que ser capaces de transmitir todo el par motor a las ruedas sin sufrir deformaciones.

La unión de este elemento a la caja de cambios no puede ser rígida ya que al estar los amortiguadores oscilara y sufriría deformaciones elevadas.

Para prevenir estas deformaciones se usa un acople mediante cardan aprovechando la elasticidad de los materiales.

2.8.3.1 Ejes

Como se ha explicado anteriormente estos elementos son los que sufren los mayores esfuerzos cortantes, los cuales se absorben mediante la deformación del material, para diseñar estos elementos se intenta que el eje se deforme lo menos posible a revoluciones altas.

Normalmente están hechos de acero y muy equilibrados, ya que si no están equilibrados, su peso sometido a revoluciones altas puede generar vibraciones que acorten la vida útil de este elemento.

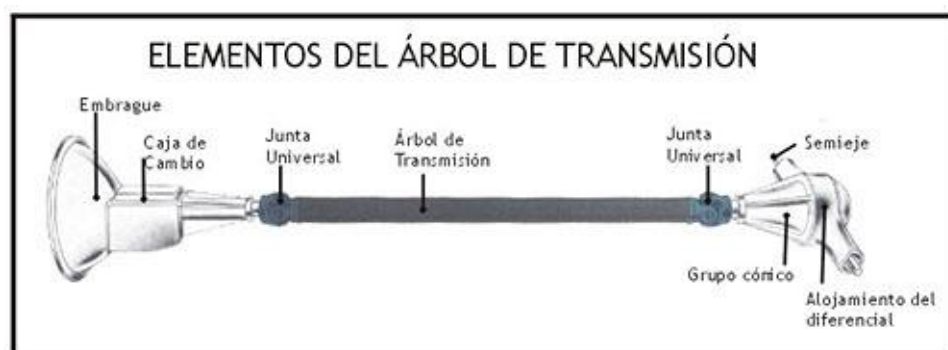


Imagen 2.11

2.8.3.2 Junta cardan

En la automoción el elemento más utilizado para unir ejes es el cardan, ya que puede transmitir una gran potencia y puedes ajustar el ángulo de salida del eje unos 15 grados.

La única desventaja del cardan es que al no trabajar alineado con el eje no mantiene constante la velocidad angular que trasmite, por esto los esfuerzos que tiene que soportar el eje son mayores.

Normalmente la junta cardan está compuesta de dos soportes en ambas direcciones haciendo como una especie de cruz, esta cruz está montada sobre unos rodamientos sellados con unos anillos de retención para que no se salgan.

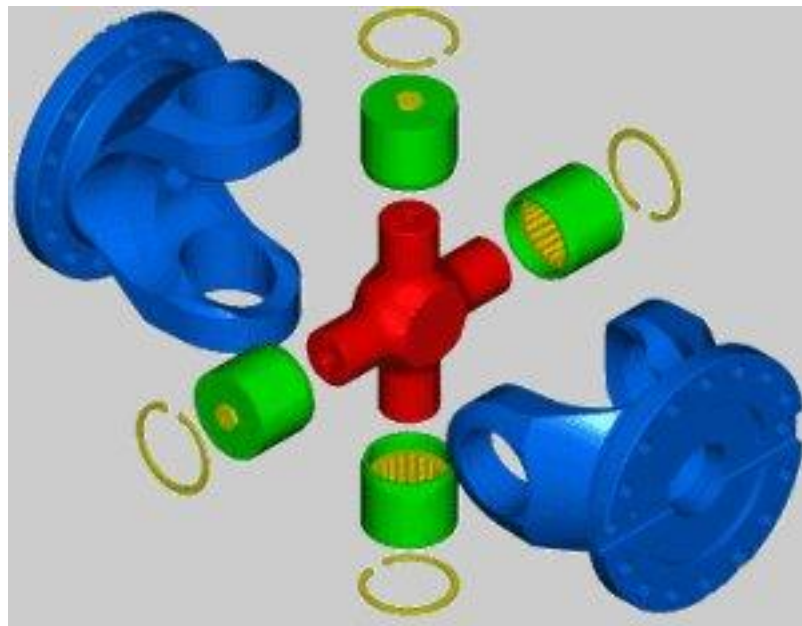


Imagen 2.12

2.8.3.3 Diferencial

En la automoción, si las ruedas motrices estuvieran unidas, ambas llevarían la misma velocidad, esto es un problema serio porque cuando el coche tiene que coger una curva las ruedas que estén en el interior de la curva tenderán a girar menos y esto a velocidad elevada produce derrapes. Para evitar este problema está el diferencial, que deja transmitir la potencia necesaria para cada rueda independientemente.

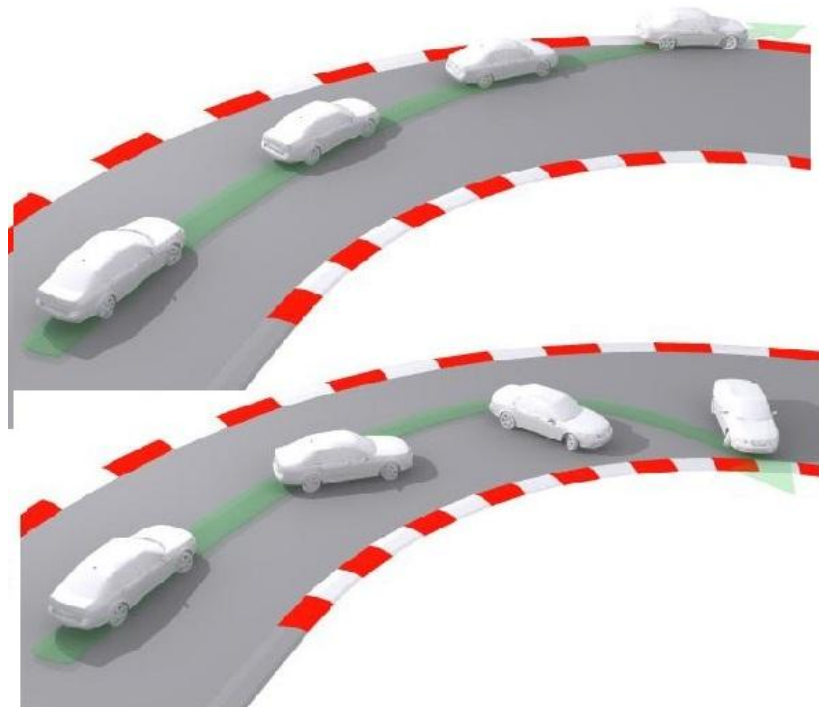


Imagen 2.13

2.8.3.3.1 diferencial común

Este tipo de diferencial está compuesto por tres engranajes cónicos, uno en horizontal que es el que trasmite la potencia y del eje trasmisor, y los otros en vertical uno para cada rueda.

Al engranaje horizontal se le llama planetario y a los engranajes verticales se les llama satélites.

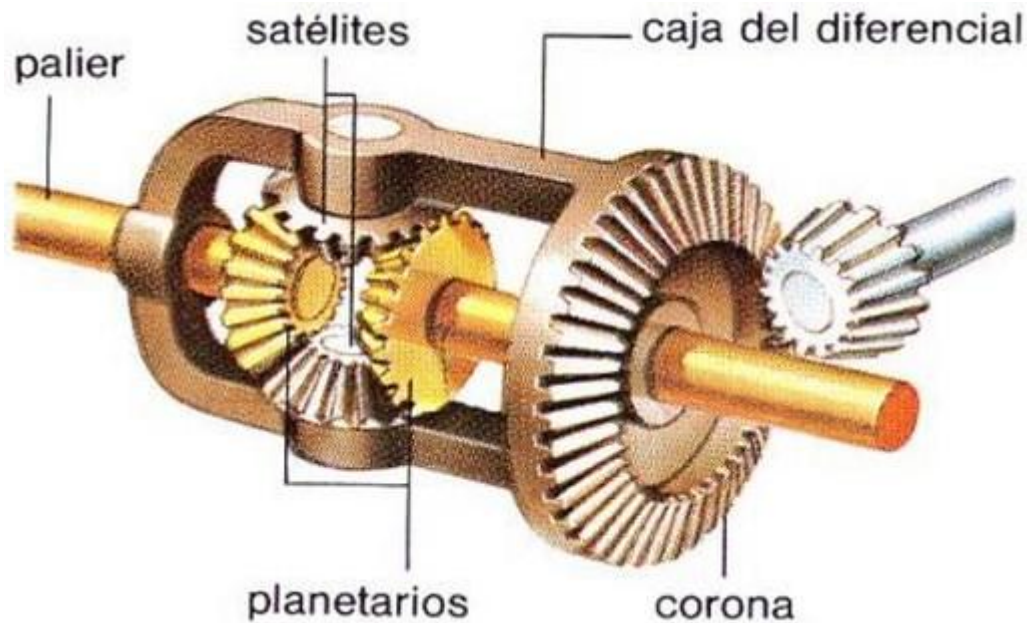


Imagen 2.14

Cuando obligamos a girar el satélite, este arrastra al planetario transmitiendo la potencia a las ruedas y éstas producen el movimiento del vehículo, las ruedas hacen una reacción contraria a la del movimiento y una de estas girará menos que la otra dependiendo de su posición en la curva.

Está claro que una transmitirá más potencia que la otra según su colocación, pero siempre tendrán una relación de transmisión marcada por la reducción del diferencial. La suma de la potencia de cada rueda será la que nos transmita el motor y la caja de cambios en ese momento.

La potencia se reparte por igual en ambas ruedas en una situación normal, pero cuando el coche está tomando una curva la rueda que está en el interior de esta opondrá más resistencia, y por lo tanto, la rueda interior girará menos que la exterior.

Por otro lado, el diferencial transmitirá más potencia a la rueda que menos resistencia oponga, pero esto es un problema cuando se pierda el contacto con la calzada ya que perderá toda la potencia por esta rueda y no la otra, y tendrá dificultades para agarrarse a la calzada.

2.8.3.3.2 Diferencial autoblocante mecánico

Este tipo de diferencial actúa como un diferencial normal, pero cuando una rueda pierde el contacto con el asfalto, como su nombre indica, la bloquea para que pierda toda la potencia y el coche siga su trayectoria.

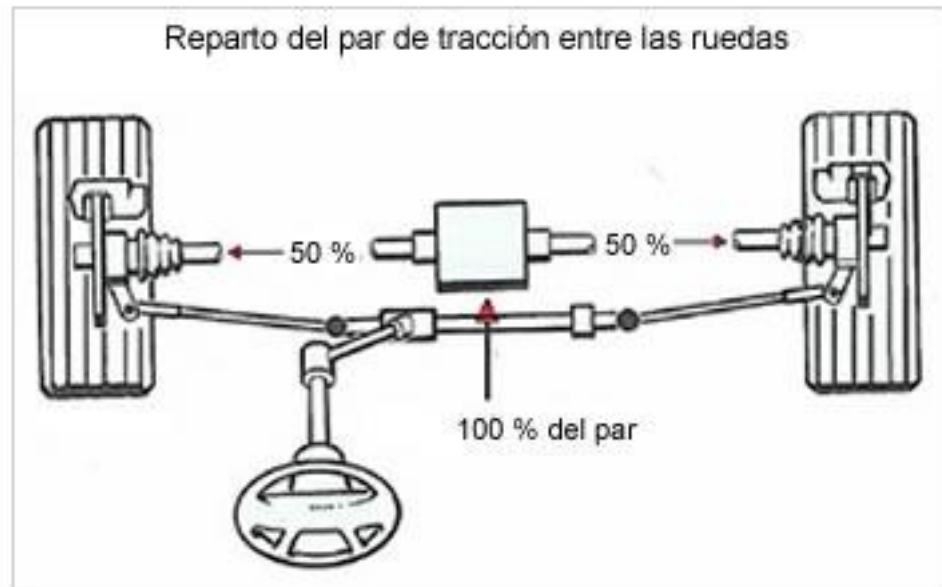


Imagen 2.15 diferencial autoblocante

En este tipo de diferenciales se consigue transmitir toda la potencia por una sola rueda, cuando una de las dos ruedas motrices pierde el contacto con la calzada, el diferencial autoblocante consigue transmitir toda la potencia por la rueda que no está adherida al pavimento y que la otra rueda se mantenga firme en la trayectoria. Este tipo de diferenciales es muy utilizado hoy en día ya que son bastante fiables y seguros.

Hay varios tipos de diferenciales, pero el más usado es el de fricción por discos.

En este tipo de diferenciales los ejes unidos a los satélites giran independientemente uno del otro, en la caja del diferencial tienen un movimiento limitado teniendo en la caja una forma de "V" para su colocación.

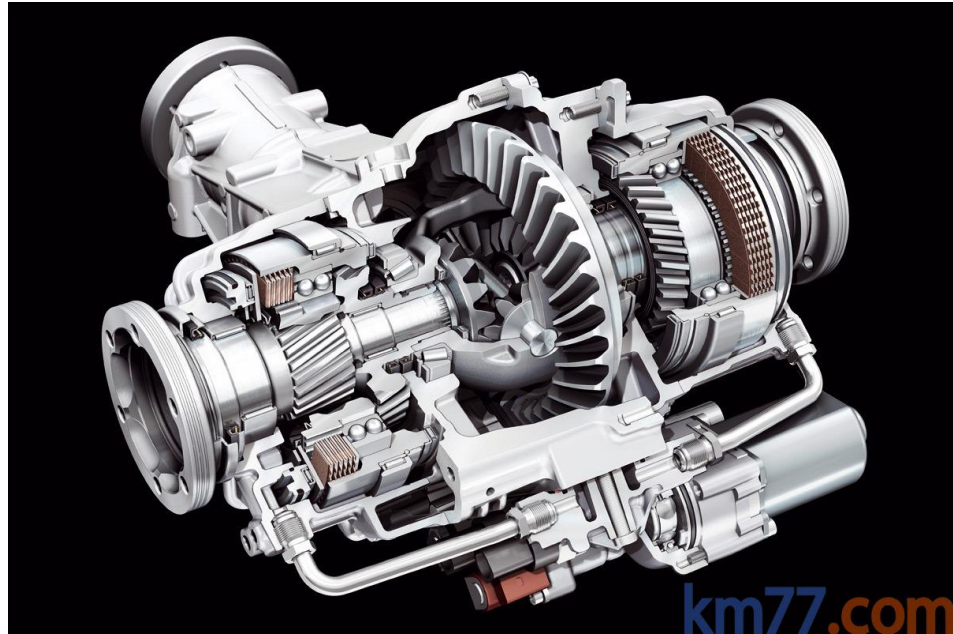


Imagen 2.16

Este tipo de diferencial puede transmitir grandes potencias y es muy usado en coches de tracción trasera, pero para la aceleración es normal que pierda contacto alguna rueda con la calzada por lo que al bloquearlo tendrá siempre contacto con el pavimento y tendrá un mayor rendimiento de tracción, el mayor inconveniente de este tipo de diferenciales es que cuando se bloqueé para ambas ruedas, el efecto producido por el diferencial se pierde.

Por otra parte, este tipo de diferenciales no es muy usado hoy en día en los coches normales, ya que todo está controlado por aparatos electrónicos que de una forma automática son capaces de transmitir la potencia que necesita cada rueda en todo momento aumentándola y reduciéndola según se lo indiquen los sensores, pero en la competición automovilística se utilizan elementos mecánicos, ya que el control electrónico usa mucho los frenos y los puede llegar a calentar perdiendo gran parte de su eficacia.

2.8.3.3 Diferencial tipo torsen

Su nombre es una derivación de la palabra inglesa “torque sensitive”. La característica principal de este tipo de diferenciales es que se transmite par a ambas ruedas sin tener en cuenta la velocidad de estas, por lo tanto la potencia transmitida será mayor, justo lo contrario de lo que hacen los otros diferenciales. En resumen, este diferencial hace que se transmita más potencia al asfalto.

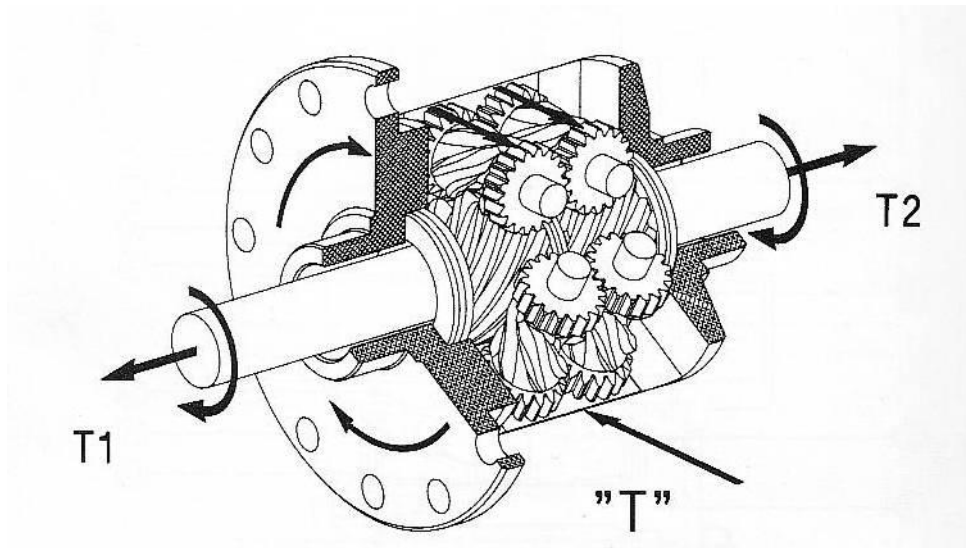


Imagen 2.15 diferencial torsen

Su función se basa en el engranaje helicoidal y tuerca sin fin, en su interior se crean varios pares de fricción, lo que genera una distribución de par asimétrica.

Este tipo de diferenciales se adapta muy bien a los controles electrónicos de hoy en día y la ventaja con respecto al autoblocante es que este tipo de diferencial no bloquea nunca las ruedas y transmite mejor la potencia a estas.

Nosotros, para este proyecto usaremos un diferencial común que viene en el catálogo de nuestro BMW serie 3 e30.

Hay varios tipos de diferenciales torsen, en este apartado vamos a explicar los más comunes:

2.8.3.3.4 Torsen T1

Este tipo de diferenciales es muy bueno para una colocación central o trasera, pero en ocasiones tan bien es usado para tracción delantera.

Este diferencial funciona con un conjunto de engranajes llamados INVEX, y funciona muy bien con frenos ABS.



Imagen 2.16 diferencial T1

2.8.3.3.5 Torsen T2:

Estos diferenciales se usan mucho en tracciones delanteras, aunque en algunos casos es aplicado en tracciones traseras. El conjunto de engranajes que componen este diferencial es llamado EQUIVEX que comparándolo con el T1, este tiene una mejor distribución de par y es más silencioso gracias a sus engranajes helicoidales. Estos engranajes, por su complicidad están diseñados para toda la vida útil del vehículo.

Este diferencial trabaja muy bien con los sistemas electrónicos y es muy recomendado aplicarlo con frenos ABS, ya que con estos, el rendimiento es mayor.

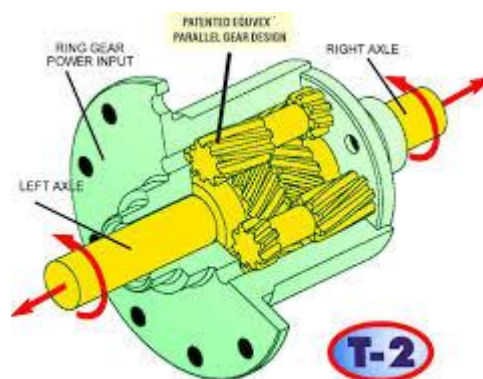


Imagen 2.17 torsen T2

2.8.3.3.6 Torsen T3

Este tipo de diferencial normalmente es usado para coches dotados de tracción delantera y trasera, por lo que para coches de tracción total es el diferencial adecuado.

Utiliza el mismo conjunto de engranajes que el T2, pero en este caso la configuración de los engranajes es bastante más compacto.

Claramente este diferencial como el T2 está diseñado para toda la vida útil del vehículo, tiene un funcionamiento correcto con sistemas de frenado ABS y con el control electrónico.

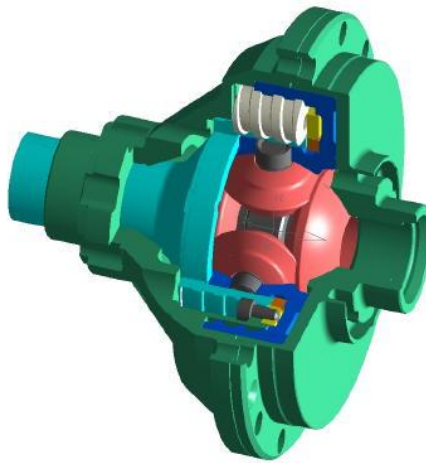


Imagen 2.18 diferencial T3

2.8.3.3.7 Diferencial Ferguson “viscoso”

En este tipo de diferenciales los ejes no tienen una unión física, sino que están unidos mediante un líquido muy viscoso. Este fluido está en el interior de un cilindro que en su interior contiene, aparte del líquido, varios discos.

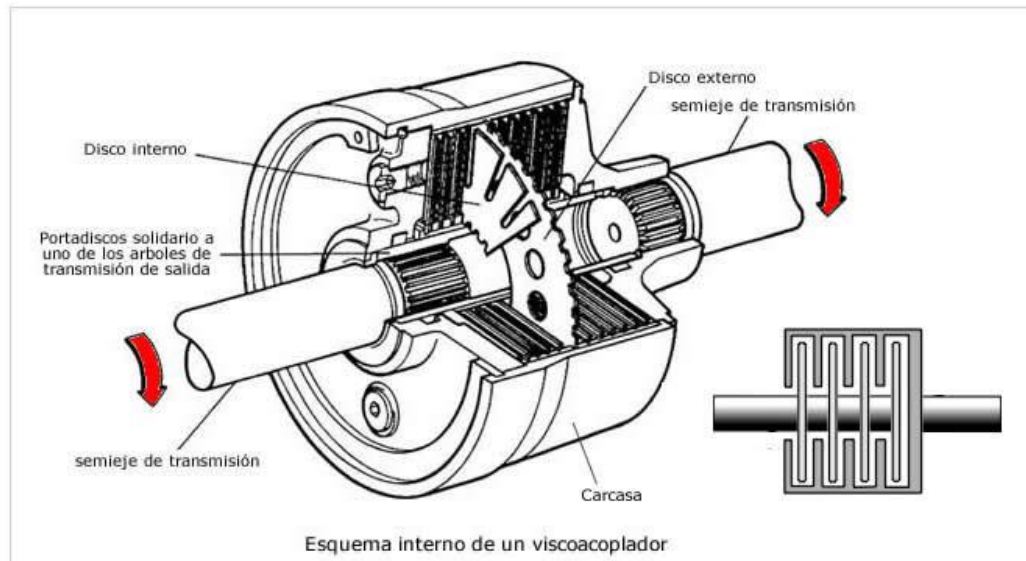


Imagen 2.19 diferencial viscosos

Si la velocidad de estos disco no es elevada, por ejemplo cuando el coche está tomando una curva, se mueven de manera independiente, pero uno de los ejes centrales estará girando a mayor velocidad que el otro, por lo que mediante el fluido transmitirá parte del par al otro eje.

Este tipo de diferencial puede estar acoplado a un diferencial común, como un diferencial autoblocante.

El mayor inconveniente es que está limitado por la temperatura del fluido ya que cuanto mayor es la temperatura su viscosidad disminuye, por lo que el par que puede llegar a transmitir también decrece.

2.9. RESULTADOS FINALES

Una vez vistas las diferentes opciones escogeremos la mejor para nuestro tipo de coche y para su función durante la vida útil, para ello analizaremos todos los elementos de la transmisión paso por paso.

2.9.1 Embrague

Una vez analizados los tipos de embrague que se usan hoy en día se va a diseñar un embrague de fricción de único disco, ya que es el embrague más usado para los automóviles y en el catálogo de BMW hemos encontrado uno que se le adecúa perfectamente.

Este elemento, como ya hemos mencionado anteriormente, sirve para detener la transferencia de par entre el motor y la caja de cambios, para ello se usará el pedal, una vez apretado, expandiremos el diafragma separando los discos y cortando la transmisión del par, y al contrario cuando dejemos de pisar el pedal, el diafragma volverá a su posición inicial acoplando los discos y transmitiendo el par del motor a la caja de cambios.

El par se transmite mediante el rozamiento entre el disco y el volante de inercia, sin embargo el disco esta acoplado al eje principal de la caja de cambios, cuando no estamos presionando el pedal el diafragma empuja el disco contra el volante de inercia permitiendo su rozamiento y transmitiendo el 100% del par motor a la caja de cambios.

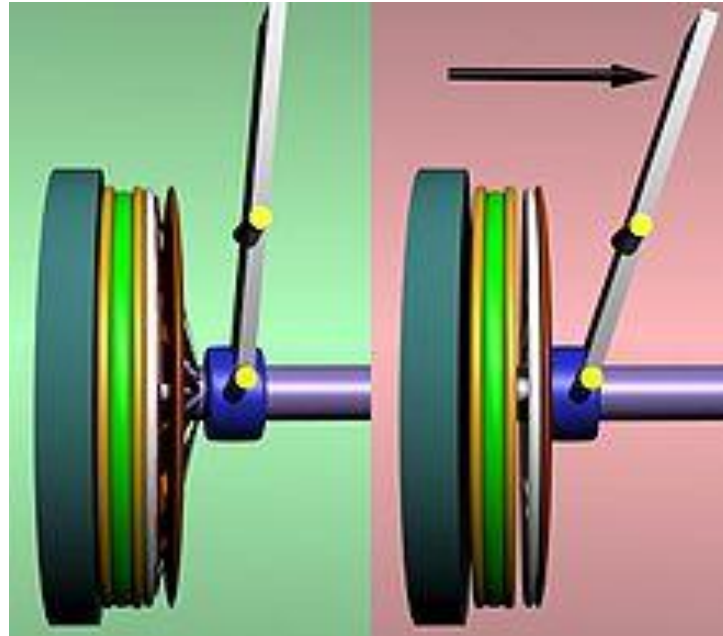


Imagen 2.20

Para comprender perfectamente como funciona un embrague vamos a descomponer el funcionamiento de cada pieza que lo compone.

2.9.2. Disco del embrague

Este es el aparato que transmite el par motor a la caja de cambios

En un embrague, el trabajo que emplea este aparato es bastante sencillo, cuando este disco se junta con el volante de inercia se crea un rozamiento que consigue juntarse de una forma casi rígida. Este disco está acoplado al eje principal de la caja de cambios mediante un estriado, de esta forma se transmite directamente el par del disco a la caja de cambios.



Imagen 2.21

Está claro que el embrague a diseñar tendrá que ser capaz de transmitir un par motor mayor que el que genera el motor, en nuestro caso el motor genera un par máximo de 172 N·m.

Al tenerlo en el catálogo oficial de nuestro coche, suponemos que el embrague será adecuado para nuestro vehículo, pero vamos a analizar las piezas más importantes que son las que transmiten el par: el volante de inercia y el disco.

Para ello tendremos que saber el tipo de material del que se componen estos elementos y hacer un estudio de hipótesis de desgaste uniforme para saber con certeza cuál sería el diámetro mínimo que se le podría acoplar.

En la siguiente tabla podemos ver las propiedades del material.

TECHNICAL DATA	
COLOR	Grey-Green
STRUCTURE	Rigid
COMPOSITION	
Metallic	Yes
Aramid	No
MAIN FIBER	Glass/Ceramic
TYPE OF SERVICE	Dry
COEFFICIENT OF FRICTION ¹	0.45 Normal
(μ)	0.41 Hot
WEAR RATE ²	Excellent
SHEAR IMPACT STRENGTH	High
MECHANICAL RESISTANCE	
Tensile Strength	2300 (ASTM D638-91)
Burst Strength	
Flexural Strength	14700 (ASTM D790-97)
Compressive Strength	12673 (ASTM D695-91)
HARDNESS	89
SPECIFIC GRAVITY	1.89
MAX. RUBBING SPEED ³	4100 ft/min
MAX. DRUM TEMPERATURE ³	650 F
MAX. PRESSURE	150 psi
AVAILABLE FORMS	
Radius Blocks	
Gear Tooth Facings	Yes
Disc Brake Pads	
Clutch Facings & Buttons	
Roll Linings	
<small> ¹ - According to CHASE Test SAE-J661-A. Note: Tested by Link Testing Laboratories-Michigan-USA. ² Values calculated 400 F (204 C), 150 PSI, 20 ft/sec data point is typical of standard operating conditions, not the maximum limits of the compound. Wear rates vary with changes in temperature, pressure, and speed. Parameters: excellent: 0.006/0.008, good: 0.009/0.011 moderate; +0.012. ³ Feet/Min constant operation </small>	

Tabla 2.2

Para conseguir el diámetro mínimo hemos utilizado esta fórmula de la hipótesis de desgaste uniforme:

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d(D^2 - d^2)}{8} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \tag{2.1}$$

Usando los parámetros:

$$\mu = 0,2$$

$$\alpha = 12^\circ$$

Con la fórmula 2.1 podemos calcular el diámetro exterior del disco sabiendo el par máximo que puede transmitir, teniendo en cuenta que en esta fórmula no usamos ningún coeficiente de seguridad, sabemos que el diámetro del catálogo va a ser bastante mayor que el obtenido en esta fórmula.

Si se quiere comprobar con detalle todos los coeficientes ir a la página 78 del anexo de cálculos.

El diámetro obtenido con la fórmula 2.1 será:

$$D = 70,45 \text{ mm}$$

En el catálogo oficial nos da un diámetro de 215mm, por lo tanto, el par que puede transmitir el embrague del catálogo será mayor que el que pueda generar el motor, esto se dimensiona así para que no se produzca deslizamiento al juntar las caras.

BMW					
3 (E30)					
09.82 - 03.92					
315	09.82-12.91	M10B16	3000 003 005 3082 061 232 1861 508 233 3151 231031 6283 600 107		215 10
316 (Ecotronic)	09.83-12.90	2,30 M10B18	3000 003 005 3082 061 232 1861 508 233 3151 231031 Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215 10
			3000 104 002 3082 061 232 1862 121 032 3151 231031 Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215 10
			1863 821 001 Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed Kugellager / Ball Bearing	(86) (55)	32
			6283 600 107 6284 600 106 ->07.1988 ->07.1988		
316	09.82-12.87	2,30 M10B18	3000 104 002 3082 061 232 1862 121 032 3151 231031 Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215 10
			3000 003 005 3082 061 232 1861 508 233 3151 231031 Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215 10
			1863 821 001 Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed Kugellager / Ball Bearing	(86) (55)	32
			6283 600 107 6284 600 106 ->07.1988 ->07.1988		
316 i, 73 kW 316 i, 75 kW, ohne Katalysator 318 i, 85 kW	09.87-06.91	2,30 M40	3000 203 002 3082 171 131 1862 194 131 3151 231031		215 10
	07.88-06.91	2,40	6283 600 107 6284 600 106		
	09.87-06.91	2,40 M40B16, M40B18, M40B16(Kat)	6283 600 107 6284 600 106		
316 i, 75 kW, mit geregeltem (3-Wege) Katalysator	08.87-08.88	2,30 M10B18	3000 104 002 3082 061 232 1862 121 032 3151 231031		215 10
			6283 600 107 6284 600 106		
			6283 600 107 6284 600 106		
318 i, 75 kW 318 i, 77 kW	12.84-08.88	2,60 M10B18	3000 003 005 3082 061 232 1861 508 233 3151 231031 Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215 10
	09.82-08.87	2,60	3000 104 002 3082 061 232 Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215 10

Imagen 2.22

2.9.3 Plato de presión

Este plato se encarga de ejercer presión en el disco transmitiendo esta carga por el diafragma.

Este gira con la carcasa pero tendrá libertad de ejercer fuerza al disco en la dirección del eje.

El diámetro exterior de este será el mismo que el del disco, en nuestro caso 215 mm.

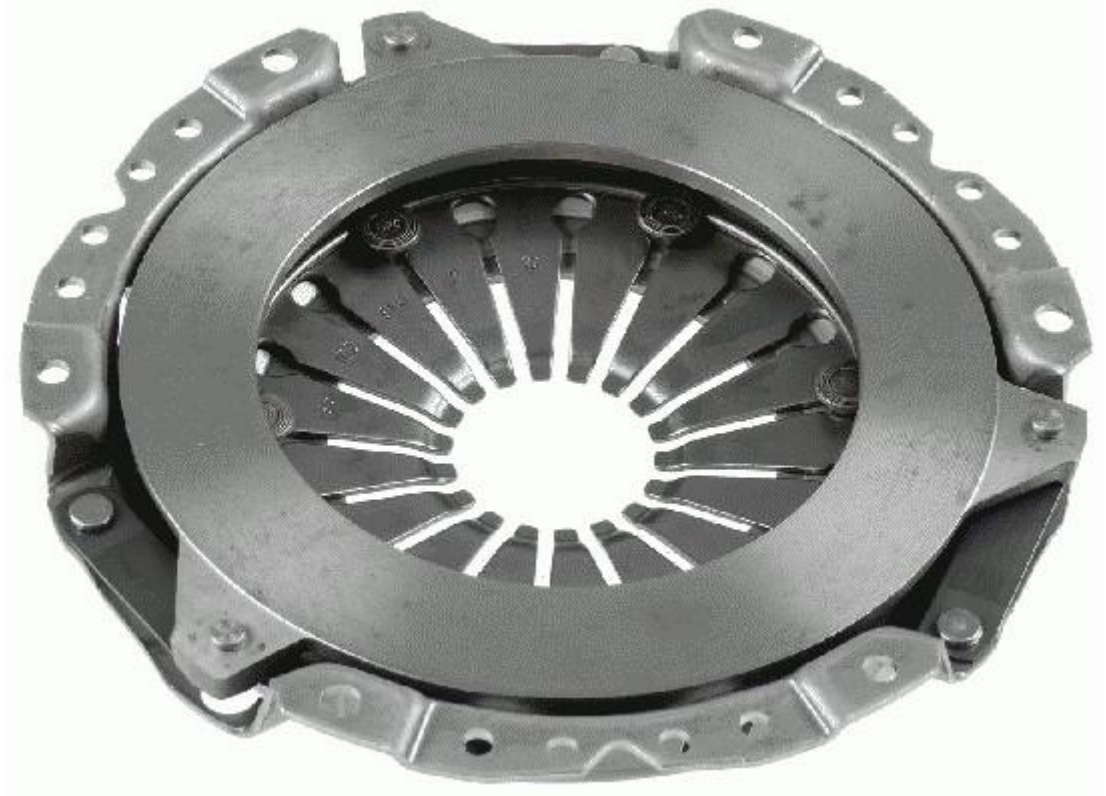


Imagen 2.23

Como podemos observar el plato de presión está sujeto a la carcasa mediante 3 orejas colocadas entre sí a 120°.

Normalmente el acero usado para este tipo de elemento suele ser el F-210 ya que es muy fácil de mecanizar.

2.9.4 Carcasa:

La función de este elemento es dar sujeción a las piezas que componen el embrague, para que pueda funcionar todo de manera adecuada.

Esta pieza tiene que tener una gran precisión y una gran rigidez, para que sufra las menos deformaciones posibles, para que los elementos añadidos a esta no obtengan variaciones de la posición inicial.

A la carcasa se le adjuntan 3 elementos: el diafragma, el plato de presión y el volante de inercia, para que todo gire con la velocidad angular del motor.

Estos elementos están unidos mediante tornillos a la carcasa, y estos tienen que soportar grandes esfuerzos cortantes, por lo que generalmente suelen tener bastantes tornillos para repartir más el par del motor.



Imagen 2.24

El material usado para la carcasa debe de ser un material de gran resistencia para que no se deforme y tenga una vida útil duradera.

2.9.5 El diafragma

Este elemento es el que ejerce fuerza sobre el plato del disco, en realidad es una arandela “Belleville” modificada para la función del embrague.

Esta tiene una forma cónica y en la posición inicial le ejerce fuerza al disco, en ese momento le está transmitiendo el par generado por el motor y este a su vez a la caja de cambios.

Cuando pisamos el pedal del embrague el cojinete activa el diafragma para que deje de aplicarle fuerza al disco, así conseguimos que se desacople el disco del volante de inercia, con lo que en ese momento no se trasmite ningún par a la caja de cambios y se podrán efectuar los cambios con mayor rapidez y suavidad.

La carga que aplica el diafragma no es lineal sino que es parabólica , por lo tanto a medida que se va desgastando el material de fricción va a ir aumentando la carga aplicada por este elemento. Este detalle es muy importante ya que con este método nos aseguramos de que el embrague siempre funcione correctamente durante toda la vida útil del material de fricción.



Imagen 2.25 diafragma

Este tipo de material tiene que ser muy elástico para que pueda aplicar la carga y para expandirlo normalmente se usan muelles.

2.9.6 Cojinete del embrague

La función principal de este elemento es embragar y desembragar el embrague, nosotros cuando aplicamos fuerza en el pedal, esta se le traspassa su fuerza al cojinete. Esta fuerza es usada por el cojinete para expandir el diafragma y así se consigue el desacoplamiento del mismo.

Este elemento se compone de 2 piezas: el cojinete y la horquilla. El cojinete gira con el eje pero se puede desplazar sobre este de izquierda a derecha, este está montado sobre el eje mediante un estriado. La horquilla está sujeta al movimiento paralelo sobre el eje, este elemento es el que se mueve cuando pisamos el pedal y este empuja al cojinete.

Entre la horquilla y el cojinete estará un rodamiento de agujas similares a los de los sincronizadores, ya que la función de estos y el conjunto del cojinete es el mismo, producir un movimiento en la dirección del eje.



Imagen 2.26

2.9.7 El eje

El embrague va montado entre el motor y la caja de cambios, para acoplarlo sobre estos en el diseño de la caja de cambios el eje principal tiene que sobresalir y mediante un estriado de 10 dientes se consigue el acople al cojinete.

Cada embrague tendrá su propio estriado, nosotros al seleccionarlo del catálogo oficial de BMW, este nos indica exactamente que tipo de estriado necesita, por lo tanto en el diseño del eje tendremos en cuenta este dato para que el conjunto del embrague y caja de cambios funcione perfectamente.



Imagen 2.27

El material usado para el eje será AISI 4140, para ver más detalles de las propiedades de este material ir a la página 43 del anexo de cálculos.

2.9.8 Cálculos de la resistencia al avance_(Según M. Cascajosa)

A continuación se van a calcular las resistencias que se van a oponer en el avance del automóvil en cualquier situación, con estas se va a configurar la caja de cambios para superar todas las fuerzas que generan el avance del vehículo con la potencia que nos suministra el motor.

Las resistencias que se oponen al avance son las siguientes cuatro:

- Resistencia por rodadura (R_r) "el rozamiento que hay entre las ruedas y el pavimento"
- Resistencia por pendiente (R_p) "la fuerza que se crea mediante la gravedad de la tierra"

- Resistencia por inercia (R_j) "la fuerza que se crea por la masa del automóvil"
- Resistencia por el aire (R_a) "la fuerza que ejerce el aire a un cuerpo en movimiento"

Normalmente, para comprobar si las reducciones se adecúan a las condiciones exigidas se comprueban la primera velocidad y la quinta velocidad.

2.9.8.1. Resistencia por rodadura (R_r)

Este tipo de resistencia, tiene su origen en la deformación del neumático y el suelo. La resistencia por rodadura es independiente de que la rueda sea portadora (sólo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor). En el caso del automóvil, el eje trasero será motriz y el eje delantero portador.

Primero se calcula la fuerza producida con el rozamiento del pavimento, para ello usaremos la siguientes formulas:

$$F_2 = K \cdot W \cdot \cos\alpha \quad 2.2$$

$$P = F \cdot v \quad 2.3$$

Para calcular la potencia necesaria para superar la fuerza de rodadura usaremos la siguiente fórmula:

$$P_1 = \frac{W \cdot K \cdot v \cdot \cos\alpha}{172} \quad 2.4$$

$$W = \text{Carga Total} = \text{P.M.A} = 1125 \text{ Kg}$$

Para conseguir los coeficientes de rodadura usaremos la siguiente tabla:

Superficie	Condición	K
Concreto	Excelente	0,0100
	Bueno	0,0150
	Malo	0,0200
Asfalto	Bueno	0,0125
	Regular	0,0175
	Malo	0,0225
Macadam	Bueno	0,0150
	Regular	0,0225
Grava	Pobre	0,0375
	Ordinaria	0,0550
Barro	Pobre	0,0850
	Suave	0,0250
Arena a nivel o pendiente	Arenoso	0,0375
	Suave	0,0600-0,150
	Duna	0,1600-0,300

Tabla 2.3

Nuestro coche en la mayoría de los casos ira por la carretera,

$$K = 0,022$$

En la quinta marcha, la velocidad máxima del vehículo será de 214 km/h , y la pendiente que se debe superar será de 4.5° (5%). Aplicando las formulas obtenemos:

$$P_{1(5)} = 30,69 \text{ CV}$$

En la primera marcha, la velocidad máxima del vehículo será de $26,46 \text{ km/h}$, y la pendiente que se debe superar será de 63° (70%).

$$P_{1(1)} = 1,72 \text{ CV}$$

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos mirar la página 4 del anexo de cálculos.

2.9.8.2. Resistencia por pendiente (R_p)

Esta resistencia, es la que se opone al avance del vehículo, cuando este sube una pendiente, para esto aplicamos la fórmula 2.5

$$F_3 = W \cdot \sin\alpha \quad 2.5$$

Utilizando la fórmula 2.6, podremos calcular la potencia necesaria para superar la fuerza por pendiente, sabiendo que la W es la misma 1125kg.

$$P_2 = \frac{W \cdot v \cdot \sin\alpha}{172} \quad 2.6$$

En la quinta marcha, la resistencia por la pendiente no será tomada en cuenta, ya que si el automóvil quiere subir una pendiente usará una marcha reductora, la velocidad máxima del vehículo subiendo la pendiente será de $26,43 \text{ km/h}$, y la pendiente que se debe superar será de 63° (70%).

$$P_{2(1)} == 99.07 \text{ CV}$$

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar la página 6 del anexo de cálculos.

2.9.8.3. Resistencia por inercia (R_j)

Esta resistencia es la originada debido a un incremento de velocidad, esta depende de la masa del coche.

Una vez calculadas estas fuerzas hay que comprobar si la potencia de nuestro motor puede superarlas.

Para ello nos valemos de las siguientes fórmulas obtenidas del libro de Manuel Cascajosa.

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g} \quad 2.7$$

Donde M = Masa del remolque, P = P.M.A. y j = Aceleración que ha de adquirir, por ejemplo para adelantar.

La aceleración se calcula mediante la fórmula:

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_1 = \text{Velocidad inicial} \\ V_2 = \text{Velocidad final} \\ t = \text{Tiempo invertido para pasar de } V_1 \text{ a } V_2 \end{array} \right.$$

Con P en Tn y tomando, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Suponiendo durante el diseño de los siguientes valores, se entiende que la resistencia por inercia es:

$$\left. \begin{array}{l} V_1 = 0 \text{ km/h} = 0 \text{ m/s} \\ V_2 = 100 \text{ km/h} = 27.77 \text{ m/s} \\ t = 9.20 \text{ seg} \end{array} \right\}$$

$$j = 3.01 \text{ m/s}^2$$

Aplicando la fórmula 2.7 obtendremos la potencia necesaria para superar la fuerza de la inercia:

$$P_{3(1)} = 33.86 \text{ CV}$$

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar la página 7 del anexo de cálculos

2.9.8.4. Resistencia por el aire (R_a)

En este apartado estudiaremos la potencia necesaria para que el vehículo supere la fuerza generada por el rozamiento del aire a la velocidad máxima. Esta fuerza será mayor cuando el coche vaya a velocidad rápida, porque el impulso del aire intentará el despegue del coche y la fuerza de arrastre desequilibrará el coche.

Para aprovechar este tipo de fuerza y evitar que el coche despegue se usan álabes para aplicar una fuerza que empuje el coche hacia el asfalto, a estos álabes en el mundo de la automoción se les llama alerones.

Para ello usaremos a siguiente fórmula:

$$F = 0.5 \cdot C_W \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \quad 2.8$$

Aplicando la fórmula 2.3 obtendremos la expresión de la potencia necesaria para superar la resistencia producida por el aire.

$$P_4 = \frac{C_W \cdot S \cdot V^3}{57985.63} \quad 2.9$$

$$\begin{aligned} S &= 2 \text{ m}^2 \\ C_w &= 0.3 \\ V_{max} &= 214 \text{ km/h} \end{aligned}$$

$$P_{4(5)} = 101CV$$

Ahora, usaremos la misma expresión para calcular la potencia en la primera marcha, sabiendo que la velocidad máxima será de 26.46 Km/h

$$P_{4(1)} = 0.19CV$$

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar la página 8 del anexo de cálculos.

2.9.8.5. Resistencia total al avance (R_T)

La resistencia total al avance del coche, será la suma de todas las resistencias calculadas anteriormente:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad 2.10$$

Se pueden dar dos casos diferentes ya mencionados anteriormente:

- Resistencia al avance en primera
- Resistencia al avance en quinta

La suma de las potencias al avance no deben superar la potencia máxima generada por el motor:

- Resistencia al avance en primera usando la fórmula 2.10:

$$P_T = P_{1(1)} + P_{2(1)} + P_{3(1)} + P_{4(1)}$$

$$P_T = 134.84 \text{ CV}$$

- Resistencia al avance en quinta usando la fórmula 2.10:

$$P_T = P_{1(5)} + P_{4(5)}$$

$$P_T = 131.69 \text{ CV}$$

La comprobación que hemos estudiado se basa en que las potencias generadas por las resistencias no deben sobrepasar la potencia generada por el motor.

$$131.69 \text{ CV} < 136 \text{ CV}$$

$$134.84 \text{ CV} < 136 \text{ CV}$$

Con esta comprobación observamos que el motor acoplado en nuestro vehículo soporta correctamente las resistencias.

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar la página 9 del anexo de cálculos.

2.9.9 La caja de cambios

Con respecto lo mencionando anteriormente se a optado por diseñar una caja de cambios manual, ya que con estas obtenemos un gran rendimiento y tienen un mantenimiento más barato que una automática.

Otro motivo por el cual hemos descartado una caja de cambios automática es que al no tener un coche con una gran potencia, el peso de esta incrementaría y tendría dificultades para superar las fuerzas generadas por el avance, ya mencionadas anteriormente en la página 48 de la memoria.

2.9.9.1 engranajes

Los engranajes compuestos por una caja de cambios se encargan de modificar el par que genera el motor y trasmitirlo a las ruedas motrices, esos están unidos mediante chavetas al eje trasmisor y mediante rodamientos de agujas al eje motor.

En el eje motor, como acabamos de mencionar, los engranajes están unidos al eje mediante rodamientos, con esto conseguimos que cada uno gire a su libre albedrío sin llegar a trasmitir par, para trasmitir el par el sincronizador une el engranaje con el eje de manera temporal y así se consigue trasmitir el par.

Todos los engranajes tienen dientes helicoidales porque el contacto entre ellos es más progresivo y por lo tanto la potencia trasmitida es más suave. La marcha atrás, ya que se usa en muy pocas ocasiones tendrá dientes rectos para que trasmita el par, estos dientes son más ruidosos pero la potencia trasmitida es más bruta que los engranajes helicoidales.

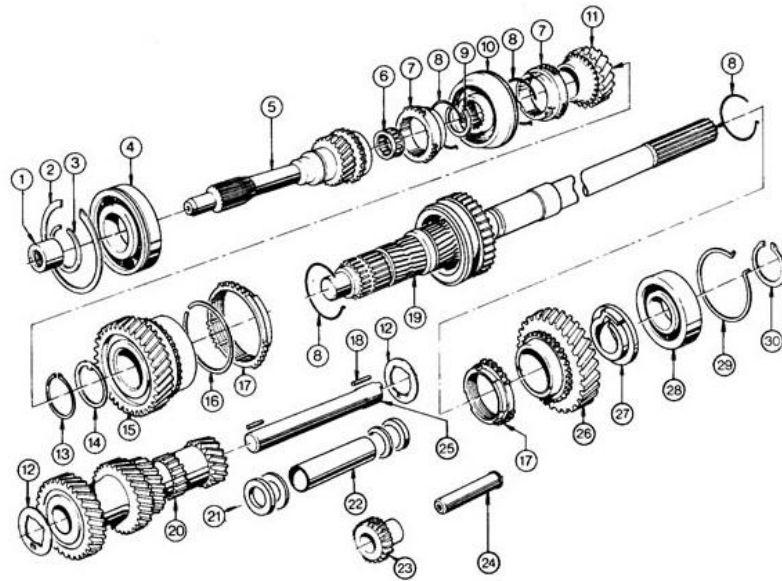


Imagen 2.28

De todas formas el diámetro de los engranajes está directamente relacionado con los dientes.

$$R = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} \quad 2.11$$

Con esta fórmula hemos obtenido todas las dimensiones de todos los engranajes. En la siguiente tabla se muestran todos los engranajes con su tamaño:

<i>RADIOS DE LOS ENGRANAJES (mm)</i>		
<u>Nº</u>	<u>Eje motor (R)</u>	<u>Eje trasmisor (r')</u>
1ª	24,82 mm	57.92 mm
2ª	31,02 mm	51.70 mm
3ª	34,46 mm	48,25 mm
4ª	38,72 mm	43,99 mm
5ª	41,5 mm	41,21 mm

Tabla 2.4

Para conocer más detalles ir a la página 23 del anexo de cálculos.

En una pareja de engranajes el módulo y el ángulo de inclinación de los engranajes van a ser constantes, por lo tanto el radio va a ser directamente proporcional al otro.

El par que pueden transmitir también va a ser proporcional al radio.

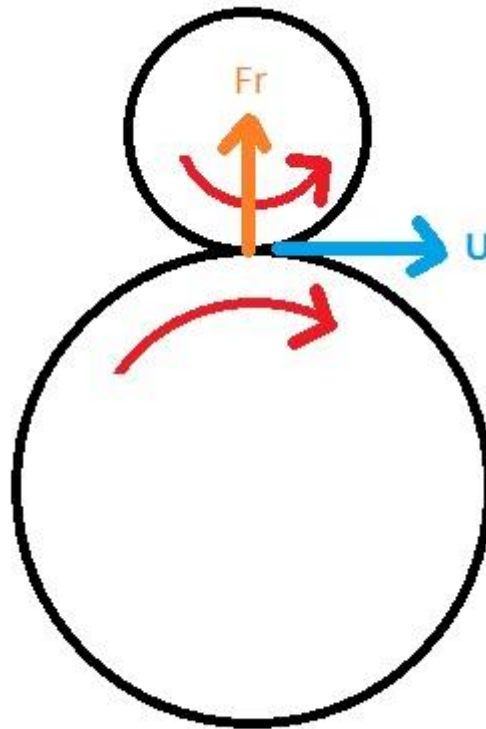


Imagen 2.29

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

2.12

2.9.9.2 Los dientes de los engranajes y el ángulo de la hélice

El ángulo de la hélice de un engranaje es el ángulo que forman los dientes con la horizontal.

**Imagen 2.31**

Una vez conocidas las reducciones que hemos obtenido de la ficha técnica del BMW 318 e30 tendremos que conocer los dientes de nuestros engranajes. Para que sea constante la distancia entre ejes se tendrá en cuenta el número de dientes, el módulo y el ángulo de inclinación.

Usando la siguiente fórmula obtendremos el ángulo de inclinación de la pareja de engranajes:

$$d = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_a} \quad (2.13)$$

En la siguiente tabla podemos ver los valores obtenidos de estos engranajes para que sea constante la distancia entre ejes y cumpla la relación de transmisión de la ficha técnica.

ENGRANAJES		
TIPO	EJE MOTOR	EJE TRASMISOR
DIENTES (Z)	1- 15 Dientes 2- 18 Dientes 3- 20 Dientes 4- 23 Dientes 5- 26 Dientes R-	1- 35 Dientes 2- 30 Dientes 3- 28 Dientes 4- 26 Dientes 5- 26 Dientes R-
β_a	1- 25° 2- 29,5° 3- 29,5° 4- 27° 5- 20°	

Tabla 2.5

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar la página 15 del anexo de cálculos.

2.9.9.3 módulo

En un engranaje el modulo es la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo. Para que la pareja de engranajes engrane ambos engranajes tienen que tener el mismo modulo.

En general lo que se hace es, después de calcular el módulo de cada engranaje, se aproxima a los valores de los módulos normalizados. Normalmente para los engranajes de una caja de cambios los módulos tienen que estar entre 3mm y 4mm.

La fórmula que hemos usado para el cálculo del módulo será la siguiente:

$$= \sqrt[3]{\frac{2P \cdot \cos^4 \beta_a (i \pm 1)}{K \cdot \psi \cdot w \cdot z^2 \cdot \sin \alpha_r \cdot \cos \alpha_r \cdot i}}$$

Para obtener los parámetros a usar en ésta fórmula seguiremos las siguientes indicaciones:

Factor de guiado ψ :

$$\psi = 10$$

Este valor lo obtenemos mediante la siguiente tabla:

Duración en horas para engranajes recomendadas					
Aparatos domésticos	Entre	1.000	y	2.000	horas
Automóviles pesados	"	1.500	"	2.500	"
Cajas de reductores	"	20.000	"	40.000	"
Buques	"	20.000	"	40.000	"
Engranajes de turbina	"	40.000	"	150.000	"

Factor de guiado (ψ) entre engranajes					
Guiados Mediocres	ψ	Entre	5	y	8
Guiados Buenos	ψ	"	10	"	12
Guiados excelentes	ψ	"	15	"	25

Imagen 3.3

Tenemos que tener en cuenta que el factor de guiado trabaja con el ancho del engranaje.

$$b = \cdot \psi$$

Por último tenemos que conseguir de la tabla, la presión característica de rodadura (K_{adm}), que depende directamente del material y de la vida útil del engranaje. Para ello tenemos que estimar la vida de la caja de cambios, y para esto necesitamos saber cuánto tiempo estaremos en cada marcha.

Se estima de la siguiente forma:

Como media queremos que la vida de la caja de cambios haga 200.000 km a una velocidad media de 80 km/h con esto, podemos calcular cuantas horas va a durar nuestra caja de cambios:

$$\frac{200.000 \text{ km}}{80 \text{ km/h}} = 2500 \text{ h}$$

Esas 2500 horas las repartiremos a cada marcha :

REDUCCIONES DE MARCHAS	
1^a	146 horas
2^a	456 horas
3^a	526 horas
4^a	876 horas
5^a	476 horas
R	20 horas
Suma:	2500 horas

Tabla 3.3

Como ya habíamos mencionado anteriormente la K_{adm} la obtendremos de una tabla respecto al material elegido y dependiendo de las revoluciones a las cuales trabaja. En nuestro caso, el eje principal trabaja siempre a 4600 rpm en todas las marcha.

Piñón o rueda de	Dureza Brinell DB [kg/mm ²]	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										k _{min}
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
GG-18.....	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	—	—	—	3,5
GG-26.....	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	—	7
GS o bien S _r 42....	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
S _r 50.....	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
S _r 60.....	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
S _r 70.....	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Acero mej. al Mn 80-95 kg/mm ²	230	—	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Acero mej. al Mn 90-105 kg/mm ²	260	—	—	89	70	52	41	36	33	28	24	30
Acero aleado mej. (templado).....	450	—	—	—	210	155	120	105	95	83	70	60
Acero aleado cement. (templado)	600	—	—	—	370	270	215	190	170	150	125	80

Imagen 3.4

En la tabla en el siguiente apartado a la hora de calcular ϕ , está calculado para distintas horas, con nuestros valores tendremos que hacer una interpolación para calcular el ϕ exacto para cada marcha.

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
ϕ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

Imagen 3.5

Duración (ϕ)	
1ª	3,25

2 ^a	2,28
3 ^a	2,21
4 ^a	1,87
5 ^a	2,26
R	3,76

Tabla 3.4

Con estos valores obtendremos la K_{adm} mediante la siguiente fórmula.

$$K_{adm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = \varphi \cdot K_{min} \quad (3.15)$$

$$1^a \text{ marcha} \rightarrow 260 \text{ kg/cm}^2$$

$$2^a \text{ marcha} \rightarrow 182,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$3^a \text{ marcha} \rightarrow 176,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$4^a \text{ marcha} \rightarrow 146,6 \text{ kg/cm}^2$$

$$5^a \text{ marcha} \rightarrow 180,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$R \text{ marcha} \rightarrow 300,8 \text{ kg/cm}^2$$

Para obtener más detalles de los cálculos ir al apartado 3.4.2 del anexo de cálculos.

Obteniendo los siguientes resultados:

$$m_1 = 0,269 \text{ cm}$$

$$m_2 = 0,256 \text{ cm}$$

$$m_3 = 0,251 \text{ cm}$$

$$m_4 = 0,2537 \text{ cm}$$

$$m_5 = 0,246 \text{ cm}$$

$$m_r = 0,3 \text{ cm}$$

En nuestro caso, todos los engranajes usarán un módulo de 3mm, ya que entre los módulos normalizados es al que más se asemeja en la tabla de los módulos normalizados.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

Imagen 2.32

Para ver con detalle cómo hemos obtenido estos valores ir a la página 21 del anexo de cálculos, donde se encuentran las operaciones necesarias para llegar a la conclusión final.

Para los engranajes se usará acero F-154, ya que es un acero muy usado para engranajes, además es un acero válido para cementarlo y en nuestro caso los dientes se cementarán ya que van a ser los encargados de transmitir el par y sufrirán fuerzas a lo largo de su vida útil.

2.9.9.4 reducciones

Para calcular los engranajes, el primer paso es conocer las reducciones de estos. Cuanto mayor es la reducción, más diferencia habrá entre los dientes de los engranajes.

Por ejemplo, una reducción $\frac{1}{4}$ quiere decir que el engranaje del eje principal es cuatro veces mayor que el del eje secundario

Con la fórmula siguiente calcularemos las reducciones de cada marcha.

$$i_{marcha} = \frac{rpm_{max}}{W_{max} \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot i_{dif} \quad (3.16)$$

Obteniendo los siguientes resultados:

$$\begin{aligned} i_{5^o} &= 1 \\ i_{4^o} &= 1,18 \\ i_{3^o} &= 1,39 \\ i_{2^o} &= 1,7 \\ i_{1^o} &= 2,34 \\ i_{R^o} &= 2,77 \end{aligned}$$

Teniendo estas reducciones, dibujaremos el diagrama de velocidades teniendo en cuenta que el funcionamiento correcto del motor estará entre la potencia máxima y par máximo, en este diagrama se ve la relación entre la velocidad y las revoluciones del motor.

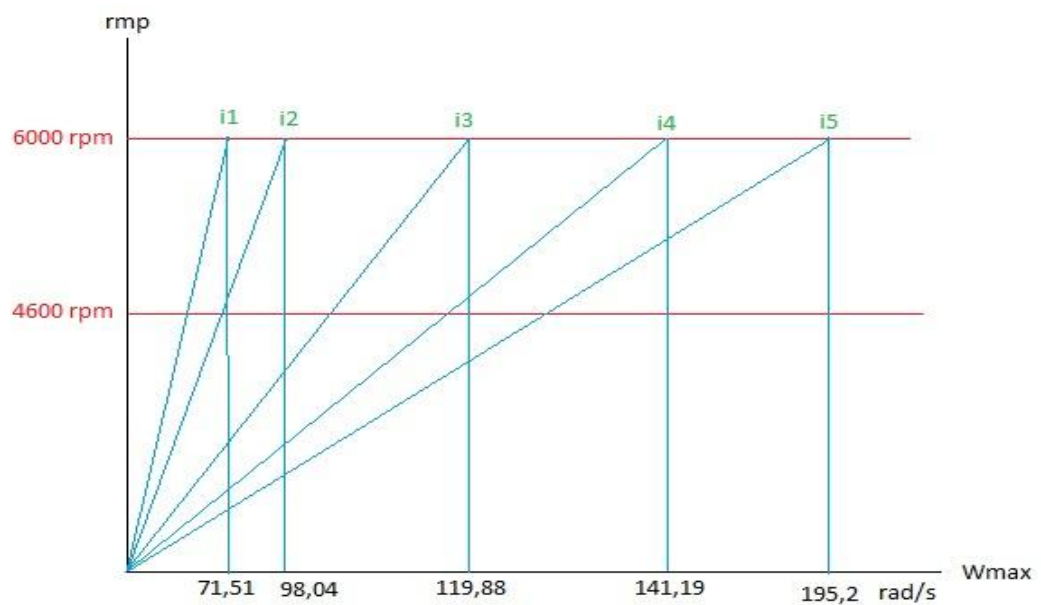


Imagen 2.30

Para ver más detalles de cómo se han obtenido estos cálculos mirar desde la página 11 hasta la 14 del anexo de cálculos.

2.9.9.5 eje motor

El eje motor va a estar directamente acoplado al embrague, en este eje estarán todos los engranajes acoplados mediante rodamientos de agujas para que giren libres. Entre las seis marchas habrá tres sincronizadores los cuales nos van a permitir seleccionar todas las marchas.

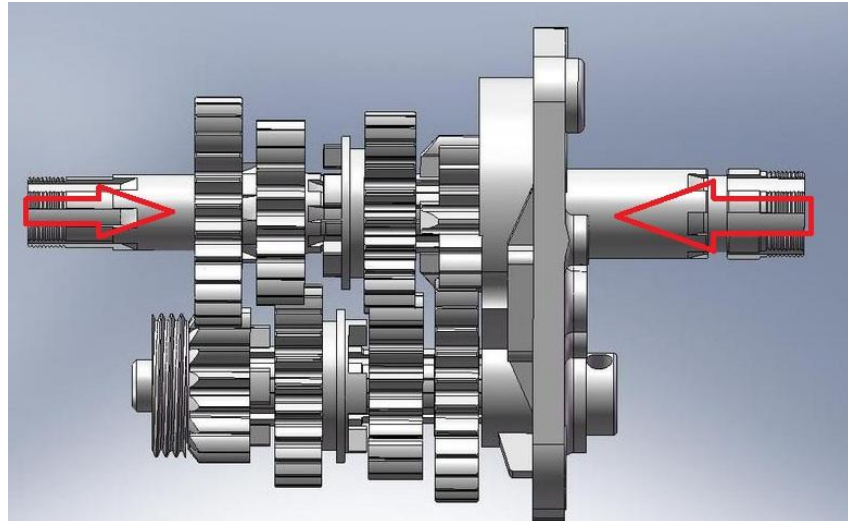


Imagen 2.33

Para dimensionar el eje usaremos el código ASME. Este código nos permite dimensionar secciones del eje a fatiga de una forma rápida. Valiéndonos del momento flector máximo y el torsor que se generan en el mismo punto del eje. Con esto solo podemos dimensionar la sección crítica, obviamente durante toda la longitud del eje las secciones cambiarán de tamaño dependiendo de los esfuerzos que soportará, por ejemplo cuanto más cerca este del apoyo la sección disminuirá, ya que en los apoyos el momento flector es nulo.

La fórmula del código ASME es la siguiente:

$$ASME: t_{max} = \frac{r}{j} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (3.17)$$

C_M y C_t son unas constantes que se definen según el caso

CONSTANTES SEGÚN EL CÓDIGO ASME		
Naturaleza de la carga	Valores para	
	C_m	C_i
<u>Ejes fijos:</u>		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
<u>Ejes giratorios:</u>		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Imagen 3.29

Aplicando esta fórmula en nuestro caso, la sección más crítica nos ha dado un diámetro de:

$$d = 30,01\text{mm}$$

Para ver más detalles del cálculo de este elemento ir a la página 43 del anexo de cálculos.

El material usado para el eje será AISI 4140 (F-125) ya que es una aleación muy usada en los ejes

Para ver detalladamente como hemos calculado la sección crítica con el método ASME y todas las demás secciones del eje ir a la página 42 del anexo de cálculos.

2.9.9.6 Eje transmisor

Este eje estará directamente sujeto al tubo cardan, es el segundo eje de la caja de cambios que tiene que ver con las reducciones del par motor.

En este caso todos los engranajes que están montados sobre el eje estarán unidos a él mediante chavetas. Por lo tanto, todos los engranajes tendrán la misma velocidad angular en todo momento.

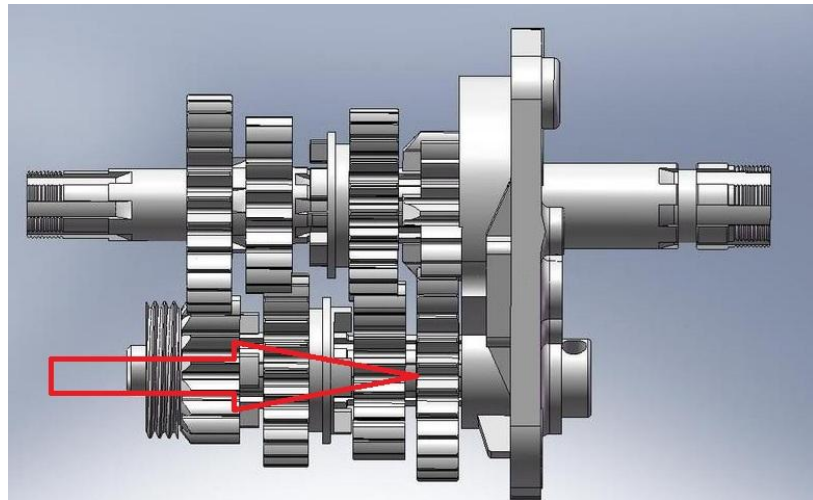


Imagen 2.34

Como pasa con el eje principal, se crearán fuerzas en los engranajes produciendo un momento flector, el cual tendrá que soportar el eje, para ello, como en el eje motor se dimensionara mediante el código ASME. Usando las mismas fuerzas producidas por los engranajes, pero con una ligera variación, el momento torsor aumentará dependiendo de las reducciones.

Usando el código ASME mencionado en el apartado 2.9.9.5 hemos conseguido un diámetro de:

$$d = 31,1\text{mm}$$

El material a usar, como en el eje motor, será AISI 4140.

Para ver detalladamente como hemos calculado la sección crítica con el método ASME y todas las demás secciones del eje ir a la página 45 del anexo de cálculos.

2.9.9.7 sincronizadores

Los sincronizadores están acoplados al eje motor, estos se encargan de transmitir el par generado por los engranajes, y estos engranajes están acoplados mediante rodamientos, por lo tanto, hasta que el sincronizador se acopla a ellos no se transmite par al eje.



Imagen 2.35

A continuación se va a explicar cómo se efectúa el cambio de marchas, por ejemplo, cuando queremos seleccionar la primera marcha el conductor la seleccionará efectuando un movimiento sobre la palanca de cambios. Entonces este movimiento moverá el sincronizador escogiendo el engranaje de que corresponde a la primera marcha, el elemento que está sujeto al sincronizador para transmitir el movimiento de la palanca será la horquilla. Nosotros en este proyecto no vamos a diseñar este elemento ya que están normalizados dependiendo el tipo de sincronizador que uses.



Imagen 2.36

Estos mecanismos están sujetos a los sincronizadores en todo momento, por lo tanto cada sincronizador tendrá su horquilla. Las horquillas están sujetas a una varilla horizontal al eje, la cual está sujeta a la palanca de cambios para poder transmitir el movimiento en todo momento del movimiento seleccionador de marchas.

En un principio, el sincronizador actuará como un embrague cónico poniendo dos superficies en contacto.



Imagen 2.37

Con estos dientes se consigue poder transmitir el par del engranaje al sincronizador. Aplicando la fórmula de la hipótesis de desgaste uniforme:

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d(D^2 - d^2)}{8} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (2.18)$$

Con el coeficiente de rozamiento y la presión máxima definida por el material, en nuestro caso:

$$\mu = 0,2$$

$$p_{max} = 1.9 \text{ kg/cm}^2$$

Hemos obtenido los siguientes resultados:

$$D = 40\text{mm} \quad d = 36\text{mm}$$

$$T_{roz} = 641,48 \text{ N} \cdot \text{mm} \leq 471280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para conocer el cálculo que hemos tenido que hacer para dimensionar el sincronizador ir a la página 53 del anexo de cálculos.

Como ya hemos mencionado anteriormente, el sincronizador transmite el par del eje a los engranajes y estos mientras están acoplados hacen una reducción y transmiten el

par al eje trasmisor y este mediante el tubo cardan lo trasmite a las ruedas para generar el avance del coche.

Los sincronizadores están compuestos por dos piezas fundamentales: el cuerpo fijo y el cuerpo móvil.

La unión entre estos dos componentes está formada por un estriado a lo largo de todo el diámetro interior del cuerpo. Este estriado solo permite movimiento de forma horizontal bloqueando el vertical.

Por lo tanto cuando seleccionamos una marcha, ese movimiento influye en nuestro sincronizador moviendo el cuerpo móvil. Entre el cuerpo fijo y el cuerpo móvil se encuentran unas bolas sujetas por un muelle haciendo más sencillo el movimiento entre estos dos elementos.

Una vez producido este movimiento se ponen en contacto las dos superficies que actúan como un embrague cónico, es decir los dientes de acople del engranaje principal y los dientes del sincronizador se acoplan transmitiendo el par por todo el eje.

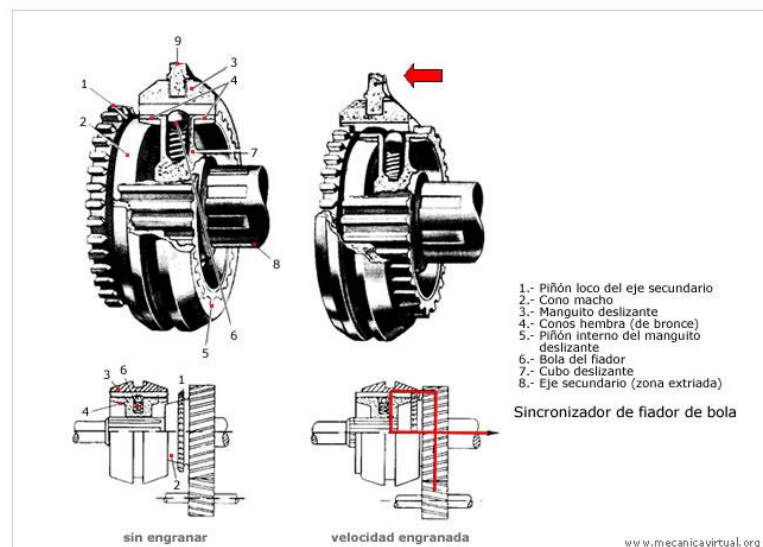


Imagen 2.38

Los dientes de estos elementos están normados por el catálogo del sincronizador elegido para cada caso, por lo tanto, antes de escoger un sincronizador tenemos que tener en cuenta el diámetro de la sección del eje en la que va a estar acoplado, y el diámetro de los engranajes a los cuales se les va a acoplar para que sean compatibles, para ver más detalles ir a la página 45 del anexo de cálculos

Respecto al material hemos utilizado acero F-122, ya que es una aleación que tiene una gran dureza.

2.9.10 Apoyos de los ejes

Los ejes de una caja de cambios tienen que estar girando en todo momento, tienen que girar libres sin ninguna resistencia y deben estar fijos a la caja de cambios.

Para eso se usan rodamientos, la parte exterior del rodamiento estará fija a la caja de cambios y la interior estará fija al eje, por lo que entre ambos habrá unas bolas que permiten que el eje gire sin transmitir movimiento a la caja.

El sistema de la caja de cambios está compuesta por dos ejes, en los cuales habrá dos apoyos.

Los engranajes helicoidales producirán una fuerza axial la cual tiene que absorber uno de los rodamientos, para ello en un extremo del eje tendrá que estar colocado un rodamiento de bolas.

Normalmente se utilizan dos tipos de rodamientos, los de bolas y los de rodillos. Los de bolas pueden aguantar cargas axiales y radiales, mientras que los rodillos no pueden soportar cargas axiales.

Para proceder con los cálculos tenemos que saber cuál es la marcha que mayor fuerza axial produce y la fuerza radial crea en los apoyos. Una vez analizadas las fuerzas de las marchas procederemos a calcular la vida útil equivalente para que el 90% de los rodamientos aguante sin de signos de fatiga.

Estos cálculos los haremos mediante la norma UNE 18113-1983 calculando la capacidad de los rodamientos mediante la siguiente formula:

$$C = F_i \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (2.19)$$

El valor C será la carga nominal, L_{10} será la duración y F_i será la carga aplicada al rodamiento, por otro lado el coeficiente "a" cambia según el rodamiento para rodamientos de bolas $a=3$ y para rodamientos de rodillos $a=10/3$.

En este caso la carga que soportara el rodamiento no va a ser constante, sino que cambiarán las cargas dependiendo de la carga seleccionada. Por lo tanto se calculará una carga equivalente mediante la siguiente fórmula:

$$F_{eq}^a \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = F_1^a \cdot l_1 + F_2^a \cdot l_2 + F_3^a \cdot l_3 \quad (2.20)$$

Primeramente, calcularemos el valor l para cada marcha:

$$l_1 = 40,29 \text{ millones vueltas}$$

$$l_2 = 125,8 \text{ millones vueltas}$$

$$l_3 = 145,17 \text{ millones vueltas}$$

$$l_4 = 4241,77 \text{ millones vueltas}$$

$$l_5 = 131,3 \text{ millones vueltas}$$

$$l_R = 5,5 \text{ millones vueltas}$$

Una vez obtenidos estos valores aplicaremos la fórmula (2.20) y conseguiremos la fuerza equivalente radial y axial para cada rodamiento:

R1:

$$F_{eq} = 3988,43 \text{ N Radial}$$

$$F_{eq} = 2275,8 \text{ N Axial}$$

R2:

$$F_{eq} = 2991,49 \text{ N Radial}$$

R3:

$$F_{eq} = 3066,6 \text{ N Radial}$$
$$F_{eq} = 2180,4 \text{ N Axial}$$

R4:

$$F_{eq} = 1708,84 \text{ N Radial}$$

Para ver más detalles ir a la página 59 del anexo de cálculos:

Para los rodamientos de bolas tendremos que utilizar la fórmula siguiente para conseguir una fuerza equivalente de la fuerza axial y la fuerza radial, para poder proceder al cálculo de la C_{10} :

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 P_0 = F_r \quad (2.21)$$

R1:

$$P_0 = 2844,75$$

R3:

$$P_0 = 3833,25$$

Una vez calculadas las fuerzas procederemos a calcular la capacidad dinámica C_{10} con la siguiente fórmula 2.19:

R1:

$$C_{10} = 29.493,23 \text{ N}$$

R2:

$$C_{10} = 24.547,54 \text{ N}$$

R3:

$$C_{10} = 31.356,87 \text{ N}$$

R4:

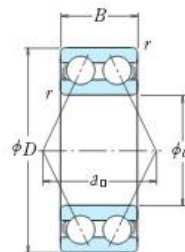
$$C_{10} = 11.329,03 \text{ N}$$

Para ver mas detalles ir a la pagina 58 del anexo de cálculos.

Una vez obtenidos todos estos valores procederemos a la elección del rodamiento para ello, iremos la catalogo NSK y escogeremos uno dependiendo de la sección del eje a la que se le va a colocar.

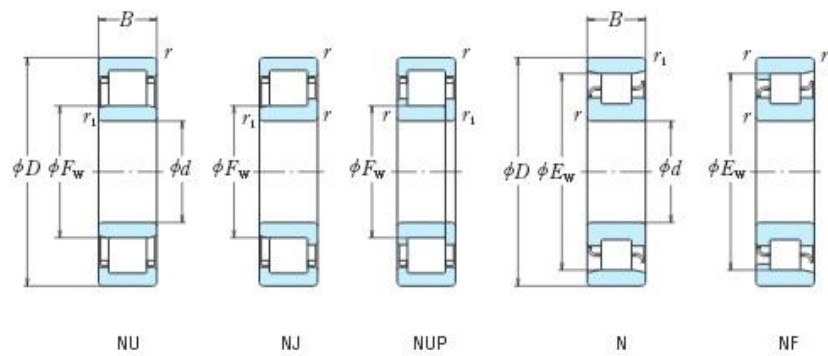
Una vez hechos todos estos pasos los rodamientos seleccionados serán los siguientes:

2.9.10.1 Eje motor



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N) (kgf)				Velocidades Limite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r _{min.}	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	590	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
	42	19	1	17 600	10 200	1 800	1 040	11 000	15 000	5302
17	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	920	11 000	15 000	5203
	47	22.2	1	21 000	12 600	2 140	1 260	10 000	13 000	5303
20	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
	52	22.2	1.1	24 600	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5304
25	52	20.6	1	21 300	14 700	2 170	1 400	8 500	11 000	5205
	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 350	2 110	7 500	10 000	5305
30	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 150	7 100	9 500	5206
	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5306
35	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 920	6 300	8 000	5207
	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5307
40	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 500	3 400	5 600	7 100	5208
	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5308
45	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5209
	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 200	4 500	6 000	5309
50	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5210
	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5310
55	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5211
	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 450	3 800	5 000	5311
60	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5212
	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5312
65	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5213
	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 500	11 500	3 200	4 300	5313
70	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5214
	150	63.5	2.1	159 000	128 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5314
75	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 550	8 500	3 200	4 300	5215
80	140	44.4	2	99 000	93 000	10 100	9 500	3 000	3 800	5216
85	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5217

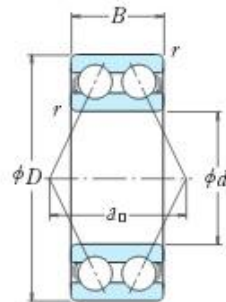
Imagen 2.39



d	Dimensiones Globales (mm)						Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite ⁽¹⁾ (rpm)		
	D	B	r mín.	r1	Fw mín.	Ew	Cr	Cor	Grasa	Aceite	
20	47	14	1	0.6	—	40	15 400	12 700	15 000	18 000	
	47	14	1	0.6	26.5	—	25 700	22 600	13 000	16 000	
	47	18	1	0.6	27	—	20 700	18 400	13 000	16 000	
	47	18	1	0.6	26.5	—	30 500	28 300	13 000	16 000	
	52	15	1.1	0.6	—	44.5	21 400	17 300	12 000	15 000	
	52	15	1.1	0.6	27.5	—	31 500	26 900	12 000	15 000	
	52	21	1.1	0.6	28.5	—	30 500	27 200	11 000	14 000	
	52	21	1.1	0.6	27.5	—	42 000	39 000	11 000	14 000	
	25	47	12	0.6	0.3	30.5	—	14 300	13 100	15 000	18 000
		52	15	1	0.6	45	—	17 300	15 700	12 000	15 000
52		15	1	0.6	31.5	—	29 300	27 700	12 000	14 000	
52		18	1	0.6	31.5	—	35 000	34 500	12 000	14 000	
62		17	1.1	1.1	—	53	29 300	25 200	10 000	13 000	
62		17	1.1	1.1	34	—	41 500	37 500	10 000	12 000	
62		24	1.1	1.1	34	—	57 000	56 000	9 000	11 000	
80		21	1.5	1.5	38.8	62.8	46 500	40 000	9 000	11 000	
30		55	13	1	0.6	36.5	48.5	19 700	19 600	12 000	15 000
		62	16	1	0.6	—	53.5	24 900	23 300	11 000	13 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	39 000	37 500	9 500	12 000	
	62	20	1	0.6	37.5	—	49 000	50 000	9 500	12 000	
	72	19	1.1	1.1	—	62	38 500	35 000	8 500	11 000	
	72	19	1.1	1.1	40.5	—	53 000	50 000	8 500	10 000	
	72	27	1.1	1.1	40.5	—	74 500	77 500	8 000	9 500	
	90	23	1.5	1.5	45	73	62 500	55 000	7 500	9 500	
	35	62	14	1	0.6	42	55	22 600	23 200	11 000	13 000
		72	17	1.1	0.6	—	61.8	35 500	34 000	9 500	11 000
72		17	1.1	0.6	44	—	50 500	50 000	8 500	10 000	
72		23	1.1	0.6	44	—	61 500	65 000	8 500	10 000	
80		21	1.5	1.1	—	68.2	49 500	47 000	8 000	9 500	
80		21	1.5	1.1	46.2	—	66 500	65 500	7 500	9 500	
80		31	1.5	1.1	46.2	—	93 000	101 000	6 700	8 500	
100		25	1.5	1.5	53	83	75 500	69 000	6 700	8 000	

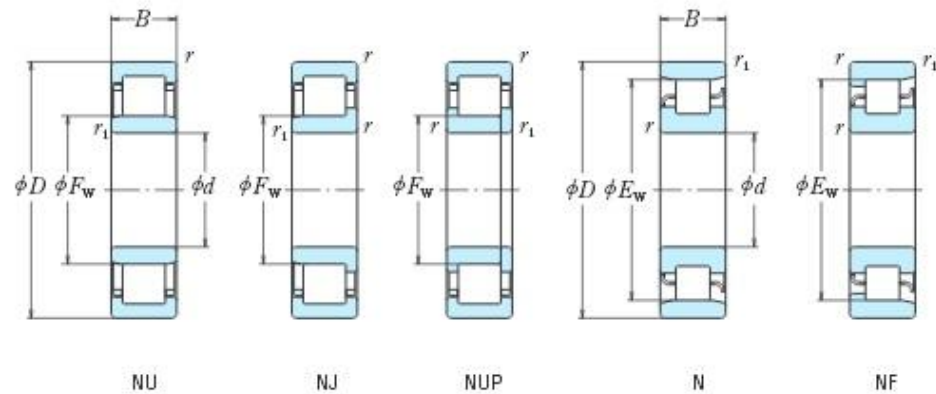
Imagen 2.40

2.9.10.2 Eje transmisor



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	590	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
	42	19	1	17 600	10 200	1 800	1 040	11 000	15 000	5302
17	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	920	11 000	15 000	5203
	47	22.2	1	21 000	12 600	2 140	1 280	10 000	13 000	5303
20	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
	52	22.2	1.1	24 600	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5304
25	52	20.6	1	21 200	14 700	2 170	1 500	8 500	11 000	5205
	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 380	2 110	7 500	10 000	5305
30	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 150	7 100	9 500	5206
	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5306
35	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 920	6 300	8 000	5207
	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5307
40	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 500	3 400	5 600	7 100	5208
	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5308
45	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5209
	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 200	4 500	6 000	5309
50	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5210
	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5310
55	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5211
	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 450	3 800	5 000	5311
60	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5212
	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5312
65	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5213
	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 500	11 500	3 200	4 300	5313
70	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5214
	150	63.5	2.1	159 000	128 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5314
75	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 550	8 500	3 200	4 300	5215
80	140	44.4	2	99 000	93 000	10 100	9 500	3 000	3 800	5216
85	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5217

Imagen 2.41



d	Dimensiones Globales (mm)						Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite ⁽¹⁾ (rpm)	
	D	B	r min.	r1	Fw min.	Ew	Cr	Cor	Grasa	Aceite
20	47	14	1	0.6	—	40	15 400	12 700	15 000	18 000
	47	14	1	0.6	26.5	—	25 700	22 600	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	27	—	20 700	18 400	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	26.5	—	30 500	28 300	13 000	16 000
	52	15	1.1	0.6	—	44.5	21 400	17 300	12 000	15 000
	52	15	1.1	0.6	27.5	—	31 500	26 900	12 000	15 000
	52	21	1.1	0.6	28.5	—	30 500	27 200	11 000	14 000
	52	21	1.1	0.6	27.5	—	42 000	39 000	11 000	14 000
25	47	12	0.6	0.3	30.5	—	14 300	13 100	15 000	18 000
	52	15	1	0.6	—	45	17 700	15 700	13 000	16 000
	52	15	1	0.6	31.5	—	29 300	27 700	12 000	14 000
	52	18	1	0.6	31.5	—	35 000	34 500	12 000	14 000
	62	17	1.1	1.1	—	53	29 300	25 200	10 000	13 000
	62	17	1.1	1.1	34	—	41 500	37 500	10 000	12 000
	62	24	1.1	1.1	34	—	57 000	56 000	9 000	11 000
	80	21	1.5	1.5	28.8	62.8	46 500	40 000	9 000	11 000
30	55	13	1	0.6	36.5	48.5	19 700	19 600	12 000	15 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	27 800	23 500	11 000	13 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	39 000	37 500	9 500	12 000
	62	20	1	0.6	37.5	—	49 000	50 000	9 500	12 000
	72	19	1.1	1.1	—	62	38 500	35 000	8 500	11 000
	72	19	1.1	1.1	40.5	—	53 000	50 000	8 500	10 000
	72	27	1.1	1.1	40.5	—	74 500	77 500	8 000	9 500
	90	23	1.5	1.5	45	73	62 500	55 000	7 500	9 500
35	62	14	1	0.6	42	55	22 600	23 200	11 000	13 000
	72	17	1.1	0.6	—	61.8	35 500	34 000	9 500	11 000
	72	17	1.1	0.6	44	—	50 500	50 000	8 500	10 000
	72	23	1.1	0.6	44	—	61 500	65 000	8 500	10 000
	80	21	1.5	1.1	—	68.2	49 500	47 000	8 000	9 500
	80	21	1.5	1.1	46.2	—	66 500	65 500	7 500	9 500
	80	31	1.5	1.1	46.2	—	93 000	101 000	6 700	8 500
	100	25	1.5	1.5	53	83	75 500	69 000	6 700	8 000

Imagen 2.42

Como ya hemos mencionado anteriormente los rodamientos fallan a fatiga, esto sucede cuando las bolas que ruedan sobre las pistas producen cargas variables. La vida útil del rodamiento se define como las vueltas que puede dar el anillo interior hasta que aparece el primer síntoma de fatiga, este puede ser por la falta de lubricación o por el aplastamiento de las bolas.

2.9.10.3 Los rodamientos de los engranajes en el eje motor

Como ya hemos mencionado anteriormente para que los engranajes giren independientemente del eje estarán acoplados mediante rodamientos, estos rodamientos tienen que ser capaces de soportar las fuerzas producidas por los engranajes. Cada rodamiento será distinto ya que cada engranaje genera fuerzas distintas.

Este engranaje estará colocado entre el eje y el rodamiento, debido al tamaño del diámetro de los ejes tendremos que usar rodamientos de agujas ya que estos soportan grandes cargas radiales y su tamaño es menor que si fueran de rodillos. En este caso se han usado rodamientos del catálogo NSK.



Imagen 2.43

En primer lugar se calculará la vida de los rodamientos en el eje motor con la fórmula 2.20.

$$l_1 = 40,29 \text{ millones vueltas}$$

$$l_2 = 125,8 \text{ millones vueltas}$$

$$l_3 = 145,17 \text{ millones vueltas}$$

$$l_4 = 241,77 \text{ millones vueltas}$$

$$l_5 = 131,3 \text{ millones vueltas}$$

$$l_R = 5,5 \text{ millones vueltas}$$

En la siguiente tabla podemos ver las fuerzas radiales producidas por cada engranaje.

Marcha	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	R ^o
F_r [N]	3218	3137	2541	2263	1508	6806

A continuación calcularemos con la fórmula 2.22. La vida para cada rodamiento con una vida nominal corresponde a que el 90% de los rodamientos no sufre fatiga.

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1483}} \quad (2.22)$$

$$1^a \rightarrow L_{10} = 65,08 \text{ millones de vueltas}$$

$$2^a \rightarrow L_{10} = 203,21 \text{ millones de vueltas}$$

$$3^a \rightarrow L_{10} = 234,5 \text{ millones de vueltas}$$

$$4^a \rightarrow L_{10} = 390,54 \text{ millones de vueltas}$$

$$5^a \rightarrow L_{10} 212,09 \text{ millones de vueltas}$$

$$R \rightarrow L_{10} 8,8 \text{ millones de vueltas}$$

Con la fórmula 2.19 calcularemos la capacidad dinámica C_{10}

$$1^a \rightarrow C_{10} = 3218 \cdot (65,08)^{\frac{3}{10}} = 11.262,12 \text{ N}$$

$$2^a \rightarrow C_{10} = 15.448,91 \text{ N}$$

$$3^a \rightarrow C_{10} = 13.063,13 \text{ N}$$

$$4^a \rightarrow C_{10} = 13.557,64 \text{ N}$$

$$5^a \rightarrow C_{10} = 7.522,41 \text{ N}$$

$$R^a \rightarrow C_{10} = 13.104,36 \text{ N}$$

Con estos valores entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestros rodamientos como podemos visualizar en la siguiente imagen.

Dimensiones Globales (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Números de Rodamientos	Masa (g) aprox.
F_w	E_w	$B_c^{-0.2}$	C_r	C_{or}	{kgf}			
12	16	10	6 100	6 500	620	665	FWF-121610-E	4.0
14	19	10	7 800	8 050	795	820	FWF-141910-E	6.2
	20	12	8 900	8 600	910	880	FWF-142012-E	8.3
15	19	9	5 650	6 250	575	640	FWF-15199-E	4.1
	20	10	7 300	7 600	745	775	FWF-152010-E	6.0
	21	10	7 950	7 500	810	765	FWF-152110-E	8.5
16	21	11	8 650	9 600	900	900	FWF-162111-E	7.5
	22	12	9 600	9 600	966	880	FWF-162212-E	9.6
18	23	14	11 800	14 800	1 200	1 510	FWF-182314-E	10
	24	12	10 000	10 600	1 020	1 080	FWF-182412-E	11
20	26	12	12 200	14 100	1 250	1 440	FWF-202612-E	13
	26	17	16 800	21 200	1 710	2 160	FWF-202617-E	17
	28	18	18 100	19 400	1 840	1 970	FWF-202818-E	25
22	28	14	13 900	17 100	1 420	1 740	FWF-222814-E	14
	29	15	16 300	19 000	1 660	1 930	FWF-222915-E	19
	32	16	19 700	19 400	2 010	1 970	FWF-223216-E	31
23	31	16	17 600	19 400	1 600	1 600	FWF-233116-E	23
	24	30	15	15 600	20 300	1 690	2 070	FWF-243016-E
24	30	17	17 900	24 300	1 830	2 480	FWF-243017-E	19
	31	20	21 600	27 800	2 200	2 940	FWF-243120-E	30
	25	32	16	17 700	21 900	1 810	2 230	FWF-253216-E
28	35	16	18 400	23 700	1 880	2 410	FWF-283516-E	26
29.75	36.75	16.5	19 600	26 000	1 990	2 650	FWF-293616Z-E	28
30	37	16	21 900	30 500	2 230	3 100	FWF-303716-E	29
	38	18	25 500	34 000	2 600	3 450	FWF-303818-E	35

Imagen 2.44

Dimensiones Globales (mm)				Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de
F_w	D	C	r_{min}	C_r	C_{0r}	{kgf}		Grasa	Aceite	Sin Anillo Interior
25	32	12	0.5	10 300	13 700	1 050	1 400	8 500	14 000	RLM 2512
	32	20	0.5	18 800	29 700	1 920	3 050	8 500	14 000	RLM 2520
	32	25	0.5	22 700	37 500	2 310	3 850	8 500	14 000	RLM 2525
	37	17	0.3	19 700	22 900	2 010	2 340	11 000	18 000	—
	37	23	0.3	27 800	35 500	2 830	3 650	11 000	18 000	—
	37	30	0.3	36 500	50 500	3 700	5 150	11 000	18 000	—
28	35	20	0.5	19 900	33 000	2 030	3 350	7 500	12 000	RLM 2820
	35	25	0.5	23 900	42 000	2 440	4 250	7 500	12 000	RLM 2825
	37	30	0.5	34 000	52 500	3 450	5 350	7 500	12 000	RLM 283730
	39	17	0.3	22 400	30 500	2 290	3 150	9 500	15 000	—
	39	23	0.3	28 300	41 500	2 890	4 200	9 500	15 000	—
	39	30	0.3	37 000	58 500	3 800	6 000	9 500	15 000	—
30	37	25	0.5	24 500	44 000	2 490	4 500	7 100	12 000	RLM 3025
	40	20	0.5	25 000	36 000	2 550	3 650	7 100	12 000	RLM 304020
	40	30	0.5	35 000	56 000	3 600	5 700	7 100	12 000	RLM 304030
	42	17	0.3	21 400	26 800	2 180	2 740	9 000	14 000	—
	42	23	0.3	30 000	41 500	3 100	4 250	9 000	14 000	—
	42	30	0.3	39 500	59 000	4 050	6 050	9 000	14 000	—
32	42	20	0.5	25 800	38 000	2 630	3 900	6 700	11 000	RLM 3220
	42	30	0.5	38 500	59 000	3 700	6 050	6 700	11 000	RLM 3230
	45	17	0.3	22 200	28 700	2 270	2 930	8 500	13 000	—
	45	23	0.3	31 500	44 500	3 200	4 550	8 500	13 000	—
	45	30	0.3	41 000	63 500	4 200	6 450	8 500	13 000	—
	35	42	20	0.5	22 300	41 000	2 270	4 200	6 300	10 000
42		30	0.5	31 000	63 500	3 200	6 450	6 300	10 000	RLM 3530
45		20	0.5	27 500	42 500	2 800	4 350	6 300	10 000	RLM 354520
45		25	0.5	33 000	54 500	3 400	5 550	6 300	10 000	RLM 354525
45		30	0.5	38 500	66 000	3 950	6 750	6 300	10 000	RLM 354530
47		17	0.3	23 900	32 500	2 430	3 300	7 500	12 000	—
47	23	0.3	33 500	50 500	3 450	5 150	7 500	12 000	—	
47	30	0.3	44 000	71 500	4 500	7 300	7 500	12 000	—	

Observaciones Si necesita un rodamiento de rodillos sin jaula, póngase en contacto con NSK.

Imagen 2.45

2.9.11 Chavetas

Como ya sabemos, en el eje transmisor, los engranajes tienen que girar con el eje, para unir esa unión tenemos que conseguir una sujeción fija entre ambos elementos, para eso usamos las chavetas.

El funcionamiento de estos elementos es muy simple, este elemento está entre el eje y el engranaje mediante una ranura mecanizada para este elemento, en esa ranura la chaveta ejercerá una fuerza en ambas direcciones que unirá estos elementos de manera rígida.

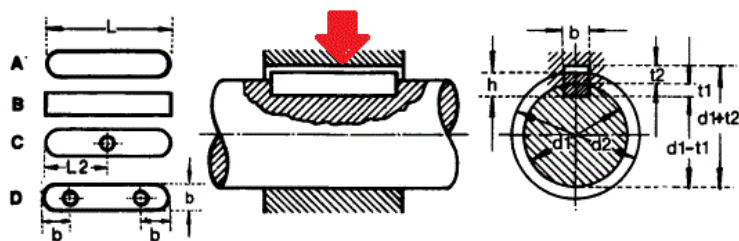


Imagen 2.46

El cálculo de este elemento es bastante simple, se hacen dos tipos de estudios a cortante y aplastamiento para conocer más los detalles ir a la página 74 del anexo de cálculos. El material usado para este elemento será AISI 5120 (F-150) que tiene un límite de fluencia de 309 mega pascales.

Estas chavetas las obtendremos del catálogo OPAC S.L, a continuación veremos el dimensionamiento de la chaveta más crítica, es decir la que mayores cargas soporta. Como todos los engranajes tienen el mismo ancho de 30mm la chaveta será para todos la misma.

2.9.11.1 Sección calculada a aplastamiento

$$\frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \tag{2.23}$$

$$A_{cortante} = 87,35 \text{ m}^2$$

$$b = 10\text{mm} \quad h = 8,73\text{mm}$$

2.9.11.2 Sección calculada a cortante

$$\frac{T/R}{b \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \tag{2.24}$$

$$h = 8\text{mm} \quad L = 17,47\text{mm}$$

Ahora veremos la chaveta elegida en nuestro catálogo teniendo en cuenta el dimensionamiento obtenido de estos cálculos.

Para conocer más los detalles ir a la página 75 del anexo de cálculos.

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b	2	3	4	5	6	8	10					
		Altura h	2	3	4	5	6	5	6					
Para diámetro del eje d1 3)	más de		6	8	10	12	17	22	30					
	hasta		8	10	12	17	22	30	38					
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,988	5,988	7,985	9,985				
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989				
	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000					
		Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954					
Profundidad 1 5)	con juego en el lomo o aprieto		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,1
	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,988	5,988	7,985	9,985				
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949				
	asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018					
		Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982					
Profundidad 2 5)	con juego en el lomo		0,9	1,3	1,8	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1
	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1
	con aprieto		0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9	1,1
	dif. adm.		-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1
Redondeado del fondo del chavetero		r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	

Imagen 2.47

2.9.12 La caja

Este elemento es el que se encarga de proteger todos los elementos que componen la caja de cambios. Dentro de sus funciones también está la de sujetar los rodamientos de apoyos para los ejes.

Para conseguir que esta esté fija se le acopla por una parte al motor y por otra parte al chasis del vehículo.

La caja de cambios tendrá que estar diseñada para que aunque sufra un golpe contra el pavimento los sistemas que están dentro de ella no sufran ningún daño.



Imagen 2.48 carcasa

El material que se usa para este elemento es acero F-111, este elemento no lo vamos a diseñar ya que se usa para proteger y sujetar elementos y no tiene nada que ver con los sistemas de transmisión.

2.9.13. Eje de transmisión

Este elemento se encarga de transmitir el par generado por la caja de cambios al diferencial ya que al ser un coche dotado de tracción trasera, el diferencial estará colocado en la parte posterior del vehículo.

2.9.13.1 El eje

Los ejes de transmisión están divididos en dos partes dependiendo de la longitud del coche. Estos ejes están unidos mediante juntas cardan. Aunque hay más métodos para hacer esta unión esta es la más habitual, en nuestro caso la longitud del eje de transmisión será de 2 m.

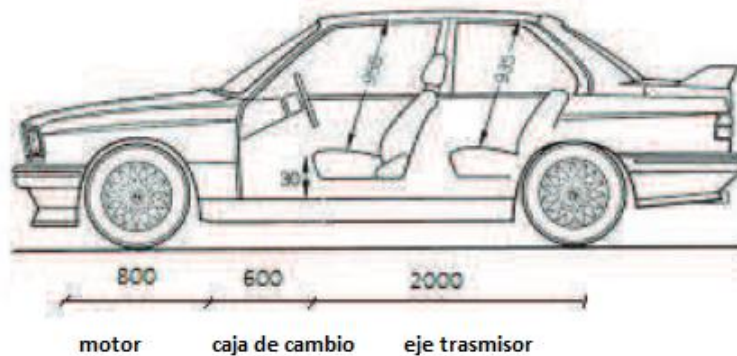


Imagen 2.49

Como acabamos de mencionar el eje estará dividido en dos partes de 1m, sin embargo al ser tan largo puede sufrir vibraciones las cuales no permitirán el buen funcionamiento de este elemento y acortara su vida útil.

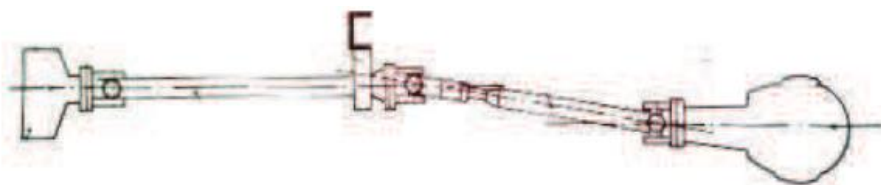


Imagen 2.50

Normalmente son ejes huecos ya que son más ligeros que un eje macizo, y el par que pueden transmitir es similar al de los ejes macizos.

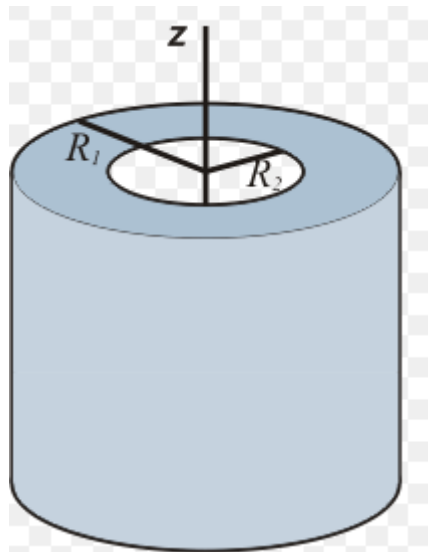


Imagen 2.51

La diferencia entre el diámetro interior y el exterior tiene que estar entre 0,6 y 0,9. En este caso el material que se va a usar para este eje es AISI 4140 y las dimensiones serán las siguientes:

$$\begin{aligned} r_{int} &= 44\text{mm} \\ r_{ext} &= 50\text{mm} \\ e &= 3\text{mm} \end{aligned}$$

Para hacer este cálculo nos hemos basado en el código ASME:

$$ASME: t_{max} = \frac{r}{j} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

Ya que los ejes son elementos giratorios y es muy probable que fallen a fatiga. Obteniendo unos resultados de:

$$\begin{aligned} r_{int} &= 44\text{mm} \\ r_{ext} &= 46\text{mm} \end{aligned}$$

Una vez calculados estos datos procederemos a la selección de un tubo cardan para nuestro vehículo, en nuestro caso escogeremos:

Tubos transmisión (calidad ST-52)

Ø Exterior	Espesor	Ø Interior	Series cardan	Ref.Buruaga
32	1,5	29	473.20/ELBE 106	092.0080
40	2	36	473.30/ELBE 107	092.0090
50	2	46	1100/1310/287.00/473.30/ 109	092.0100
50	3	44	1100/1310/ELBE109-110/2C-4C	092.0120
60	4	52	ELBE 112-5C	092.0125
63,5	2,41	58,68	687.15/1310/1350/1410/4C	092.0130
70	3	64	287.10-20/ELBE112-113	092.0140
70	4	62	ELBE 113-6C	092.0145

Imagen 2.52

Al ser elementos largos se tendría que comprobar la velocidad crítica, pero como nuestro eje cardan está escogido del catálogo oficial se da por supuesto que el eje cardan acoplado funcionará correctamente en todas las circunstancias.

Para ver cómo hemos comprobado que el eje del catálogo no falla a fatiga usando el código ASME ir a la página 80 del anexo de cálculos.

2.9.13.2 Juntas cardan

Cuando el eje esta partido en dos y forma un conjunto para que se pueda transmitir el par de un eje a otro hay que usar una junta homocinética.

La función de esta junta es que los dos ejes acoplados a ella tengan la misma velocidad aunque no sean ejes lineales y tenga una inclinación. Como ya sabemos, la caja de cambios estará quieta en todo momento ya que estará sujeta al motor y al chasis del vehículo, pero el diferencial, se moverá con las ruedas en movimientos verticales, estos movimientos no serán muy elevados ya que dependen del cambio de rasante del pavimento, pero esto hará que el eje trasmisor se mueva un ángulo de 12° máximo.

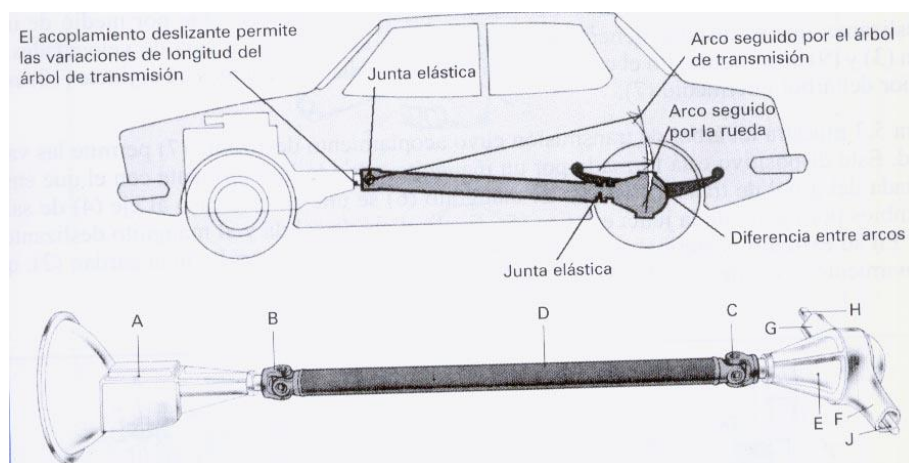


Imagen 2.53

El cardan es la junta más usada:



Imagen 2.54

Sin embargo las juntas cardan no son totalmente homocinéticas, es decir, los dos ejes no tendrán la misma velocidad, habrá aceleraciones. Por lo tanto, en la mayoría de los casos se usarán cardan dobles, que si son totalmente homocinéticos.



Imagen 2.55

Estas juntas se han escogido del catálogo por lo que no hemos comprobado ningún cálculo, para estudiar que diámetro deberían tener tendríamos que hacer un estudio a cortante, pero en este caso no lo hemos hecho ya que es el cardan adecuado para nuestro tubo eje transmisor escogido del catálogo oficial para nuestro BMW.



D Ø	L1	L min. /L max	Fabricante/serie/aplicación	Fig.	engrase	Ref.Buruaga
15	40,1		GWB 473.10	1	1	080.0060
17	41		ELBE 105	1	1	080.0090
19	44		Dados acero	1	1	075.0006
19	44,4		BMW remachar	1	3	075.0005
19	48		AGRICOLA TM	1	1	070.0340
19	48		GWB 173.20	1	1	080.0100
19	52		SPICER 0500	1	1	080.0135
20		35/38	NISSAN / SUZUKI	6	5	075.0400
22		37,6/39,6	MITSUBISHI	6	3	075.0401

Imagen 2.56

2.9.14 El diferencial

En nuestro caso el diferencial que vamos a usar será un diferencial común, ya que nuestro coche es un coche del año 1987 y este es el tipo de diferencial que esta acoplado por nuestro vehículo. Nosotros en este proyecto solo hemos estudiado las fuerzas generadas por este diferencial, para conocer las fuerzas a las que estará sometido el eje cardan y poder comprobar su diámetro mediante el código ASME.



Imagen 2.57

Durante todo el proyecto, al dimensionar todos los engranajes para conseguir las reducciones requeridas hemos tenido que tener en cuenta la reducción constante del que tienen los engranajes del diferencial. Con ello hemos conseguido producir unos engranajes cuya reducción entre ellos es similar al de la ficha técnica.

$$i_{dif} = \frac{1}{3,5}$$

Para conseguir las fuerzas de los engranajes que componen un diferencial usaremos las siguientes formulas.

$$F_T = M_{t \max} \cdot \frac{1}{\frac{d}{2}} \quad (2.25)$$

$$F_a = F_T \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \cos \beta \quad (2.26)$$

$$F_r = F_T \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \operatorname{sen} \beta \quad (2.27)$$

Las fuerzas que producen este diferencial sobre el eje cardan serán:

$$F_T = 7657,04 \text{ N}$$

$$F_a = 1268,71 \text{ N}$$

$$F_r = 461,77 \text{ N}$$

Para ver de cómo hemos obtenido estos valores ir a la página 51 del anexo de cálculos.

2.10 PLANIFICACIÓN

En la siguiente tabla se explicará el diseño de una transmisión mediante una planificación Gantt:

GANTT																				
Mes	Febrero				Marzo				Abril				Mayo				Junio			
Semana	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Búsqueda de información	■	■	■	■	■	■	■	■												
Diseño									■	■	■	■								
Análisis del mercado	■	■	■	■																
Fabricación													■	■	■	■	■	■	■	■
Montaje I																		■		
Control de calidad													■	■	■	■	■	■	■	■
Comprobaciones																			■	
Transporte																				■
Montaje II																				■
Gestión	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

Tabla 2.6



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

3. ANEXO DE CALCULOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

3. CÁLCULOS

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
3.1. INTRODUCCIÓN.....	3
3.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE.....	4
3.2.1. Resistencia por rodadura.....	4
3.2.2. Resistencia por pendiente.....	6
3.2.3. Resistencia por inercia.....	7
3.2.4. Resistencia por el aire.....	8
3.2.5. Resistencia total al avance.....	9
3.3. CÁLCULOS DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	11
3.3.1. Cálculos de reducción	11
3.3.2. Cálculos de reducción con el diferencial.....	13
3.4. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES.....	15
3.4.1. Cálculos de los dientes de los engranajes.....	15
3.4.2. Cálculo del módulo de los engranajes.....	16
3.4.3 Cálculo del dimensionamiento de los engranajes.....	22
3.4.4. Cálculos de las fuerzas de los engranajes.....	24
3.4.5. Cálculo de los engranajes de marcha atrás.....	27
3.5. CÁLCULO DE LOS EJES.....	31
3.5.1. Cálculos de las fuerzas en el eje.....	31
3.5.2. Cálculo del momento total en el eje motor	42
3.5.3. Dimensionamiento del eje motor	42
3.5.4. Dimensionamiento del eje transmisor	45
3.6. CÁLCULO DEL DIFERENCIAL.....	49
3.6.1. Cálculo del módulo y relación de transmisión.....	49
3.6.2. Cálculo de las fuerzas del diferencial.....	51

3.7. CÁLCULO DE LOS SINCRONIZADORES.....	53
3.7.1. Cálculos del acoplamiento.....	53
3.8. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS.....	57
3.8.1. Cálculo de los rodamientos en el eje motor.....	58
3.8.2. Cálculo de los rodamientos en el eje transmisor.....	64
3.8.3. Cálculo de los rodamientos en los engranajes.....	70
3.9. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS.....	74
3.9.1. Cálculo de las chavetas a cortante.....	75
3.9.2. Cálculo de las chavetas a aplastamiento.....	76
3.10. CÁLCULO DEL EMBRAGUE.....	78
3.11. CÁLCULO DEL CARDAN.....	80

3.1. INTRODUCCIÓN

Para iniciar el cálculo de los elementos de los que consta la transmisión de un automóvil, se parte de unos datos de partida que han sido los solicitados inicialmente por el cliente y por el motor acoplado en el automóvil.

DATOS DE PARTIDA	
Tracción	Trasera
Numero de marchas	5
cilindrada	1796cm ³
Potencia máxima del motor	136 CV
Régimen de potencia máxima	6000 rpm
Par máximo	172 N·m
Régimen de par máximo	4600 rpm
Peso del vehículo	1125 kg
Velocidad máxima	214 km/h
Ruedas	195/65/R14
Relación de marcha 1	2.31
Relación de marcha 2	1.685
Relación de marcha 3	1.378
Relación de marcha 4	1.17
Relación de marcha 5	1.00
Relación de marcha R	2.74

Tabla 3.1

Todos estos datos, se consideran para un desplazamiento normal del vehículo y bajo cualquier tipo de superficie, bien sea pavimento, tierra, asfalto, etc.,

3.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE (Según M. Cascajosa)

A continuación se van a calcular las resistencias que se van a oponer en el avance del automóvil en cualquier situación.

Las resistencias que se oponen al avance son cuatro:

- Resistencia por rodadura (R_r)
- Resistencia por pendiente (R_p)
- Resistencia por inercia (R_i)
- Resistencia por el aire (R_a)

3.2.1. Resistencia por rodadura (R_r)

Para conocer más detalles de ésta resistencia ir a la página 48 de la memoria.

Primero se calcula la fuerza producida con el rozamiento del pavimento, para ello usaremos la siguiente formula:

$$F_2 = K \cdot W \cdot \cos\alpha \quad (3.1)$$

Sabiendo que:

$$P = F \cdot v \quad (3.2)$$

Para calcular la potencia necesaria para superar la fuerza de rodadura usaremos la siguiente fórmula:

$$P_1 = \frac{W \cdot K \cdot v \cdot \cos\alpha}{172} \quad (3.3)$$

W =Carga Total = P.M.A = 1125 Kg

Para conseguir los coeficientes de rodadura usaremos la siguiente tabla:

Superficie	Condición	K
Concreto	Excelente	0,0100
	Bueno	0,0150
	Malo	0,0200
Asfalto	Bueno	0,0125
	Regular	0,0175
	Malo	0,0225
Macadam	Bueno	0,0150
	Regular	0,0225
	Pobre	0,0375
Grava	Ordinaria	0,0550
	Pobre	0,0850
Barro	Suave	0,0250
	Arenoso	0,0375
Arena a nivel o pendiente	Suave	0,0600-0,150
	Duna	0,1600-0,300

Imagen 3.1

Nuestro coche en la mayoría de los casos ira por la carretera,

$$K = 0,022$$

En la quinta marcha, la velocidad máxima del vehículo será de 214 km/h , y la pendiente que se debe superar será de 4.5° (5%).

$$P_{1(5)} = \frac{1125 \cdot 0.022 \cdot 214 \cdot \cos 4,5}{172} = 30,69 \text{ CV}$$

En la primera marcha, la velocidad máxima del vehículo será de $26,46 \text{ km/h}$, y la pendiente que se debe superar será de 63° (70%).

$$P_{1(1)} = \frac{1125 \cdot 0.022 \cdot 214 \cdot \cos 63}{172} = 1,72 \text{ CV}$$

3.2.2. Resistencia por pendiente (R_p)

Esta resistencia, es la que se opone al avance del vehículo, cuando este sube una pendiente.

$$F_3 = W \cdot \sin \alpha \quad (3.4)$$

Utilizando la fórmula 3.2, podremos calcular la potencia necesaria para superar la fuerza por pendiente, sabiendo que la W es la misma 1125kg.

$$P_2 = \frac{W \cdot v \cdot \sin \alpha}{172} \quad (3.5)$$

En la quinta marcha, la resistencia por la pendiente no será tomada en cuenta, ya que si el automóvil quiere subir una pendiente usara una marcha reductora, la velocidad máxima del vehículo subiendo la pendiente será de 26,43 km/h , y la pendiente que se debe superar será de 63° (70%).

$$P_{2(1)} = \frac{1125 \cdot 26.43 \cdot \sin 4,5}{172} = 99.07 \text{ CV}$$

3.2.3. Resistencia por inercia (R_i)

Esta resistencia es la originada debido a un incremento de velocidad.

Para conocer más detalles de esta resistencia ir a la página 47 de la memoria

$$j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g} \quad (3.6)$$

Donde M = Masa del remolque, P = P.M.A. y j = Aceleración que ha de adquirir, por ejemplo para adelantar.

La aceleración se calcula mediante la fórmula:

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_1 = \text{Velocidad inicial} \\ V_2 = \text{Velocidad final} \\ t = \text{tiempo invertido para pasar de } V_1 \text{ a } V_2 \end{array} \right.$$

Con P en Tn y tomando, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Suponiendo durante el diseño de los siguientes valores, se tiene que la resistencia por inercia es:

$$\left. \begin{array}{l} V_1 = 0 \text{ km/h} = 0 \text{ m/s} \\ V_2 = 100 \text{ km/h} = 27.77 \text{ m/s} \\ t = 9.20 \text{ seg} \end{array} \right\}$$

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} = j \frac{(27.77 - 0)}{9.2} = 3.01 \text{ m/s}^2$$

Aplicando la fórmula 3.6 obtendremos la potencia necesaria para superar la fuerza de la inercia:

$$1.125 \cdot 3.01 = \frac{P \cdot 3.01}{9.8}$$

$$P_{3(1)} = 33.86 \text{ CV}$$

3.2.4. Resistencia por el aire (R_a)

En este apartado estudiaremos la fuerza necesaria para que el vehículo supere la fuerza generada por el rozamiento del aire a la velocidad máxima.

Para conocer más detalles de esta resistencia ir a la página 48 de la memoria

Usaremos a siguiente fórmula:

$$F = 0.5 \cdot C_w \cdot \rho \cdot s \cdot v^2 \quad (3.7)$$

Aplicando la fórmula 3.2 obtendremos la expresión de la potencia necesaria para superar la resistencia producida por el aire.

$$P_4 = \frac{C_w \cdot S \cdot V^3}{57985.63} \quad (3.8)$$

$$S = 2 \text{ m}^2$$

$$C_w = 0.3$$

$$V_{max} = 214 \text{ km/h}$$

$$P_{4(5)} = \frac{0.3 \cdot 2 \cdot 214^3}{57985.63} = 101CV$$

Ahora, usaremos la misma expresión para calcular la potencia en la primera marcha, sabiendo que la velocidad máxima será de 26.46 km/h

$$P_{4(1)} = \frac{0.3 \cdot 2 \cdot 26.46^3}{57985.63} = 0.19CV$$

3.2.5. Resistencia total al avance (R_T)

La resistencia total al avance del coche, será la suma de todas las resistencias calculadas anteriormente:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (3.9)$$

Se pueden dar dos casos diferentes:

- Resistencia al avance en primera
- Resistencia al avance en quinta

La suma de las potencias al avance no debe superar la potencia máxima generada por el motor:

- Resistencia al avance en primera usando la fórmula 3.9:

$$P_T = P_{1(1)} + P_{2(1)} + P_{3(1)} + P_{4(1)}$$

$$P_T = 1.72 + 99.07 + 33.86 + 0.19 = 134.84 CV$$

- Resistencia al avance en quinta usando la fórmula 3.9:

$$P_T = P_{1(5)} + P_{4(5)}$$

$$P_T = 30.69 + 101 = 131.69 CV$$

La comprobación que hemos estudiado se basa en que las potencias generadas por las resistencias no deben sobrepasar la potencia generada por el motor.

$$131.69 CV < 136 CV$$

$$134.84 CV < 136 CV$$

Con esta comprobación observamos que el motor acoplado en nuestro vehículo soporta correctamente las resistencias.

3.3. CÁLCULO DE CAJA DE CAMBIOS:

La caja de cambios es el elemento que cambia el par del motor, dependiendo de las condiciones aumenta o disminuye el par, normalmente la caja de cambios aumenta el par del motor para superar las fuerzas originadas por el movimiento del coche.

Para conocer más detalles de la caja de cambios ir a la página 51 de la memoria

3.3.1. Cálculos de reducción de la caja de cambios

En nuestro caso nos vamos a guiar por las reducciones de la ficha técnica del BMW 318i E30.

REDUCCIONES DE MARCHAS	
Tracción	Trasera
Numero de marchas	5
Ruedas	195/65/R14
Relación de marcha 1	2.31
Relación de marcha 2	1.685
Relación de marcha 3	1.378
Relación de marcha 4	1.17
Relación de marcha 5	1.00
Relación de marcha R	2.74

Tabla 3.2

Con estas reducciones dibujaremos el diagrama de velocidades, el cual está representado mediante la velocidad del coche y las revoluciones del motor.

Para conocer la velocidad de la rueda tenemos que saber el diámetro de ésta.

Rueda → 195/65/R14

Primero de todo tenemos que saber que R 14 está en pulgadas por lo que cambiaremos a milímetros.

$$14" \cdot 25,4 = 355,6mm$$

Después el perfil de la rueda se representa mediante 195/65, nosotros conseguiremos el perfil de la rueda en milímetros

$$195 \cdot 0,65 = 126,75mm$$

Con todos estos datos obtendremos el diámetro de la rueda, para ello sumaremos el diámetro de la llanta, más dos veces el perfil del neumático.

$$D = 355,6 \cdot (2 \cdot 126,75) = 609,1mm = 0,6091m$$

Para saber la velocidad angular de la rueda usaremos la siguiente fórmula.

$$w_{rueda} = \frac{v}{R} \quad (3.10)$$

Por lo tanto, obtendremos la velocidad máxima de la rueda en todas las marchas:

$$w_{\max 5} = \frac{214 \text{ km/h}}{\frac{0,6091}{2}} = \frac{59,45 \text{ m/s}}{0,30455} = 195,2 \text{ rad/s}$$

$$w_{\max 4} = 141,19 \text{ rad/s}$$

$$w_{\max 3} = 119,88 \text{ rad/s}$$

$$w_{\max 2} = 98,04 \text{ rad/s}$$

$$w_{\max 1} = 71,51 \text{ rad/s}$$

$$w_{\max r} = 60,29 \text{ rad/s}$$

Esta velocidad máxima la obtendremos con la velocidad máxima de revoluciones del motor en nuestro caso a 6000 rpm, con todo esto procederemos a dibujar el diagrama.

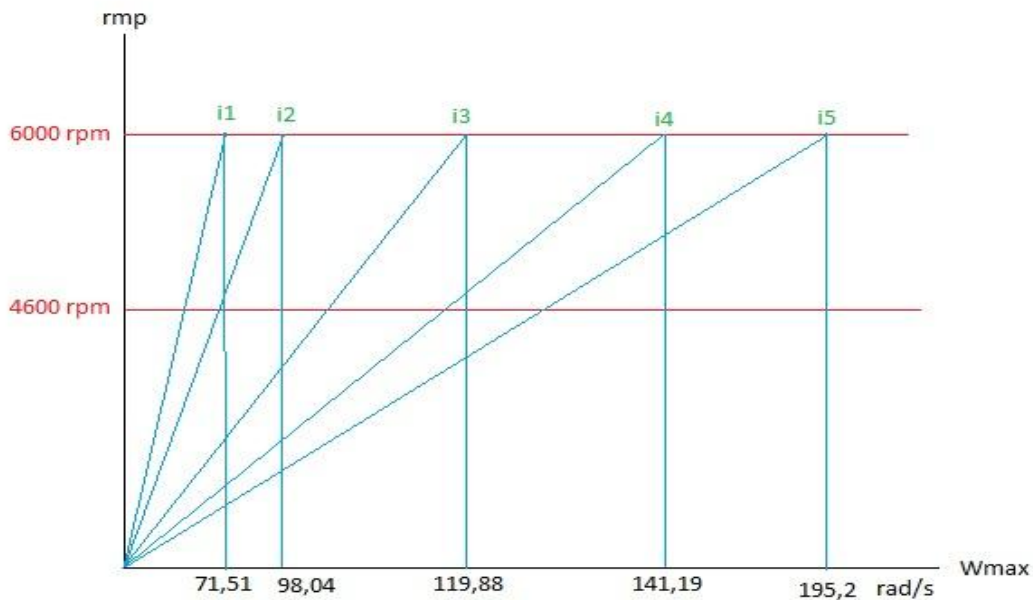


Imagen 3.2

3.3.2. Cálculos de reducción de la caja de cambios con el diferencial

Para comprobar las reducciones de cada marcha tendremos que usar la reducción constante del diferencial, con esto veremos cómo se nos aproxima a la ficha técnica del BMW 318i E30, el valor de la reducción del diferencial será:

$$i_{dif} = \frac{1}{3,5}$$

Para ello usaremos la siguiente fórmula:

$$i_{marcha} = i_{cc} \cdot i_{dif} \quad (3.11)$$

Operando la fórmula 3.11 conseguimos la reducción de cada marcha.

$$i_{marcha} = \frac{rpm_{max}}{W_{max} \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot i_{dif}$$

$$i_{5^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{195 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 0,91 \approx 1$$

$$i_{4^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{141,16 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 1,17 \approx 1,18$$

$$i_{3^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{119,88 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 1,378 \approx 1,39$$

$$i_{2^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{98,04 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 1,685 \approx 1,7$$

$$i_{1^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{71,51 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 2,31 \approx 2,34$$

$$i_{r^o} = \frac{6000 \text{ rpm}}{60,29 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}} \cdot \frac{1}{3,5} = 2,74 \approx 2,77$$

Con esto comprobamos que la relación de cada marcha queda totalmente semejante a la relación de la ficha técnica.

3.4. Cálculo de los engranajes:

Una vez obtenidas las reducciones de las marchas vamos a calcular cuántos dientes tiene cada engranaje, este cálculo se hace respetando la norma UNE 18016. Vamos a tratar de que los engranajes tengan los menos dientes posibles, para que los engranajes no sean muy grandes, pero como mínimo tendrán 14 dientes.

Para conocer más detalles de los engranajes ir a la página 51 de la memoria

3.4.1. Cálculos de los dientes de los engranajes

El módulo de los engranajes esta relacionado con el número de dientes y con el ángulo de inclinación como podemos observar en la siguiente fórmula.

$$d = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_a} \quad (3.12)$$

La norma nos indica que es recomendable que el ángulo de inclinación de los engranajes tiene que estar entre 20° y 30° , aplicando la fórmula 3.12 sacaremos el ángulo de inclinación para cada marcha.

$$1. \text{ marcha} \rightarrow \frac{15 + 35}{\cos 25} = 55,16 \quad \beta_a = 25^\circ$$

$$2. \text{ marcha} \rightarrow \frac{18 + 30}{\cos \beta_a} = 55,16 \quad \beta_a = 29,5^\circ$$

$$3. \text{ marcha} \rightarrow \frac{20 + 28}{\cos \beta_a} = 55,16 \quad \beta_a = 29,5^\circ$$

$$4. \text{ marcha} \rightarrow \frac{23 + 26}{\cos \beta_a} = 55,16 \quad \beta_a = 27^\circ$$

$$5. \text{ marcha} \rightarrow \frac{26 + 26}{\cos \beta_a} = 55,16 \quad \beta_a = 20^\circ$$

Una vez comprobado que el ángulo de inclinación está entre 20° y 30° , tenemos que comprobar que la relación de transmisión esté de acuerdo con las de la ficha técnica, para ello usaremos la siguiente fórmula.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.13)$$

Aplicando la fórmula 3.13 obtendremos la relación de cada marcha y observaremos que es semejante a la de la ficha técnica.

$$i_1 = \frac{35}{15} = 2,33 \approx 2,34$$

$$i_2 = \frac{30}{18} = 1,66 \approx 1,70$$

$$i_3 = \frac{28}{20} = 1,4 \approx 1,39$$

$$i_4 = \frac{26}{23} = 1,12 \approx 1,15$$

$$i_5 = \frac{26}{26} = 1 \approx 1$$

Con esta última comprobación quedan dimensionados los dientes de los engranajes.

3.4.2. Cálculos del módulo de los engranajes:

Para concretar el módulo de un engranaje hay varios métodos, nosotros en este caso utilizaremos el método estudiado para engranajes helicoidales, que viene representado mediante la siguiente fórmula.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2P \cdot \cos^4 \beta_a (i_{-1}^+)}{K \cdot \psi \cdot w \cdot z^2 \cdot \sin \alpha_r \cdot \cos \alpha_r \cdot i}} \quad (3.14)$$

Sustituyendo los valores de $\alpha_r = 20^\circ$ y $T=P/w$:

$$m = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot T_1 \cdot \cos^4 \beta_a (i_{-1}^+)}{K \cdot \psi \cdot z^2 \cdot i}} \quad (3.15)$$

Una vez obtenida la fórmula, tenemos que conseguir todos los factores que están predefinidos mediante tablas según la condición que trabajan.

Factor de guiado ψ :

$$\psi = 10$$

Este valor lo obtenemos mediante la siguiente tabla:

Duración en horas para engranajes recomendadas					
Aparatos domésticos	Entre	1.000	y	2.000	horas
Automóviles pesados	"	1.500	"	2.500	"
Cajas de reductores	"	20.000	"	40.000	"
Buques	"	20.000	"	40.000	"
Engranajes de turbina	"	40.000	"	150.000	"

Factor de guiado (ψ) entre engranajes					
Guiados Mediocras	ψ	Entre	5	y	8
Guiados Buenos	ψ	"	10	"	12
Guiados excelentes	ψ	"	15	"	25

Imagen 3.3

Tenemos que tener en cuenta que el factor de guiado trabaja con el ancho del engranaje.

$$b = m \cdot \psi$$

Por último tenemos que conseguir de la tabla, la presión característica de rodadura (K_{adm}), que depende directamente del material y de la vida útil del engranaje. Para ello tenemos que estimar la vida de la caja de cambios, y para esto necesitamos saber cuánto tiempo estaremos en cada marcha.

Se estima de la siguiente forma:

Como media queremos que la vida de la caja de cambios haga 200.000 km a una velocidad media de 80 km/h con esto, podemos calcular cuantas horas va a durar nuestra caja de cambios:

$$\frac{200.000 \text{ km}}{80 \text{ km/h}} = 2500 \text{ h}$$

Esas 2500 horas las repartiremos a cada marcha :

REDUCCIONES DE MARCHAS	
1ª	146 horas
2ª	456 horas
3ª	526 horas
4ª	876 horas
5ª	476 horas
R	20 horas
Suma:	2500 horas

Tabla 3.3

Como ya habíamos mencionado anteriormente la K_{adm} la obtendremos de una tabla respecto al material elegido y dependiendo de las revoluciones a las cuales trabaja. En nuestro caso, el eje principal trabaja siempre a 4600 rpm en todas las marcha.

Piñón o rueda de	Dureza Brinell DB [kg/mm ²]	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										k _{min}
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
GG-18.....	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	—	—	—	3,5
GG-26.....	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	—	7
GS o bien S _r 42....	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
S _r 50.....	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
S _r 60.....	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
S _r 70.....	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Acero mej. al Mn 80-95 kg/mm ²	230	—	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Acero mej. al Mn 90-105 kg/mm ²	260	—	—	89	70	52	41	36	33	28	24	30
Acero aleado mej. (templado).....	450	—	—	—	210	155	120	105	95	83	70	60
Acero aleado cement. (templado)	600	—	—	—	370	270	215	190	170	150	125	80

Imagen 3.4

En la tabla en el siguiente apartado a la hora de calcular ϕ , está calculado para distintas horas, con nuestros valores tendremos que hacer una interpolación para calcular el ϕ exacto para cada marcha.

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
ϕ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

Imagen 3.5

Duración (φ)	
1 ^a	3,25
2 ^a	2,28
3 ^a	2,21
4 ^a	1,87
5 ^a	2,26
R	3,76

Tabla 3.4

Con estos valores obtendremos la K_{adm} mediante la siguiente fórmula.

$$K_{adm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = \varphi \cdot K_{min} \quad (3.16)$$

$$1^a \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 3,25 \cdot 80 = 260 \text{ kg/cm}^2$$

$$2^a \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 2,28 \cdot 80 = 182,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$3^a \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 2,21 \cdot 80 = 176,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$4^a \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 1,87 \cdot 80 = 146,6 \text{ kg/cm}^2$$

$$5^a \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 2,26 \cdot 80 = 180,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$R \text{ marcha} \rightarrow K_{adm} = 3,76 \cdot 80 = 300,8 \text{ kg/cm}^2$$

Con todos estos datos podemos proceder al cálculo del módulo aplicando la fórmula 3.15.

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 25(2,3 \pm 1)}{260 \cdot 10 \cdot 15^2 \cdot 2,3}} = 0,269 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 29,5(1,7 \pm 1)}{182,4 \cdot 10 \cdot 18^2 \cdot 1,7}} = 0,256 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$m_3 = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 29,5(1,37 \pm 1)}{176,8 \cdot 10 \cdot 20^2 \cdot 1,37}} = 0,251 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$m_4 = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 27(1,17 \pm 1)}{146,6 \cdot 10 \cdot 23^2 \cdot 1,17}} = 0,2537 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$m_5 = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 20(1 \pm 1)}{180,8 \cdot 10 \cdot 26^2 \cdot 1}} = 0,246 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

$$m_r = \sqrt[3]{\frac{6.25 \cdot 170.00 \cdot \cos^4 0(2,74 \pm 1)}{300,8 \cdot 10 \cdot 14^2 \cdot 2,74}} = 0,3 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

Una vez hallado el módulo, usaremos el valor más semejante de los módulos normalizados que podemos observar en la siguiente tabla, en nuestro caso será un módulo de 3mm

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

Imagen 3.6

3.4.3. Cálculos del dimensionamiento de los engranajes:

Con los datos calculados en el anterior apartado podemos dimensionar el tamaño de la rueda usando la siguiente fórmula:

$$R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos \beta_a} \quad (3.17)$$

Aplicando la fórmula 3.17:

$$R1 = \frac{3 \cdot 15}{2 \cdot \cos 25^\circ} = 24,82 \text{ mm}$$

$$R2 = \frac{3 \cdot 18}{2 \cdot \cos 29,5^\circ} = 31,02 \text{ mm}$$

$$R3 = \frac{3 \cdot 20}{2 \cdot \cos 29,5^\circ} = 34,46 \text{ mm}$$

$$R4 = \frac{3 \cdot 23}{2 \cdot \cos 27^\circ} = 38,72 \text{ mm}$$

$$R5 = \frac{3 \cdot 26}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 41,5 \text{ mm}$$

$$r1 = \frac{3 \cdot 35}{2 \cdot \cos 25^\circ} = 57,92 \text{ mm}$$

$$r2 = \frac{3 \cdot 30}{2 \cdot \cos 29,5^\circ} = 51,70 \text{ mm}$$

$$r3 = \frac{3 \cdot 28}{2 \cdot \cos 29,5^\circ} = 48,25 \text{ mm}$$

$$r4 = \frac{3 \cdot 26}{2 \cdot \cos 27^\circ} = 43,99 \text{ mm}$$

$$r5 = \frac{3 \cdot 26}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 41,21 \text{ mm}$$

En la siguiente tabla veremos la dimensión de los radios de todos los engranajes.

<i>RADIOS DE LOS ENGRANAJES (mm)</i>		
<u>Nº</u>	<u>Eje motor (R)</u>	<u>Eje transmisor (r')</u>
1ª	24,82 mm	57.92 mm
2ª	31,02 mm	51.70 mm
3ª	34,46 mm	48,25 mm
4ª	38,72 mm	43,99 mm
5ª	41,5 mm	41,21 mm

Tabla 3.5

En nuestro caso siempre se dará que la suma de los radios de cada eje en su marcha correspondiente nos dará una distancia entre ejes constante cuyo valor es de 82,72 mm valiéndonos de la fórmula 3.12.

$$r_1 + r'_1 = r_2 + r'_2 = r_3 + r'_3 = r_4 + r'_4 = r_5 + r'_5 = 82,72mm$$

3.4.4. Cálculos de las fuerzas de los engranajes:

Al ser engranajes helicoidales tendremos dos fuerzas una radial y otra axial, las cuales vemos representadas en la siguiente imagen.

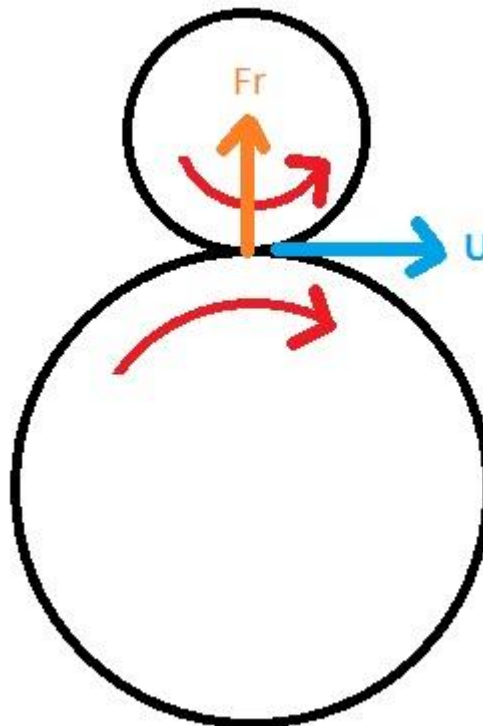


Imagen 3.7

Calcularemos las fuerzas con las siguientes fórmulas:

$$U = \frac{T}{R} \quad (3.18)$$

$$F_r = U \cdot \tan \alpha \quad (3.19)$$

Aplicándolas:

$$U1 = \frac{172.000}{24,82} = 6902,0 \text{ N}$$

$$U2 = \frac{172.000}{31,02} = 5544,8 \text{ N}$$

$$U3 = \frac{172.000}{34,46} = 4991,2 \text{ N}$$

$$U4 = \frac{172.000}{38,72} = 4442,1 \text{ N}$$

$$U5 = \frac{172.000}{41,5} = 4144,5 \text{ N}$$

$$F_{r,1} = 6902,0 \cdot \tan 12^\circ = 3218,0 \text{ N}$$

$$F_{r,2} = 5544,8 \cdot \tan 12^\circ = 3137,0 \text{ N}$$

$$F_{r,3} = 4991,2 \cdot \tan 12^\circ = 2540,9 \text{ N}$$

$$F_{r,4} = 4442,1 \cdot \tan 12^\circ = 2263,3 \text{ N}$$

$$F_{r,5} = 4144,5 \cdot \tan 12^\circ = 1508,4 \text{ N}$$

En la tabla que observamos a continuación podemos ver las fuerzas que hacen cada engranaje, aplicando las formulas 3.18 y 3.19.

<i>Fuerzas en los engranajes (N)</i>		
<u>Nº</u>	<i>U</i>	<i>F_r</i>
1ª	6902,0 N	3218,0 N
2ª	5544,8 N	3137,0 N
3ª	4991,2 N	2540,9 N
4ª	4442,1 N	2263,3 N
5ª	4144,5 N	1508,4 N

Tabla 3.6

3.4.5. Cálculos de los engranajes de marcha atrás:

La marcha atrás va estar compuesta de 3 engranajes de dientes rectos, con estos 3 engranajes conseguiremos cambiar la dirección del eje transmisor, lo cual va a producir un movimiento inverso a las otras marchas, la reducción que tenemos que tener en cuenta será la de los datos de partida.

$$i_R = 2,74$$

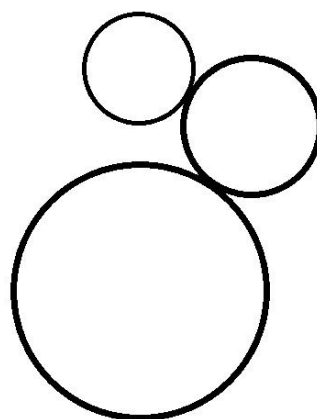


Imagen 3.8

El engranaje del medio no cambia la reducción, por lo tanto buscaremos hallar esa relación de transmisión usando la fórmula 3.13.

$$i_R = \frac{38}{14} = 2,71 \approx 2,74$$

Una vez obtenida la relación de transmisión podemos dimensionar los engranajes aplicando la fórmula 3.17.

$$R_1 = 21 \text{ mm}$$

$$R_2 = 21 \text{ mm}$$

$$R_3 = 57 \text{ mm}$$

Sabiendo que la distancia entre ejes, como ya habíamos mencionado anteriormente en el apartado de los engranajes, es de 82,72 mm, procederemos a calcular los ángulos a los cuales colocaremos los engranajes, para esto usaremos el teorema de Pitágoras y el teorema del Seno en el siguiente triángulo.

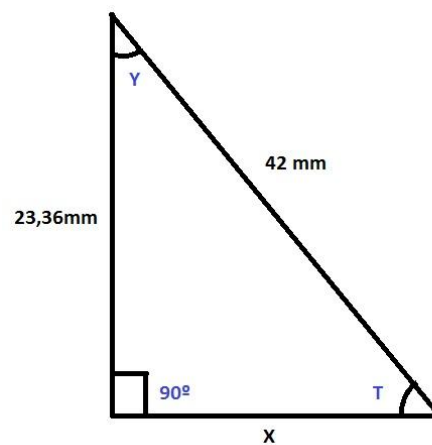


Imagen 3.9

$$\text{Pitágoras} \rightarrow h^2 = c_1^2 + c_2^2$$

$$\text{Teorema del Seno} \rightarrow \frac{c_1}{\text{sen}\alpha} = \frac{c_2}{\text{sen}\beta}$$

Con estas fórmulas podemos sacar todas las incógnitas que observábamos en la imagen 3.10

$$42^2 = 23,36^2 + c_2^2 = 34,90$$

$$C_2 = 34,90$$

$$\frac{23,36}{\text{sen}T} = \frac{34,90}{\text{sen}Y} = \frac{42}{\text{sen}90}$$

$$T = 33,80^\circ$$

$$Y = 56,19^\circ$$

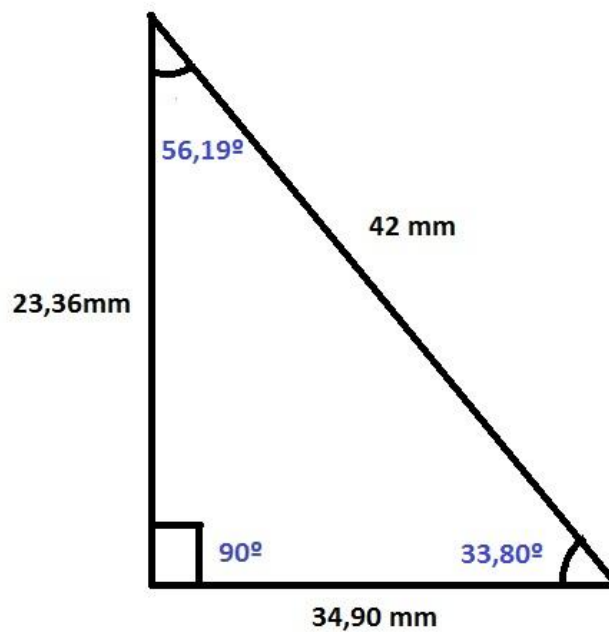


Imagen 3.10

Queda decir que el módulo de los engranajes es de 3 mm con una K_{adm} de $300,8 \text{ kg/cm}^2$ calculados anteriormente.

Una vez tengamos todos los ángulos calculados procederemos a calcular las fuerzas respecto a los ejes aplicando la fórmula 3.18.

$$U_{\text{eje motor}} = \frac{172}{0.021} = 8190,4 \text{ N}$$

$$U_{\text{eje transmisor}} = \frac{172}{0.057} = 3017,5 \text{ N}$$

Ahora los descomponemos en su componente vertical y horizontal tal como vemos en la siguiente imagen.

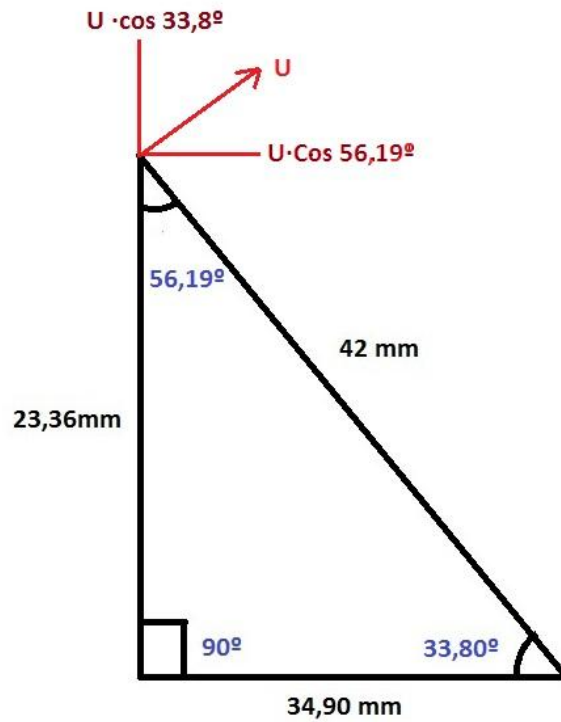


Imagen 3.11

3.5. Cálculo de los ejes:

Los ejes compuestos por una caja de cambios tienen que aguantar las fuerzas producidas por los engranajes, estas cargas serán variables, por lo tanto haremos un estudio a fatiga para dimensionar el eje. Para hacer esto usaremos el código ASME.

3.5.1. Cálculos de las fuerzas en el eje motor

Para calcular el eje tenemos que tener en cuenta las cargas radiales sometidas en el eje en nuestro caso U y F_r , también tendremos en cuenta el momento producido por la carga U , como está aplicada en los dientes del engranaje produce un momento flector, como podemos observar en la siguiente imagen.

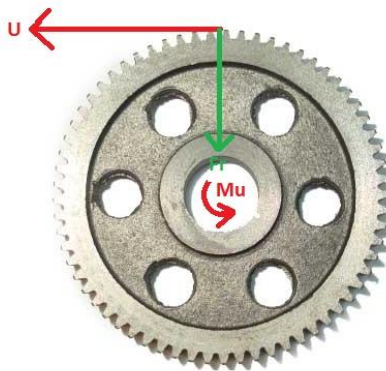


Imagen 3.12

Por lo tanto, en el eje motor podemos observar un ejemplo representado mediante la siguiente imagen, cada situación será distinta, ya que cada marcha está montada a distancias diferentes.

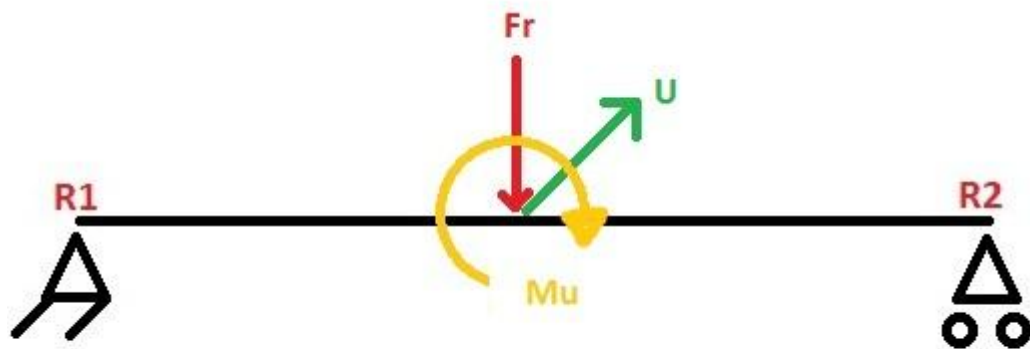


Imagen 3.13

Ahora procederemos al cálculo de Mu para todos los casos:

$$Mu = U \cdot$$

$$Mu1 = 6902 \cdot 0,024 = 165,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mu2 = 5544 \cdot 0,031 = 171,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mu3 = 4991 \cdot 0,034 = 170 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mu4 = 4442 \cdot 0,038 = 168,80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mu5 = 4144 \cdot 0,0415 = 171,98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$MuR = 4557,47 \cdot 0,021 = 95,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

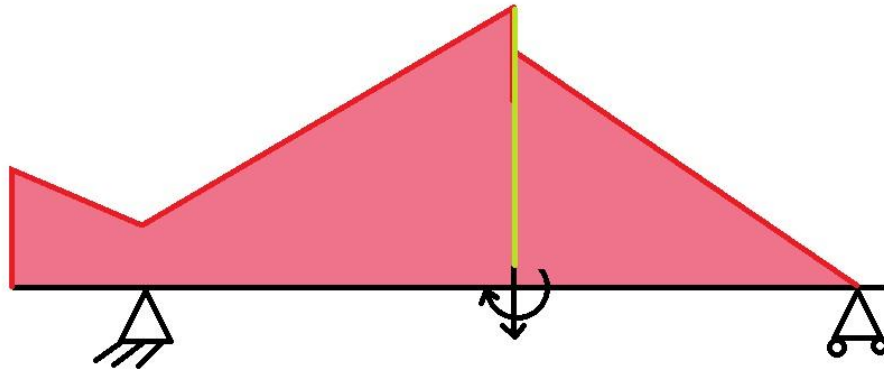


Imagen 3.14

Para conseguir el momento flector máximo y las reacciones en los apoyos utilizaremos las ecuaciones de equilibrio estático.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

Con estas ecuaciones calcularemos el momento flector máximo de U y F_r y las reacciones producidas por estas fuerzas en los apoyos.

Antes de calcular en la siguiente imagen se muestra como estarán montadas cada marcha sobre el eje, con esta imagen podemos ver las distintas distancias que usaremos para calcular los momentos flectores en cada marcha.

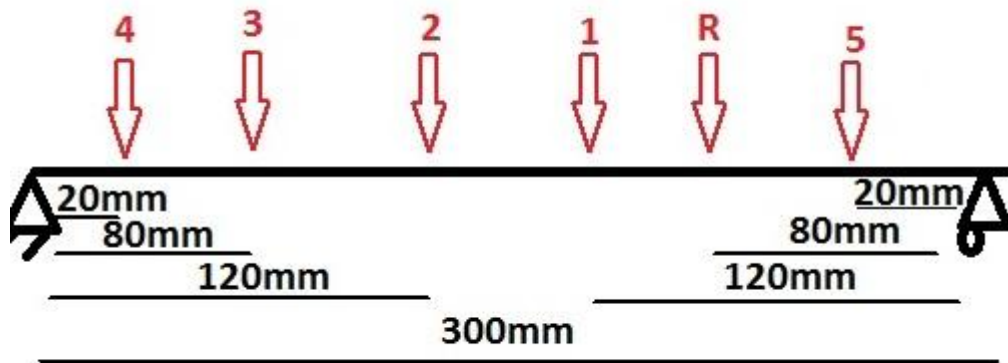


Imagen 3.15

A continuación observaremos como hemos obtenido todos los momentos flectores producidos por cada marcha, y las reacciones en los apoyos, estas reacciones las usaremos más adelante para los cálculos de los rodamientos:

- FUERZA U:

1ª:

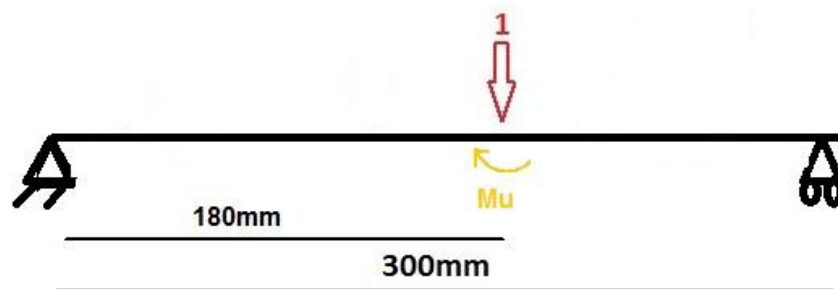


Imagen 3.16

$$\Sigma F_y = R1 + 6902 + R2 = 0$$

$$\Sigma M = 6902 \cdot 180 + R2 \cdot 300 - 165,6 = 0$$

$$R2 = 4140,64N$$

$$R1 = 2760,8N$$

$$Mu = 496,94 N \cdot m$$

2ª:

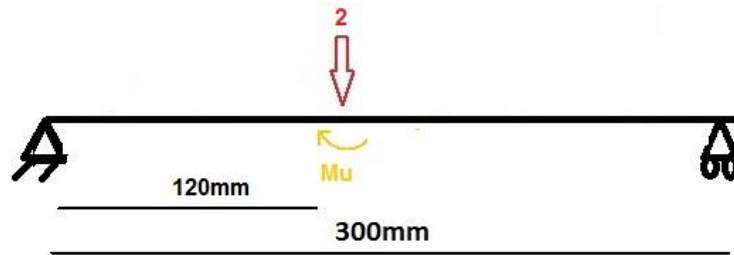


Imagen 3.17

$$\Sigma F_y = R_1 + 5544 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 6902 \cdot 120 + R_2 \cdot 300 - 171,8 = 0$$

$$R_2 = 2217 \text{ N}$$

$$R_1 = 3326 \text{ N}$$

$$Mu = 399,16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3ª:

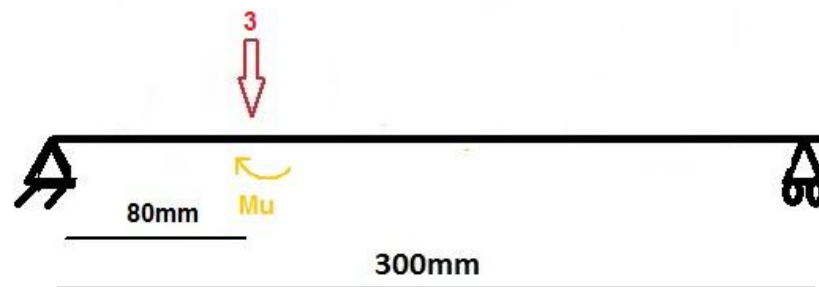


Imagen 3.18

$$\Sigma F_y = R_1 + 4991,2 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 4991,2 \cdot 80 + R_2 \cdot 300 - 170 = 0$$

$$R_2 = 1330 \text{ N}$$

$$R_1 = 3661 \text{ N}$$

$$Mu = 292,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4ª:

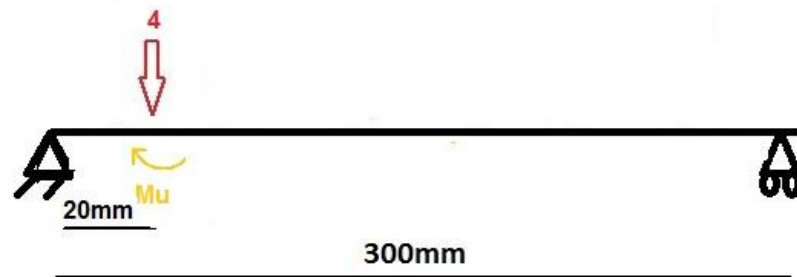


Imagen 3.19

$$\Sigma F_y = R_1 + 4442,1 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 4442,1 \cdot 20 + R_2 \cdot 300 - 168,8 = 0$$

$$R_2 = 296 \text{ N}$$

$$R_1 = 4145 \text{ N}$$

$$M_u = 82,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5ª:

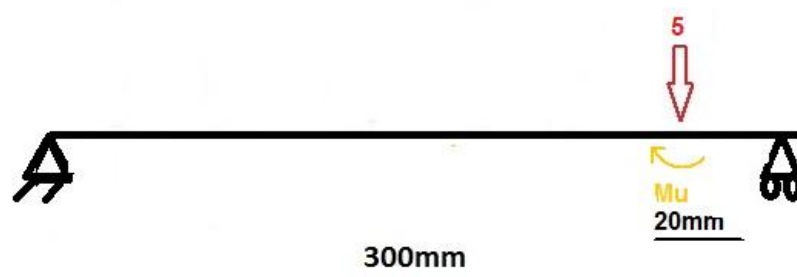


Imagen 3.20

$$\Sigma F_y = R_1 + 4144,5 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 4144,5 \cdot 280 + R_2 \cdot 300 - 172 = 0$$

$$R_2 = 3868 \text{ N}$$

$$R_1 = 276,3 \text{ N}$$

$$M_u = 77,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rª:

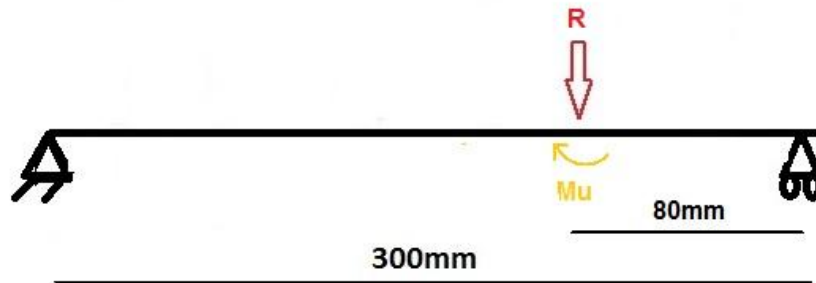


Imagen 3.21

$$\Sigma F_y = R_1 + 6806 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 6806 \cdot 220 + R_2 \cdot 300 - 95,7 = 0$$

$$R_2 = 4991 \text{ N}$$

$$R_1 = 1814,94 \text{ N}$$

$$Mu = 399,28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- FUERZA FR:

1ª:

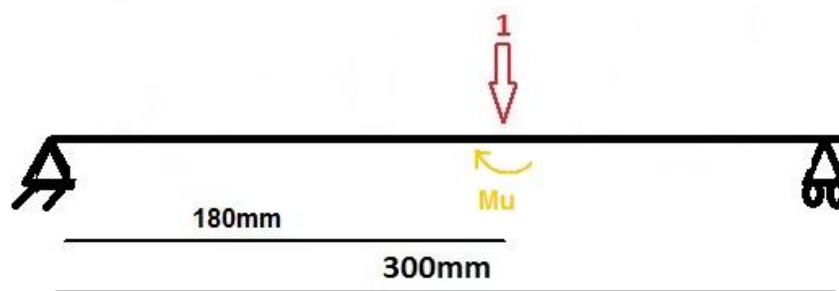


Imagen 3.22

$$\Sigma F_y = R_1 + 3218 + R_2 = 0$$

$$\Sigma M = 3218 \cdot 180 + R_2 \cdot 300 - 165,6 = 0$$

$$R2 = 1930,8N$$

$$R1 = 1287,2N$$

$$Mu = 231,7N \cdot m$$

2ª:

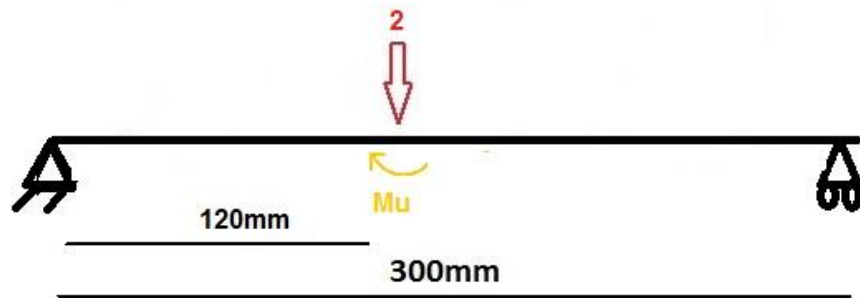


Imagen 3.23

$$\Sigma F_y = R1 + 3137 + R2 = 0$$

$$\Sigma M = 3137 \cdot 120 + R2 \cdot 300 - 171,8 = 0$$

$$R2 = 1254,8 N$$

$$R1 = 1882,2 N$$

$$Mu = 225,86 N \cdot m$$

3ª:



Imagen 3.24

$$\Sigma F_y = R1 + 2540 + R2 = 0$$

$$\Sigma M = 2540 \cdot 80 + R2 \cdot 300 - 170 = 0$$

$$R2 = 677,33 N$$

$$R1 = 1862 N$$

$$Mu = 149 N \cdot m$$

4ª:

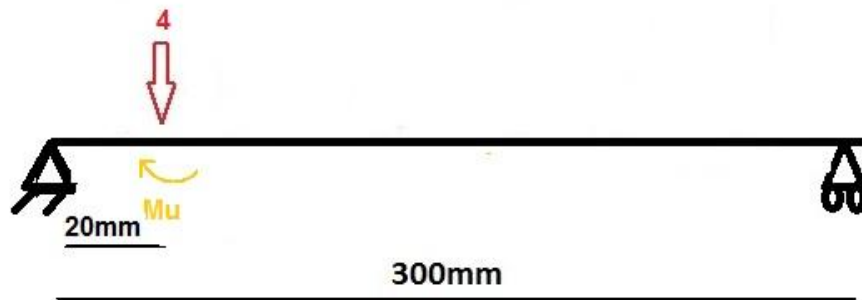


Imagen 3.25

$$\Sigma F_y = R1 + 2263,3 + R2 = 0$$

$$\Sigma M = 2263,3 \cdot 20 + R2 \cdot 300 - 168,8 = 0$$

$$R2 = 150 \text{ N}$$

$$R1 = 2112 \text{ N}$$

$$Mu = 45,26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5ª:

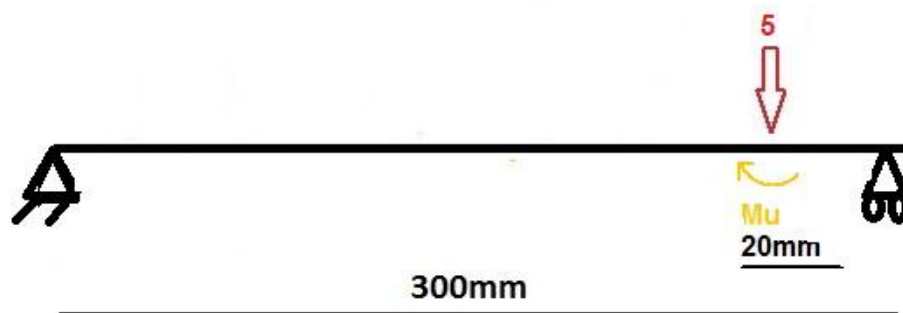


Imagen 3.26

$$\Sigma F_y = R1 + 1508,4 + R2 = 0$$

$$\Sigma M = 1508,4 \cdot 280 + R2 \cdot 300 - 172 = 0$$

$$R2 = 3868 \text{ N}$$

$$R1 = 276,3 \text{ N}$$

$$Mu = 77,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rª:

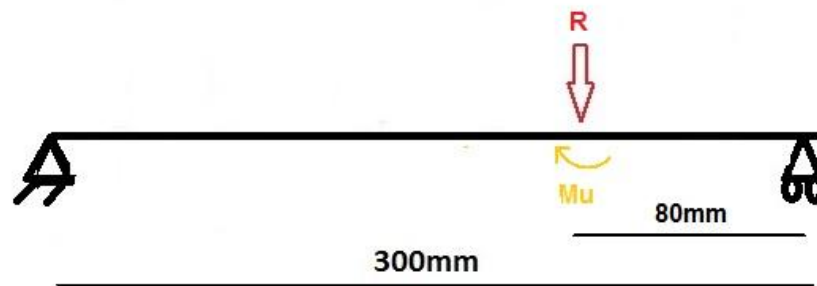


Imagen 3.27

$$\Sigma F_y = 1 + 4557 + 2 = 0$$

$$\Sigma M = 4557 \cdot 220 + 2 \cdot 300 - 95,7 = 0$$

$$2 = 3342 \text{ N}$$

$$1 = 1215 \text{ N}$$

$$M_u = 267,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la siguiente tabla podemos observar el momento máximo (M_u) producido por la fuerza U y las reacciones en los apoyos para cada marcha.

<u>Fuerza (U)</u>			
<u>Nº</u>	1	2	M_u
1ª	2760,8 N	4141,2 N	496,94 N · m
2ª	3326,4 N	2217,6 N	399,16 N · m
3ª	3661,2 N	1330,0 N	292,89 N · m
4ª	4145,9 N	296,14 N	82,91 N · m
5ª	276,35 N	3868,2 N	77,36 N · m
R	1814,9 N	4991,1 N	399,28 N · m

Tabla 3.7

A continuación observaremos el momento máximo (M_f) producido por la fuerza F_r y las reacciones en los apoyos para cada marcha.

Fuerza (F_r)			
Nº	1	2	M_f
1ª	1287,2 N	1930,8 N	231,7 N · m
2ª	1882,2 N	1254,8 N	225,86 N · m
3ª	1862,6 N	677,3 N	149,01 N · m
4ª	2112,4 N	150,88 N	45,26 N · m
5ª	100,56 N	1407,8 N	28,15 N · m
R	1215,4 N	3342,0 N	455,74 N · m

Tabla 3.8

Como podemos observar en el eje hay dos momentos flectores en distintos planos como nos muestra la imagen 3.16,

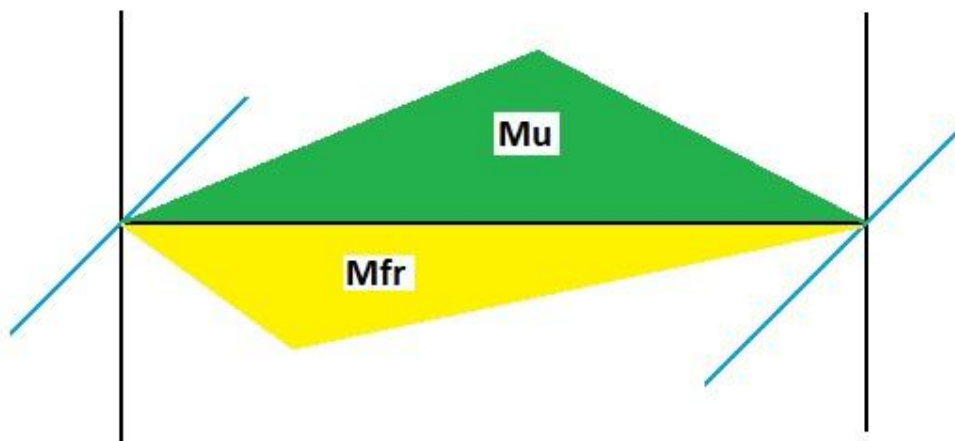


Imagen 3.28

3.5.2. Cálculo del momento total el eje motor

Para conseguir un momento flector equivalente en un eje macizo tendremos que usar la siguiente fórmula.

$$M_F = \sqrt{M_u^2 + M_f^2} \quad (3.20)$$

Aplicando la fórmula 3.20 conseguimos el momento flector de cada marcha y cogernos el más crítico para localizar la sección crítica del eje, una vez localizada esta sección procederemos a calcular el diámetro con el código ASME.

MOMENTO FLECTOR TOTAL (M_F)	
1^a	548,30 N · m
2^a	458,62 N · m
3^a	328,61 N · m
4^a	94,45 N · m
5^a	82,34 N · m
R	605,90 N · m

Tabla 3.9

Como podemos apreciar la sección crítica del eje es la que se encuentra colocada la marcha atrás.

3.5.3. Dimensionamiento del eje motor

Para dimensionar con ASME necesitamos el momento torsor máximo al ser el eje motor será el torsor generado por el motor, y el momento flector máximo mayorados por unos coeficientes y las propiedades del material del eje.

$$ASME: t_{max} = \frac{r}{j} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (3.21)$$

C_M y C_t son unas constantes que se definen según el caso

CONSTANTES SEGÚN EL CÓDIGO ASME		
Naturaleza de la carga	Valores para	
	C_m	C_t
Ejes fijos:		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
Ejes giratorios:		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Imagen 3.29

J será el momento estático definido por la siguiente fórmula:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 \quad (3.22)$$

Usaremos como coeficiente de seguridad el valor de $CS=2$, ya que es un valor común cuando se dimensiona con ASME.

Por último definiremos las propiedades del material del eje a utilizar.

$$AISI 4140 \rightarrow \sigma_{yp} = 690 \text{ N/mm}^2$$

Ahora procederemos a calcular el radio mínimo para la sección crítica en nuestro caso será la sección donde está la marcha atrás usando la fórmula 3.21 y 3.22.

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 605900)^2 + (1 \cdot 172000)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$r = 15.005 \text{ mm}$$

Usando la fórmula del diámetro:

$$d = 2r \quad (3.23)$$

$$d = 30,01\text{mm}$$

Una vez calculado el diámetro de la sección crítica iremos al catálogo de los ejes macizos y dimensionaremos todas las secciones del eje motor.

Tabla de medidas · Medidas en mm										
Diámetro del eje d_{LW}	Referencia	Peso kg/m	Longitud $L_{\text{máx}}$	Materiales ¹⁾			Tolerancia h6 μm	Redondez t_1 μm	Paralelismo $t_2^{2)}$ μm	Profundidad de la capa templada $R_{ht}^{3)}$ mín. mm
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión ⁴⁾					
					X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18				
4	W 4	0,1	2500	●	–	●	0– 8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3600	●	–	–	0– 8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4000	●	●	●	0– 8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6000	●	–	–	0–11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6000	●	–	–	0–16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2

Imagen 3.30

En la siguiente imagen podemos observar como quedarían todas las secciones aproximadamente en el eje motor.

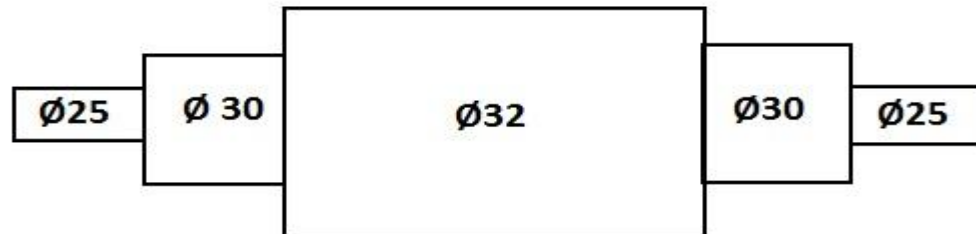


Imagen 3.31

3.5.4. Dimensionamiento del eje transmisor

Para dimensionar el eje transmisor usaremos las mismas fuerzas generadas por los engranajes, por lo tanto el momento flector máximo será el mismo en ambos ejes, pero el momento torsor cambiará ya que se cumple la relación de transmisión.

$$M \cdot i$$

$$1^{\text{a}}: 172 \cdot 2,34 = 395,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$2^{\text{a}}: 172 \cdot 1,70 = 289,82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$3^{\text{a}}: 172 \cdot 1,37 = 232,01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$4^{\text{a}}: 172 \cdot 1,17 = 172 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$5^{\text{a}}: 172 \cdot 1 = 172 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la siguiente tabla podemos ver todos los momentos torsores máximos generados por cada marcha.

MOMENTO TORSOR(M_t)	
1 ^a	395,6 N · m
2 ^a	289,82 N · m
3 ^a	232,01 N · m
4 ^a	201,24 N · m
5 ^a	172 N · m
R	471,28 N · m

Tabla 3.10

Como podemos observar el torsor máximo esta generado por la marcha atrás, por lo tanto dimensionaremos con el código ASME (la fórmula 3.19) la sección de la marcha atrás.

C_M y C_t son unas constantes que se definen según el caso

CONSTANTES SEGÚN EL CÓDIGO ASME		
Naturaleza de la carga	Valores para	
	C_m	C_t
Ejes fijos:		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
Ejes giratorios:		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Imagen 3.32

J el momento estático lo definiremos con la fórmula 3.22.

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

Para el dimensionamiento del eje transmisor usaremos el mismo material que para el eje motor y con un coeficiente de seguridad de $CS = 2$, aplicando las fórmulas 3.21 y 3.22 obtendremos el radio mínimo para esta sección.

Propiedades del material del eje a utilizar

$$AISI 4140 \rightarrow \sigma_{yp} = 690 \text{ N/mm}^2$$

Código ASME:

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 605900)^2 + (1 \cdot 471280)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$r = 15,55 \text{ mm}$$

Usando la fórmula 3.23:

$$d = 31,1 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro de la sección crítica iremos al catálogo de los ejes macizos y dimensionaremos todas las secciones del eje motor.

Tabla de medidas · Medidas en mm										
Diámetro del eje d_{LW}	Referencia	Peso kg/m	Longitud $L_{m\acute{a}x}$	Materiales ¹⁾			Tolerancia h6 μm	Redondez t_1 μm	Paralelismo $t_2^{2)}$ μm	Profundidad de la capa templada Rht ³⁾ mín. mm
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión ⁴⁾					
					X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18				
4	W 4	0,1	2500	●	–	●	0– 8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3600	●	–	–	0– 8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4000	●	●	●	0– 8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6000	●	–	–	0–11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6000	●	–	–	0–16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2

Imagen 3.33

En la siguiente imagen podemos observar como quedarían todas las secciones aproximadamente en el eje motor.

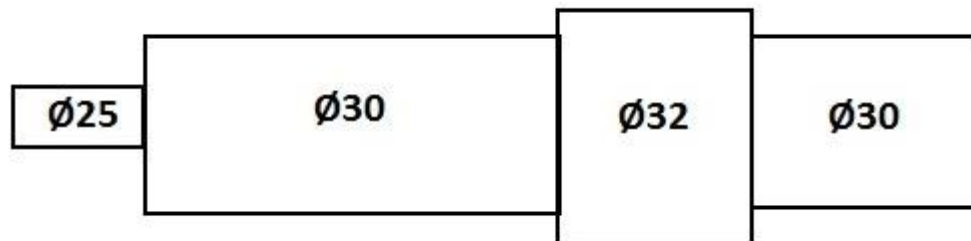


Imagen 3.34

3.6. Cálculo del diferencial:

Este mecanismo consigue que las ruedas motrices giren a velocidades diferentes cuando el vehículo toma una curva y reparte el par motor por igual en ambas ruedas

Este mecanismo está compuesto por varios engranajes; cónicos, satélites....

Nosotros a la hora de calcular solo vamos a comprobar que se cumple la relación de transmisión impuesta en el anterior apartado, y las fuerzas que generan estos engranajes, ya que el diferencial viene con el coche y ya está fabricado.

Solo procederemos a un estudio de fuerzas y módulo para entender bien como se complementa la transmisión.

3.6.1. Cálculos del módulo y la relación de transmisión

Para calcular la relación de transmisión usaremos la formula 3.12, con esto conoceremos de cuantos dientes esta formado el engranaje cónico.

$$i_{dif} = \frac{30}{8} = 3,75$$

Con esto comprobamos que la relación de transmisión del diferencial se cumple con lo mencionado anteriormente.

Para el cálculo del módulo antes tenemos que conocer unos parámetros como ángulo de posición (ϕ), ángulo de presión de la rueda (α), ángulo de presión del piñón (β), factor de guiado (ψ) y la K_{adm} .

$$\text{Ángulo de posición} = \phi = 10^\circ$$

$$\text{Ángulo de posición de la rueda} = \alpha = 20^\circ$$

$$\text{Ángulo de presión de la rueda} = \alpha = 20^\circ$$

$$\text{Ángulo de presión del piñón} = \beta = 20^\circ$$

$$\text{factor de guiado} = \psi = 10$$

La vida útil del diferencial como la de la caja de cambios será de 2500 h por lo tanto mirando en imagen 3.5 obtendremos el siguiente valor.

$$\text{Duracion} = \varphi = 1,25$$

Una vez tenemos φ podemos calcular la K_{adm} aplicando la fórmula 3.16

$$K_{adm} = 100 \text{ kg/cm}^2$$

Una vez obtenidos todos estos datos podemos proceder a calcular el módulo con la fórmula 3.14.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 17200 \cdot \cos^4 20 (3,75 + 1)}{100 \cdot 10 \cdot 30^2 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot 3,75}}$$

$$m_{dif} = 0,315 \text{ cm} \approx 3 \text{ mm}$$

Con esto queda definido el módulo que usara el diferencial para transmitir la potencia a través de los engranajes, una vez definido el módulo podemos dimensionar el tamaño de la rueda cónica usando la formula.3.12.

$$d = \frac{3 \cdot (30 + 8)}{2 \cdot \cos 20} = 121.31 \text{ mm}$$

3.6.2. Cálculos de las fuerzas del diferencial.

Para saber el valor de las fuerzas que actuaran en el eje Cardan tenemos que hayar las fuerzas que actúan dentro del diferencial, es decir en el engranaje cónico para ello vamos a usar las siguientes fórmulas.

Para el Piñón:

$$(2.34) \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \cos \beta$$

$$(2.36) \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \operatorname{sen} \beta$$

Para la rueda:

$$(2.35) \quad F_G = F_t \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \cos \beta$$

$$2.37) \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \operatorname{sen} \beta$$

Donde:

F = Fuerza actuante total

F_t = Fuerza tangencial

F_r = Fuerza radial

F_a = Fuerza axial

β = Angulo de presión del piñón

φ_t = Angulo de presión transversal

φ_n = Angulo de presión normal

φ = Angulo de presión

α = Angulo de presión de la rueda

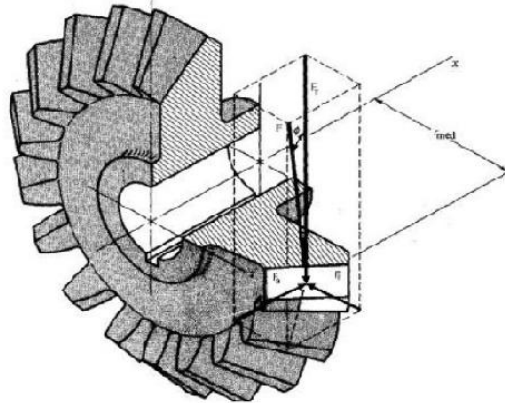


Imagen 3.35

$$F_T = M_{t \max} \cdot \frac{1}{\frac{d}{2}} \quad (3.24)$$

$$F_a = F_T \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \cos \beta \quad (3.25)$$

$$F_r = F_T \cdot \operatorname{tg} \phi \cdot \operatorname{sen} \beta \quad (3.26)$$

Por lo tanto quedan definidas las fuerzas dentro del diferencial aplicando las fórmulas 3.24 3.25 y 3.26

$$F_T = 7657,04 \text{ N}$$

$$F_a = 1268,71 \text{ N}$$

$$F_r = 461,77 \text{ N}$$

3.7. CÁLCULO DE LOS SINCRONIZADORES

Para conocer detalles del funcionamiento de este elemento ir a la página 67 de la memoria.

3.7.1. Cálculos de acoplamiento

Para darse el acoplamiento necesitaremos embragar y seleccionar una marcha una vez hecho esto el diferencial se acoplará al engranaje mediante unos dientes actuando como un embrague cónico igualando las 2 velocidades angulares.

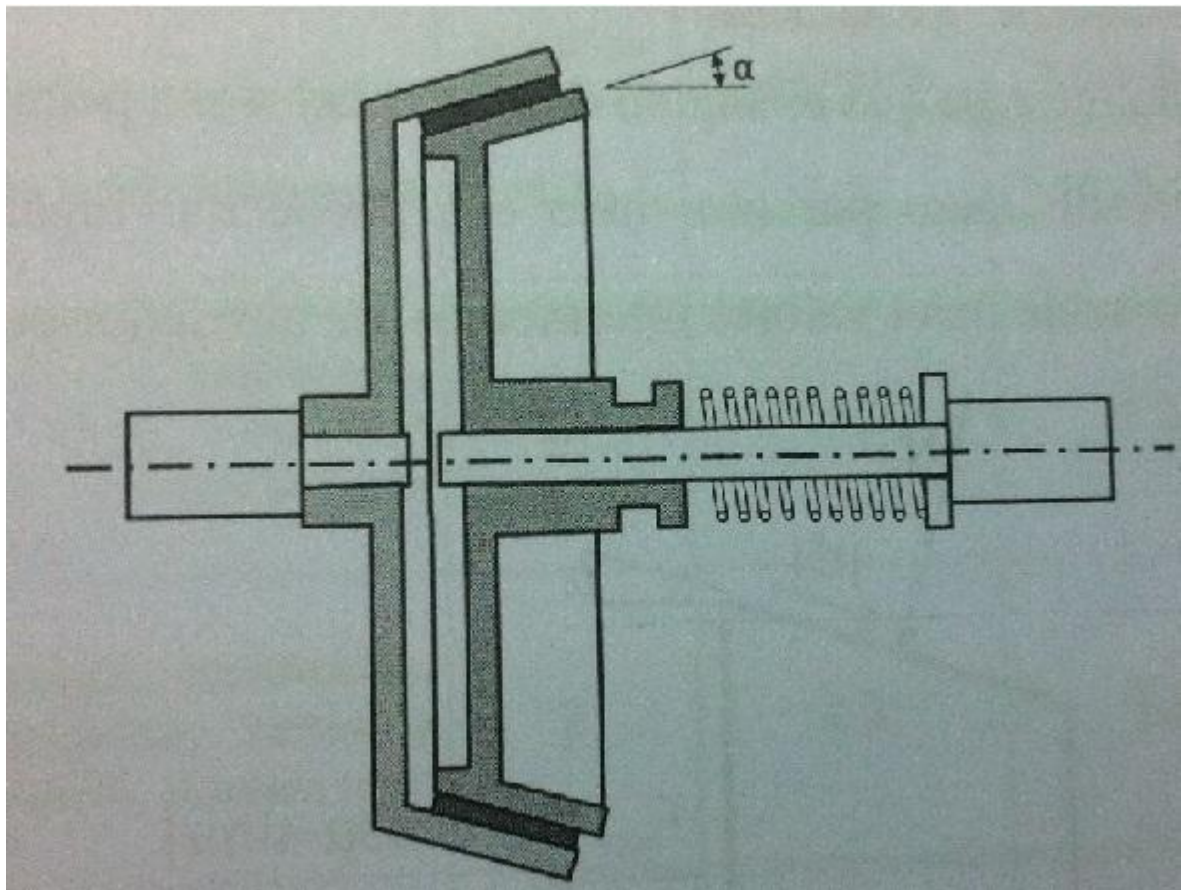


Imagen 3.36

Para calcular un embrague tipo cónico nos basaremos en la siguiente fórmula, Usaremos la hipótesis de desgaste uniforme ya que es más conservadora que la de presión constante.

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d(D^2 - d^2)}{8} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (3.27)$$

El coeficiente de rozamiento y la presión máxima está definida por el material en nuestro caso en función del metal.

$$\mu = 0,2$$

$$p_{max} = 1.9 \text{ kg/cm}^2$$

Normalmente los embragues cónicos deben tener un ángulo entre 10° y 15° ya que si sobrepasa estos ángulos se puede dar el fenómeno de la autorretención, por lo tanto nuestro ángulo será:

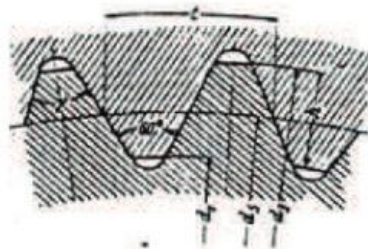
$$\alpha = 12^\circ$$

Para saber el diámetro exterior e interior del embrague cónico tendremos que conseguir unos sincronizadores partiendo de un catálogo. Una vez seleccionados unos, comprobando que el momento torsor generado es menor que el que puede transmitir el sincronizador elegido. Procederemos a estudiar la hipótesis de desgaste uniforme, a continuación veremos mediante una tabla el momento torsor máximo para cada marcha.

MOMENTO TORSOR(M_t)		
1 ^a	395,6 N · m	395600 N · mm
2 ^a	289,82 N · m	289820 N · mm
3 ^a	232,01 N · m	232010 N · mm
4 ^a	201,24 N · m	201240 N · mm
5 ^a	172 N · m	172000 N · mm
R	471,28 N · m	471280 N · mm

Tabla 3.10

A continuación observamos en el catálogo los sincronizadores capaces de soportar el momento torsor y una vez elegidos comprobaremos con el diámetro correspondiente si puede cumplir su función mediante la fórmula 3.27.



Diámetro nominal ($d_1 \cdot d_2$) (°)	d_1	d_2	d_3	Paso t calculado para d_1	γ	Número de dientes i	M_{ts} cmk4, mm
7-8	6,9	8,1	7,5	0,842	47° 8' 35"	28	47,2
8-10	8,1	10,1	9	1,010	47° 8' 35"	28	95,7
10-12	10,1	12	11	1,152	48°	30	118
12-14	12	14,2	13	1,317	48° 23' 14"	31	167
15-17	14,9	17,2	16	1,571	48° 25'	32	221
17-20	17,3	20	18,5	1,761	49° 5' 27"	33	311
21-24	20,8	23,9	22	2,033	49° 24' 42"	34	464
26-30	26,5	30	28	2,513	49° 42' 52"	35	619
30-34	30,5	34	32	2,792	50°	36	761
36-40	36	39,9	38	3,226	50° 16' 13"	37	1025
40-44	40	44	42	3,472	50° 31' 35"	38	1198
45-50	45	50	47,5	3,826	50° 46' 9"	39	1735
50-55	50	54,9	52,5	4,123	51°	40	1930
55-60	55	60	57,5	4,301	51° 25' 43"	42	2265

Imagen 3.25

Con los diámetros obtenidos comprobaremos la fórmula de hipótesis de desgaste uniforme.

$$D = 40\text{mm} \quad d = 36\text{mm}$$

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot 0.2 \cdot 0,019 \cdot 36(40^2 - 36^2)}{8} \cdot \frac{1}{\sin 12^\circ}$$

$$T_{roz} = 641,48 \text{ N} \cdot \text{mm} \leq 471280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto el sincronizador elegido cumple las funciones requeridas.

3.8. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Estos cálculos los haremos mediante la norma UNE 18113-1983 calculando la capacidad de los rodamientos mediante la siguiente fórmula:

$$C = F_i \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad (3.28)$$

C será la carga nominal, L_{10} será la duración y F_i será la carga aplicada al rodamiento, por otro lado el coeficiente "a" cambia según el rodamiento para rodamientos de bolas $a=3$ y para rodamientos de rodillos $a=10/3$.

En este caso la carga que soportara el rodamiento no va a ser constante, sino que cambiarán las cargas dependiendo de la carga seleccionada. Por lo tanto se calculará una carga equivalente mediante la siguiente fórmula:

$$F_{eq}^a \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = F_1^a \cdot l_1 + F_2^a \cdot l_2 + F_3^a \cdot l_3 \quad (3.29)$$

Una vez obtenida esta fuerza equivalente procederemos a aplicar la fórmula 3.28 y obtendremos la carga dinámica.

Para definir l_i usaremos las horas seleccionadas anteriormente para cada marcha usadas para calcular el módulo de los engranajes.

3.8.1. Cálculos de los rodamientos en el eje motor

En primer lugar se calculara la vida de los rodamientos en el eje motor.

$$l_1 = 4600 \text{ rpm} \cdot 146h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 40,29 \text{ millones vueltas}$$

$$l_2 = 4600 \text{ rpm} \cdot 456h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 125,8 \text{ millones vueltas}$$

$$l_3 = 4600 \text{ rpm} \cdot 526h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 145,17 \text{ millones vueltas}$$

$$l_4 = 4600 \text{ rpm} \cdot 876h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 241,77 \text{ millones vueltas}$$

$$l_5 = 4600 \text{ rpm} \cdot 476h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 131,3 \text{ millones vueltas}$$

$$l_R = 4600 \text{ rpm} \cdot 20h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 5,5 \text{ millones vueltas}$$

En la siguiente tabla podemos ver las fuerzas producidas de cada marcha en los apoyos

REACCIONES EN LOS APOYOS			
Nº	R_1	R_2	F_a
1ª	3046,1 N	4568,85 N	2916,9 N
2ª	3821,6 N	2543 N	2729,9 N
3ª	4107,6 N	1492,5 N	2457,6 N
4ª	4652,0 N	332,32 N	2016,6 N
5ª	293,83 N	3116,42 N	1417,3 N
R	2184,0 N	6006,58 N	1255,0 N

Tabla 3.11

Ahora con la fórmula 3.28 calcularemos la capacidad para cada rodamiento una vez calculados seleccionaremos uno del catálogo. Hay que tener una cosa en cuenta, uno de ellos absorberá la carga axial, por lo tanto este rodamiento será de bolas (R1) y el otro de rodillos (R2).

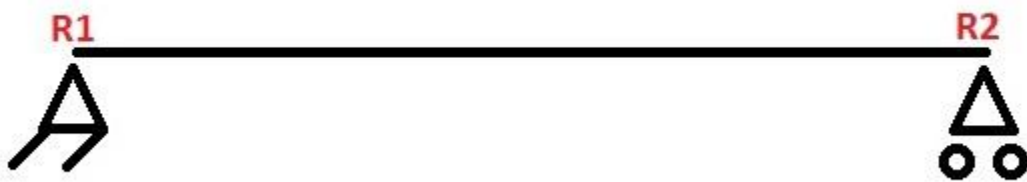


Imagen 3.37

En nuestro caso el rodamiento R1 será de bolas y el rodamiento R2 de rodillos.

R1- Bolas:

-Carga radial:

$$3046^3 \cdot 40,2 + 3821,6^3 \cdot 125,8 + 4107,6^3 \cdot 145,1 + 4652^3 \cdot 241,7 + 293,8^3 \cdot 131,3 + 2184,0^3 \cdot 5,52 = F_{eq}^3 \cdot 689,92$$

$$F_{eq} = 3988,43 \text{ N Radial}$$

-Carga axial:

$$2916,91^3 \cdot 40,2 + 2729,9^3 \cdot 125,8 + 2457,6^3 \cdot 145,1 + 2016,62^3 \cdot 241,7 + 1417,33^3 \cdot 131,3 + 1225,0^3 \cdot 5,52 = F_{eq}^3 \cdot 689,92$$

$$F_{eq} = 2275,8 \text{ N Axial}$$

En el catálogo para la selección de rodamientos de bolas hay que usar una carga estática equivalente normado por el catalogo NSK mediante la siguiente fórmula.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 P_0 = F_r \quad (3.30)$$

$$P_0 = 2844,75 = F_i$$

Una vez calculada la carga equivalente calcularemos la vida nominal L_{10} , ésta vida nominal corresponde a que el 90% de los rodamientos no sufre fatiga.

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4,439 \cdot [\ln\left(\frac{1}{R}\right)]^{1/1483}}$$

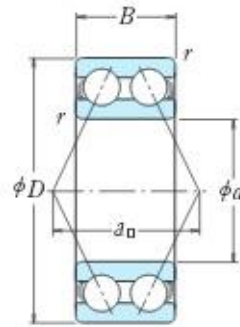
Fórmula 3.31

$$L_{10} = 1114,47 \text{ millones de vueltas}$$

Con la fórmula 3.28 calcularemos la capacidad dinámica C_{10}

$$C_{10} = 2844,75 \cdot (1114,47)^{\frac{1}{3}} = 29.493,23 \text{ N}$$

Con este valor entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestro rodamiento como podemos visualizar en la siguiente imagen.



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r _{min.}	C _r	C _{0r}	C _r (kgf)		Grasa	Aceite	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	580	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
	42	19	1	17 600	10 200	1 800	1 040	11 000	15 000	5302
17	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	920	11 000	15 000	5203
	47	22.2	1	21 000	12 600	2 140	1 280	10 000	13 000	5303
20	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
	52	22.2	1.1	24 600	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5304
25	52	20.6	1	21 200	14 700	2 170	1 500	8 500	11 000	5205
	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 350	2 110	7 500	10 000	5305
30	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 150	7 100	9 500	5206
	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5306
35	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 920	6 300	8 000	5207
	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5307
40	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 500	3 400	5 600	7 100	5208
	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5308
45	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5209
	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 200	4 500	6 000	5309
50	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5210
	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5310
55	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5211
	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 450	3 800	5 000	5311
60	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5212
	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5312
65	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5213
	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 500	11 500	3 200	4 300	5313
70	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5214
	150	63.5	2.1	159 000	128 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5314
75	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 550	8 500	3 200	4 300	5215
80	140	44.4	2	99 000	93 000	10 100	9 500	3 000	3 800	5216
85	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5217

Imagen 3.38

R2- Rodillos:

-Carga radial:

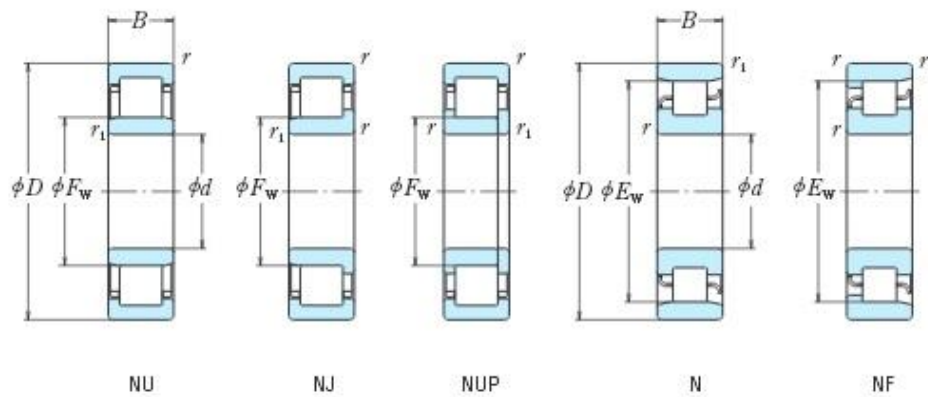
$$4568,8^{10/3} \cdot 40,2 + 2548^{10/3} \cdot 125,8 + 1492^{10/3} \cdot 145,1 + 332,32^{10/3} \cdot 241,7 \\ + 4116,42^{10/3} \cdot 131,3 + 6006,5^{10/3} \cdot 5,52 = F_{eq}^{10/3} \cdot 689,92$$

$$F_{eq} = 2991,49 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula 3.28 con el mismo valor L_{10} ya que es para el mismo eje calcularemos la capacidad dinámica.

$$C_{10} = 2991,49 \cdot (1114,47)^{\frac{3}{10}} = 24.547,54 \text{ N}$$

Con este valor entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestro rodamiento como podemos visualizar en la siguiente imagen.



d	Dimensiones Globales (mm)						Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite ⁽¹⁾ (rpm)	
	D	B	r _{mn.}	r ₁	F _w _{mn.}	E _w	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite
20	47	14	1	0.6	—	40	15 400	12 700	15 000	18 000
	47	14	1	0.6	26.5	—	25 700	22 600	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	27	—	20 700	18 400	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	26.5	—	30 500	28 300	13 000	16 000
	52	15	1.1	0.6	—	44.5	21 400	17 300	12 000	15 000
	52	15	1.1	0.6	27.5	—	31 500	26 900	12 000	15 000
	52	21	1.1	0.6	28.5	—	30 500	27 200	11 000	14 000
	52	21	1.1	0.6	27.5	—	42 000	39 000	11 000	14 000
25	47	12	0.6	0.3	30.5	—	14 300	13 100	15 000	18 000
	52	15	1	0.6	—	45	17 700	15 700	12 000	15 000
	52	15	1	0.6	31.5	—	29 300	27 700	12 000	14 000
	52	18	1	0.6	31.5	—	35 000	34 500	12 000	14 000
	62	17	1.1	1.1	—	53	29 300	25 200	10 000	13 000
	62	17	1.1	1.1	34	—	41 500	37 500	10 000	12 000
	62	24	1.1	1.1	34	—	57 000	56 000	9 000	11 000
	80	21	1.5	1.5	38.8	62.8	46 500	40 000	9 000	11 000
30	55	13	1	0.6	36.5	48.5	19 700	19 600	12 000	15 000
	62	16	1	0.6	—	53.5	24 900	23 300	11 000	13 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	39 000	37 500	9 500	12 000
	62	20	1	0.6	37.5	—	49 000	50 000	9 500	12 000
	72	19	1.1	1.1	—	62	38 500	35 000	8 500	11 000
	72	19	1.1	1.1	40.5	—	53 000	50 000	8 500	10 000
	72	27	1.1	1.1	40.5	—	74 500	77 500	8 000	9 500
	90	23	1.5	1.5	45	73	62 500	55 000	7 500	9 500
35	62	14	1	0.6	42	55	22 600	23 200	11 000	13 000
	72	17	1.1	0.6	—	61.8	35 500	34 000	9 500	11 000
	72	17	1.1	0.6	44	—	50 500	50 000	8 500	10 000
	72	23	1.1	0.6	44	—	61 500	65 000	8 500	10 000
	80	21	1.5	1.1	—	68.2	49 500	47 000	8 000	9 500
	80	21	1.5	1.1	46.2	—	66 500	65 500	7 500	9 500
	80	31	1.5	1.1	46.2	—	93 000	101 000	6 700	8 500
	100	25	1.5	1.5	53	83	75 500	69 000	6 700	8 000

Imagen 3.39

3.8.2. Cálculos de los rodamientos en el eje transmisor

A continuación procederemos a calcular la vida de los rodamientos en el eje transmisor.

$$l_1 = 1972 \text{ rpm} \cdot 146h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 17,27 \text{ millones vueltas}$$

$$l_2 = 2760 \text{ rpm} \cdot 456h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 75,51 \text{ millones vueltas}$$

$$l_3 = 3285 \text{ rpm} \cdot 526h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 103,67 \text{ millones vueltas}$$

$$l_4 = 4070 \text{ rpm} \cdot 876h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 213,91 \text{ millones vueltas}$$

$$l_5 = 4600 \text{ rpm} \cdot 476h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 131,37 \text{ millones vueltas}$$

$$l_R = 1695 \text{ rpm} \cdot 20h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 2,03 \text{ millones vueltas}$$

Las fuerzas serán las siguientes:

REACCIONES EN LOS APOYOS			
Nº	R_3	R_4	F_a
1ª	2946,1 N	3568,85 N	2916,9 N
2ª	2821,6 N	2543 N	2729,9 N
3ª	3107,6 N	1592,5 N	2457,6 N
4ª	3652,0 N	232,32 N	2016,6 N
5ª	393,83 N	2116,42 N	1417,3 N
R	1184,0 N	5006,58 N	1255,0 N

Tabla 3.12

Ahora con la fórmula 3.28 calcularemos la capacidad para cada rodamiento. Una vez calculados seleccionaremos uno del catálogo. Hay que tener una cosa en cuenta, uno de ellos absorberá la carga axial por lo tanto este rodamiento será de bolas(R3) y el otro de rodillos(R4)



Imagen 3.40

En nuestro caso el rodamiento R3 será de bolas y el rodamiento R4 de rodillos.

R3- Bolas:

-Carga radial:

$$2946,1^3 \cdot 17,27 + 2821,6^3 \cdot 75,57 + 3107,6^3 \cdot 103,67 + 3652,0^3 \cdot 213,91 + 393,83^3 \cdot 131,3 + 1184,0^3 \cdot 2,03 = F_{eq}^3 \cdot 543,75$$

$$F_{eq} = 3066,6 \text{ N Radial}$$

-Carga axial:

$$2916,91^3 \cdot 17,27 + 2729,9^3 \cdot 75,57 + 2457,6^3 \cdot 103,67 + 2016,62^3 \cdot 213,91 + 1417,33^3 \cdot 131,3 + 1225,0^3 \cdot 2,03 = F_{eq}^3 \cdot 543,75$$

$$F_{eq} = 2180,4N \text{ Axial}$$

En el catálogo para la selección de rodamientos de bolas hay que usar una carga estática equivalente normada por el catalogo NSK mediante la siguiente fórmula 3.30.

$$P_0 = 3833,25 = F_i$$

Una vez calculada la carga equivalente calcularemos la vida nominal L_{10} , esta vida nominal corresponde a que el 90% de los rodamientos no sufre fatiga, esto nos marca el valor de $R=0.90$.

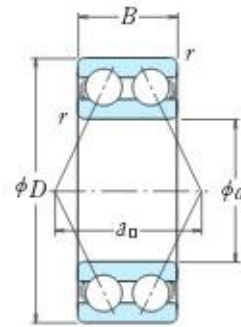
$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1/1483}} \quad (3.31)$$

$$L_{10} = 547.39 \text{ millones de vueltas}$$

Con la fórmula 3.28 calcularemos la capacidad dinámica C_{10}

$$C_{10} = 3833,25 \cdot (547,39)^{\frac{1}{3}} = 31.356,87 N$$

Con este valor entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestro rodamiento como podemos visualizar en la siguiente imagen.



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N) {kgf}				Velocidades Límite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r _{min.}	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	590	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
	42	19	1	17 600	10 200	1 800	1 040	11 000	15 000	5302
17	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	920	11 000	15 000	5203
	47	22.2	1	21 000	12 600	2 140	1 280	10 000	13 000	5303
20	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
	52	22.2	1.1	24 600	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5304
25	52	20.6	1	21 200	14 700	2 170	1 500	9 500	11 000	5205
	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 350	2 110	7 500	10 000	5305
30	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 150	7 100	9 500	5206
	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5306
35	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 920	6 300	8 000	5207
	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5307
40	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 500	3 400	5 600	7 100	5208
	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5308
45	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5209
	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 200	4 500	6 000	5309
50	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5210
	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5310
55	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5211
	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 450	3 800	5 000	5311
60	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5212
	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5312
65	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5213
	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 500	11 500	3 200	4 300	5313
70	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5214
	150	63.5	2.1	159 000	128 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5314
75	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 550	8 500	3 200	4 300	5215
80	140	44.4	2	99 000	93 000	10 100	9 500	3 000	3 800	5216
85	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5217

Imagen 3.41

R4- Rodillos:

-Carga radial:

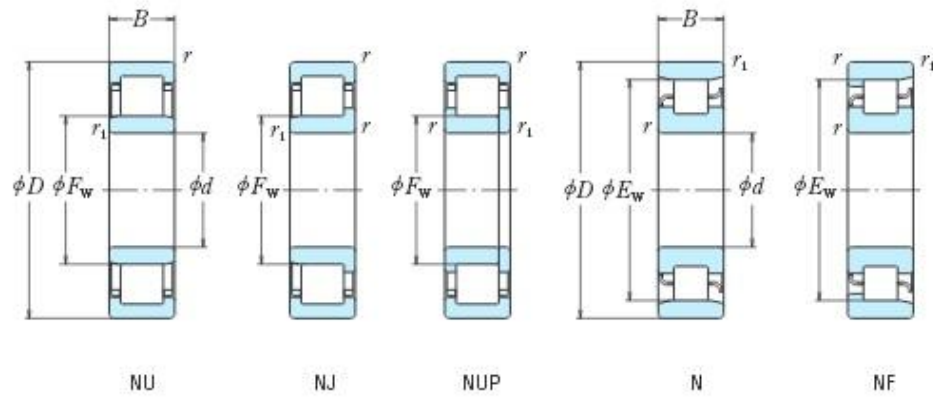
$$3568,85^3 \cdot 17,27 + 2543^3 \cdot 75,57 + 1592,5^3 \cdot 103,67 + 232,32^3 \cdot 213,91 + 2116,42^3 \cdot 131,3 + 5006,58^3 \cdot 2,03 = F_{eq}^3 \cdot 543,75$$

$$F_{eq} = 1708.84 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula 3.28 con el mismo valor L_{10} ya que es para el mismo eje calcularemos la capacidad dinámica.

$$C_{10} = 1708,84 \cdot (547.39)^{\frac{3}{10}} = 11.329,03 \text{ N}$$

Con este valor entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestro rodamiento como podemos visualizar en la siguiente imagen.



d	Dimensiones Globales (mm)						Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite ⁽¹⁾ (rpm)	
	D	B	r mín.	r ₁	F _w mín.	E _w	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite
20	47	14	1	0.6	—	40	15 400	12 700	15 000	18 000
	47	14	1	0.6	26.5	—	25 700	22 600	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	27	—	20 700	18 400	13 000	16 000
	47	18	1	0.6	26.5	—	30 500	28 300	13 000	16 000
	52	15	1.1	0.6	—	44.5	21 400	17 300	12 000	15 000
	52	15	1.1	0.6	27.5	—	31 500	26 900	12 000	15 000
	52	21	1.1	0.6	28.5	—	30 500	27 200	11 000	14 000
	52	21	1.1	0.6	27.5	—	42 000	39 000	11 000	14 000
25	47	12	0.6	0.3	30.5	—	14 300	13 100	15 000	18 000
	52	15	1	0.6	—	45	17 700	15 700	13 000	16 000
	52	15	1	0.6	31.5	—	29 300	27 700	12 000	14 000
	52	18	1	0.6	31.5	—	35 000	34 500	12 000	14 000
	62	17	1.1	1.1	—	53	29 300	25 200	10 000	13 000
	62	17	1.1	1.1	34	—	41 500	37 500	10 000	12 000
	62	24	1.1	1.1	34	—	57 000	56 000	9 000	11 000
	80	21	1.5	1.5	28.8	62.8	46 500	40 000	9 000	11 000
30	55	13	1	0.6	36.5	48.5	19 700	19 600	12 000	15 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	24 500	23 500	11 000	13 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	39 000	37 500	9 500	12 000
	62	20	1	0.6	37.5	—	49 000	50 000	9 500	12 000
	72	19	1.1	1.1	—	62	38 500	35 000	8 500	11 000
	72	19	1.1	1.1	40.5	—	53 000	50 000	8 500	10 000
	72	27	1.1	1.1	40.5	—	74 500	77 500	8 000	9 500
	90	23	1.5	1.5	45	73	62 500	55 000	7 500	9 500
35	62	14	1	0.6	42	55	22 600	23 200	11 000	13 000
	72	17	1.1	0.6	—	61.8	35 500	34 000	9 500	11 000
	72	17	1.1	0.6	44	—	50 500	50 000	8 500	10 000
	72	23	1.1	0.6	44	—	61 500	65 000	8 500	10 000
	80	21	1.5	1.1	—	68.2	49 500	47 000	8 000	9 500
	80	21	1.5	1.1	46.2	—	66 500	65 500	7 500	9 500
	80	31	1.5	1.1	46.2	—	93 000	101 000	6 700	8 500
	100	25	1.5	1.5	53	83	75 500	69 000	6 700	8 000

Imagen 3.42

3.8.3. Cálculos de los rodamientos en los engranajes:

Para conseguir que cada engranaje gire libre independiente del eje usaremos unos rodamientos de agujas.

Para obtener más información ir a la página 77 de la memoria.

Para calcularlo usaremos el mismo método anterior con un catálogo NSK

En primer lugar se calculara la vida de los rodamientos en el eje motor.

$$l_1 = 4600 \text{ rpm} \cdot 146h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 40,29 \text{ millones vueltas}$$

$$l_2 = 4600 \text{ rpm} \cdot 456h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 125,8 \text{ millones vueltas}$$

$$l_3 = 4600 \text{ rpm} \cdot 526h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 145,17 \text{ millones vueltas}$$

$$l_4 = 4600 \text{ rpm} \cdot 876h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 241,77 \text{ millones vueltas}$$

$$l_5 = 4600 \text{ rpm} \cdot 476h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 131,3 \text{ millones vueltas}$$

$$l_R = 4600 \text{ rpm} \cdot 20h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 5,5 \text{ millones vueltas}$$

En la siguiente tabla podemos ver las fuerzas radiales producidas por cada engranaje.

Marcha	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	R ^o
F_r [N]	3218	3137	2541	2263	1508	6806

A continuación calcularemos con la fórmula 3.28 y la fórmula 3.31. La vida para cada rodamiento con una vida nominal corresponde a que el 90% de los rodamientos no sufre fatiga.

$$1^a \rightarrow L_{10} = \frac{40,29}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 65,08 \text{ millones de vueltas}$$

$$2^a \rightarrow L_{10} = \frac{125,8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 203,21 \text{ millones de vueltas}$$

$$3^a \rightarrow L_{10} = \frac{145,17}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 234,5 \text{ millones de vueltas}$$

$$4^a \rightarrow L_{10} = \frac{241,77}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 390,54 \text{ millones de vueltas}$$

$$5^a \rightarrow L_{10} = \frac{131,3}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 212,09 \text{ millones de vueltas}$$

$$R \rightarrow L_{10} = \frac{5,5}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)\right]^{1/1483}} = 8,8 \text{ millones de vueltas}$$

Con la fórmula 3.28 calcularemos la capacidad dinámica C_{10}

$$1^a \rightarrow C_{10} = 3218 \cdot (65,08)^{\frac{3}{10}} = 11.262,12 \text{ N}$$

$$2^a \rightarrow C_{10} = 15.448,91N$$

$$3^a \rightarrow C_{10} = 13.063,13N$$

$$4^a \rightarrow C_{10} = 13.557,64N$$

$$5^a \rightarrow C_{10} = 7.522,41N$$

$$R^a \rightarrow C_{10} = 13.104,36N$$

Con estos valores entraremos al catálogo y seleccionaremos nuestros rodamientos como podemos visualizar en la siguiente imagen.

Dimensiones Globales (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Índices Básicos de Carga (kgf)		Números de Rodamientos	Masa (g) aprox.
F_w	E_w	$B_c^{-0,2}$	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}				
12	16	10	6 100	6 500	620	665	FWF-121610-E	4.0		
14	19	10	7 800	8 050	795	820	FWF-141910-E	6.2		
	20	12	8 900	8 600	910	880	FWF-142012-E	8.3		
15	19	9	5 650	6 250	575	640	FWF-15199-E	4.1		
	20	10	7 300	7 600	745	775	FWF-152010-E	6.0		
	21	10	7 950	7 500	810	765	FWF-152110-E	8.5		
16	21	11	8 650	9 600	880	990	FWF-162111-E	7.5		
	22	12	9 500	9 600	965	980	FWF-162212-E	9.6		
18	23	14	11 800	14 800	1 200	1 510	FWF-182314-E	10		
	24	12	10 000	10 600	1 020	1 080	FWF-182412-E	11		
20	26	12	12 200	14 100	1 250	1 440	FWF-202612-E	13		
	26	17	16 800	21 200	1 710	2 160	FWF-202617-E	17		
	28	18	18 100	19 400	1 840	1 970	FWF-202818-E	25		
22	28	14	13 900	17 100	1 420	1 740	FWF-222814-E	14		
	29	15	16 300	19 000	1 660	1 930	FWF-222915-E	19		
	32	16	19 700	19 400	2 010	1 970	FWF-223216-E	31		
23	31	16	17 600	19 400	1 800	1 990	FWF-233116-E	23		
24	30	15	15 600	20 300	1 590	2 070	FWF-243015-E	17		
	30	17	17 900	24 300	1 830	2 480	FWF-243017-E	19		
	31	20	21 600	27 800	2 200	2 940	FWF-243120-E	30		
25	32	16	17 700	21 900	1 810	2 230	FWF-253216-E	24		
28	35	16	18 400	23 700	1 880	2 410	FWF-283516-E	28		
29.75	36.75	16.5	19 600	26 000	1 990	2 650	FWF-293616Z-E	28		
30	37	16	21 900	30 500	2 230	3 100	FWF-303716-E	29		
	38	18	25 500	34 000	2 600	3 450	FWF-303818-E	36		

Imagen 3.43

5 y 4

R y 3

Dimensiones Globales (mm)				Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de
F_w	D	C	γ m/m.	C_r	C_{or}	{kgf}		Grasa	Aceite	Sin Anillo Interior
25	32	12	0.5	10 300	13 700	1 050	1 400	8 500	14 000	RLM 2512
	32	20	0.5	18 800	29 700	1 920	3 050	8 500	14 000	RLM 2520
	32	25	0.5	22 700	37 500	2 310	3 850	8 500	14 000	RLM 2525
	37	17	0.3	19 700	22 900	2 010	2 340	11 000	18 000	—
	37	23	0.3	27 800	35 500	2 830	3 650	11 000	18 000	—
	37	30	0.3	36 500	50 500	3 700	5 150	11 000	18 000	—
28	35	20	0.5	19 900	33 000	2 030	3 350	7 500	12 000	RLM 2820
	35	25	0.5	23 900	42 000	2 440	4 250	7 500	12 000	RLM 2825
	37	30	0.5	34 000	52 500	3 450	5 350	7 500	12 000	RLM 283730
	39	17	0.3	22 400	30 500	2 280	3 150	9 500	15 000	—
	39	23	0.3	28 300	41 500	2 890	4 200	9 500	15 000	—
	39	30	0.3	37 000	58 500	3 800	6 000	9 500	15 000	—
30	37	25	0.5	24 500	44 000	2 490	4 500	7 100	12 000	RLM 3025
	40	20	0.5	25 000	36 000	2 550	3 650	7 100	12 000	RLM 304020
	40	30	0.5	35 000	56 000	3 600	5 700	7 100	12 000	RLM 304030
	42	17	0.3	21 400	26 800	2 180	2 740	9 000	14 000	—
	42	23	0.3	30 000	41 500	3 100	4 250	9 000	14 000	—
	42	30	0.3	39 500	59 000	4 050	6 050	9 000	14 000	—
32	42	20	0.5	25 800	38 000	2 630	3 900	6 700	11 000	RLM 3220
	42	30	0.5	38 500	59 000	3 700	6 050	6 700	11 000	RLM 3230
	45	17	0.3	22 200	28 700	2 270	2 930	8 500	13 000	—
	45	23	0.3	31 500	44 500	3 200	4 550	8 500	13 000	—
	45	30	0.3	41 000	63 500	4 200	6 450	8 500	13 000	—
	35	42	20	0.5	22 300	41 000	2 270	4 200	6 300	10 000
42		30	0.5	31 000	63 500	3 200	6 450	6 300	10 000	RLM 3530
45		20	0.5	27 500	42 500	2 800	4 350	6 300	10 000	RLM 354520
45		25	0.5	33 000	54 500	3 400	5 550	6 300	10 000	RLM 354525
45		30	0.5	38 500	66 000	3 950	6 750	6 300	10 000	RLM 354530
47		17	0.3	23 900	32 500	2 430	3 300	7 500	12 000	—
47	23	0.3	33 500	50 500	3 450	5 150	7 500	12 000	—	
47	30	0.3	44 000	71 500	4 500	7 300	7 500	12 000	—	

1 y 2

Observaciones Si necesita un rodamiento de rodillos sin jaula, póngase en contacto con NSK.

Imagen 3.44

3.9. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS

En el eje secundario los engranajes funcionaran con el eje en todo momento y el mecanismo que las une son las chavetas.

El cálculo de este mecanismo es bastante sencillo, ya que es un trozo de metal sometido a una fuerza.

Para conocer más detalles de las chavetas ir a la página 82 de la memoria



Imagen 3.45

La fuerza que sufren las chavetas está representada mediante la siguiente fórmula:

$$T = F \cdot R \quad (3.32)$$

Cada engranaje tendrá su momento torsor nosotros cogemos el engranaje que mayor momento tenga y dimensionaremos una chaveta con las hipótesis de cortante y aplastamiento.

Una vez hayamos dimensionado una la usaremos para todos los engranajes ya que al tener todos el mismo modulo tendrán el mismo tamaño de ancho.

Antes de nada vamos a definir las propiedades del material:

El material elegido será:

$$AISI 5120 \rightarrow \sigma_{yp} = 390MPa$$

La dimensión de la chaveta esta legislada y no puede sobrepasar el diámetro multiplicado por 1,5.

$$L < 1,5 \cdot D$$

Por lo tanto procederemos a calcular el área con las dos hipótesis.

3.9.1. Cálculos de la chaveta a cortante:

Con esta hipótesis definiremos el ancho de la chaveta como vemos en la siguiente imagen:

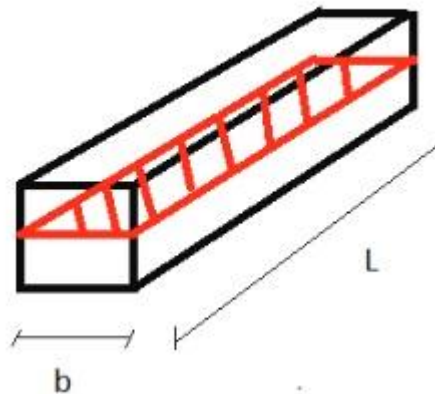


Imagen 3.46

La fórmula a utilizar será la siguiente:

$$\frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (3.33)$$

En este caso CS tendrá un valor pequeño ya que este mecanismo actúa como fusible y no nos interesa que aguante más que los engranajes.

$$CS = 1,5$$

En nuestro caso la marcha que mayor momento torsor tiene es la marcha atrás.

$$T = 471280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$R = 0,0415 \text{ mm}$$

Aplicando la fórmula 3.33

$$\frac{471280/41,5}{b \cdot L} \leq \frac{390}{2 \cdot 1,5}$$

$$A_{cortante} = 87,35 \text{ mm}^2$$

$$b = 10\text{mm} \quad h = 8,73\text{mm}$$

3.9.2. Cálculos de la chaveta a aplastamiento:

Con el mismo material haremos la hipótesis de aplastamiento para sacar la altura de la chaveta:

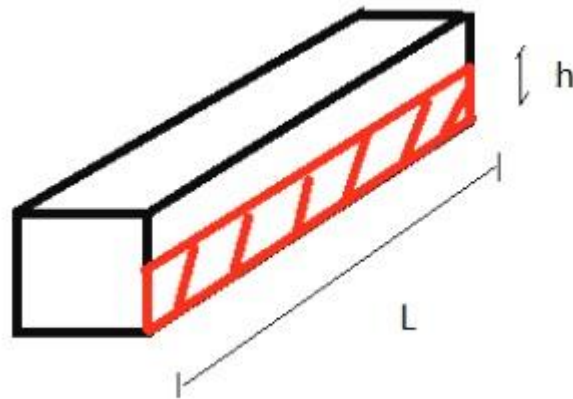


Imagen 3.47

$$\frac{T/R}{b \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (3.34)$$

$$h = 8\text{mm} \quad L = 17,47\text{mm}$$

Por lo tanto iremos al catálogo y seleccionaremos una chaveta como vemos en la siguiente imagen.

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)			Anchura b		2		3		4		5		6		8		10													
			Altura h		2		3		4		3		5		4		6		5		7		6		8		6			
Para diámetro del eje d1 3)			más de		6		8		10		12		17		22		30													
			hasta		8		10		12		17		22		30		38													
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985																				
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989																				
		asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000																				
			Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954																				
	Profundidad (1 5)	con juego en el lomo o aprieto			1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,1														
		dif. adm.			+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2														
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985																				
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949																				
		asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018																				
			Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982																				
	Profundidad (2 5)	con juego en el lomo			0,9	1,3	1,8	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1														
		dif. adm.			+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2													
con aprieto			0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9	1,1																
dif. adm.			-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1		
Redondeado del fondo del chavetero			r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4															
			dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2		

Imagen 3.48

3.10. CÁLCULO DEL EMBRAGUE

Este es el elemento que accionándolo nos va a permitir cambiar las marchas con mayor suavidad, ya que dejara de trasmitir el par generado por el motor en el eje.

Para conocer más detalles ir a la página 41 de la memoria.

Como ya hemos mencionado en los sincronizadores utilizaremos el hipótesis de desgaste uniforme para sacar un radio exterior y buscar nuestro embrague en un catálogo, en nuestro caso no tendremos que buscar mucho ya que en el catálogo oficial de BMW te dice que tipo de embrague tienes que acoplar para cada modelo.

Aplicando la fórmula 3.27, usada en el apartado de los sincronizadores obtendremos el siguiente diámetro.

$$\mu = 0,2$$

$$p_{max} = \frac{1,9kg}{cm^2} = 0,1862N /mm^2$$

$$\alpha = 12^\circ$$

$$d = 25mm$$

$$172000 = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,1862 \cdot 25(D^2 - 25^2)}{1} \cdot \frac{1}{\sin 12}$$

$$D = 70,45 mm$$

Como vemos en el catálogo el diámetro del embrague es bastante mayor como podemos apreciar en la imagen 3.37, por lo tanto el embrague seleccionado aguantara más par que el calculado.

BMW									
3 (E30) 09.82 - 03.92									
315	09.82-12.91		M10B16		3000 003 005 ● 3082 061 232 ● 1861 508 233 ● 3151 231 031				215 10
					6283 600 107				
316 (Ecotronic)	09.83-12.90	2,30	M10B18		3000 003 005 ● 3082 061 232 ● 1861 508 233 ● 3151 231 031	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215	10
					3000 104 002 ● 3082 061 232 ● 1862 121 032 ● 3151 231 031	Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215	10
					1863 821 001	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed Kugellager / Ball Bearing	(86) (55)	32	
					6283 600 107	->07.1988			
					6284 600 106	->07.1988			
316	09.82-12.87	2,30	M10B18		3000 104 002 ● 3082 061 232 ● 1862 121 032 ● 3151 231 031	Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215	10
					3000 003 005 ● 3082 061 232 ● 1861 508 233 ● 3151 231 031	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215	10
					1863 821 001	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed Kugellager / Ball Bearing	(86) (55)	32	
					6283 600 107				
					6284 600 106				
316 i, 73 kW 316 i, 75 kW, ohne Katalysator 318 i, 85 kW	09.87-06.91 07.88-06.91 09.87-06.91	2,30 2,40 2,40	M40 M40B16, M40B18, M40B16(Kat.)		3000 203 002 ● 3082 171 131 ● 1862 194 131 ● 3151 231 031				215 10
					6283 600 107				
					6284 600 106				
316 i, 75 kW, mit geregeltem (3-Wege) Katalysator	08.87-08.88	2,30	M10B18		3000 104 002 ● 3082 061 232 ● 1862 121 032 ● 3151 231 031				215 10
					6283 600 107				
					6284 600 106				
318 i, 75 kW	12.84-08.88	2,60	M10B18		3000 003 005	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual Transmission, 4-speed	(86)	215	10
318 i, 77 kW	09.82-08.87	2,60			● 3082 061 232 ● 1861 508 233 ● 3151 231 031				
					3000 104 002 ● 3082 061 232	Schaltgetriebe 5 Gang / Manual Transmission, 5-speed	(87)	215	10

Imagen 3.49

3.11. CÁLCULO DEL CARDAN

Este es el elemento que transmitirá el generado por la caja de cambios al diferencial está compuesto por dos elemento el cardan y el tubo cardan. En la siguiente imagen vemos como es cada uno.

En este caso no necesitaremos hacer cálculos ya que los hemos cogido del catálogo oficial para nuestro modelo de coche, pero aún así calcularemos su radio exterior mediante el código ASME usado en el apartado de los ejes, con la fórmula 3.35

$$\frac{(r_{imt} - r_{ext})}{\frac{\pi}{2} \cdot (r_{imt}^4 - r_{ext}^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 172000)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2} \quad (3.35)$$

$$r_{imt} = 44mm$$

Aplicando la formula conseguiremos el radio exterior:

$$\frac{(44 - r_{ext})}{\frac{\pi}{2} \cdot (44^4 - r_{ext}^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 461770)^2 + (1 \cdot 172000)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$r_{ext} = 46mm$$

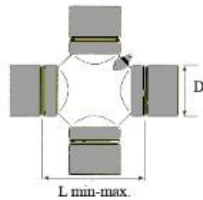
Por lo tanto el cardan del catálogo que vemos en la imagen 3.39 es capaz de transmitir el par de la caja de cambios al diferencial:

Tubos transmisión (calidad ST-52)

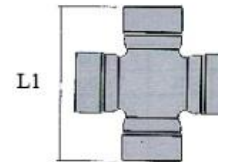
Ø Exterior	Espesor	Ø Interior	Series cardan	Ref.Buruaga
32	1,5	29	473.20/ELBE 106	092.0080
40	2	36	473.30/ELBE 107	092.0090
50	2	46	1100/1310/287.00/473.30/ 109	092.0100
50	3	44	1100/1310/ELBE109-110/2C-4C	092.0120
60	4	52	ELBE 112-5C	092.0125
63,5	2,41	58,68	687.15/1310/1350/1410/4C	092.0130
70	3	64	287.10-20/ELBE112-113	092.0140
70	4	62	ELBE 113-6C	092.0145

Imagen 3.50

La cruz cardan que se le tiene que acoplar para este tuve es la siguiente p lo que omitimos el cálculo a cortante ya que está diseñado para aguantar el par que puede transmitir el tubo cardan.



CRUCES CARDAN



D Ø	L1	L min. /L max	Fabricante/serie/aplicación	Fig.	engrase	Ref.Buruaga
15	40,1		GWB 473.10	1	1	080.0060
17	41		ELBE 105	1	1	080.0090
19	44		Dados acero	1	1	075.0006
19	44,4		BMW remachar	1	3	075.0005
19	48		AGRICOLA TM	1	1	070.0340
19	48		GWB 173.20	1	1	080.0100
19	52		SPICER 0500	1	1	080.0135
20		35/38	NISSAN / SUZUKI	6	5	075.0400
22		37,6/39,6	MITSUBISHI	6	3	075.0401

Imagen 3.51



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

4 . PLANOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

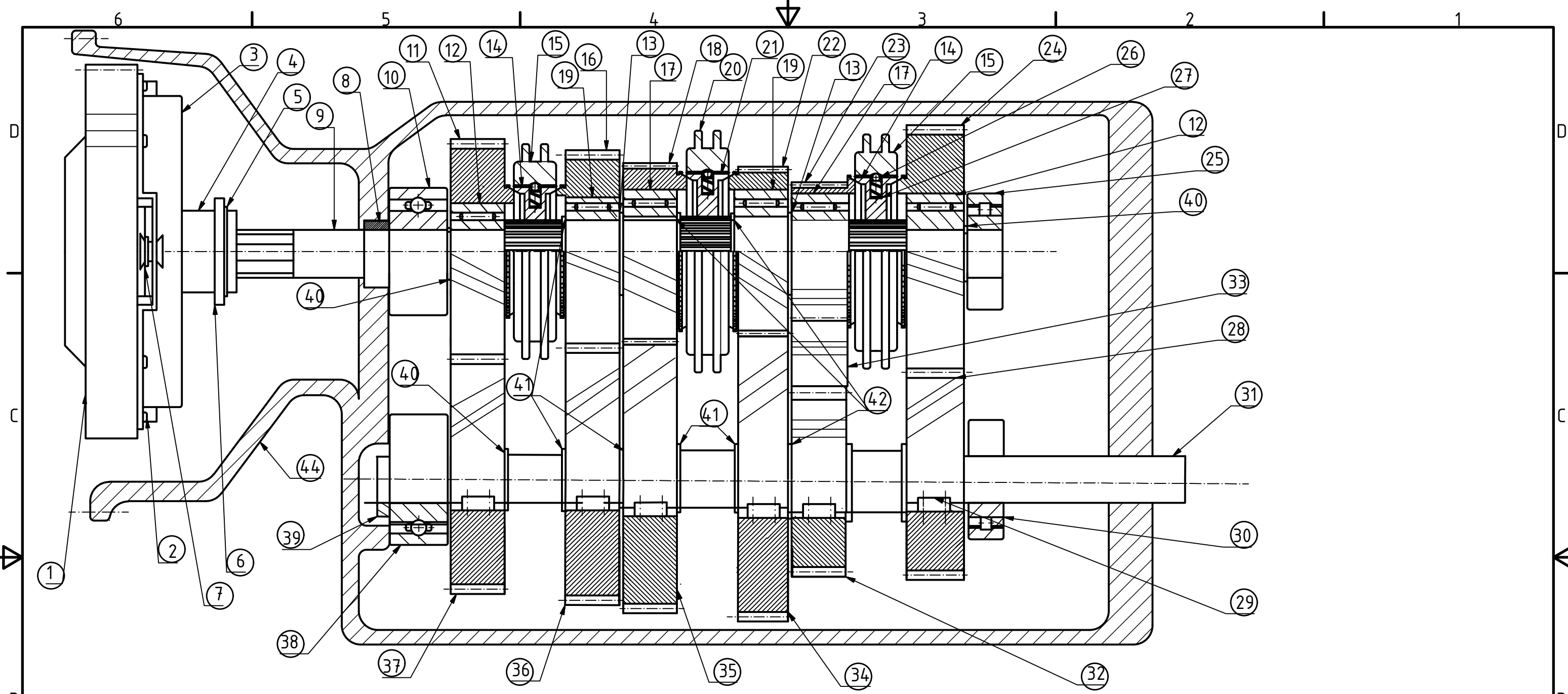
FECHA: 18-06-2015

4. Planos.

ÍNDICE


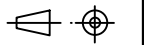
Formato.

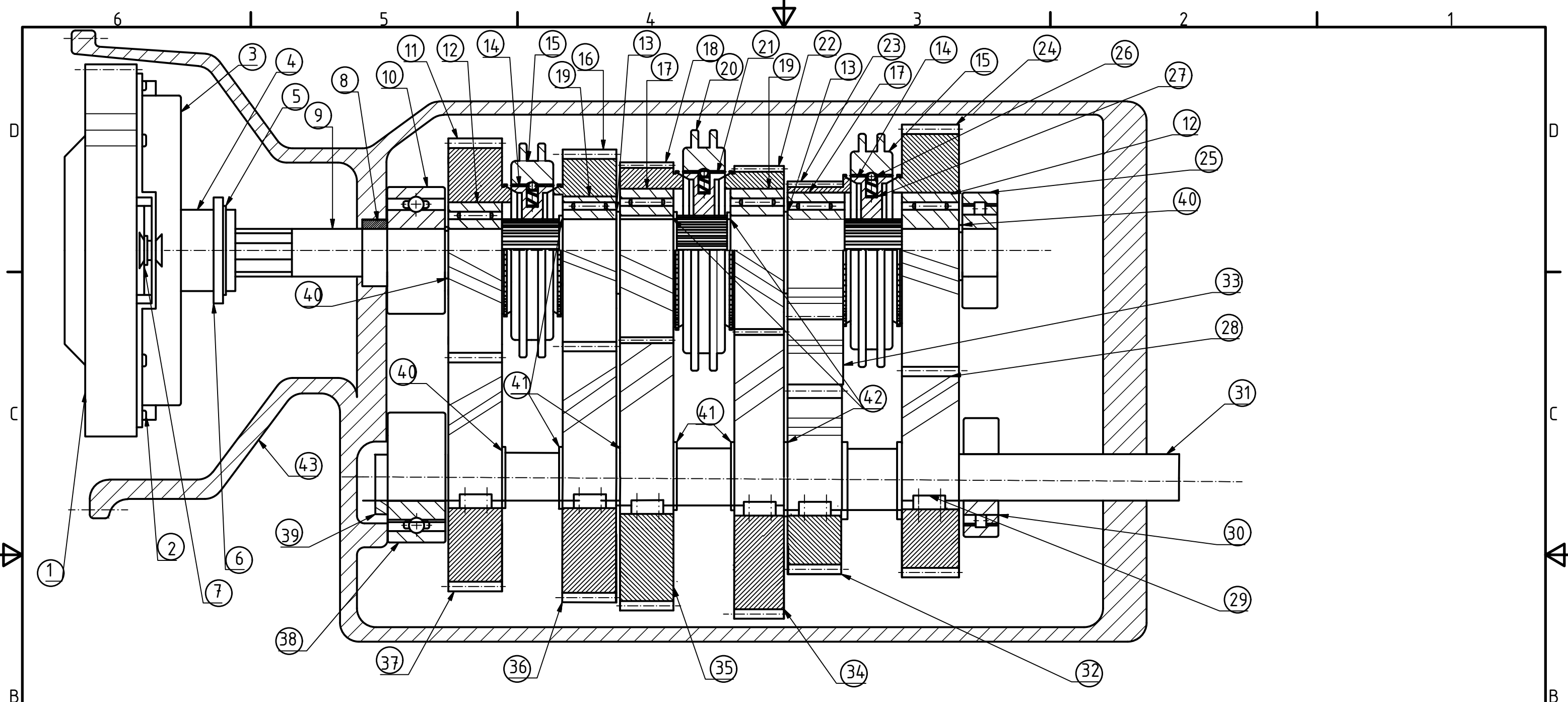
P01. CONJUNTO-1.....	A3
P02. CONJUNTO-2.....	A3
P03. CONJUNTO-3.....	A3
P04. EJE PRINCIPAL.....	A3
P05. PIÑONES-1.....	A3
P06. PIÑONES-2.....	A3
P07. EJE SECUNDARIO.....	A3
P08. CORONAS-1.....	A3
P09. CORONAS-2.....	A3
P010. SINCRONIZADOR-1.....	A3
P011. SINCRONIZADOR-2.....	A3



24	1	Piñon de salida 5ª		1,601 Kg	F-154
23	1	Piñon de salida R		0,980 Kg	F-154
22	1	Piñon de salida 1ª		1,1 Kg	F-154
21	1	Cuerpo del sincronizador		0,2 Kg	F-122
20	1	Deslizadera		0,2 Kg	F-122
19	2	Rodamiento de agujas 30x37x16	DIN 5412	0,029 Kg	F-131
18	1	Piñon de salida 2ª		1,16 Kg	F-154
17	2	Rodamiento de agujas 32x42x20	DIN 5412	0,24 Kg	F-131
16	1	Piñon de salida 3ª		1,21 Kg	F-154
15	2	Deslizadera		0,11 Kg	F-122
14	2	Cuerpo del sincronizador		0,11 Kg	F-122
13	2	Casquillo separador		0,01 Kg	F-127
12	2	Rodamiento de agujas 25x32x16	DIN 5412	1,53 Kg	F-131
11	1	Piñon de salida 4ª		1,342 Kg	F-154
10	1	Rodamiento de bolas 25x62x24	DIN 625	1,37 Kg	F-131
9	1	Eje principal		8,1 Kg	F-125



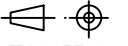
8	1	Casquillo de retención		0,2 Kg	F-127
7	1	Diafragma		0,324 Kg	F-134
6	1	Rodamiento de bolas 45x58x7	DIN 625	1,34 Kg	F-131
5	1	Anillo de retencion 45x1,75	DIN 471	0,009 Kg	F-112
4	1	Collarin de accionamiento		0,5 Kg	F-112
3	1	Carcasa del embrague		0,612 Kg	F-127
2	6	Tornillo abocardado M6x8	DIN 6912	0,007 Kg	F-112
1	1	Volante de inercia		4,3 Kg	F-111
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas			 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA	
Nombre: Asier				
nº:	Grupo:	Subgrupo:		
Especialidad: Mecanica		Fecha: 18/06/2015		
 Escala:		Conjunto de la transmisión	Hoja nº: 1	
TOL.GEN. ISO 2768-m			Total hojas : 11	
			Calificación:	

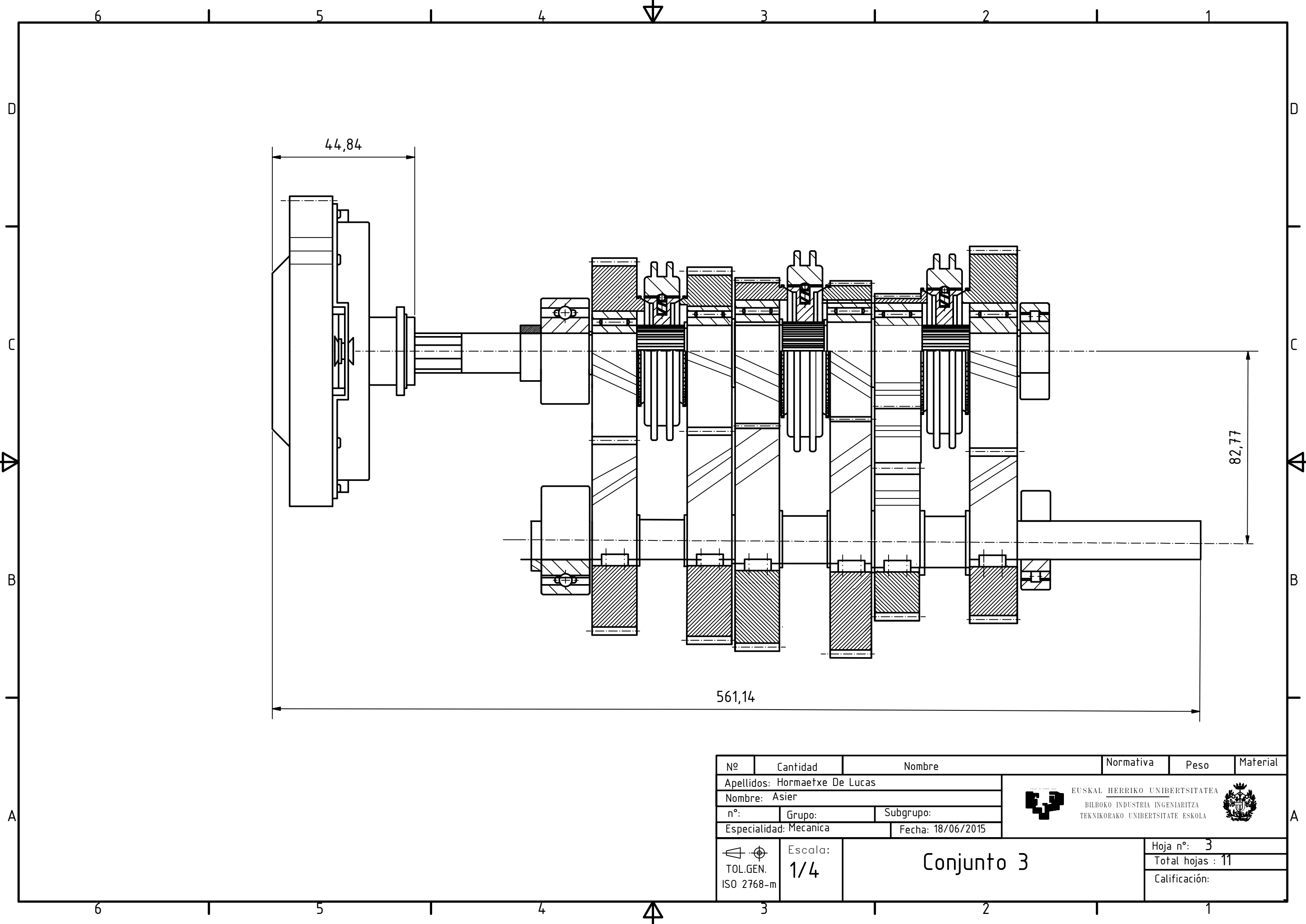




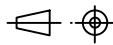
43	1	Caja externa		14,8 Kg	F-111
42	3	Anillo elastico 32x1,75	DIN 471	0,007 Kg	F-143
41	5	Anillo elastico 30x1,75	DIN 471	0,007 Kg	F-143
40	3	Anillo elastico 25x1,75	DIN 471	0,007 Kg	F-143
39	1	Casquillo de retención		0,02 Kg	F-127
38	1	Rodamiento de bolas 30x55x13	DIN 625	1,021 Kg	F-131
37	1	Corona de 4ª		2,7 Kg	F-154
36	1	Corona de 3ª		2,81 Kg	F-154
35	1	Corona de 2ª		3,1 Kg	F-154
34	1	Corona de 1ª		3,7 Kg	F-154
33	1	Piñón inversor		0,986 Kg	F-154

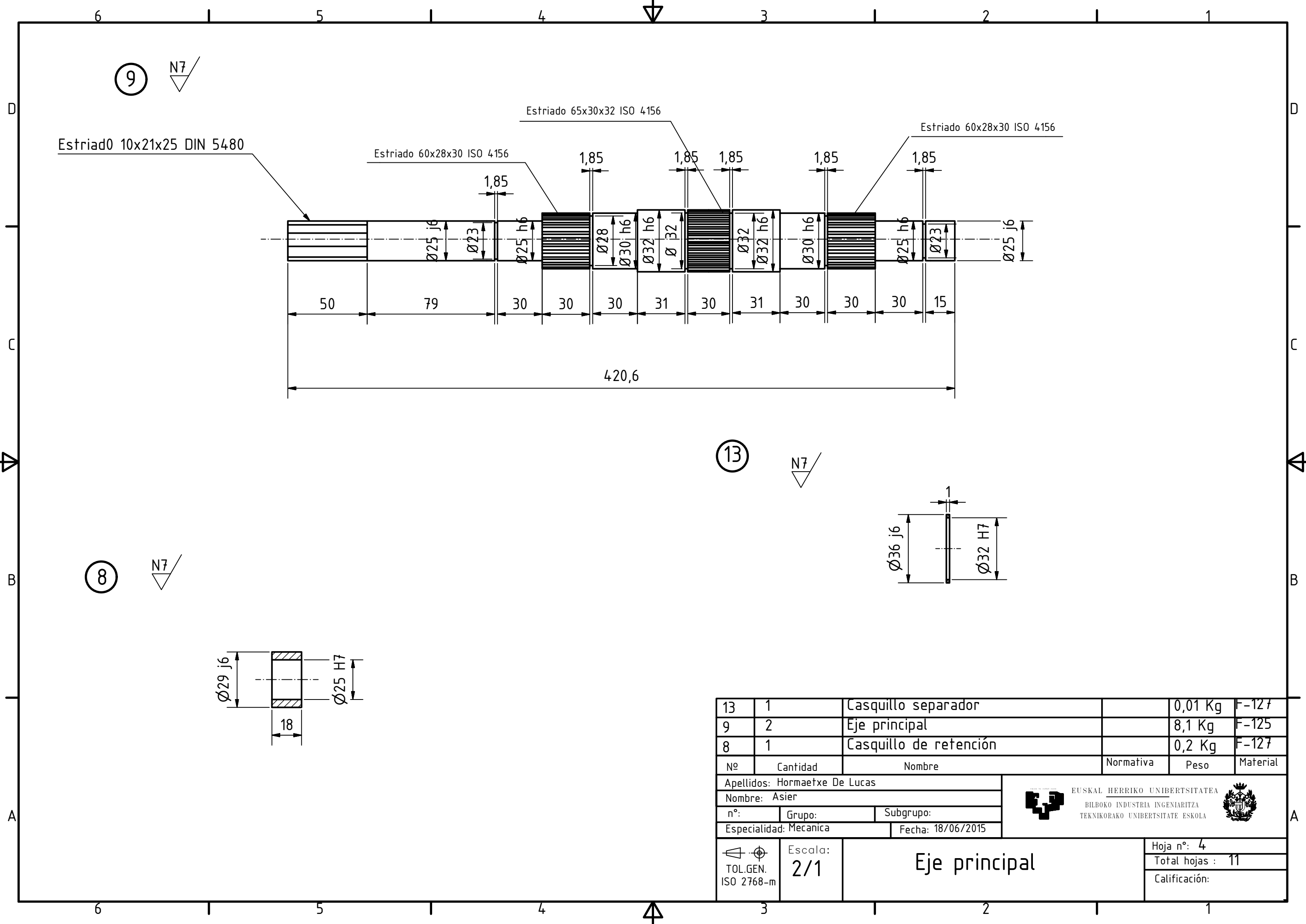
32	1	Corona de R		1,72 Kg	F-154
31	1	Eje secundario		9,2 Kg	F-125
30	1	Rodamiento de rodillos 25x62x20	DIN 625	1,53 Kg	F-131
29	6	Chaveta paralela A 10x6x17,5	DIN 6885	0,021 Kg	F-112
28	1	Corona de 5ª		2,2 Kg	F-154
27	6	Muelle del sincronizador		0,002 Kg	F-143
26	6	Bola del sincronizador		0,005 Kg	F-112
25	1	Rodamiento de rodillos 25x62x20	DIN 625	1,53 Kg	F-131
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas			 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA	
Nombre: Asier				
nº:	Grupo:	Subgrupo:		
Especialidad: Mecanica		Fecha: 18/06/2015		
 Escala: 1/4		Conjunto de la transmisión		Hoja nº: 2
TOL.GEN. ISO 2768-m				Calificación:

Hoja nº: 2
 Total hojas : 11
 Calificación:

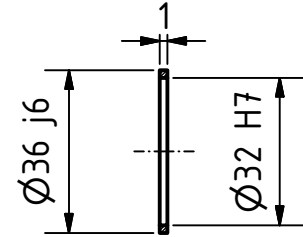


Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material
Apellidos: Hormaetxe De Lucas			 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 		
Nombre: Asier					
nº:	Grupo:	Subgrupo:			
Especialidad: Mecanica		Fecha: 18/06/2015			
 TOL.GEN. ISO 2768-m		Escala: 1/4	<h2>Conjunto 3</h2>		
Hoja nº: 3					
Total hojas : 11					
Calificación:					



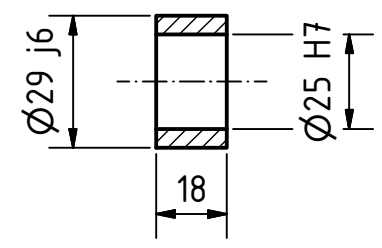
13

N7



8

N7



13	1	Casquillo separador		0,01 Kg	F-127
9	2	Eje principal		8,1 Kg	F-125
8	1	Casquillo de retención		0,2 Kg	F-127
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas
 Nombre: Asier
 n°:
 Grupo:
 Subgrupo:
 Especialidad: Mecanica
 Fecha: 18/06/2015

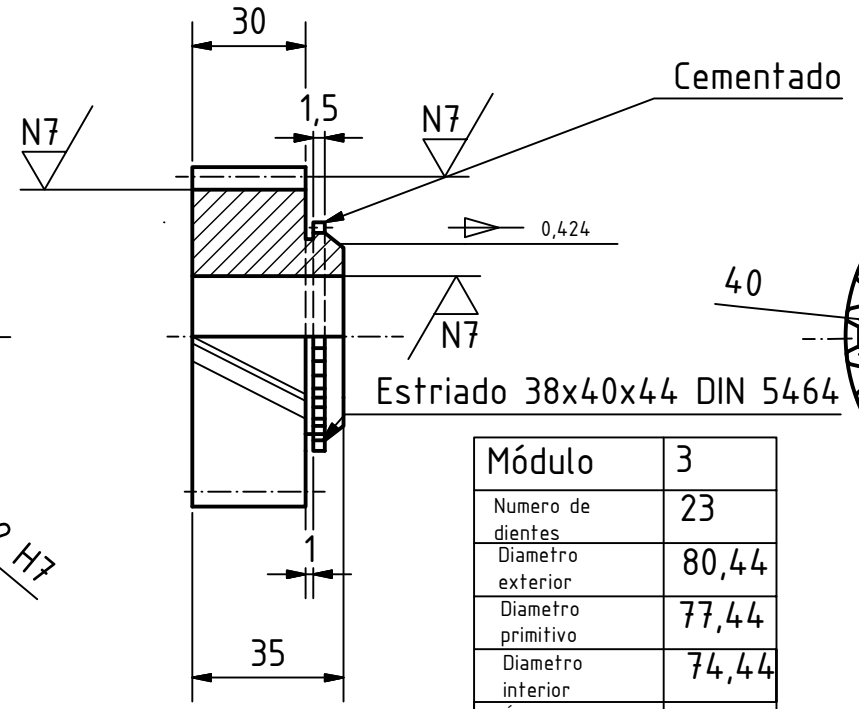
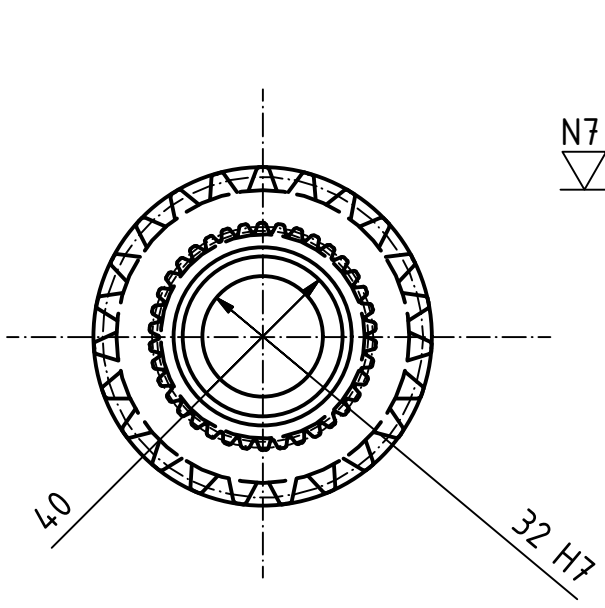


EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA
 BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA
 TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA



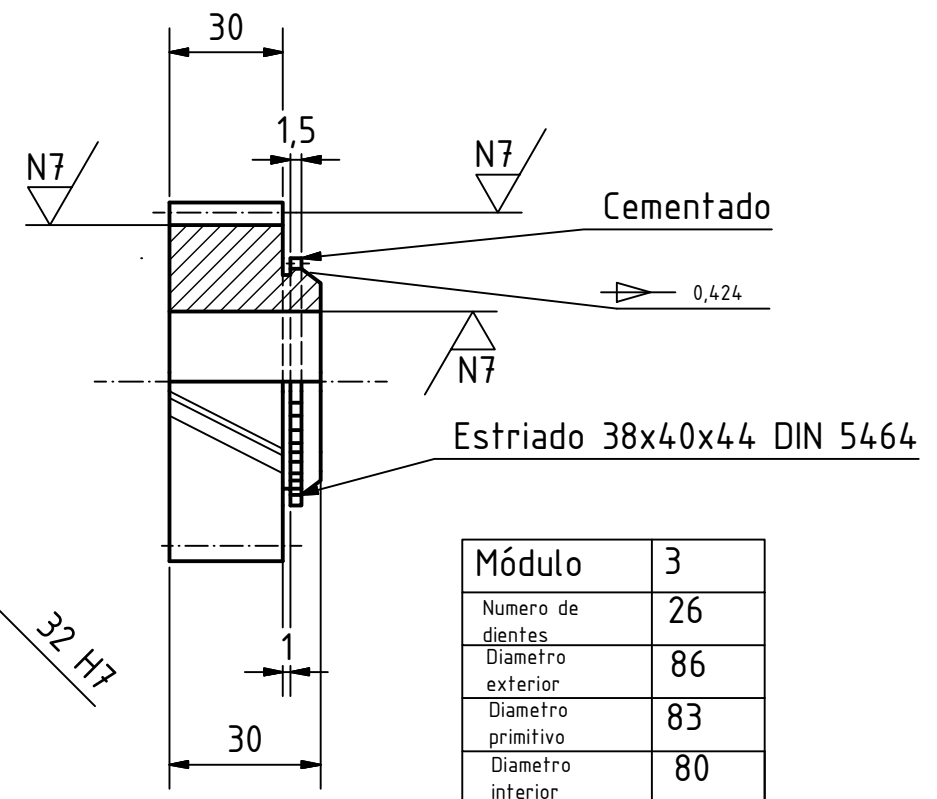
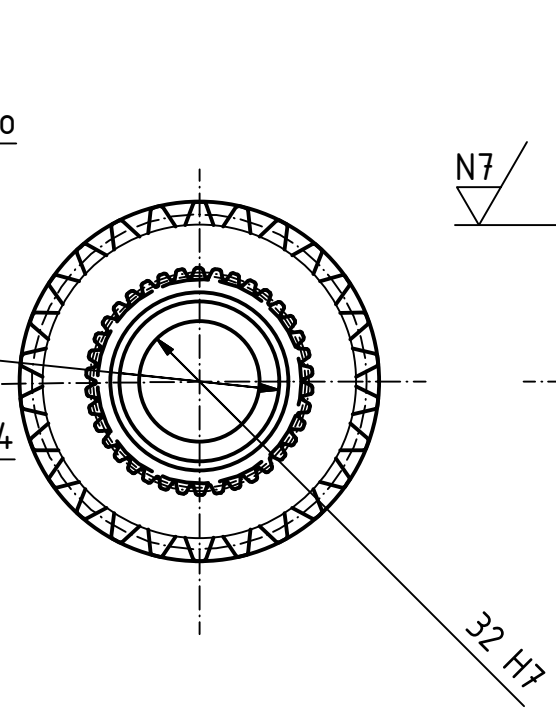
 TOL.GEN. ISO 2768-m	Escala: 2/1	<h1>Eje principal</h1>	Hoja nº: 4
			Total hojas : 11
			Calificación:

11 N9/ (N7/)



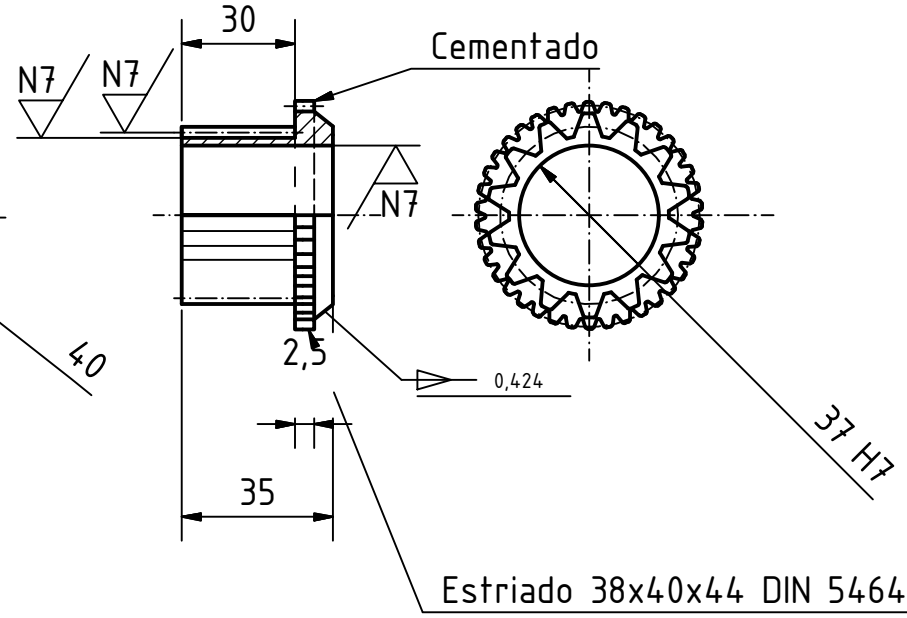
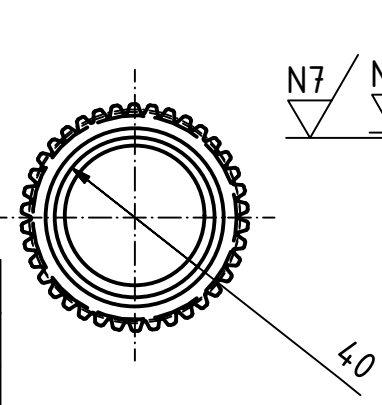
Módulo	3
Numero de dientes	23
Diametro exterior	80,44
Diametro primitivo	77,44
Diametro interior	74,44
Ángulo de inclinación	27°
Diametro exterior del sincronizador	44
Diametro primitivo del sincronizador	42
Diametro interior del sincronizador	40
Dientes del sincronizador	38

24 N9/ (N7/)



Módulo	3
Numero de dientes	26
Diametro exterior	86
Diametro primitivo	83
Diametro interior	80
Ángulo de inclinación	20°
Diametro exterior del sincronizador	44
Diametro primitivo del sincronizador	42
Diametro interior del sincronizador	40
Dientes del sincronizador	38

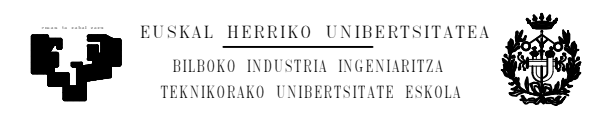
23 N9/ (N7/)



Módulo	3
Numero de dientes	14
Diametro exterior	24
Diametro primitivo	21
Diametro interior	18
Diametro exterior del sincronizador	44
Diametro primitivo del sincronizador	42
Diametro interior del sincronizador	40
Dientes del sincronizador	38

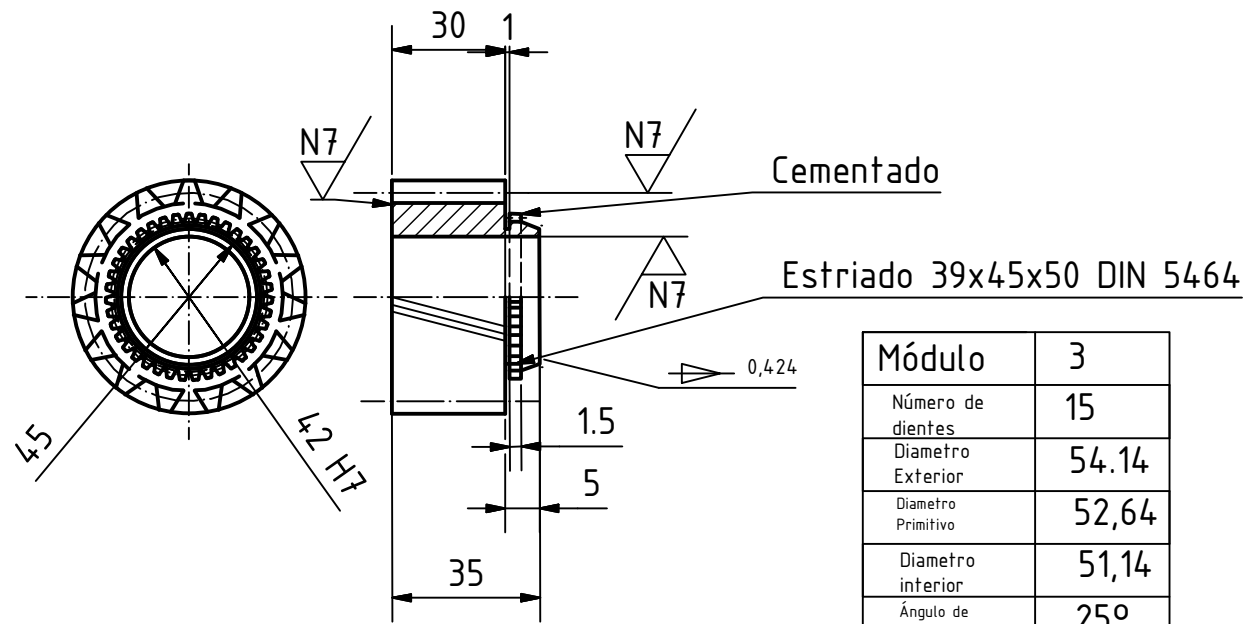
11	1	Piñon salida 4ª	1,342 Kg	F-154	
23	1	Piñon salida R	0,98 Kg	F-154	
24	1	Piñon salida 5ª	1,601 Kg	F-154	
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas
 Nombre: Asier
 n°:
 Grupo:
 Subgrupo:
 Especialidad: Mecanica
 Fecha: 18/06/2015



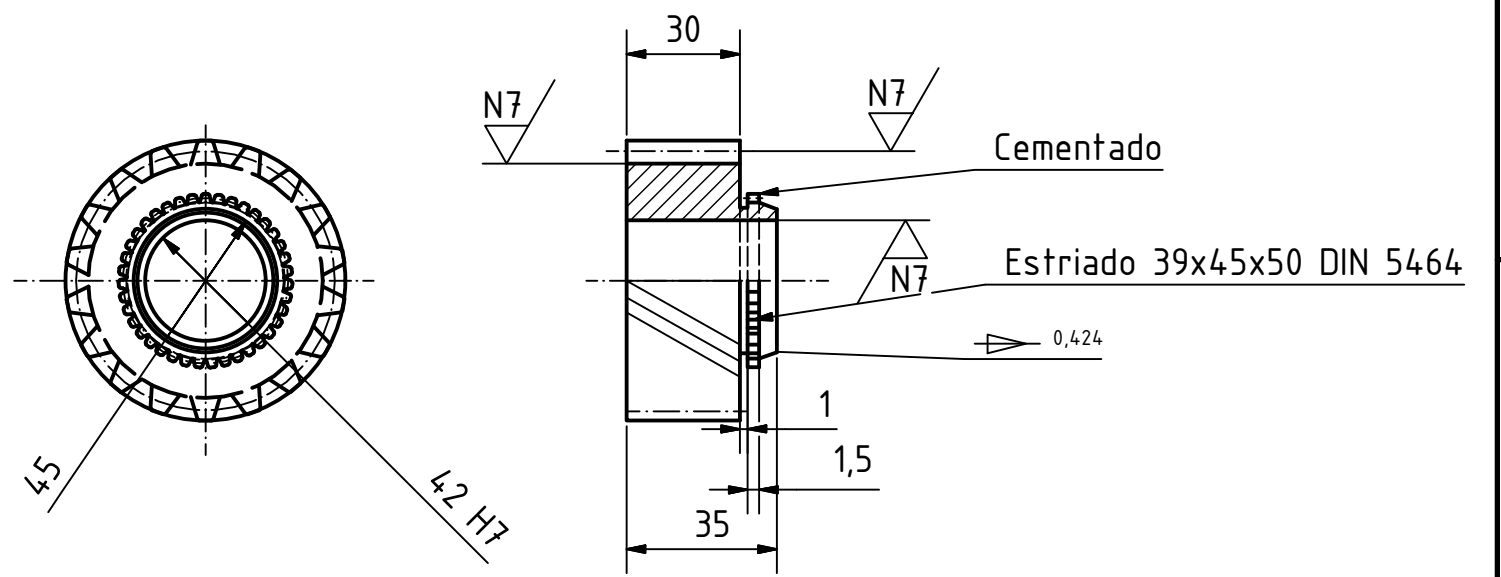
TOL.GEN. ISO 2768-m	Escala: 2/1	Piñones-1	Hoja nº: 5
			Total hojas : 11
			Calificación:

22 N9 (N7)



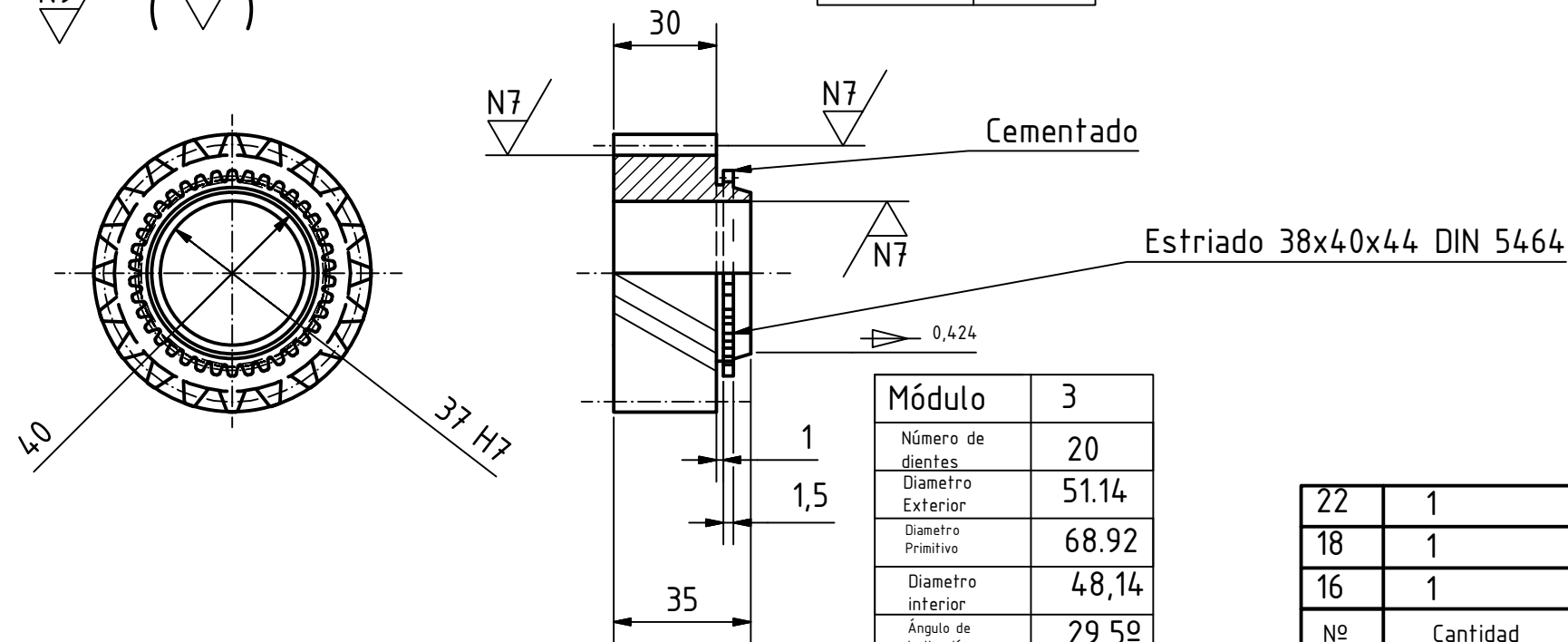
Módulo	3
Número de dientes	15
Díametro Exterior	54.14
Díametro Primitivo	52,64
Díametro interior	51,14
Ángulo de inclinación	25°
Díametro exterior sincronizador	50
Díametro primitivo del sincronizador	47,5
Díametro interior del sincronizador	45
Dientes del sincronizador	39

18 N9 (N7)





Módulo	3
Número de dientes	18
Díametro Exterior	63.54
Díametro Primitivo	62.04
Díametro interior	60,54
Ángulo de inclinación	29,5°
Díametro exterior sincronizador	50
Díametro primitivo del sincronizador	47,5
Díametro interior del sincronizador	45
Dientes del sincronizador	39

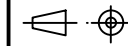
16 N9 (N7)



Módulo	3
Número de dientes	20
Díametro Exterior	51.14
Díametro Primitivo	68.92
Díametro interior	48,14
Ángulo de inclinación	29,5°
Díametro exterior sincronizador	44
Díametro primitivo del sincronizador	42
Díametro interior del sincronizador	40
Dientes del sincronizador	38

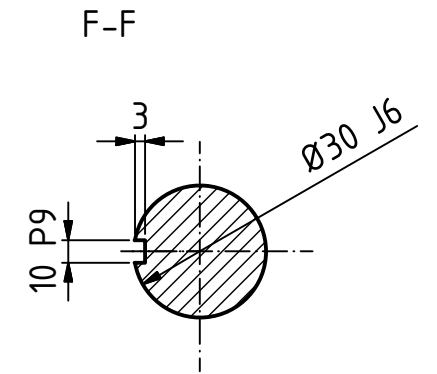
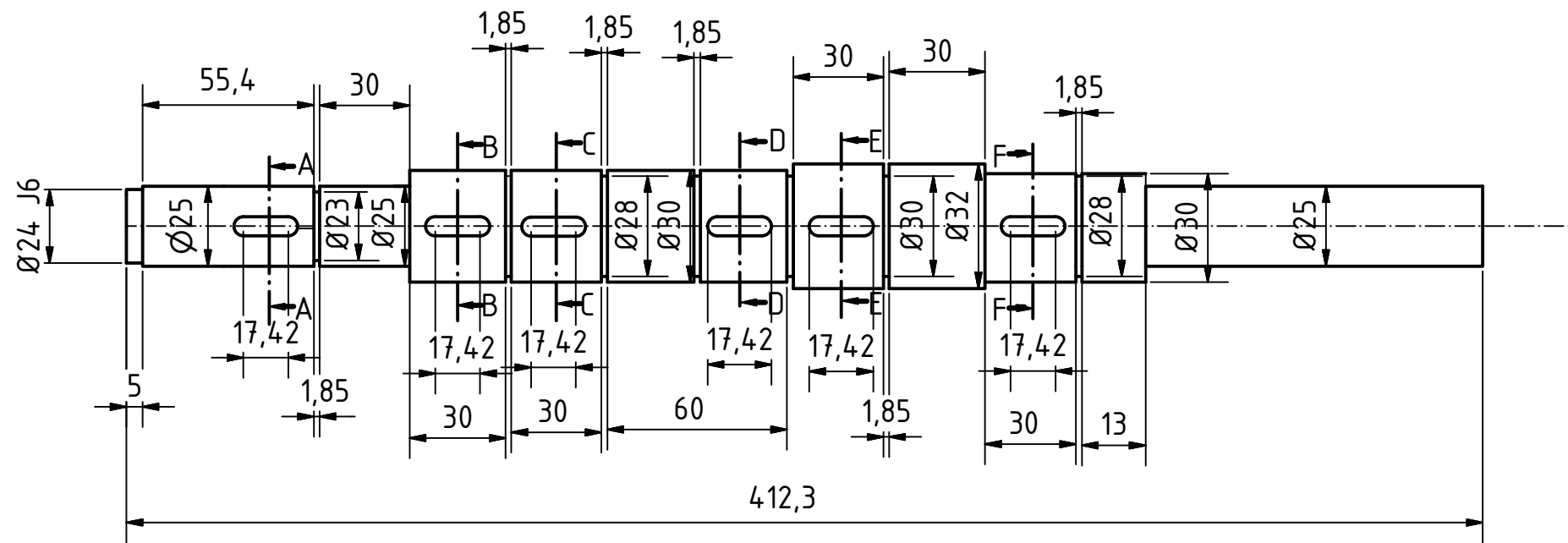
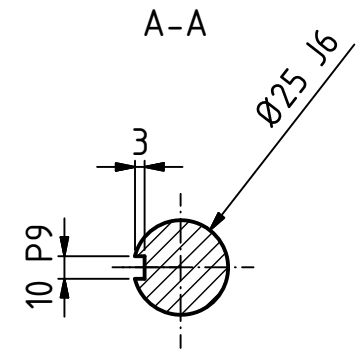
22	1	Piñon de salida 1ª		1,109 Kg	F-154
18	1	Piñon de salida 2ª		1,16 Kg	F-154
16	1	Piñon de salida 3ª		1,212 kg	F-154
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas			 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA	
Nombre: Asier				
nº:	Grupo:	Subgrupo:		
Especialidad: Mecanica		Fecha: 18/06/2015		

 TOL.GEN. ISO 2768-m	Escala: 2/1	Piñones-2	Hoja nº: 6
			Total hojas : 11
			Calificación:

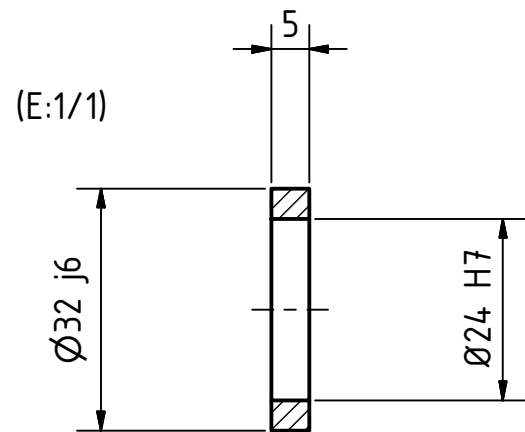
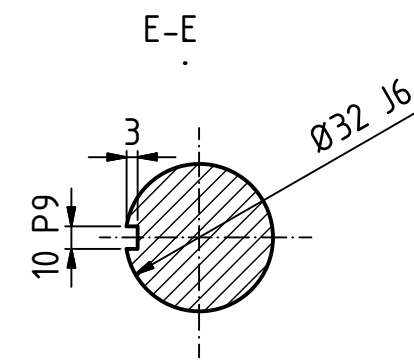
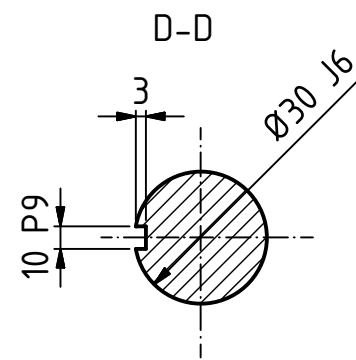
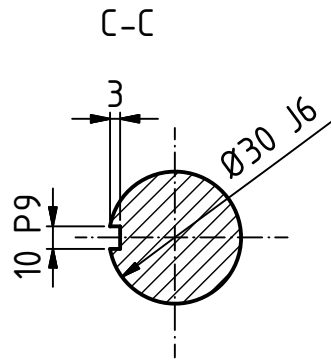
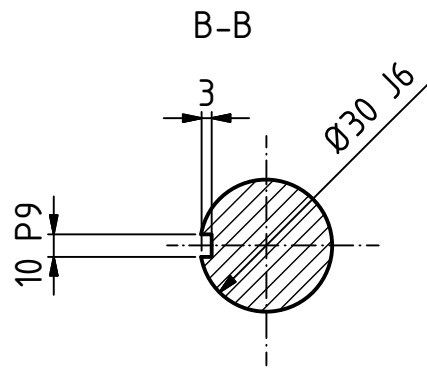
31

N7



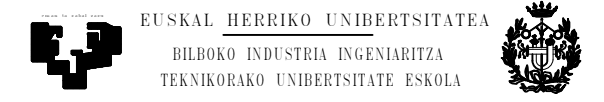
39

N7



39	1	Casquillo de retención		9,2 Kg	F-127
31	1	Eje secundario		0,02 Kg	F-125
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

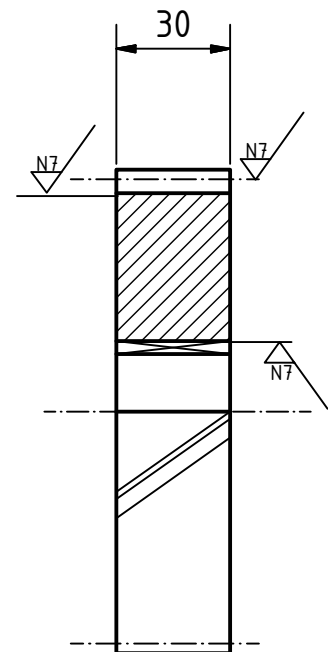
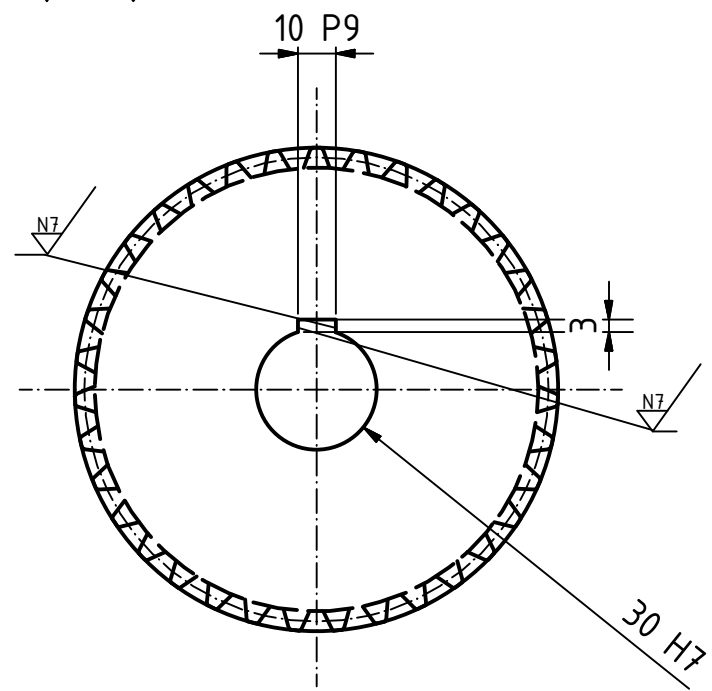
Apellidos: Hormaetxe De Lucas
 Nombre: Asier
 n°:
 Grupo:
 Subgrupo:
 Especialidad: Mecanica
 Fecha: 18/06/2015



 TOL.GEN. ISO 2768-m	Escala: 2/1	<h2>Eje secundario</h2>	Hoja nº: 7
			Total hojas : 11
			Calificación:

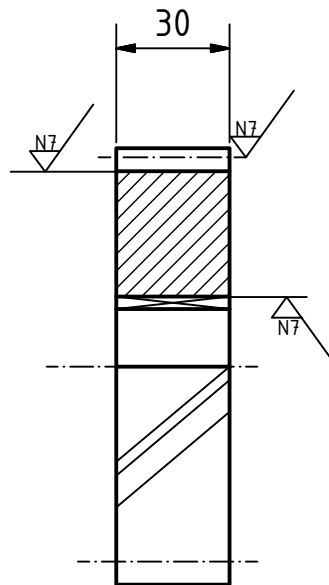
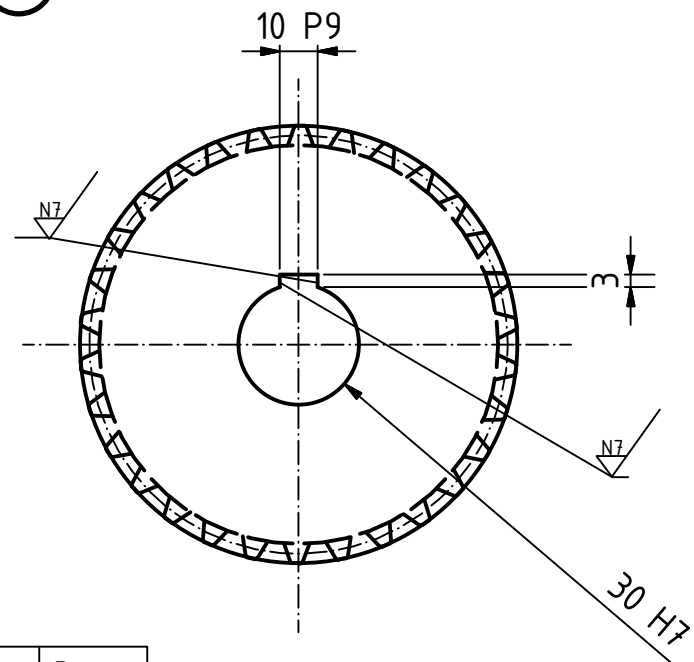
34

Nº (N7)



35

Nº (N7)

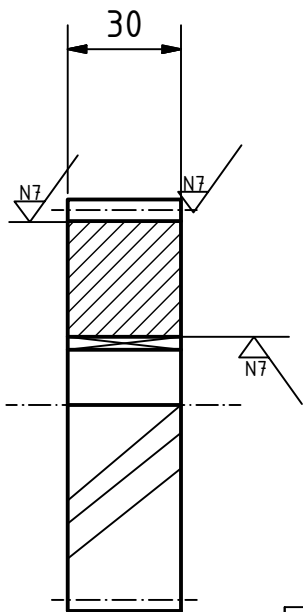
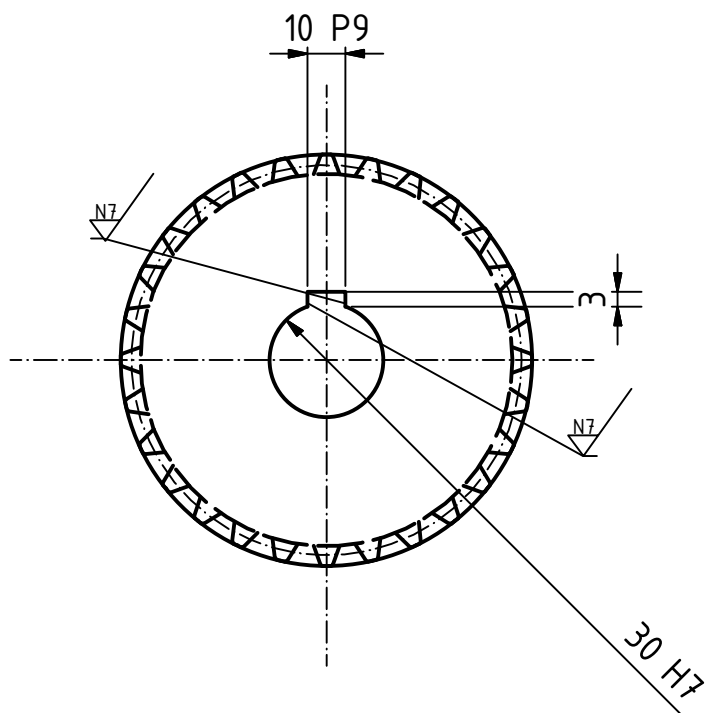


Módulo	3
Número de dientes	35
Diametro exterior	118,84
Diametro primitivo	115,84
Diametro interior	112,84
angulo de inclinación	25º

Módulo	3
Número de dientes	30
Diametro exterior	106,4
Diametro primitivo	103,4
Diametro interior	100,4
angulo de inclinación	29,5º

36

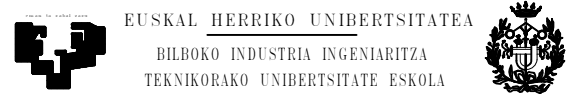
Nº (N7)



Módulo	3
Número de dientes	28
Diametro exterior	99,5
Diametro primitivo	96,5
Diametro interior	93,5
angulo de inclinación	29,5º

34	1	Corona 1ª		3,7 Kg	F-154
35	1	Corona 2ª		3,1 Kg	F-154
36	1	Corona 1ª		2,81 Kg	F-154
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

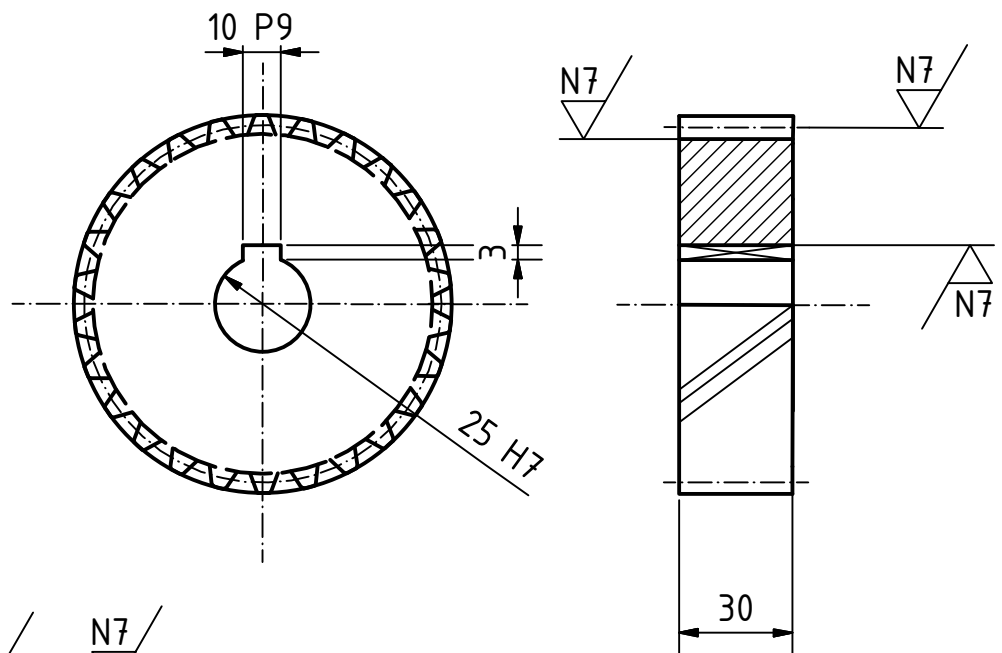
Apellidos: Hormaetxe De Lucas
 Nombre: Asier
 n°: Grupo: Subgrupo:
 Especialidad: Mecánica Fecha: 18/06/2015



TOL.GEN. ISO 2768-m	Escala: 2/1	CORONAS-1	Hoja nº: 8
			Total hojas : 11
			Calificación:

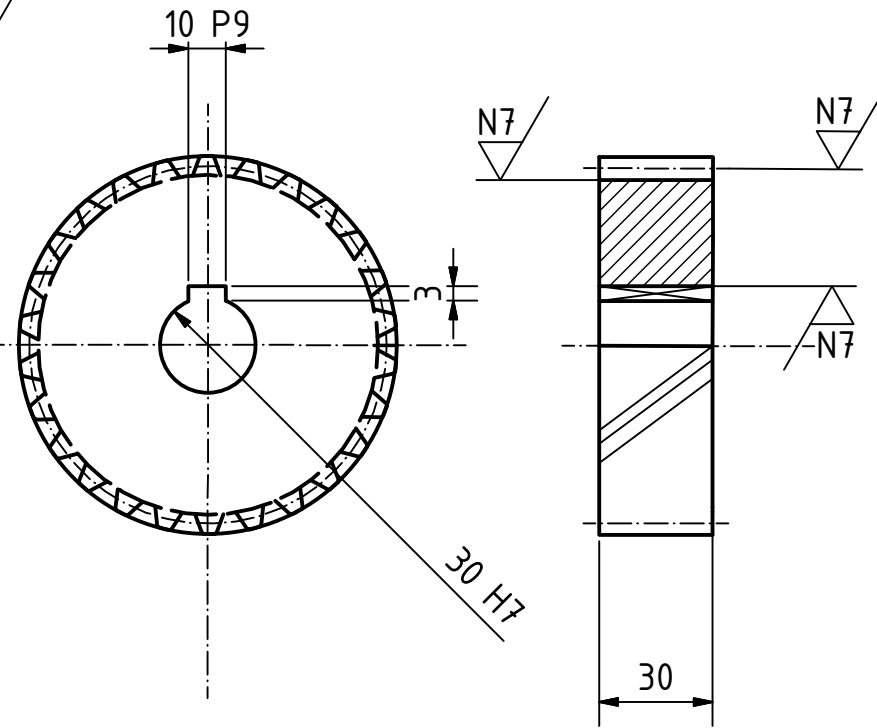
37

N9 / N7



28

N9 / N7

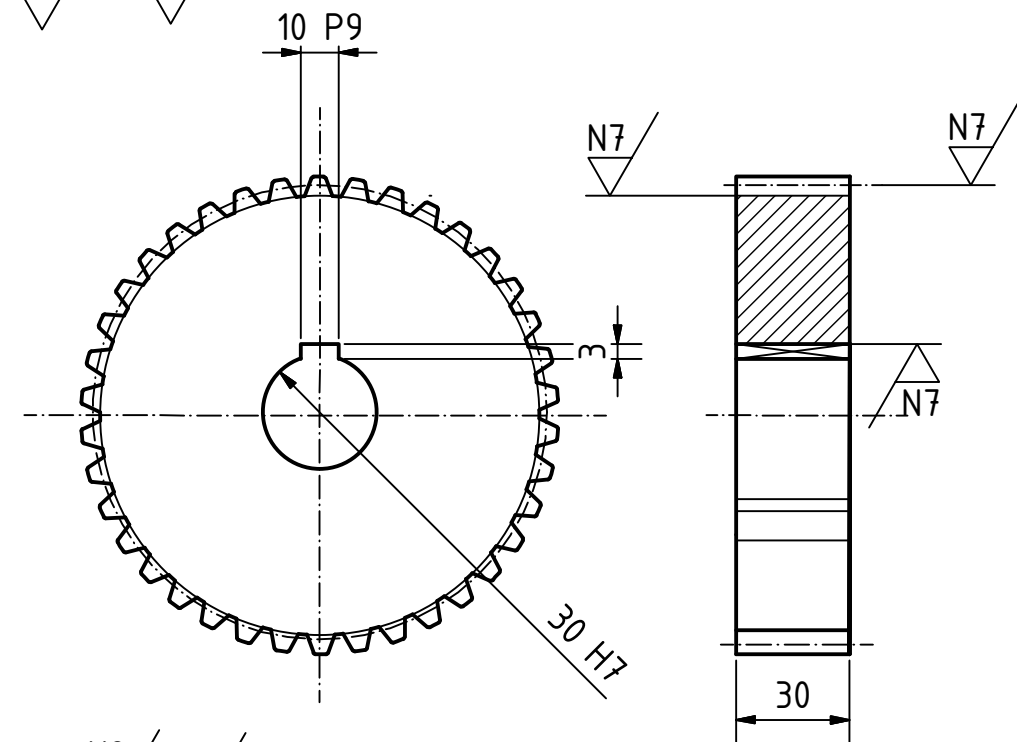


Módulo	3
Número de dientes	26
Diametro exterior	87,98
Diametro primitivo	87,98
Diametro interior	84,98
Ángulo de inclinación	27°

Módulo	3
Número de dientes	26
Diametro exterior	85,42
Diametro primitivo	82,42
Diametro interior	79,42
Ángulo de inclinación	20°

32

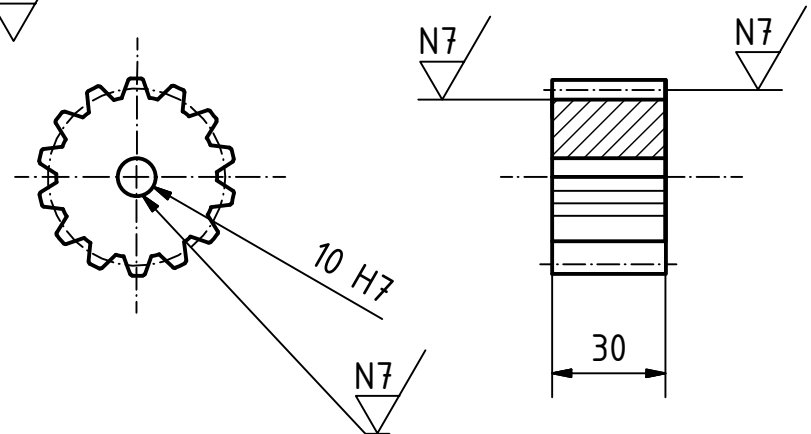
N9 / N7



Módulo	3
Número de dientes	38
Diametro exterior	58,5
Diametro primitivo	57
Diametro interior	55,5



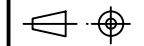
33

N9 / N7



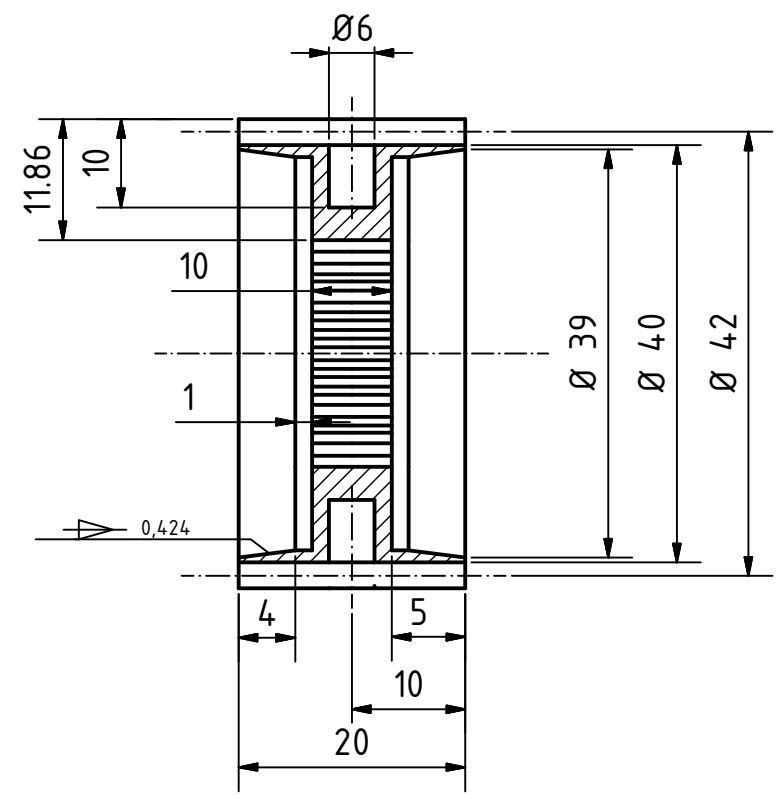
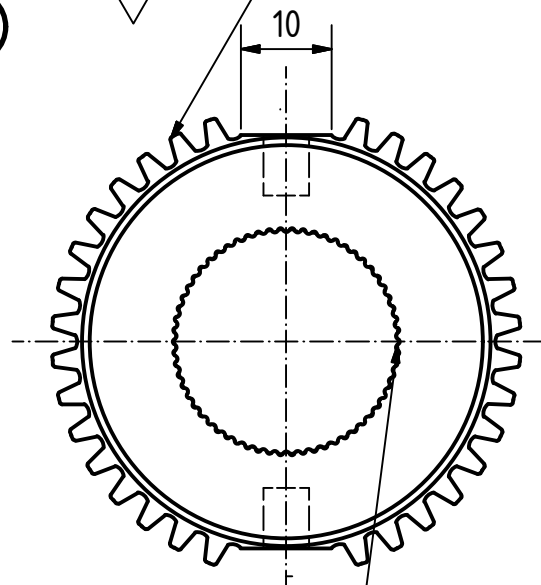
Módulo	3
Número de dientes	14
Diametro exterior	25,5
Diametro primitivo	24
Diametro interior	22,5

28	1	Corona de 5ª		2,2 Kg	F-154
32	1	Corona de R		1,72 Kg	F-154
33	1	Piñon inversor		0,986 Kg	F-154
37	1	Corona de 4ª		2,71 Kg	F-154
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material

Apellidos: Hormaetxe De Lucas			 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA		
Nombre: Asier					
nº:	Grupo:	Subgrupo:			
Especialidad: Mecanica		Fecha: 18/06/2015			
 Escala: 2/1 TOL.GEN. ISO 2768-m		Coronas-2		Hoja nº: 9	
				Total hojas : 11	
				Calificación:	

14

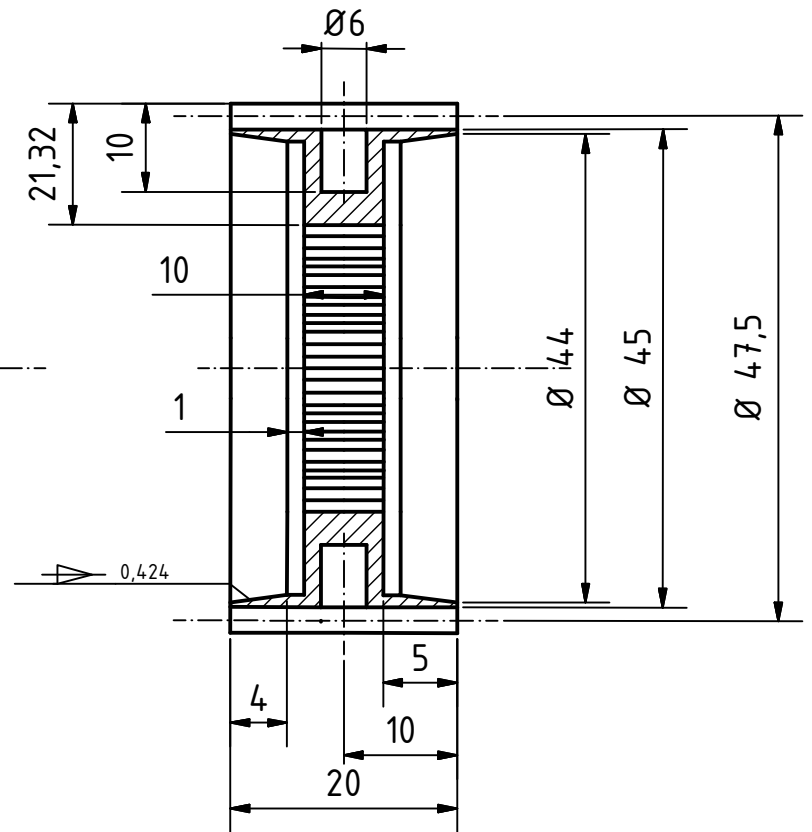
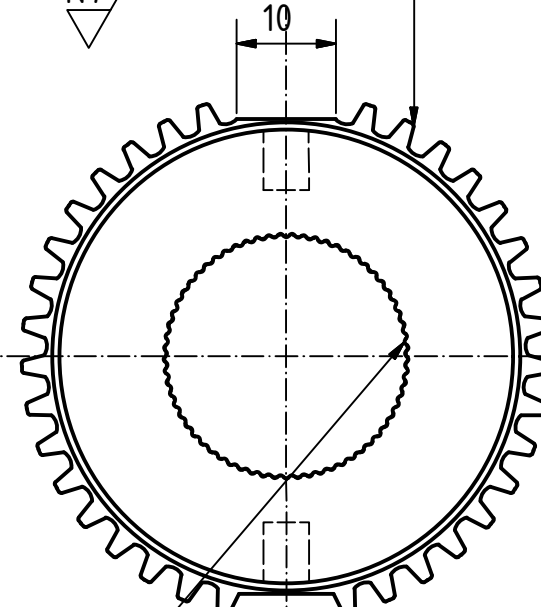
Estriado 38x40x44 Din 5464



Estriado 60x28x30 ISO 4154

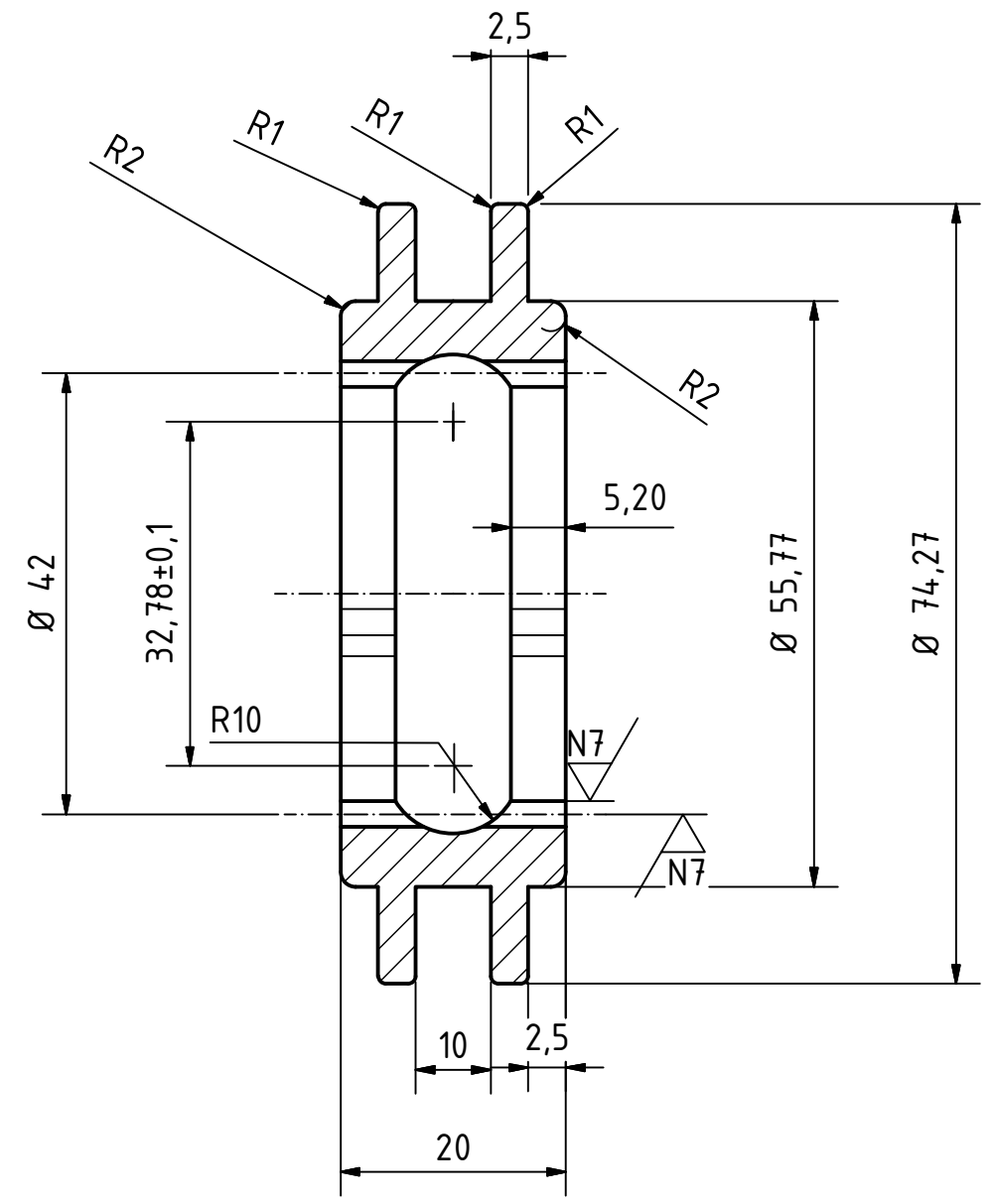
21


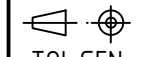
Estriado 39x45x50 DIN 5464

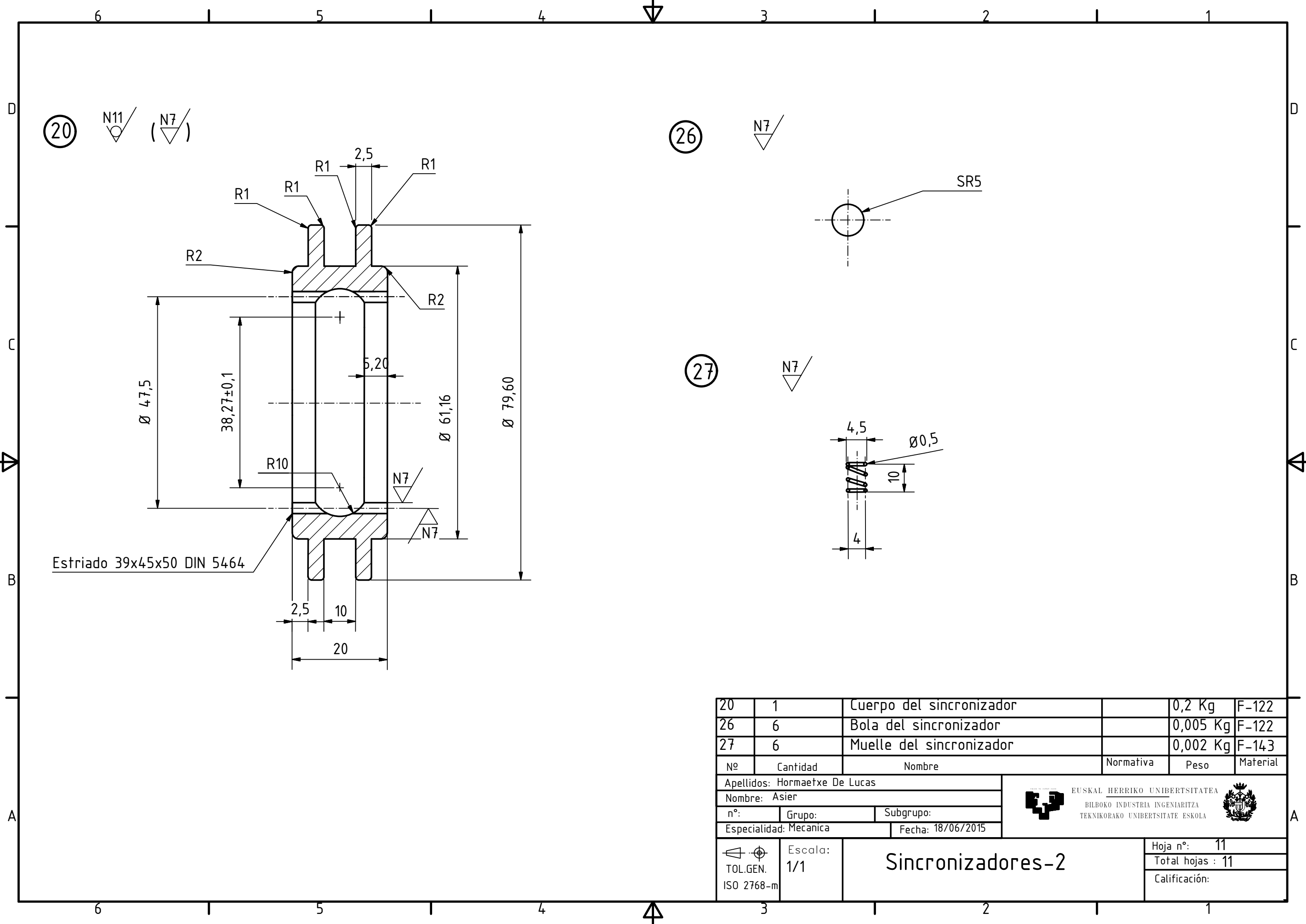


Estriado 65x30x32 ISO 4154


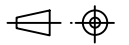
15



14	2	Cuerpo del sincronizador		0,11 Kg	F-122	
15	2	Deslizadera		0,11 Kg	F-122	
21	1	Cuerpo del sincronizador		0,2 Kg	F-122	
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material	
Apellidos: Hormaetxe De Lucas		 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA				
Nombre: Asier						
nº:	Grupo:					Subgrupo:
Especialidad: Mecanica						Fecha: 18/06/2015
 Escala: 1/1		SINCRONIZADORES-1		Hoja nº: 10		
TOL.GEN. ISO 2768-m				Total hojas : 11		
				Calificación:		



Estriado 39x45x50 DIN 5464

20	1	Cuerpo del sincronizador		0,2 Kg	F-122	
26	6	Bola del sincronizador		0,005 Kg	F-122	
27	6	Muelle del sincronizador		0,002 Kg	F-143	
Nº	Cantidad	Nombre	Normativa	Peso	Material	
Apellidos: Hormaetxe De Lucas		 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA				
Nombre: Asier						
nº:	Grupo:					Subgrupo:
Especialidad: Mecanica						Fecha: 18/06/2015
 Escala: 1/1		<h2>Sincronizadores-2</h2>		Hoja nº: 11		
TOL.GEN. ISO 2768-m				Total hojas : 11		
				Calificación:		



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

1. PLIEGO DE CONDICIONES

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

5. PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
5.1 OBJETO DEL PLIEGO Y AMBITO DE LA APLICACIÓN.....	3
5.1.1. Objetivo.....	3
5.1.2. Fecha de publicación.....	3
5.1.3. Alcance.....	3
5.1.4. Norma general.....	4
5.2. CONDICIONES TÉCNICAS.....	5
5.2.1. Propiedad de los materiales.....	5
5.2.2. Condiciones a aplicar.....	10
5.2.3. Lubricación.....	13
5.2.4. Comprobación.....	13
5.2.5. Control de calidad.....	14
5.2.6. Envoltorios y transporte.....	14
5.3. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	16
5.3.1. Dirección del proyecto.....	16
5.3.2. Planificación.....	17
5.4. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	19
5.4.1. Pagos parciales.....	19
5.4.2. Recepción.....	20
5.4.3. Entrega.....	20
5.4.4. Salida al mercado.....	21
5.4.5. Quejas y reclamaciones.....	21
5.4.6. Comienzo del proyecto.....	22
5.4.7. Garantía.....	22
5.5. CONDICIONES LEGALES.....	24
5.5.1. Licencia de patente y marca.....	24
5.5.2. Secreto profesional.....	24
5.5.3. Responsabilidades.....	24
5.5.4. Precio del contrato.....	25
5.5.5. Anulación del contrato.....	27

5.1. OBJETO DEL PLIEGO Y ÁMBITO DE APLICACIÓN

5.1.1 Objetivo

En este pliego de condiciones se muestran una serie de prescripciones, criterios y normas, que junto con los planos, regirán unas condiciones técnico-económicas administrativas.

Cualquier cambio que se quiera hacer en la transmisión tiene que ser informado previamente al creador del proyecto. Sin el consentimiento de este no se podrá realizar modificaciones, ya que es responsable de toda consecuencia de este proyecto.

Los cambios que el dueño del vehículo realice no serán responsabilidad del creador del proyecto.

5.1.2 Fecha de publicación

El pliego de condiciones para la transmisión de un automóvil será publicado el 18 de junio junto con los documentos que lo complementan.

5.1.3 Alcance

La publicación tendrá condiciones técnicas, económicas y administrativas en su interior. Las condiciones técnicas tienen una gran importancia, ya que rigen la materia prima de los productos, el montaje de fabricación y de las pruebas de los elementos.

Las condiciones económicas se centraran, mayormente, en el sistema de pago, y por último las administrativas en los contratos, derechos y publicaciones.

5.1.4 Normas generales

Todo el material y trabajo realizado tiene que estar bajo las normas vigentes hasta la fecha.

Estas son algunas de las asociaciones normativas más importantes:

- ISO (International Organization for Standardization)
- UNE (Una Norma Española)
- DIN (Deutsches Institut für Normung)
- ASME (American Society of Mechanical Engineers)

5.2. Condiciones técnicas

Todas las piezas que componen la transmisión y todos los documentos de este proyecto tienen que seguir las condiciones mencionadas en los documentos anteriores.

Dentro de las provisiones estarán los materiales, las herramientas de montaje, elementos comerciales y las herramientas para visualización del montaje.

Todos los complementos de la maquinaria serán supervisados por el director, y los fabricantes tendrán que homologarlos. Además, el director tendrá que escoger el sistema de fabricación más eficiente para cada elemento, y el director técnico tendrá que visualizar si los elementos están correctamente acoplados al mecanismo. Hay que tener en cuenta que en el montaje del producto puede haber errores, y estos harán que el proceso comience de nuevo.

Por otra parte, las herramientas de fabricación, los empleados, el material y otras direcciones tendrán que ser dadas por el director técnico, para poder controlar que se cumplan todas las condiciones técnicas.

5.2.1 Propiedades de los materiales

Estará en manos del director la elección del material, ya que se deben de tener bastantes factores en cuenta: la dureza, la tensión, la resistencia etc.

Por último, no se puede olvidar el coste de fabricación y de las provisiones, normalmente nos basaremos en experiencias anteriores para usar los mismos materiales en una condición óptima.

- **F-127:**

Este acero de carbono sigue la norma DIN 34NiCrMo6. Es un acero de gran resistencia y capaz de soportar grandes cargas. Tiene una resistencia mínima de $720 N/mm^2$ y su límite de fluencia es de $490 N/mm^2$

Su composición es la siguiente:

F-127							
C	Si	Mn	Ni	p	s	cr	Mo
0,3-0,38	Max 0,4	0,5-0,8	1,3-1,7	Max 0,025	Max 0,035	1,3-1,7	0,15-0,3

Tabla 5.1

- **F-111:**

Este acero es de uso general, no tiene aleaciones, sigue la norma DIN RSt37-2. Tiene una resistencia mínima de $235 N/mm^2$

Su composición es la siguiente:

F-111							
C	N	Mn	Ni	p	s	Cu	CEV
Max 0,2	Max 0,4	Max 1,4	0	Max 0,04	Max 0,012	Max 0,55	Max 0,38

Tabla 5.2

- **F-210:**

Este acero es fácil de mecanizar, sigue la norma DIN 35S20. Tiene una resistencia de $235 N/mm^2$ - $780 N/mm^2$ y su límite de fluencia $320 N/mm^2$ - $430 N/mm^2$

Su composición es la siguiente:

F-210				
C	Si	Mn	p	s
Max 0,2	Max 0,4	Max 1,4	Max 0,04	Max 0,012

Tabla 5.3

- **F-143:**

Este acero es muy flexible, sigue la norma DIN 50CrV4, se suele usar en muelles, Tiene una resistencia Brinell de 230 - 250 *HBW* ,y su límite de fluencia $1370 N/mm^2$ - $1720 N/mm^2$

Su composición es la siguiente:

F-143						
C	Si	Mn	p	s	Cr	V
0,47-0,55	Max 0,4	0,7-1,1	Max 0,025	Max 0,025	0,9-1,2	0,1-0,25

Tabla 5.4

- **F-122:**

Este acero sigue la norma DIN 35NiCr18, Tiene un límite de fluencia de $1034 N/mm^2$,y su resistencia a tensión $1160 \frac{N}{mm^2}$ con una dureza Brinell de 335 *HBW*

Su composición es la siguiente:

F-122				
C	Si	Mn	Cr	s
0,35	0,25	0,6	1,3	4,5

Tabla 5.5

- **F-154:**

Este acero es para la cementación, sigue la norma DIN 15NiCr13, se suele usar pizas de motor en engranajes. Este material lo vamos a usar en nuestro proyecto.

Su composición es la siguiente:

F-154						
C	Si	Mn	p	s	Cr	Ni
0,14-0,2	Max 0,4	0,4-0,7	Max 0,025	Max 0,035	0,6-0,9	3-3,5

Tabla 5.6

- **F-125:**

Este acero es de gran dureza, sigue la norma DIN 42CrMo4, se suele usar para ejes. Tiene una resistencia de 900N/mm^2 - 1050N/mm^2 y su límite de fluencia 690N/mm^2 , con una dureza Brinell de 335HBW .

Su composición es la siguiente:

F-125						
C	Si	Mn	p	s	Cr	Mo
0,38-0,45	Max 0,4	0,6-0,9	Max 0,025	Max 0,035	0,9-1,2	0,15-0,3

Tabla 5.7

- **F-150:**

Este acero es adecuado para la cementación, sigue la norma DIN 20MnCr5.

Su composición es la siguiente:

C	Si	Mn	p	s	Cr
0,17-0,22	Max 0,4	1,1-1,4	Max 0,025	Max 0,035	0,9-1,2

Tabla 5.8

5.2.2 Condiciones a aplicar

En la transmisión se pueden diferenciar dos tipos de componentes: piezas propias y piezas comerciales, estas últimas las hacen fabricantes especializados para el uso que se le quiera dar.

Materia prima:

La mayoría de las piezas se deben fabricar en el taller, son pieza que se hacen mediante una matriz, estas se crean con chapas de acero haciendo una especie de molde utilizando distintas técnicas.

Las materias primas utilizadas tienen que tener el sello de calidad, así tendremos certeza de que tendrá las propiedades mecánicas requeridas. En las piezas de fundición tendremos que comprobar que no haya grietas ni poros mediante ensayos.

Dientes:

Para hacer las ruedas de los engranajes usaremos una fresa, una vez hecha la rueda utilizaremos la herramienta para tallar los dientes, dejando todo el material sobrante fuera de la pieza mediante la cementación le daremos dureza a los dientes, después de este proceso someteremos los engranajes a estudios termo – químicos para poder ver los fallos, si existe algún fallo se quitara en la maquina de mecanizado.

Los estriados se hacen de una forma parecida, pero solo se producen en la maquina de mecanizado, estos dientes no se cementan, dependiendo del funcionamiento del

estriado se mecanizaran más o menos dependiendo si va será una unión fija o móvil, cuanto más fija sea la unión menos mecanizado necesitaremos.

Acabados superficiales:

Estos serán los acabados superficiales más utilizados en el proyecto:

- Los contactos internos y externos del rodamiento
- En los sitios donde haya uniones fijas
- Superficies por las que se vayan a deslizar piezas
- Sitios de apoyo de los ejes en la caja

Los acabados superficiales los conseguiremos mediante el pulimiento de las piezas, las piezas que necesiten este acabado tendrán que pasar por el laboratorio de control pasando la prueba exitosamente.

Perdón dimensional y geométrico:

Los perdones geométricos se colocaran en las siguientes superficies:

Cuando se quiera expresar la perpendicularidad de una pieza con la otra la planicidad etc.

En caso de duda sobre el perdón habría que preguntarle al director del proyecto, las piezas que tengan un perdón geométrico o dimensional tendrán que pasar por el control de calidad. Si no consiguen pasar la prueba exitosamente no se podrá proceder a montarla en el producto.

Tratamientos térmicos:

Teniendo en cuenta las propiedades del material, se le podrán aplicar tratamientos térmicos a varias piezas, por ejemplo a los engranajes se les tratará con un proceso de cementación con el fin de conseguir una mayor dureza en la superficie.

Estas piezas tendrán que pasar por control de calidad para comprobar que han obtenido las condiciones deseadas después del tratamiento térmico.

Montaje:

Para este proceso las piezas tendrán que estar limpias y los extremos redondeados, para un montaje más cómodo se les suele dar una capa de aceite para que deslice mejor.

Esta será la normativa general para el montaje:

1. Montar el conjunto de presión del embrague
2. Montar el conjunto de presión del embrague al volante de inercia
3. Colocar los elementos de la caja de cambios sobre los ejes
4. Colocar cada eje en su sitio en el interior de la caja externa
5. Cerrar la caja mediante las uniones
6. Colocar en el eje secundario las uniones cardan
7. Colocar el conjunto del embrague al eje principal
8. Unir el eje de transmisión al diferencial

Para no dañar los componentes se usaran martillos de goma, en caso de no tener estas herramientas, se pondrá un plástico o un trozo de madera en la superficie que se va a golpear con el martillo, para protegerla de los golpes.

Hay que tener en cuenta que algunos de los elementos que se van a montar van a tener una vida finita y pasado ese tiempo habrá que cambiarlos, y por tanto, deben estar accesibles al técnico.

5.2.3 Lubricación

La caja de cambios estará bañada en aceite para disipar el calor y para que el contacto entre las piezas sea más suave y progresivo. Para eso es indispensable usar aceite MTF-LT-2. Por otra parte, una vez que el coche haya hecho 15.000 km habrá que cambiarlo.

Si en el plazo de garantía se introduce otro tipo de aceite o no se cambia en el plazo de 15.000 km el director de este proyecto no se hace responsable de los daños que se puedan producir.

5.2.4 comprobación

Una vez terminados la fabricación y el montaje, el fabricante procederá a someter el producto a distintos ensayos, cuando el director del proyecto dé el visto bueno del producto se le podrá entregar al cliente.

Hay dos tipos de pruebas, en la primera prueba tendrá que estar el director técnico y el representante de los fabricantes, en la segunda el fabricante y el representante del cliente.

Para someter el producto a los ensayos se usa una máquina que simula el motor al que se le va a colocar y se le hacen ensayos con aceite y sin aceite.

En estos ensayos se probará el funcionamiento progresivo a distintas velocidades y pares, el calentamiento de los elementos y el consumo del aceite entre otros.

5.2.5 Control de calidad

El control de calidad tiene que estar en todo el proceso del producto. Los materiales tienen una gran importancia, ya que son la parte fundamental de las piezas a mecanizar.

El acero tendrá que ser sometido a distintas pruebas llevando un control estricto si se somete a tratamientos térmicos.

Si en los resultados se muestra algún error se tendrá que analizar toda la serie, sino se tendrá que desechar todo el lote con todas las consecuencias económicas.

Se tendrán que publicar todos los resultados de cada prueba para que en el caso de que suceda algún error se pueda identificar de manera rápida. En estas pruebas tendrá que estar reflejada la fecha, el lugar, el responsable, el proceso utilizado y que norma se va a seguir.

5.2.6 Envoltorios y transporte

A todas las piezas que hayan superado el control de calidad de forma satisfactoria se les da una película de aceite para que no aparezca corrosión y no pierdan sus propiedades mecánicas.

El producto montado se pondrá sobre un palet y todas las esquinas serán reforzadas con madera. La transmisión tiene que estar bien sujeta para que en el viaje no sufra golpes que puedan limitar su funcionamiento, para eso usaremos tensores que sujetaran el producto al palet reforzado.

Para más seguridad pondremos una especie de jaula de madera a la cual no se le podrá aplicar peso encima, y por último se embalará con cartón y plástico para resguardarlo de las condiciones climáticas.

Siguiendo correctamente estos pasos, podemos proceder a transportar el producto por aire, mar y tierra. Por último, una vez que el producto haya llegado a su destino tendrá que levantarse del palet mediante una grúa para su colocación en el vehículo.

5.3. CONDICIONES FACULTATIVAS

5.3.1 Dirección del proyecto

- Director de los fabricantes:
 1. El creador del proyecto antes de comenzar el trabajo tendrá que avisar al director de proyectos. Es obligatorio hacerlo por escrito nombrando un suplente.
 2. Estos son los papeles que deberá cumplir el director del proyecto:
 - Utilizar la tecnología más avanzada hasta la fecha
 - Desempeñar un buen uso del material y del equipo
 - Cumplir el trabajo según el pliego de condiciones
 - Cuidar el entorno del proyecto manteniendo el orden
 - Tomar las decisiones necesarias para solucionar problemas
 - Trasmitir las ideas del comprador a los empleados
 - Cumplir las condiciones acordadas con el comprador
 - Cumplir con las normas de seguridad
 - Informar al comprador de todo error durante la fabricación
 - Darle al comprador las direcciones de las casas de seguros y de siniestros.
 3. Si el director del proyecto no estuviera, el sustituto sería el encargado de dar las noticias de los problemas de fabricación o provisión.
- El intermediario del comprador:
 4. El comprador debe nombrar un intermediario. A continuación se muestran los derechos que tiene:
 - Comprobar el buen entorno de las instalaciones
 - Asistir a las reuniones y estar informado de los cambios en el proyecto
 - Comprobar los errores técnicos producidos
 - Pedir el trabajo hecho de cada mes
 - Interferir en nombre del comprador
 - Supervisar la provisión de equipos y máquinas
 - Seguir las pruebas de funcionamiento
 - Comprobar las condiciones de trabajo
 5. El creador del proyecto tendrá que tener informado al intermediario del comprador de cualquier avance u obstáculo en la creación del proyecto.

5.3.2 Planificación

1. El fabricante tendrá que exponer un plan concreto del trabajo en el plazo de 15 días. Tendrá que seguir los siguientes pasos:
 - Organización
 - Mecanización
 - Montaje
 - Mantenimiento
 - Control de calidad
 - Pruebas y ensayos

En esta planificación se tendrán en cuenta los retrasos de la entrega del material.

1. En el plazo de 15 días tendrán que estar expuestos todos los pasos para la creación del proyecto, si se produce algún retraso tendrá que estar justificado por escrito. Si no se producen tendrá que ser capaz de cumplir el trabajo en el plazo dicho, esto irá a su cargo sin ninguna responsabilidad económica.
2. Si no se cumple el plazo, estas serán las sanciones que se ejecutaran:
 - En la primera semana por adelanto o por atraso se ejecutara una sanción de 0.5% de valor total
 - En la segunda semana 1% del valor total
 - En la tercera 2% del valor total
 - En la cuarta el 3% del valor total

Pasadas estas semanas la sanción máxima será de del 7%, si se da la primera opción, el cliente puede coger un conjunto de componentes como consecuencia de la sanción.

3. De los datos pedidos por el cliente se sumará a los retrasos la entrega de componentes.
4. Las repeticiones y recolocación de los elementos no se podrán justificar como un retraso.
5. El fabricante tendrá que nombrar un representante, si esto no se cumple se entiende que todas las responsabilidades recaerán sobre el cliente.

6. La calidad de los materiales, el mecanizado, el montaje y el plan de comprobación tendrán que ser supervisados por el representante del cliente. Tendrán que hacerlo lo antes posible para que el fabricante tenga la opción de reclamarlo.

5.4 CONDICIONES ECONÓMICAS

5.4.1 Pago

1. Pagos parciales:
 - Por 90 días se pagará el 10% del total por el pedido.
 - Por 90 días se pagará el 15% del total por las comprobaciones
 - Por 90 días se pagará el 20% del total por la entrega y las pruebas
 - Por 180 días se pagará el 20% del total
 - Por 270 días se pagará el 20% del total
 - Desde la entrega con un plazo de 90 días se pagara un 15% como garantía
2. Para cada pago se hará una factura, pero tendrá que estar aceptado todo con antelación.
3. En los últimos dos años, a consecuencia de las negociaciones entre bancos, los gastos financieros producidos por la entidad tendrán que ser pagados por el cliente.
4. El envío tendrá que estar pactado entre el cliente y el proveedor.
5. El pago de la garantía del 15% no se puede admitir hasta que pasan 9 meses de la entrega y se tendrá que hacer por transferencia bancaria.
6. Para las demás clausulas comerciales se tendrán que estudiar con este pliego de condiciones.

5.4.2 Recepción

1. Se despreciará si el fabricante decide cambiar lo que dicta el documento si suponen mejoras tecnológicas
2. El fabricante tendrá que dar facilidades al cliente para comprobar los materiales y las pruebas de las piezas, ofreciendo la información y la ayuda técnica necesaria.
3. El fabricante no se podrá quejar del representante del cliente que a elegido para comprobar los ensayos.

4. Si se encuentran fallos en los ensayos estos pueden estar dentro de la garantía del cliente.

5.4.3 Entrega

1. Una vez superadas las pruebas de las máquinas, el producto se transportará al local del cliente, una vez ahí la manipulación del producto deberá ser como la que se ha nombrado en el pliego de condiciones, sino el fabricante no responderá ante su mal uso
2. El cliente le realizará todo tipo de pruebas a la transmisión una vez superadas, el fabricante solo responderá ante la garantía nombrada.
3. El montaje de la transmisión estará en manos del creador del vehículo, comprobando su espacio y su buen anclaje.
4. Cuando se termine el montaje del coche y a este se le termine el plazo de garantía, la responsabilidad del mantenimiento caerá sobre el dueño del vehículo.

5.4.4 Salida al mercado

1. A parte del precio del contrato se tendrá que facturar cualquier trabajo, y este tendrá que estar admitido por el cliente.
2. Una vez admitido el contrato se entiende que el presupuesto esta aceptado y el fabricante no podrá hacer cambios en el precio.
3. Todo lo que se pague sin factura estará prohibido, estas facturas tendrán que estar aceptadas por ambas partes.
4. Las mediciones y ensayos se tendrán que pagar, excepto si no se ponen de acuerdo el cliente y el fabricante, en este caso, si se da un error, el que lo defiende lo tendrá que pagar.
5. El fabricante no podrá aumentar los gastos sin consentimiento del cliente.
6. Las pruebas a las que se someten en el taller estarán incluidas en el contrato.

5.4.5 Quejas y reclamaciones

1. Desde el comienzo del trabajo hasta el final, el director o los representantes tendrán que estar en armonía para llevar el trabajo a cabo, no se podrán distanciar a no ser que el director ordene un sustituto para ese puesto.
2. Para los fabricantes será obligatorio tener las maquinas en buen estado, aunque no se mencione en el pliego de condiciones. Por lo menos, las maquinas que se van a utilizar para este proyecto nombradas por el director en este pliego.
3. Las decisiones que se quieran hacer en contra de este proyecto tendrán que estar justificadas por el comprador, si estas son económicas o técnico facultativas no se aprobarán.

5.4.6 Comienzo del proyecto y sus pasos

1. El fabricante empezará el contrato en la fecha escrita y tendrá que ser responsable de su entrega en el plazo preinscrito.
2. Es obligatorio que el director del proyecto le de con un plazo de 24h la ejecución del proyecto por escrito.
3. El orden del trabajo estará dado por el fabricante y siempre tendrá que cumplirlo, si no tiene contradicciones económicas o facultativas.
4. Si el fabricante no puede cumplir el plazo, podrá pedir un aplazamiento de este, pero tiene que estar admitido por el director del proyecto.

5.4.7 Garantía

1. Para la prueba de este producto una vez pasados los 30 días, en el plazo de 6 meses la empresa fabricante se tendrá que hacer cargo de los errores de fabricación.
2. En este caso el desplazamiento la herramienta y el trabajo será gratuito para el cliente.

3. Fuera de esta garantía, si se manipula por un técnico no autorizado por la empresa fabricante o por el director del proyecto, los costes los pagará el cliente.
4. El director del proyecto tendrá que comprobar que todas las máquinas y la calidad del material son adecuados, en los primeras 2000 horas de trabajo, los errores producidos entre estas horas recaerán sobre el
5. Los errores producidos pueden ser por los fallos de diseño, por la mano de obra o por los materiales, y el director tendrá que solucionarlo en el menor plazo posible.
6. Una vez firmado el proyecto, el comprador abonará el 10% del coste como aval.

5.5 CONDICIONES LEGALES

5.5.1 Licencia de patente y marca

1. Para que el creador del proyecto pueda utilizar patentes de otra compañía de ingenieros, tendrá que tener los permisos necesarios para enseñárselos al comprador.
2. Si se fuerzan los derechos industriales, y a consecuencia de esto produce gastos y pérdidas, el fabricante tendrá que pagar esas pérdidas.

5.5.2 Secreto profesional

1. Si el director del proyecto obtiene información confidencial del comprador, éste se lo tendrá que hacer saber.
2. El director no podrá enseñar el proyecto a otros sin permiso del cliente.
3. Pasa lo mismo con la información que el director le suministra al cliente. Este no podrá enseñar dicha información si no esta inscrita por el director del proyecto

5.5.3 Responsabilidades

- **Fuera de contrato :**

1. El fabricante responderá ante el daño producido a las personas.

- **Dentro del contrato:**

2. El incumplimiento del contrato tendrá una sanción económica, esta sanción consiste en abonar el 10% del coste de la transmisión.

5.5.4 Precio del contrato

1. Los precios no estipulados en el contrato estarán aprobados por el director y el fabricante o por sus intermediarios. Antes de proceder se tendrá que llegar a un acuerdo entre ambas partes.
2. Así, una vez acordado el precio, se crearán actas que tendrán que firmar las tres partes: el fabricante, el director del proyecto y el comprador.

- Reclamaciones:

3. Si antes de firmar el contrato el fabricante no ha hecho las reclamaciones, una vez firmado no podrá pedir un aumento del precio.
4. Las cosas nombradas en la memoria no pueden ser sujeto de reclamaciones.
5. Un error producido por el material, el presupuesto o por los cálculos, que produzca una variación en el precio, no será motivo de rescisión del contrato.

- Multas:

6. En la entrega de la transmisión, si el fabricante se retrasa, este le deberá pagar al comprador el 0,5% como multa y por cualquier otro retraso, una multa del 5%.
7. Si el director no cumple las garantías tecnológicas le pagara al cliente el 7% del precio total.
8. Por los errores producidos por el fabricante, el comprador puede aplicarle una multa del 10%.
9. Si se muestran estas indemnizaciones, el director del proyecto quedará libre de los daños producidos.
10. Estas cláusulas de indemnizaciones, no tendrán valor si el comprador no las publica cumpliendo la normativa.

- **Indemnizaciones :**

11. El fabricante no tiene derecho a pedir una indemnización por las pérdidas o errores. Solo por motivos mayores, como por ejemplo un efecto meteorológico, una guerra, etc.

- **Seguros:**

12. El director del proyecto tendrá que tener un seguro o una póliza que asegure a los fabricantes y al comprador su proyecto, éste le deberá entregar una copia a cada uno.

13. Las casas de seguros serán el intermediario entre el acuerdo del comprador y el creador del proyecto, proporcionando una póliza en caso de crear daños.

5.5.5 Anulación del contrato

1. Los motivos más comunes de anulación suelen ser:

- El fracaso de la empresa de fabricación.
- La muerte del director del proyecto.
- Romper las condiciones del contrato.
- No cumplir los plazos de fabricación.

18 de junio de 2015

Asier Hormaetxe De lucas



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

6. PRESUPUESTO

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

6. PRESUPUESTO.

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
6.1. PRECIOS GENERALES.....	2
1-Materias primas.....	4
2-Fabricación:.....	5
3-Componentes comerciales.....	7
4-Gastos complementarios.....	8
6.2. PRESUPUESTO PARCIAL.....	10
6.2.1. Presupuesto de las materias primas y procesos de fabricación.....	7
6.3. PRESUPUESTO GENERAL.....	10
6.4. PRESUPUESTO TOTAL.....	11

6.1 PRECIOS GENERALES**1-Materias primas:**

Código	Nombre	Material	Peso (Kg)	€/Kg	Unidad.	Total €
11	Piñón de salida 4º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,342	2,7	1	3,61
16	Piñón de salida 3º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,212	2,7	1	3,2
18	Piñón de salida 2º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,56	2,7	1	4,2
22	Piñón de salida 1º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,1	2,7	1	2,9
23	Piñón de salida Rº acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	0.980	2,7	1	2,64
24	Piñón de salida 5º acero 15NiCr13 según norma DIN	f-154	1,601	2,7	1	4,3
28	Corona 5º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	2.2	2,7	1	5,94
32	Corona Rº acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,72	2,7	1	4,64
34	Corona 1º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	3,7	2,7	1	10
35	Corona 2º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	3,1	2,7	1	8,37
36	Corona 3º acero 15NiCr13 según norma	F-154	2,8	2,7	1	7,56

	DIN					
37	Corona 4º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	2,71	2,7	1	7,3
21	Cuerpo sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,2	2,2	1	0,44
14	Cuerpo sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,11	2,2	1	0,242
15	Deslizadera del sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,11	2,2	1	0,44
20	Deslizadera del sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,2	2,2	1	0,242
31	Eje secundario acero 42CrMo4 según la norma DIN	F-154	9,2	2,7	1	24.84
9	Eje principal acero 42CrMo4 según la norma DIN	F-154	8,1	2,7	1	21.87
20	Caja externa acero de carbono según la norma DIN RDT 37-2	F-111	12,6	1,2	1	15,12
8	Casquillo de retención acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	0,2	2,7	1	0,1
22	separador acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	0,2	2,7	2	0,1
39	Casquillo de retención acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	0,2	2,7	1	0,1
TOTAL						128,12€

MATERIAS PRIMAS:.....128,12€

El coste de las materias primas..... Ciento veintiocho euros con doce céntimos.

-2 Fabricación:

Código	Nombre	Mecanizado	Tiempo (min)	Precio €/h	Total €
11,16, 18,22, 23,24 Piñones del eje principal acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	15	18	4,5	
	Tallado	30	21	10,5	
	Taladrado	5	15	1,25	
	Roscado	10	2,7	0,83	
	TOTAL				
31 Eje secundario acero 42CrMo4 según la norma DIN	Torneado	105	18	31,5	
	Ranurado	105	18	31,5	
	TOTAL				
9 Eje principal acero 42CrMo4 según la norma DIN	Torneado	45	18	13,5	
	Ranurado	45	18	13,5	
	TOTAL				
28,32, 34,35, 26,37 Coronas del eje secundario acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	105	18	31	
	Tallado	105	21	36,75	
	Taladrado	5	15	1,25	
	Ranurado	10	18	3	
	TOTAL				
Cuerpo del Sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	Torneado	160	18	48	
	Ranurado	160	18	46	
	TOTAL				
Deslizadera del sincronizador acero 35NiCr18	Torneado	160	30	80	
	Ranurado	160	18	46	
	TOTAL				
Casquillo de retención acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	10	30	6	
	Taladrado	5	15	4	
	TOTAL				
Caja externa acero de carbono según la norma DIN RDT 37-2	Fresado	200	30	100	
	Taladrado	20	15	5	
	Rectificado	30	18	9	
	TOTAL				
Casquillo separador acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	10	30	6	
	Taladrado	5	15	4	
	TOTAL				
TOTAL					535.08 €

FABRICACIÓN:.....535.08€

El coste de fabricación:..... Quinientos treintacinco euros con ocho céntimos.

3-componentes comerciales:

Código	Nombre	Precio €	Unidad	Total €
Conjunto 1,2,3,4,5,6,7	Embrague	364,15	1	364,15
10	Rodamiento bolas 25x62x24 DIN 625	9,62	1	9,62
12	Rodamiento de agujas25x32x16 DIN 5412	4,52	2	8,5
17	Rodamiento de agujas32x42x20 DIN 5412	4,84	2	9,68
19	Rodamiento de agujas32x42x20 DIN 5412	4,22	2	8,44
25	Rodamiento de rodillos 25x52x15 DIN 625	12,52	1	12,52
26	Bola del sincronizador	0,1	6	0,6
27	Muelle del sincronizador	0,2	6	1,2
29	Chaveta paralela A 10x6x17,5 DIN 6885	0,05	6	0,3
30	Rodamiento de rodillos 25x62x20 DIN 625	15,03	1	15,03
38	Rodamiento bolas 30x55x13 DIN 625	12,12	1	12,12
40	Anillo elástico 25x1,75 DIN 471	0.12	3	0,36
41	Anillo elástico 30x1,75 DIN 471	0.2	5	0,6
41	Anillo elástico 32x1,75 DIN 471	0.25	3	0,75
TOTAL				443,87€

Componentes:.....443.87€

El coste de fabricación..... Cuatrocientos cuarenta y tres euros con ochenta y siete céntimos.

4-Gastos complementarios:

Código	Nombre	Total €
G0-01	Aceite MTF-LT-2	20
G0-02	Tratamiento térmico	62,75
TOTAL		82,75

Gastos complementarios:.....82.75€

El coste de fabricación:..... Ochenta y dos euros con setenta y cinco céntimos.

6.2 PRESUPUESTO PARCIAL

6.2.1 Presupuesto de las materias primas y procesos de fabricación

1-Materias primas:.....	128,12€
2-Fabricación:.....	535.08€
3-componetes comerciales:.....	443.87€
4- Gastos complementarios:.....	82,75€

TOTAL.....1189,82€

Presupuesto Parcial:..... 1189,82€

Presupuesto Parcial..... Mil ciento ochenta y nueve euros con ochenta y dos céntimos

6.3 PRESUPUESTO GENERAL

1-Materias primas y fabricación:.....	1189,82€
2 Montaje final.....	83,45€
3-Pruebas y ensayos.....	140,23€
4-Transporte.....	50,53€
TOTAL.....	1464,03€
GANANCIA INDUSTRIAL(18%).....	263,52€
GASTOS GENERALES(13%).....	190,32€
TOTAL.....	1917,87€
IVA(21%).....	402,75€
TOTAL.....	2320,62€

Presupuesto general:..... 2320,62€

Presupuesto general:..... Dos mil trescientos veinte euros con sesenta y dos céntimos.

6.4 PRESUPUESTO TOTAL

Presupuesto general:..... 2320,62€

Ganancias del proyecto(4%+IVA):.....580,15€

PRESUPUESTO TOTAL.....2900,77€

El valor de este presupuesto es la suma de dos mil novecientos euros con setenta y siete céntimos,

18 de junio de 2015

Asier Hormaetxe De lucas

Firmado:



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN AUTOMOVIL

7. RESUMEN

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: HORMAETXE DE LUCAS

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: MECANICA

FDO.:

FECHA: 18-06-2015

RESUMEN

En este proyecto se va a diseñar un un sistema de transmisión para un coche dotado de tracción trasera. En nuestro caso será un BMW 318 modelo E30. Para esto tendremos en cuenta todos los elementos que componen la transmisión.

La caja de cambios

Es uno de los componentes más importantes, con ésta se consigue distribuir diferentes potencias a las ruedas y así conseguir que el motor trabaje a diferentes revoluciones y conseguir aumentar o disminuir la velocidad.

La caja de cambios nos permite estar en distintas marchas, lo que nos permite adecuar la velocidad a las condiciones de la carretera.

En general hay dos tipos de cajas de cambios: manuales o automáticas.

En este apartado tendremos en cuenta los ejes los engranajes y todos los sistemas de sujeción, descartaremos las varillas que seleccionan el sincronizador y sus guías diseñando así todos los componentes de una caja de cambios manual.

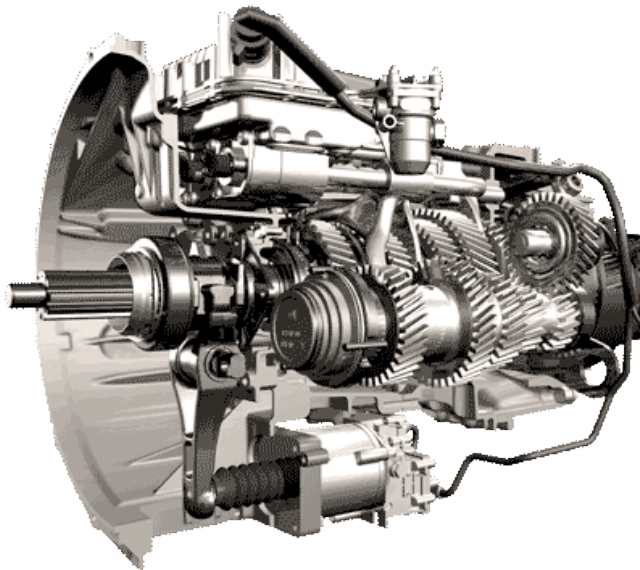


Imagen 1. Caja de cambios

Embrague

Este elemento mecánico sirve para acoplar y desacoplar el eje de la caja de cambios del motor. En un automóvil es un elemento indispensable ya que un motor de combustión solo puede trabajar entre un número de vueltas determinado, esto se le llama ralentí. Por lo tanto, si se quiere cambiar la velocidad o detener el coche hay que desacoplar el motor de la transmisión.

Por otra parte, el embrague también puede modificar el par transmitido ya que el acople se hace de forma progresiva y dependiendo de la fuerza aplicada puede transmitir más o menos par.

El embrague tiene que ser capaz de transmitir todo el par generado por el motor de una forma rápida. Cuando cambiemos de marcha usaremos siempre este elemento ya que si el acople no es rápido podríamos perder tracción.

Hay varios tipos de embragues, normalmente en la automoción usaremos tres tipos: hidráulicos, electromagnéticos y de fricción.



Imagen 2. Embrague

En este apartado tendremos en cuenta el par generado por el motor para saber proceder a dimensionar el embrague una vez hecho esto seleccionaremos uno del catálogo, en nuestro caso será un embrague de fricción tipo:

BMW

3 (E30)		09.82 - 03.92							
318 i, 75 kW	12.84-08.88	2,60	M10B18	3000 003 005	Schaltgetriebe 4 Gang / Manual	(86)	215	10	
318 i, 77 kW	09.82-08.87	2,60		3082 061 232	Transmission, 4-speed				
				1861 508 233					
				3151 231 031					
				3000 104 002	Schaltgetriebe 5 Gang / Manual	(87)	215	10	
				3082 061 232	Transmission, 5-speed				

Imagen .3 Embrague

Eje de transmisión

Este elemento se encarga de transmitir el par generado por la caja de cambios al diferencial, ya que al ser un coche dotado de tracción trasera, el diferencial estará colocado en la parte posterior del vehículo, este consta de dos elementos: el tubo

cardan y la junta cardan. Estos elementos sufren fuerzas cortantes bastante elevadas por lo que se tiene que hacer un estudio a fatiga.

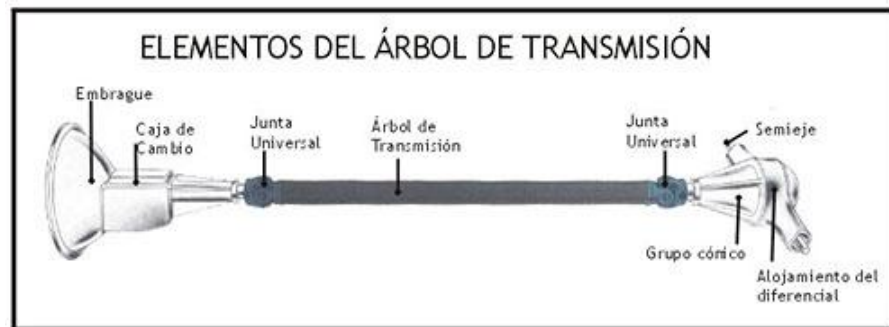


Imagen 4 eje de transmisión

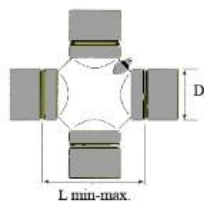
En este apartado tendremos en cuenta el par generado por la caja de cambios en marcha más reductora y dimensionaremos su diámetro mediante el código ASME una vez hecho esto escogeremos uno del catálogo en nuestro caso será:

Tubos transmisión (calidad ST-52)

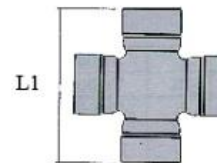
Ø Exterior	Espesor	Ø Interior	Series cardan	Ref.Buruaga
32	1,5	29	473.20/ELBE 106	092.0080
40	2	36	473.30/ELBE 107	092.0090
50	2	46	1100/1310/287.00/473.30/ 109	092.0100
50	3	44	1100/1310/ELBE109-110/2C-4C	092.0120
60	4	52	ELBE 112-5C	092.0125
63,5	2,41	58,68	687.15/1310/1350/1410/4C	092.0130
70	3	64	287.10-20/ELBE112-113	092.0140
70	4	62	ELBE 113-6C	092.0145

Imagen 5 tubo cardan

Con su junta correspondiente:



CRUCES CARDAN



D Ø	L1	L min. /L max	Fabricante/serie/aplicación	Fig.	engrase	Ref.Buruaga
15	40,1		GWB 473.10	1	1	080.0060
17	41		ELBE 105	1	1	080.0090
19	44		Dados acero	1	1	075.0006
19	44,4		BMW remachar	1	3	075.0005
19	48		AGRICOLA TM	1	1	070.0340
19	48		GWB 173.20	1	1	080.0100
19	52		SPICER 0500	1	1	080.0135
20		35/38	NISSAN / SUZUKI	6	5	075.0400
22		37,6/39,6	mitsubishi	6	3	075.0401

Imagen 6 cruz cardan

El diferencial

Este mecanismo consigue que las ruedas motrices giren a velocidades diferentes cuando el vehículo toma una curva y reparte el par motor por igual en ambas ruedas.

Entre todos los tipos de diferenciales existentes, nuestro coche está dotado de un diferencial común.



Imagen 7 engranajes del diferencial

En este apartado tendremos en cuenta la reducción del diferencial y con esto procederemos a un estudio de las fuerzas que genera este elemento sobre el tubo cardan.

Las chavetas

Estos elementos se utilizan para transmitir la potencia de los engranajes a los ejes, van acopladas entre el eje y el engranaje, estos elementos sufren fuerzas cortantes y axiales por lo que haremos dos tipos de comprobaciones, a cortante y a aplastamiento.

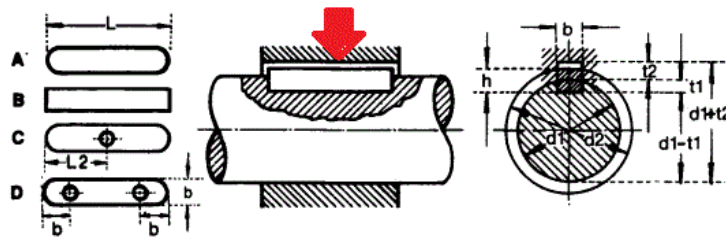


Imagen 8 Chaveta.

En este apartado tendremos en cuenta la fuerza producida por las marchas, observaremos cuál de ellas es la que más fuerza produce y estudiaremos las dos hipótesis con esa fuerza, una vez calculadas estas hipótesis tendremos la chaveta dimensionada procederemos a ir a un catálogo y seleccionaremos una en nuestro caso será:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b	2	3	4	5	6	8	10					
Altura h			2	3	4	5	6	8	10					
Para diámetro del eje d1 (3)		más de	6	8	10	12	17	22	30					
		hasta	8	10	12	17	22	30	38					
Chavetero del eje	Anchura b fijo P9	asiento Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985					
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989					
	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000					
		Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954					
Profundidad (1.5)	con juego en el lomo o aprieto		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,1
	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	Anchura b (4)	asiento fijo P9 Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985					
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949					
	asiento ligero N9 Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018						
	Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982						
Profundidad (2.5)	con juego en el lomo		0,9	1,3	1,8	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,3
	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2
	con aprieto		0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9	1,1
dif. adm.		-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
Redondeo del fondo del chavetero	r		0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	
	dif. adm.		-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	

Imagen 9

Los rodamientos:

Los ejes de una caja de cambios tienen que estar girando en todo momento, tienen que girar libres sin ninguna resistencia y deben estar fijos a la caja de cambios.

Para eso se usan rodamientos, la parte exterior del rodamiento estará fija a la caja de cambios y la interior estará fija al eje, por lo que entre ambos habrá unas bolas que permiten que el eje gire sin transmitir movimiento a la caja.

El sistema de la caja de cambios está compuesta por dos ejes, en los cuales habrá dos apoyos.

Los engranajes helicoidales producirán una fuerza axial la cual tiene que absorber uno de los rodamientos, para ello en un extremo del eje tendrá que estar colocado un rodamiento de bolas.

Normalmente se utilizan dos tipos de rodamientos, los de bolas y los de rodillos. Los de bolas pueden aguantar cargas axiales y radiales, mientras que los rodillos no pueden soportar cargas axiales.

Para los rodamientos de los engranajes se utilizan rodamientos de rodillos con estos conseguimos que el engranaje gire independiente del eje

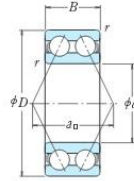


Imagen 10 rodamiento

Para proceder con los cálculos tenemos que saber cuál es la marcha que mayor fuerza axial produce y la fuerza radial crea en los apoyos. Una vez analizadas las fuerzas de las marchas procederemos a calcular la vida útil equivalente para que el 90% de los rodamientos aguante sin de signos de fatiga.

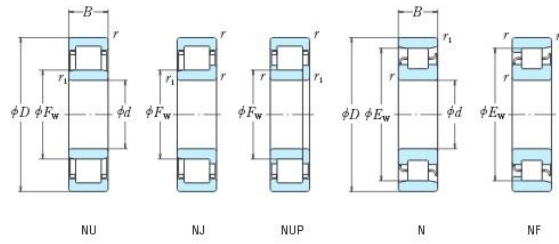
En nuestro caso una vez calculados todas las cargas nominales procederemos a la selección de cada rodamiento en el catalogo observando el diámetro interior ya que es el que se le va a acoplar a nuestro eje.

Eje principal:



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _r (kgf)	C _{0r} (kgf)	Grasa	Acero	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	580	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
17	42	19	1	17 600	10 200	1 800	1 040	11 000	15 000	5302
20	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	920	11 000	15 000	5203
25	47	22.2	1	21 000	12 600	2 140	1 280	10 000	13 000	5303
30	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
35	52	22.2	1.1	24 800	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5304
40	52	20.6	1	21 200	14 700	2 170	1 500	9 500	11 000	5205
45	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 350	2 110	7 500	10 000	5305
50	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 180	7 100	9 500	5206
55	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5306
60	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 920	6 300	8 000	5207
65	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5307
70	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 500	3 400	5 600	7 100	5208
75	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5308
80	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5209
85	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 200	4 500	6 000	5309
90	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5210
95	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5310
100	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5211
105	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 480	3 800	5 000	5311
110	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5212
115	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5312
120	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5213
125	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 800	11 500	3 200	4 300	5313
130	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5214
135	150	63.5	2.1	159 000	128 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5314
140	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 550	8 500	3 200	4 300	5215
145	140	44.4	2	98 000	83 000	10 100	8 500	3 000	3 800	5216
150	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5217

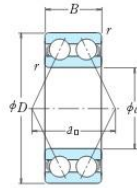
Imagen 11 rodamiento



d	Dimensiones Globales (mm)						Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite ⁽¹⁾ (rpm)		
	D	B	r min.	r1	F _w min.	E _w	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	
20	47	14	1	0.6	—	40	15 400	12 700	15 000	18 000	
	47	14	1	0.6	26.5	—	25 700	22 600	13 000	16 000	
	47	18	1	0.6	27	—	20 700	18 400	13 000	16 000	
	47	18	1	0.6	26.5	—	30 500	28 300	13 000	16 000	
	52	15	1.1	0.6	—	44.5	21 400	17 300	12 000	15 000	
	52	15	1.1	0.6	27.5	—	31 500	26 900	12 000	15 000	
	52	21	1.1	0.6	28.5	—	30 500	27 200	11 000	14 000	
	52	21	1.1	0.6	27.5	—	42 000	39 000	11 000	14 000	
	25	47	12	0.6	0.3	30.5	—	14 300	13 100	15 000	18 000
		52	15	1	0.6	—	45	17 300	15 700	12 000	16 000
52		15	1	0.6	31.5	—	29 300	27 700	12 000	14 000	
52		18	1	0.6	31.5	—	35 000	34 500	12 000	14 000	
62		17	1.1	1.1	—	53	29 300	25 200	10 000	13 000	
62		17	1.1	1.1	34	—	41 500	37 500	10 000	12 000	
62		24	1.1	1.1	34	—	57 000	56 000	9 000	11 000	
80		21	1.5	1.5	38.8	62.8	46 500	40 000	9 000	11 000	
30		55	13	1	0.6	36.5	48.5	19 700	19 600	12 000	15 000
		62	16	1	0.6	—	53.5	24 900	23 300	11 000	13 000
	62	16	1	0.6	37.5	—	39 000	37 500	9 500	12 000	
	62	20	1	0.6	37.5	—	49 000	50 000	9 500	12 000	
	72	19	1.1	1.1	—	62	38 500	35 000	8 500	11 000	
	72	19	1.1	1.1	40.5	—	53 000	50 000	8 500	10 000	
	72	27	1.1	1.1	40.5	—	74 500	77 500	8 000	9 500	
	90	23	1.5	1.5	45	73	62 500	55 000	7 500	9 500	
	35	62	14	1	0.6	42	55	22 600	23 200	11 000	13 000
		72	17	1.1	0.6	—	61.8	35 500	34 000	9 500	11 000
72		17	1.1	0.6	44	—	50 500	50 000	8 500	10 000	
72		23	1.1	0.6	44	—	61 500	65 000	8 500	10 000	
80		21	1.5	1.1	—	68.2	49 500	47 000	8 000	9 500	
80		21	1.5	1.1	46.2	—	66 500	65 500	7 500	9 500	
80		31	1.5	1.1	46.2	—	93 000	101 000	6 700	8 500	
100		25	1.5	1.5	53	83	75 500	69 000	6 700	8 000	

Imagen 12

Eje secundario



d	Dimensiones (mm)			Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)		Números de Rodamiento
	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	
10	30	14.3	0.6	7 150	3 900	730	400	17 000	22 000	5200
12	32	15.9	0.6	10 500	5 800	1 070	590	15 000	20 000	5201
15	35	15.9	0.6	11 700	7 050	1 190	715	13 000	17 000	5202
17	40	17.5	0.6	14 600	9 050	1 490	900	11 000	15 000	5203
20	47	20.6	1	19 600	12 400	2 000	1 270	10 000	13 000	5204
25	52	22.2	1.1	24 600	15 000	2 510	1 530	9 000	12 000	5205
25	52	20.6	1	21 200	14 700	2 170	1 500	9 500	11 000	5206
30	62	25.4	1.1	32 500	20 700	3 350	2 110	7 500	10 000	5207
30	62	23.8	1	29 600	21 100	3 000	2 150	7 100	9 500	5208
35	72	30.2	1.1	40 500	28 100	4 150	2 870	6 300	8 500	5209
35	72	27	1.1	39 000	28 700	4 000	2 900	6 300	8 000	5210
40	80	34.9	1.5	51 000	36 000	5 200	3 700	5 600	7 500	5211
40	80	30.2	1.1	44 000	33 500	4 800	3 400	5 600	7 100	5212
45	90	36.5	1.5	56 500	41 000	5 800	4 200	5 300	6 700	5213
45	85	30.2	1.1	49 500	38 000	5 050	3 900	5 000	6 700	5214
50	100	39.7	1.5	68 500	51 000	7 000	5 300	4 500	6 000	5215
50	90	30.2	1.1	53 000	43 500	5 400	4 400	4 800	6 000	5216
55	110	44.4	2	81 500	61 500	8 300	6 250	4 300	5 600	5217
55	100	33.3	1.5	56 000	49 000	5 700	5 000	4 300	5 600	5218
60	120	49.2	2	95 000	73 000	9 700	7 490	3 800	5 000	5219
60	110	36.5	1.5	69 000	62 000	7 050	6 300	3 800	5 000	5220
65	130	54	2.1	125 000	98 500	12 800	10 000	3 400	4 500	5221
65	120	38.1	1.5	76 500	69 000	7 800	7 050	3 600	4 500	5222
70	140	58.7	2.1	142 000	113 000	14 800	11 500	3 200	4 300	5223
70	125	39.7	1.5	94 000	82 000	9 600	8 400	3 400	4 500	5224
80	150	63.5	2.1	159 000	129 000	16 200	13 100	3 000	3 800	5225
75	130	41.3	1.5	93 500	83 000	9 650	8 600	3 200	4 300	5226
80	140	44.4	2	99 000	93 000	10 100	9 500	3 000	3 800	5227
85	150	49.2	2	116 000	110 000	11 800	11 200	2 800	3 600	5228

Imagen 13 rodamiento

Rodamientos de los engranajes:

Series	d	D	B	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite	Números de Rodamiento
25	32	16	17 700	21 900	1 810	2 230	FWF-253216-E	24	5 y 4	
28	38	16	18 400	23 700	1 880	2 410	FWF-283516-E	25		
29.75	36.75	16.5	19 600	26 000	1 990	2 650	FWF-293616Z-E	28		
30	37	16	21 900	30 500	2 230	3 100	FWF-303716-E	29	R y 3	
	38	18	25 500	34 000	2 600	3 450	FWF-303818-E	35		
42	30	0.3	39 500	59 000	4 050	6 050	9 000	14 000		
32	42	20	25 800	38 000	2 630	3 900	6 700	11 000	RLM 3220	1 y 2
	42	30	36 500	59 000	3 700	6 050	6 700	11 000	RLM 3230	
45	17	0.3	33 300	38 700	1 370	1 820	6 500	13 000		

Imagen 14 rodamientos de agujas

Engranajes

En nuestro caso utilizaremos engranajes helicoidales para la mayoría de las marchas excepto para la marcha atrás, los engranajes helicoidales son más silenciosos que los rectos



Imagen 15

En nuestro caso tendremos la reducción que tenemos que conseguir en la ficha técnica, con ella procederemos a dimensionar los dientes del engranaje y el modulo según la norma vigente.