

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



DISEÑO DEL EMBRAGUE DE UN VEHÍCULO

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL ESPECIALIDAD MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Francisco Camarena Lillo

Directora: Dra. Dña. Beatriz López Boada

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Objetivos.....	1
1.2 Estructura del proyecto.....	2
2. EL EMBRAGUE MECÁNICO.....	3
2.1 Historia del embrague.....	3
2.2 Tipos de embrague.....	7
2.3 Disposición en el vehículo.....	11
2.4 Funcionamiento.....	12
2.5 Funciones principales.....	14
3. ELEMENTOS DEL EMBRAGUE.....	18
3.1 El conjunto de presión.....	18
3.1.1 Funciones principales.....	19
3.1.2 Esquema del conjunto de presión.....	19
3.1.2.1 Carcasa.....	21
3.1.2.2 Plato de presión.....	22
3.1.2.3 Diafragma.....	24
3.1.2.4 Unión carcasa-plato.....	26
3.1.2.5 Unión carcasa-diafragma.....	28
3.1.3 Tecnologías del conjunto de presión.....	30
3.1.3.1 Tecnología DBR.....	30
3.1.3.2 Tecnología CP.....	32
3.1.3.3 Tecnología DBC.....	33
3.1.3.4 Tecnología DT.....	35
3.1.4 Curvas del conjunto de presión.....	36
3.2 El disco de embrague.....	39
3.2.1 Funciones principales.....	39
3.2.2 Esquema del disco de embrague.....	40
3.2.2.1 El forro de fricción.....	41
3.2.2.2 El sistema de progresividad.....	42
3.2.2.3 El sistema de amortiguación.....	44
3.2.3 Discos preamortiguados.....	47

3.2.4	Curvas del disco de embrague.....	49
3.2.5	Tipos de discos de embrague.....	51
3.2.5.1	Disco A.....	51
3.2.5.2	Disco K.....	52
3.2.5.3	Disco H.....	53
3.3	El cojinete.....	54
3.3.1	Evolución de los cojinetes de embrague.....	54
3.3.2	Cojinete de fricción.....	55
3.3.3	Cojinete de rodamiento.....	57
3.3.4	Tipos de montajes.....	59
3.3.5	El cojinete actual.....	61
3.3.5.1	El rodamiento.....	63
3.3.5.2	La camisa.....	64
3.3.5.3	La arandela de patas.....	65
3.3.5.4	La placa de apoyo.....	66
4.	METODOS PARA EL DIMENSIONADO.....	67
4.1	Dimensionado por par transmitido.....	67
4.1.1	Distribución de presiones constante.....	67
4.1.2	Distribución de presiones variable.....	70
4.2	Dimensionado por la energía disipada.....	71
4.2.1	Cálculo de la energía en la arrancada.....	72
4.2.2	Cálculo de la energía en el re-embrague.....	78
4.2.3	Estimación de la temperatura en el embrague.....	80
4.3	Dimensionado por duración.....	85
4.3.1	Desgaste por abrasión.....	86
4.3.2	Coefficiente de abrasión.....	88
4.3.3	Cálculo de durabilidad.....	89
4.4	Dimensionado por ergonomía en el pedal.....	92
5.	CÁLCULO DE LOS COMPONENTES.....	95
5.1	Cálculo de los muelles helicoidales.....	95
5.1.1	Dimensionado del muelle.....	96
5.1.2	Diseño del muelle.....	99
5.2	Cálculo de las arandelas Belleville.....	102
5.2.1	Dimensionado de las arandelas Belleville.....	102

5.2.2	Carga vs Flecha.....	106
5.2.3	Diseño de una arandela Belleville.....	110
5.3	Cálculo de arandelas onduladas.....	116
5.3.1	Dimensionado de las arandelas onduladas.....	117
5.3.2	Diseño de las arandelas onduladas.....	122
5.4	Cálculo de los tirantes.....	124
5.5	Cálculo del diafragma.....	130
5.5.1	Cálculo de la arandela.....	131
5.5.2	Cálculo de los dedos.....	131
5.5.3	Flexión en la arandela.....	135
6.	DISEÑO DE UN CASO PRÁCTICO.....	136
6.1	Datos del vehículo.....	137
6.2	Dimensionado del embrague.....	138
6.2.1	Criterio de ergonomía en el pedal.....	138
6.2.2	Criterio de capacidad de par.....	140
6.2.3	Criterio de energía.....	142
6.2.4	Criterio de duración.....	144
6.3	Cálculo de los componentes del conjunto de presión.....	145
6.3.1	Cálculo del diafragma.....	147
6.3.2	Cálculo de los tirantes.....	150
6.4	Cálculo de los componentes del disco de embrague.....	151
6.4.1	Cálculo de los muelles del sistema de amortiguación....	152
6.4.2	Cálculo de la arandela Belleville.....	154
7.	CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	157
7.1	Conclusiones.....	157
7.2	Desarrollos futuros.....	158
	REFERENCIAS.....	159

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Embrague mecánico de un vehículo.....	2
Figura 2.1. Esquema embrague hidráulico.....	10
Figura 2.2. Esquema embrague electromagnético.....	11
Figura 2.3. Disposición del embrague I.....	13
Figura 2.3. Disposición del embrague II.....	13
Figura 2.5. Embrague y desembrague.....	15
Figura 2.6. Diafragma.....	17
Figura 2.7. Posición de desembrague.....	17
Figura 2.8. Posición de embragado.....	18
Figura 2.9. Filtración de vibraciones.....	18
Figura 3.1. Elementos del embrague	21
Figura 3.2. Componentes del conjunto de presión.....	23
Figura 3.3. Esquema conjunto de presión.....	24
Figura 3.4. Vista carcasa.....	25
Figura 3.5. Fulcro.....	25
Figura 3.6. Superficie de fricción.....	26
Figura 3.7. Plato de presión.....	27
Figura 3.8. Diafragma.....	28
Figura 3.9. Curva de carga de un diafragma.....	29
Figura 3.10. Unión plato-carcasa.....	30
Figura 3.11. Rotación de los tirantes.....	31
Figura 3.12. Tirante.....	31
Figura 3.13. Posición de desembrague.....	32
Figura 3.14. Posición de embrague.....	33
Figura 3.15. Tecnología DBR.....	34
Figura 3.16. Apoyos tecnología DBR.....	35
Figura 3.17. Tecnología CP.....	36
Figura 3.18. Dedos ensanchados.....	37
Figura 3.19. Tecnología DBC.....	38
Figura 3.20. Tecnología tirar vs empujar.....	39
Figura 3.21. Tecnología DT.....	40
Figura 3.22. Curva de carga en plato.....	41
Figura 3.23. Curva de carga en cojinete y levantamiento.....	42

Figura 3.24. Disco de embrague.....	44
Figura 3.25. Forro de fricción.....	45
Figura 3.26. Sistema de progresividad.....	46
Figura 3.27. Progresividad bidireccional – unidireccional.....	47
Figura 3.28. Chapa de conducción.....	47
Figura 3.29. Unión chapa de conducción- forro.....	48
Figura 3.30. Parte conductora.....	50
Figura 3.31. Subconjunto ala-cubo.....	51
Figura 3.32. Sistema de histéresis.....	52
Figura 3.33. Disco preamortiguado.....	53
Figura 3.34. Curva de progresividad.....	54
Figura 3.35. Curva de amortiguación.....	55
Figura 3.36. El disco tipo A.....	56
Figura 3.37. El disco tipo K.....	57
Figura 3.38. El disco tipo H.....	58
Figura 3.39. Cuadro evolutivo de los cojinetes.....	60
Figura 3.40. Cojinete de fricción (SKF).....	61
Figura 3.41. Montaje cojinete de fricción.....	62
Figura 3.42. Cojinete con rodamiento axial.....	63
Figura 3.43. Montaje con guarda.....	65
Figura 3.44. Montaje sin guarda.....	66
Figura 3.45. Cojinete para horquilla de gran ancho.....	67
Figura 3.46. Cojinete para horquilla de ancho pequeño.....	68
Figura 3.47. Componentes de un cojinete.....	68
Figura 3.48. Rodamiento.....	69
Figura 3.49. Camisa.....	70
Figura 3.50. Arandela de patas.....	71
Figura 3.51. Placa de apoyo.....	71
Figura 4.1. Cálculo fuerza tangencial en el embrague.....	72
Figura 4.2. Representación punto sincronismo.....	75
Figura 4.3. Transformación de energía del motor.....	76
Figura 4.4. Evolución del par hasta punto sincronismo.....	77
Figura 4.5. Resistencias al avance de un vehículo.....	79
Figura 4.6. Temperatura de saturación.....	85
Figura 4.7. Desgaste abrasivo.....	90
Figura 4.8. Desgaste corrosivo.....	90
Figura 4.9. Desgaste por fatiga superficial.....	91

Figura 4.10. Curva de supervivencia.....	92
Figura 4.11. Timonería del vehículo.....	94
Figura 4.12. Relación carga pedal-cojinete.....	95
Figura 4.13. Fuerza aplicada en el diafragma.....	95
Figura 4.14. Curva de carga en pedal.....	96
Figura 5.1. Dimensiones de las arandelas.....	104
Figura 5.2. Parámetros característicos de las arandelas.....	105
Figura 5.3. Carga aplicada en arandela Belleville.....	106
Figura 5.4. Aproximación realizada en arandela Belleville.....	107
Figura 5.5. Carga vs flecha en arandela Belleville.....	108
Figura 5.6. Carga vs flecha (S>H) en arandela Belleville.....	109
Figura 5.7. Dimensiones arandela real.....	110
Figura 5.8. Dimensiones arandela plana.....	111
Figura 5.9. Dimensiones arandela estado libre.....	113
Figura 5.10. Dimensiones máximas y mínimas.....	114
Figura 5.11. Arandela ondulada.....	119
Figura 5.12. Flecha en arandela.....	119
Figura 5.13. Dimensiones arandela ondulada.....	120
Figura 5.14. Carga en arandela.....	121
Figura 5.15. Carga en ondulación de arandela.....	121
Figura 5.16. Momento flector máximo en arandela.....	123
Figura 5.17. Tirantes en el conjunto de presión.....	126
Figura 5.18. Dimensiones de los tirantes.....	127
Figura 5.19. Esquema para cálculo de tirantes.....	127
Figura 5.20. Ley de momentos flectores.....	128
Figura 5.21. Flecha máxima y mínima.....	130
Figura 5.22. Diafragma.....	132
Figura 5.23. Dimensiones del diafragma.....	132
Figura 5.24. Dimensiones del dedo.....	133
Figura 5.25. Modificación del dedo.....	134
Figura 5.26. Ángulo entre dedos.....	135
Figura 5.27. Flexión en la arandela.....	136
Figura 6.1. Cuadro de diseño.....	137
Figura 6.2. Fuerza en el diafragma.....	138
Figura 6.3. Fuerza en el plato (Fn).....	140
Figura 6.4. Radio de aplicación R.....	141
Figura 6.5. Tecnología DBC.....	146

Figura 6.6. Curva de carga diafragma 701209.....	148
Figura 6.7. Diagrama Smith-Goodman 50CV4.....	149
Figura 6.8. Diafragma 701209.....	151
Figura 6.9. Disposición de ventanas en disco.....	154
Figura 6.10. Resultados programa cálculo muelle.....	155
Figura 6.11. Resultados programa cálculo arandela Belleville....	157

INDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Datos ensayos en banco energía disipada (forro F810)...	82
Tabla 4.2. Tabla ensayos abrasión.....	91
Tabla 4.3. Frecuencia de utilización.....	93
Tabla 4.4. Frecuencia total.....	94
Tabla 5.1. Parámetros de los muelles.....	98
Tabla 5.2. Parámetros de las arandelas Belleville.....	104
Tabla 5.3. Parámetros de las arandelas onduladas.....	120
Tabla 5.4. Parámetros característicos de los tirantes.....	127
Tabla 6.1. Características del vehículo.....	138
Tabla 6.2. Tabla tamaños normalizados.....	141
Tabla 6.3. Cálculo energía en la arrancada.....	143
Tabla 6.4. Cálculo energía en el reembrague.....	143
Tabla 6.5. Datos ensayos en banco energía disipada	144
Tabla 6.6. Cálculo número de accionamientos-arrancadas.....	144
Tabla 6.7. Conjuntos 240 DBC.....	146
Tabla 6.8. Características del diafragma 701209.....	147
Tabla 6.9. Características requeridas de amortiguación.....	153

1. INTRODUCCIÓN

El embrague mecánico es el elemento que permite acoplar y desacoplar los elementos de una transmisión, con el fin de realizar la transferencia de par óptima en cada momento del funcionamiento de la máquina [1].

Aplicado a un vehículo automóvil, la función del embrague se hace imprescindible. Un motor de explosión solo puede funcionar por encima de un determinado régimen de vueltas, denominado “ralentí”, de tal forma que si se desea que el vehículo se desplace lentamente o que se detenga, se debe desacoplar el motor del resto de la transmisión.

Asimismo, el embrague también actúa como convertidor de velocidad, permitiendo gracias al deslizamiento transmitir una cierta cantidad de par, función indispensable para poder circular a bajas velocidades o simplemente para arrancar.

Existen diferentes tipos de embragues, que es necesario conocer, para poder elegir cuál es el idóneo para la aplicación en un vehículo automóvil actual. Fundamentalmente se pueden clasificar en tres grandes grupos, los embragues hidráulicos, los electromagnéticos y los de fricción.

El embrague de fricción es el más adecuado para los requerimientos del vehículo automóvil actual.

1.1 Objetivos

El objetivo principal que se persigue con este proyecto es el diseño del embrague mecánico de un vehículo automóvil (Figura 1.1).



Figura 1.1: El embrague mecánico de un vehículo automóvil.

Para ello se parte de las características generales del vehículo y proporcionadas por el fabricante del mismo y de los requerimientos que el embrague a diseñar debe cumplir, como pueden ser la vida útil o la fuerza en el pedal necesaria para desembragar.

1.2 Estructura del proyecto

Este proyecto fin de carrera consta de 7 capítulos, siendo el primero de ellos la INTRODUCCIÓN.

En el segundo capítulo, EL EMBRAGUE MECÁNICO, se describe la evolución histórica de este tipo de mecanismos así como el funcionamiento y las funciones principales. Se realiza también una clasificación de los diferentes tipos de embragues.

En el capítulo tercero, ELEMENTOS DEL EMBRAGUE, se analizan en profundidad los diferentes elementos que componen el embrague: conjunto de presión, disco de embrague y cojinete. Se detallan las diferentes tecnologías que actualmente se utilizan en la industria para cada uno de los componentes.

En el capítulo cuarto, MÉTODOS PARA EL DIMENSIONADO DEL EMBRAGUE, se describen los cuatro criterios principales para realizar el dimensionado del embrague.

En el capítulo quinto, CÁLCULO DE COMPONENTES DEL EMBRAGUE, se exponen los métodos de cálculo para los diferentes componentes del embrague: muelles helicoidales, arandelas Belleville, tirantes y diafragma.

En el capítulo sexto, DISEÑO DE UN CASO PRÁCTICO, se realiza el diseño completo del embrague de un vehículo automóvil, Golf 1.9 TDi 105CV.

En el capítulo séptimo, CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS, se exponen las conclusiones obtenidas del diseño de del caso práctico, y se proponen distintos estudios futuros que tengan como punto de partida el presente proyecto.

2. EL EMBRAGUE MECÁNICO

El embrague se encuentra situado entre la caja de velocidades y el motor del automóvil y se encarga de transmitir o cortar la transmisión de par desde el motor hasta las ruedas a voluntad del conductor, para poder realizar los cambios de marchas o para poder arrancar [1].

El embrague debe de disponer de la suficiente resistencia para transmitir todo el par motor, y hacerlo lo suficientemente rápido y seguro, como para efectuar el cambio de velocidad, de la caja de cambios, sin que en la marcha del vehículo se aprecie de manera notable. Además, debe de garantizar que las arrancadas y las aceleraciones y retenciones del motor se realicen de manera progresiva, sin tirones.

Asimismo, el embrague también debe realizar la amortiguación de las vibraciones del motor, que permitan la protección de los elementos de la transmisión frente a las irregularidades cíclicas de par (aciclismo) del motor, que es una de las características más negativas de los motores de combustión interna.

En el capítulo 2 se explica detalladamente su evolución histórica y los diferentes tipos de embragues que existen. También se analiza su funcionamiento, así como, su disposición dentro del vehículo y las principales funciones que debe de realizar.

2.1 Historia del embrague

En esta sección se da una visión general de la evolución de los embrague a lo largo de la historia y de la gran cantidad de diseños distintos que se han llevado a cabo.

A continuación se muestran diferentes hechos relevantes de la evolución del embrague [2]:

- 1863: El embrague "*Westori*" de múltiple plato fue concebido.
- 1880-1905: Se desarrollaron embragues con funciones mejoradas y con disminución de costes.

- 1889: Una primitiva versión del embrague de cono fue instalada en un coche "Daimler" de ruedas de acero.
- 1900: Fue introducido el elemento de disco de embrague con materiales de fricción hechos con madera.
- 1902: Se comenzó a utilizar embragues monodisco con metales como elemento de fricción.
- 1904: Se introdujeron injertos de grafito como material de fricción al volante de inercia y al plato de presión.
- 1905-1915: En este periodo se trató de conseguir una disminución de la masa de los distintos elementos.
- 1906: Alternativos materiales de fricción de acero-cobre y hierro-bronce fueron utilizados en embragues de discos con múltiples platos. Se añadieron forros a las caras de los discos de los embragues de disco de un solo plato.
- 1908: Se introducen materiales de fricción alternativos hechos con madera y hierro.
- 1911: Los materiales de fricción se encontraban remachados al volante de inercia del motor y al plato de presión.
- 1912: Los materiales de fricción se unieron a las dos caras del propio disco mediante remaches.
- 1914: Diseños similares a los de 1912, pero ahora en las caras se remacharon material de bronce o asbesto.
- 1916: Los embragues de disco con un solo plato tenían asbesto como material de fricción remachado al volante y al plato de presión. Además había dos placas combinadas de este material en cada cara.
- 1920: Los embragues de disco de un solo plato tenían seis planchas de madera remachadas conjuntamente en cada cara.
- 1921: Fue realizada la primera cubierta de acero del plato por estampación, para disminuir costes.
- 1924: Para disminuir las vibraciones del motor se remacharon a los discos placas concéntricas de goma.
- 1925: Se introdujeron los embragues multi-disco. Los embragues con un solo plato tenían platos flexibles que permitían compensar la excentricidad radial.

- 1926: Se comenzaron a utilizar platos flexibles para hacer más rápido el proceso de embrague y suavizar las aplicaciones con mucha potencia.
- 1927: Los embragues de disco con un sólo plato se diseñaron con elementos concéntricos de goma que permitían disminuir el ruido y absorber pequeños esfuerzos instantáneos.
- 1928: Los embragues de disco venían comandados por un sistema de doce muelles de espiras dispuestos en la dirección helicoidal que trataban de absorber los esfuerzos mecánicos de torsión. Además se utilizó un embrague de disco con doble plato con un sistema de autorregulación del centrado.
- 1929: Los embragues utilizaban materiales duros de fricción y muelles comandados por el plato, de tal forma que se permitía el ajuste axial, prolongándose el mismo, y haciendo que el apriete fuera extremadamente más suave.
- 1930: La cubierta para la pareja de platos del embrague con el sistema de muelles estaba totalmente realizada con acero estampado
- 1931: Se utilizan muelles entre las dos piezas a lo largo de todo el diámetro para conseguir la amortiguación axial. Se desarrolló un sistema italiano que utilizaba cuatro discos montados excéntricamente con un cojinete de bolas para conseguir un ajuste gradual.
- 1932: Para aumentar la amortiguación axial se utilizaba un sistema con volantes de inercia alabeados.
- 1933: Se utilizaban embragues de disco de un solo plato con muelles centrados situados en la dirección axial que trataban de controlar el nivel de la amortiguación torsional debida a la fricción.
- 1934: Se utilizan aletas para enfriar el plato de presión y ventilar el embrague.
- 1935: Se comienzan a utilizar sistema de palanca de embrague formado por muelles de torsión con piezas de aleación que dan peso al final de la palanca. También se introducen nuevos sistemas para refrigerar la carcasa.
- 1936: Pérdida de ligereza en el volante de inercia con amortiguación de fricción regulable. También se utiliza un regulador torsional que limita la carga soportada por los muelles.
- 1937: Es utilizado el primer sistema de diafragma para aplicar la carga. Se trata de un diafragma de 18 dedos regulado tanto superior como inferiormente por

sendas arandelas redondas que están remachadas a la carcasa por medio de nueve tornillos. Se consigue un aumento de la durabilidad y capacidad de par.

- 1938: Los embragues de disco trasero tienen sus caras remachadas al cubo regulador mediante tres muelles de espiras cargados, que permiten el movimiento en la dirección radial. El embrague pasa a tener tan solo 9 componentes (anteriormente tenía 41).
- 1940: Se desarrolla el embrague de disco "Hidro-regulado" el cual consiste en una caja perfectamente hermética con aceite lubricante en el interior aplicado sobre distintos puntos que consigue disminuir las vibraciones torsionales provenientes del motor.
- 1941: El muelle de diafragma utilizado de 18 dedos pasó a ser sostenido con tres muelles de compresión dispuestos entre el diafragma y el plato de presión. La transferencia de par en el plato de presión es realizada a tirones como antes, pero ahora el embrague lleva incorporado un sistema de suspensión que amortigua las vibraciones.
- 1947: La actuación del embrague viene dado por cable.
- 1954: La actuación del embrague viene comandada hidráulicamente.
- 1957: Cuando se unieron los motores de alto par con las transmisiones totalmente sincronizadas comenzaron a desarrollarse sistemas específicos de embragues de disco regulados por muelles torsionales.
- 1960: Fue difundido el uso del embrague de disco con un solo plato comandado por diafragma al campo de vehículos de pasajeros.
- 1971: Estos embragues son actuados por un cable de acero.
- 1979: Se desarrolla el primer embrague actuado hidráulicamente, con un sistema de actuación auto ajustable, y capaz de alinearse por sí solo gracias al uso de un cojinete de bolas.
- 1982: Uso de material de fricción orgánico sin asbesto.
- 1983: Se introdujo un sistema para suprimir las vibraciones producidas por el motor a ralentí que estaba formado por diversos muelles torsionales y un sistema de histéresis.
- 1987: Desarrollo de un embrague de disco basado en un mecanismo de transmisión con un control sin excesiva sensación de tirones.

- 1988: Implementación de un sistema de "paro centrífugo" que permita absorber las vibraciones a ralentí sin excesivos tirones.
- 1989: Embragues muy similares a los de la actualidad, los cuales se caracterizan por su alta capacidad de par, comandados hidráulicamente, con un único plato, sin elementos orgánicos de asbestos en los platos y con un sistema de reparto de masa en el volante de inercia para eliminar vibraciones en el embrague producidas por motores con cada vez mayor par.
- 1990: Aparición de la tecnología Tireé.
- 1998: Aparición tecnología SAT, tecnología que autoajusta el desplazamiento del plato para mantener la carga en el pedal constante.

2.2 Tipos de embrague

Existen múltiples criterios para poder clasificar los diferentes tipos de embragues que existen, pero todos ellos pueden ser agrupados en tres grandes grupos. Los embragues hidráulicos, los electromagnéticos y los de fricción [2].

En este punto se va a realizar una breve descripción de cada uno de ellos para poder entender por qué en los vehículos automóviles tipo turismo es el embrague de fricción es el que se utiliza en la totalidad de los casos.

2.2.1 El embrague hidráulico

El embrague hidráulico actúa como embrague automático entre el motor y la caja de cambios. Dicho embrague permite que el motor transmita el par motor cuando llega a un determinado régimen de giro [2].

El funcionamiento del embrague hidráulico está fundamentado en la transmisión de energía que una bomba centrífuga comunica a una turbina por medio de un líquido que, generalmente, es aceite mineral.

Está constituido por dos coronas giratorias, que tienen forma de semitoroide geométrico, provistas de unos tabiques planos, llamados álabes. Una de ellas, llamada corona motriz, va unida al árbol motor por medio de tornillos y constituye la bomba

centrífuga, la otra, unida al primario de la caja de cambios constituye la turbina o corona arrastrada.

Ambas coronas van alojadas en una carcasa estanca y están separadas por un pequeño espacio para que no se produzca rozamiento entre ellas.

Cuando el motor gira, el aceite es impulsado por la bomba, proyectándose por su periferia hacia la turbina, en cuyos alabes incide paralelamente al eje. Dicho aceite es arrastrado por la propia rotación de la bomba corona o motriz, formándose así un torbellino. La energía cinética del aceite que choca contra los alabes de la turbina produce en ella un par que la hace girar (Figura 2.1).

Si el motor gira al ralentí, la energía cinética del aceite es pequeña y el par transmitido a la turbina es insuficiente para vencer el par resistente. En estas condiciones, hay un deslizamiento total entre bomba y turbina con lo que la turbina permanece inmóvil. El aceite desliza por los álabes de la turbina y es devuelto desde el centro de esta al centro de la bomba, en donde es impulsado nuevamente a la periferia para repetir el ciclo.

A medida que aumentan las revoluciones del motor, el torbellino de aceite va incidiendo más fuerte sobre los álabes de la turbina, esta acción vence el par resistente y hace girar la turbina, mientras se verifica un deslizamiento.

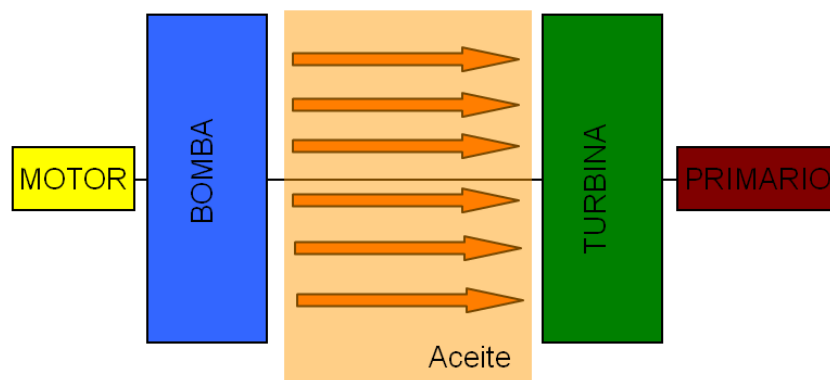


Figura 2.1. Esquema embrague hidráulico

Debido a la inevitable pérdida de energía por deslizamiento del aceite, el consumo de combustible aumenta, presentan también la desventaja de un mayor coste económico, así como la necesidad de acoplar una caja de cambios automática.

Como contrapartida de estos inconvenientes, la utilización del embrague hidráulico presenta las siguientes ventajas:

- Ausencia de desgaste.
- Gran duración.
- Es muy elástico.
- Es muy progresivo.
- Bajo coste de mantenimiento.

2.2.2 El embrague electromagnético

El sistema de embrague electromagnético (Figura 2.2) está constituido por una corona de acero que se monta sobre el volante de inercia del motor. En el interior de esta corona va alojada una bobina, que al pasar la corriente eléctrica a través de ella produce un campo magnético en la zona del entrehierro formado entre la corona. El espacio existente en el interior de la corona se cierra con chapas de acero, y se rellena con polvo magnético, que se aglomera en el entrehierro por la acción del campo magnético creado por la bobina, haciendo solidarios a la corona con el disco. De esta forma, cuando pasa corriente por el arrollamiento de la bobina se produce la aglomeración del polvo magnético consiguiendo la transmisión de par [2].

Por el contrario, si no pasa corriente por la bobina el polvo magnético no se aglomera en el entrehierro, lo que permite girar en vacío a la corona sin arrastrar el disco. Con lo cual el motor permanece desembragado, es decir, no se produce la transmisión del par. En el instante en que comienza a pasar corriente por la bobina se inicia la aglomeración del polvo magnético, que tarda un cierto tiempo en completarse, además del retardo a la aparición del flujo magnético que se produce en todas las bobinas. Este efecto consigue que el embrague sea progresivo. La principal desventaja de este tipo de embrague es el alto coste económico, solo se utiliza en aplicaciones industriales muy específicas.

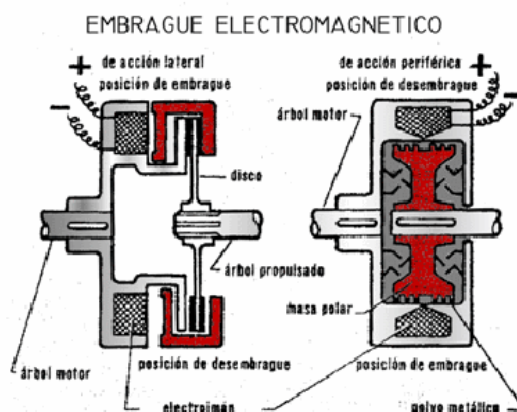


Figura 2.2: Esquema embrague electromagnético

2.2.3 El embrague de fricción

Estos embragues utilizan la adherencia de dos superficies de contacto (cónicas, cilíndricas o planas); tienen la ventaja de ser graduados y de hacer cesar la impulsión cuando el esfuerzo rebasa cierto límite. Este tipo funciona principalmente con disco único o con discos múltiples. El de disco único (automóviles) comprende un disco recubierto por ambas caras con un revestimiento especial para fricción. En el embrague de discos múltiples una serie de elementos, anillos planos o curvos, está encajada en el árbol principal y otra segunda serie es solidaria al árbol propulsado. Para automóviles, desde 1950 sólo se utiliza el sistema de disco único [6].

El embrague de fricción es el que se utiliza en los vehículos automóviles actualmente y por tanto es el que se va a desarrollar en el presente trabajo.

Los principales elementos que componen el embrague actual son (Figura 2.3) [1]:

1. **CONJUNTO DE PRESIÓN:** Es el elemento que sirve de soporte y que transmite la acción del cojinete. Las partes más importantes del conjunto de presión son:
 - La carcasa: está unida de manera solidaria al volante de inercia del motor mediante unos remaches.
 - El diafragma: es el elemento accionado por el cojinete, y que se encarga de transmitir la carga necesaria al plato de presión para que el conjunto forros de fricción - volante de inercia - plato de presión actúen conjuntamente.
 - El plato de presión: es el elemento encargado de unir o desunir los forros al volante de inercia y al propio plato de presión

2. **DISCO:** se encuentra prensado entre el volante y el conjunto, además es solidario al primario de la caja de cambios. Las partes más importantes del disco de embrague son:
 - Los forros de fricción: transmiten el par proporcionado por el motor a la chapa de conducción.
 - La parte conductora del disco de embrague: la chapa de conducción y las tapas (que por una parte está unida a los forros de fricción gracias a los remaches

del forro y por otra parte transmiten el giro y la fuerza a la parte conducida mediante muelles de amortiguación; a su vez la chapa y las tapas están unidas gracias a cuatro remaches separadores).

- La parte conducida: formada por el ala y el cubo; el ala recibe el movimiento de la parte conductora por medio de los muelles amortiguadores y el cubo es el que transmite dicho movimiento al primario de la caja de velocidades

3. COJINETE DE EMBRAGUE: se encarga de recibir la carga del pedal y transmitirla al conjunto, desliza sobre la trompeta.

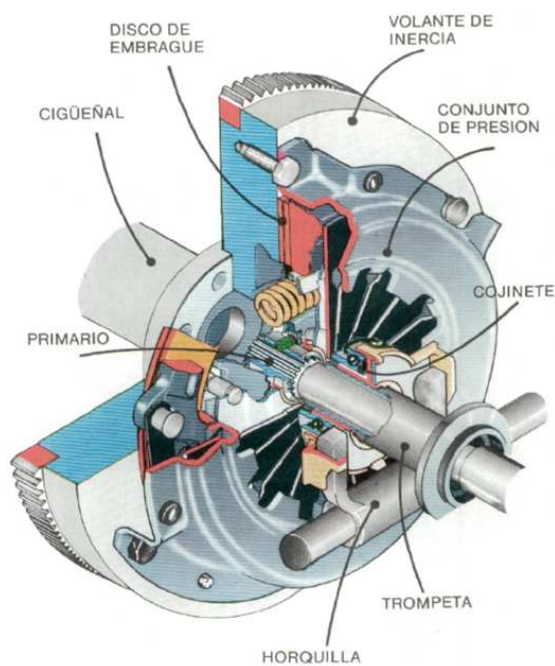


Figura 2.3. Elementos del embrague de fricción

2.3 Disposición en el vehículo

El embrague se dispone entre el motor y la caja de cambios (Figuras 2.4 y 2.5) [1].

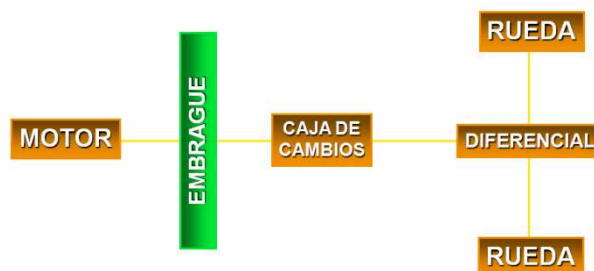


Figura 2.4. Disposición del embrague I

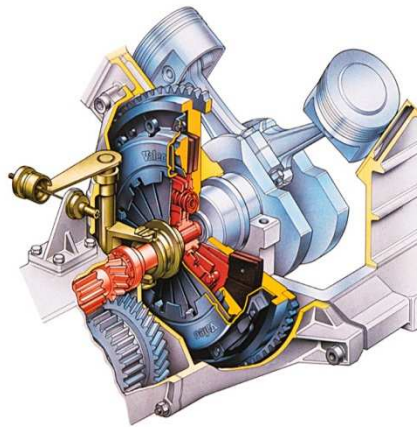


Figura 2.5. Disposición del embrague II

El volante de inercia es el que se une rígidamente, mediante generalmente 6 u 8 tornillos, al embrague.

2.4 Funcionamiento

El embrague es el elemento mecánico que en un vehículo automóvil permite al conductor transmitir par del motor a la caja de velocidades o si es necesario separar ambos elementos interrumpiendo la transmisión de par. Esta acción viene dirigida por el pedal de embrague. Cuando este pedal no está accionado el motor está transmitiendo par a la caja de velocidades, mientras que cuando el conductor está pisando el pedal de embrague, motor y caja de velocidades son independientes [1].

El motor es el elemento del vehículo que proporciona constantemente el par y el giro deseado por el conductor. Como se dijo anteriormente, es necesario que el automóvil disponga de una caja de velocidades que permita optimizar el par generado por el motor para las distintas situaciones de marcha del vehículo (subidas, bajadas, aceleraciones, retenciones,...); y para ello es necesario que la unión caja-motor se realice por un elemento mecánico gobernado por el propio conductor: el embrague.

La salida del motor viene dada por el eje cigüeñal que a su vez está solidariamente unido al volante de inercia del motor. Este volante de inercia está unido rígidamente con el embrague.

Cuando el conductor quiere que se produzca una transmisión de par entre el motor y la caja de cambios a través del embrague éste debe dejar el pedal sin pisar, de tal manera

que se haga contactar el plato de presión del conjunto de presión con el forro de fricción del disco. A su vez con esta acción se consigue que también estén en contacto la otra cara del forro de fricción con el volante de inercia. Los forros de fricción están unidos a la chapa de conducción gracias a unos remaches (remaches de forro).

Esta chapa de conducción está a su vez unida mediante otros remaches (remaches separadores) a las tapas de la parte conductora del disco de embrague. La transmisión de par entre las tapas de la parte conductora y el ala de la parte conducida se hace gracias a varios muelles amortiguadores (dos, cuatro o incluso seis) que están dispuestos circunferencialmente a una distancia determinada del centro del disco.

Finalmente el ala transmite el par y el giro al cubo del disco, el cual gira solidariamente con el eje primario de la caja de velocidades. Con esto se consigue la transmisión de par y giro entre el motor y la caja de cambios.

Cuando el conductor no desee que haya transmisión, por ejemplo en un cambio de marcha, (Figura 2.6) este debe pisar el pedal de embrague consiguiendo con esto que el cojinete esté situado en una posición tal que el diafragma no esté empujando el plato de presión contra los forros. De esta manera, a pesar de que el plato de presión y el volante de inercia estén girando solidariamente al motor no se estará realizando transmisión de par porque el disco estará libre.

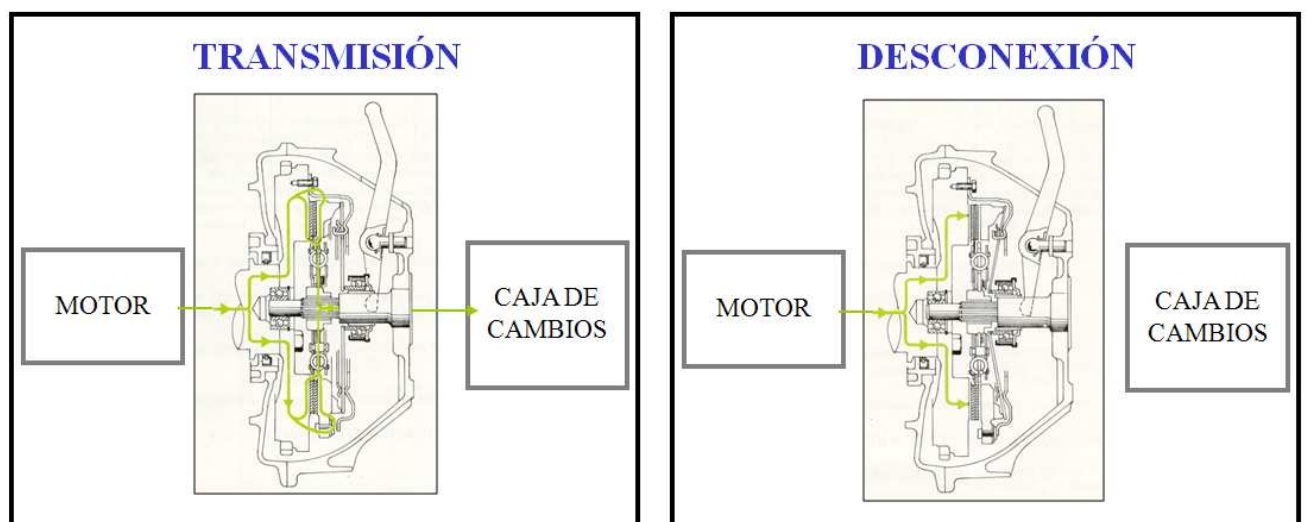


Figura 2.6. Embrague y desembrague.

2.5 Funciones principales

El embrague de un vehículo debe cumplir las siguientes funciones [1]:

- TRANSMITIR EL PAR MOTOR en cualquier circunstancia de marcha.
- CONECTAR Y DESCONECTAR la caja de velocidades del motor a voluntad del conductor, es decir, EMBRAGAR Y DESEMBRAGAR.
- AMORTIGUAR Y FILTRAR las vibraciones del motor antes de su entrada a la caja de velocidades.
- SUAVIZAR Y MODELIZAR las arrancadas haciéndolas progresivas.
- DISIPAR LA ENERGÍA liberada en las arrancadas del vehículo y en los cambios de marcha.

2.5.1 Transmitir el par motor

La capacidad de transmisión de par de un embrague es función de su tamaño, de su carga y del coeficiente de rozamiento que aporta el material de fricción del disco de embrague.

El tamaño del embrague queda definido por el diámetro exterior e interior del disco de embrague, que es el del forro de fricción.

La carga es proporcionada por el diafragma (Figura 2.7), que va montado en el conjunto de presión, que dispone de una curva de carga no lineal y favorable. En el caso de otro tipo de vehículos, por ejemplo los camiones, esta carga puede ser realizada por un conjunto de resortes helicoidales.

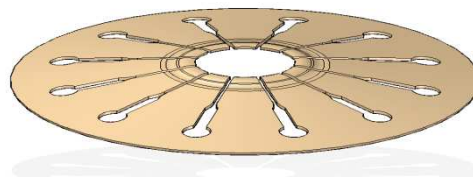


Figura 2.7. Diafragma

El coeficiente de rozamiento es una característica propia del material empleado para fabricar los forros de fricción. Este material debe tener las siguientes características:

- Coeficiente de rozamiento elevado y estable.
- Alta resistencia mecánica y térmica.
- Resistencia al desgaste.

2.5.2 Embrague-Desembrague

Cuando el conductor presiona el pedal del embrague, se produce el desembrague (Figura 2.8) al aplicar el cojinete la carga sobre el diafragma que a su vez levanta el plato y libera el disco.

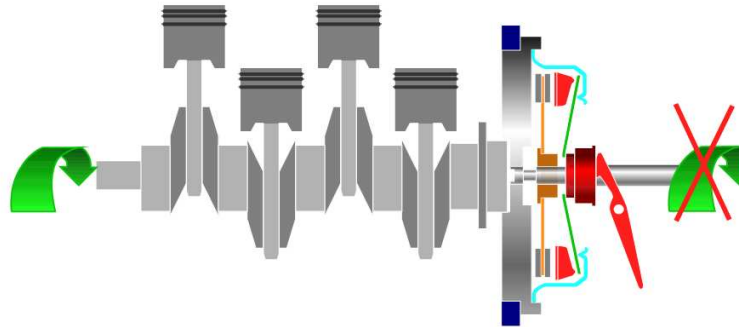


Figura 2.8. Posición de desembrague

Los parámetros que van a definir la función de desembrague son:

1. El recorrido de desembrague del cojinete (carrera de desembrague).
2. El levantamiento mínimo del plato para dejar libre el disco.
3. La curva de carga sobre el cojinete, que define la carga que hay que aplicar en el pedal para poder desembragar.

Si el conductor no presiona el pedal y se produce la transmisión de par, el embrague se encuentra embragado (Figura 2.9).

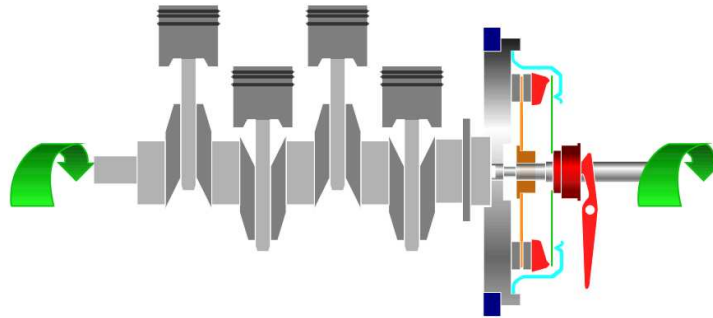


Figura 2.9. Posición de embragado.

2.5.3 Amortiguación y filtración

El disco de embrague lleva incorporado un amortiguador torsional que se encarga de filtrar:

- Las oscilaciones cíclicas de par, propias y características del motor, que se producen a bajo régimen y que son de pequeña amplitud y alta frecuencia.
- Las oscilaciones bruscas de par producidas en maniobra de fuerte aceleración y/o de retención del vehículo (Figura 2.11).

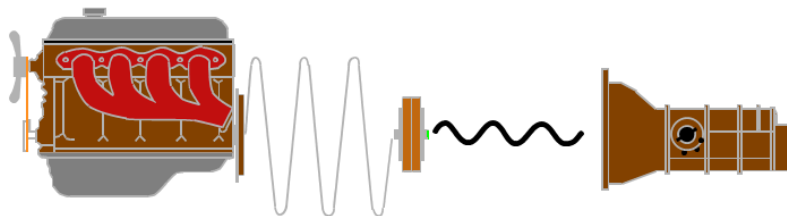


Figura 2.11. Filtración de vibraciones

2.5.4 Disipar energía

Durante la arrancada y los cambios en la relación de marchas, existe una fase en la que el árbol conducido y conductor no giran a la misma velocidad, existiendo un deslizamiento entre las partes conductora – conducida. Este deslizamiento se convierte en calor que el embrague debe ser capaz de disipar para evitar que el aumento de temperatura pueda dañar al propio embrague.

Generalmente la energía en los cambios de marchas es inferior a la de la arrancada, esta energía depende de:

- La masa del vehículo.
- La relación total de transmisión.
- El par motor.
- La pendiente donde se efectúe la arrancada.

2.5.5 Suavizar las arrancadas

Esta característica viene determinada por la progresividad del disco, siendo esta la capacidad de modular las arrancadas haciéndolas progresivas.

En la operación de embragar, la evolución del par transmitido por el embrague regula la propia arrancada del vehículo. Para que esta misión se lleve a cabo correctamente es necesario:

- Una transmisión del par en función de la carrera del pedal.
- Una cinemática de mando invariable, sean cual sean las velocidades de rotación, las temperaturas de funcionamiento de los órganos del mecanismo y las tensiones desarrolladas en la propia timonería.
- Rozamiento entre las articulaciones constantes en el tiempo.
- Regularidad en las prestaciones de los forros de fricción.

3. ELEMENTOS DEL EMBRAGUE DE FRICCIÓN

En este capítulo se explica detalladamente cada uno de los tres elementos que componen el embrague de un automóvil [1]:

- Conjunto de presión.
- Disco de embrague.
- Cojinete de embrague.

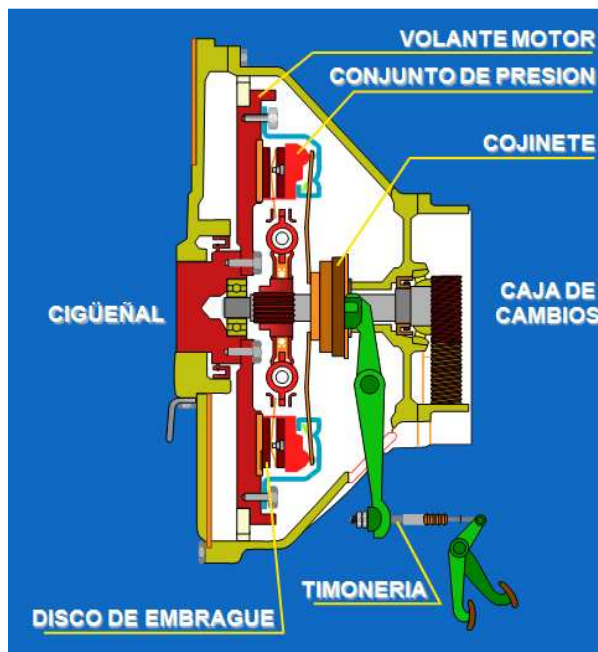


Figura 3.1. Elementos del embrague de fricción

3.1 El conjunto de presión

El conjunto de presión es el elemento del embrague que se desplaza axialmente debido a la fuerza generada por el cojinete, y que permite la acción de liberar el disco de embrague para interrumpir la transmisión de par [3].

Es el elemento en el que más desarrollos tecnológicos se han realizado, se han diseñado continuamente nuevas tecnologías para mejorar sus características.

Esta evolución se ha basado fundamentalmente en la optimización geométrica del conjunto para adaptarse a los requerimientos de los vehículos, en el aumento de la capacidad de transmisión de par y en la disminución de la carga necesaria para realizar el embrague – desembrague, mejorando la ergonomía en el pedal.

En esta sección se analizan las funciones principales del conjunto y el despiece en el que se definirán las características y requerimientos de cada uno de los componentes. Asimismo, se detallan las principales tecnologías de conjuntos que se realizan actualmente. Por último, se analizan las curvas del conjunto para poder determinar la especificación del mismo.

3.1.1. Funciones principales

Las funciones principales del conjunto de presión son:

1. Permitir el embrague – desembrague, por medio de la acción del cojinete sobre el conjunto.
2. Aportar la carga para poder realizar la transmisión del par.
3. Disipa la energía que se produce en el movimiento de embrague.

3.1.2. Esquema del conjunto de presión

El conjunto de presión que actualmente se utiliza en los vehículos automóviles está formado por:

- Carcasa.
- Plato.
- Diafragma.
- Uniones entre estos elementos; la unión carcasa-diafragma y la unión carcasa plato.

En las figura 3.2 y 3.3 se aprecia la distribución de todos estos elementos:

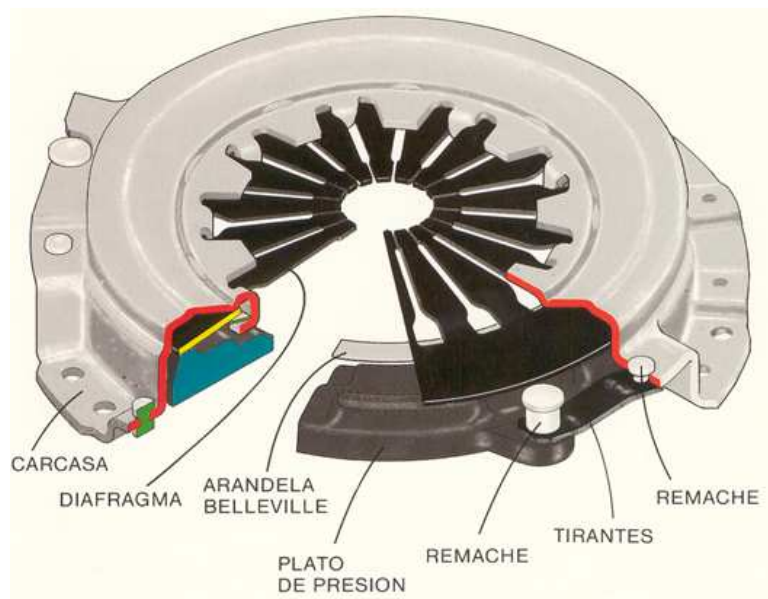


Figura 3.2. Componentes del conjunto de presión

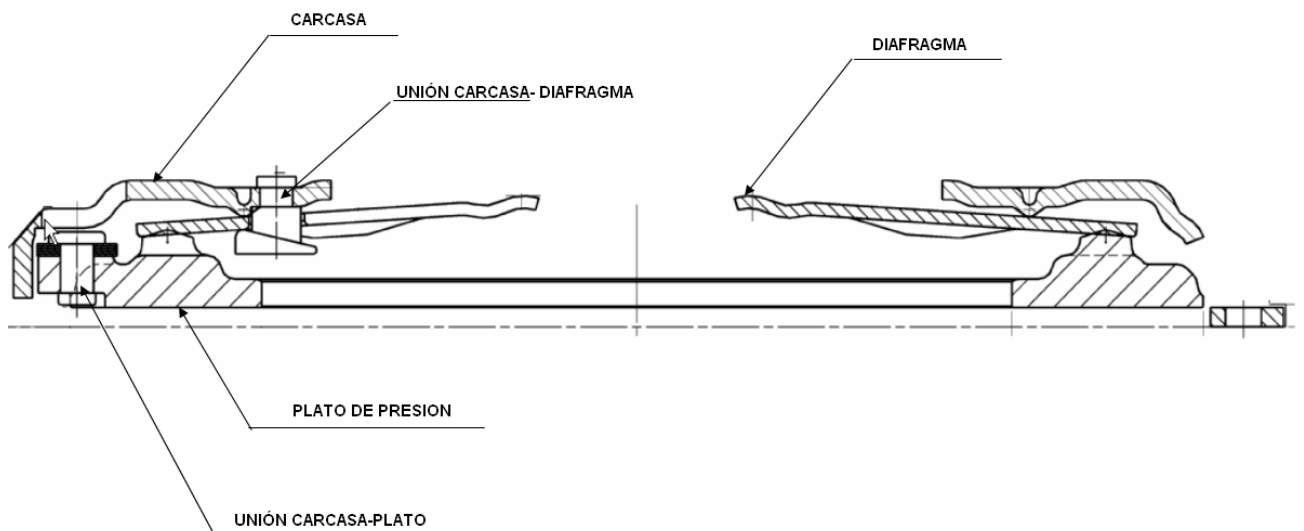


Figura 3.3: Esquema conjunto de presión

En esta sección, se explican detalladamente cada uno de estos elementos, sus funciones principales, su tipología y sus características constructivas. Conocer toda esta información es fundamental para poder diseñar el embrague de un vehículo.

3.1.2.1. Carcasa

La carcasa es el elemento que aporta la sujeción a las restantes piezas del embrague y las mantiene en la posición correcta para poder realizar los movimientos de embrague y desembrague. Debe tener una gran precisión dimensional para asegurar el correcto funcionamiento del embrague y además debe de tener una alta rigidez, para poder soportar los esfuerzos a los que estará sometida. La carcasa está fijada al volante motor [1].

En cuanto a su distribución geométrica se pueden distinguir tres partes bien diferenciadas (Figura 3.4):

- La superficie de fijación; es la parte que sirve para realizar el amarre con el volante motor, mediante generalmente 6 taladros, también dispone normalmente de tres talados de fijas de centraje a 120° para facilitar el montaje.
- Puentes, donde se realiza la unión del plato con la carcasa, son tres zonas generalmente situadas a 120°.

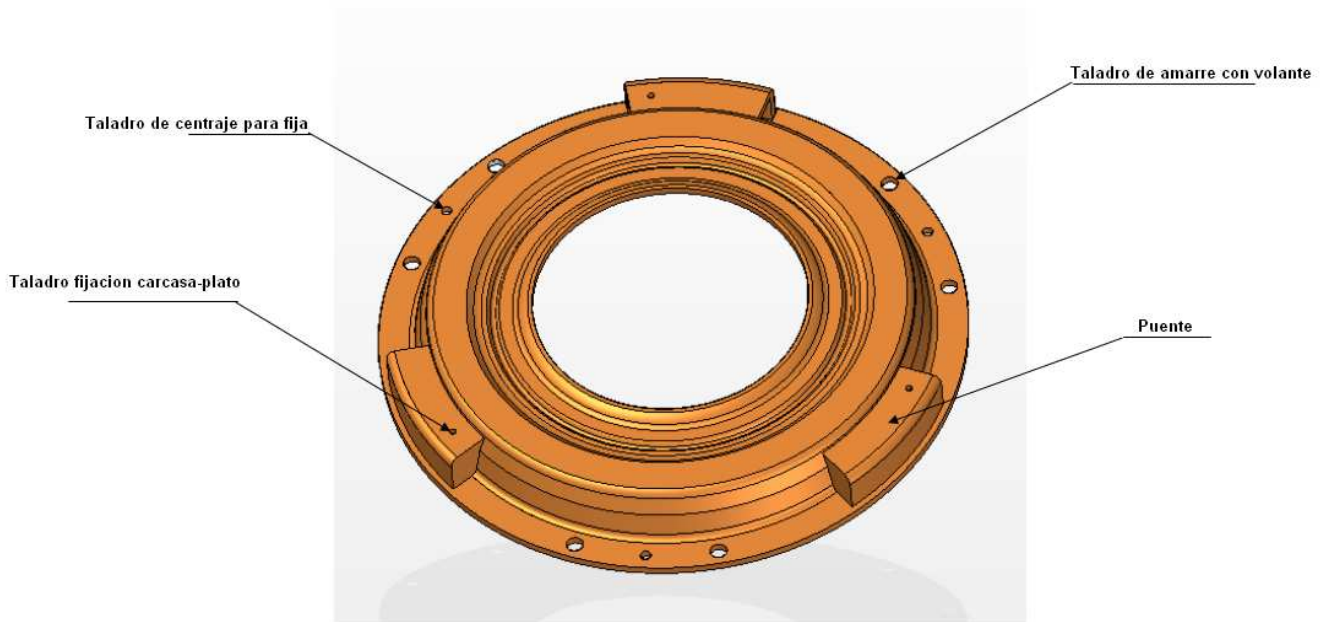


Figura 3.4. Vista carcasa.

- Fulcro de unión con el diafragma (Figura 3.5) que permite el desplazamiento del diafragma para realizar la carrera de desembrague.

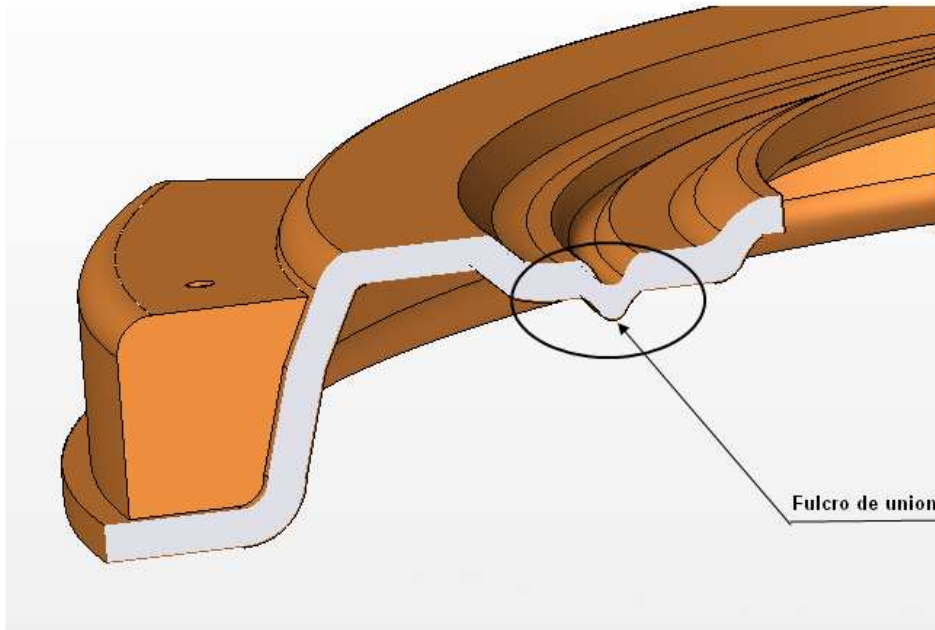


Figura 3.5. Fulcro

En cuanto al material para la fabricación de este tipo de carcasas, el que actualmente más se utiliza es la chapa de acero para embutición, dado que el proceso de fabricación de las carcasas se realiza mediante embutición en máquinas transfer. Asimismo, este material aporta también una disminución del peso de la carcasa.

Estos aceros se caracterizan por:

- Dureza elevada.
- Gran resistencia al desgaste.
- Buena tenacidad.
- Resistencia elevada contra presión impacto.
- Reducida variación dimensional en el tratamiento térmico.

Los espesores de las chapas de las carcasas, que generalmente se utilizan, varían de 2,5 a 5 mm en la gama de turismos.

3.1.2.2. Plato de presión

El plato de presión es el elemento que se encarga de [1]:

- Aplicar la carga sobre el disco para realizar la transmisión de par, transmitiendo la carga aportada por el diafragma

- Realizar la fricción correcta sobre los forros.
- Disipar el calor que se produce en la operación de embrague.

Geoméricamente el plato tiene tres partes importantes:

- a. La **cara de fricción** (Figura 3.6), donde se produce el contacto con los forros del disco.

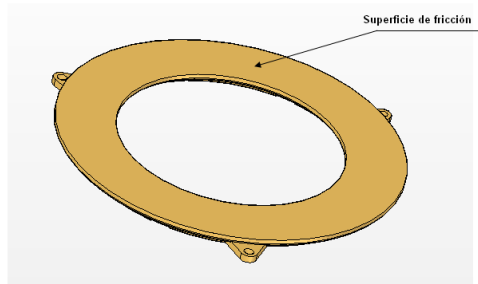


Figura 3.6. Superficie de fricción.

- b. El **cordón** (Figura 3.7), que es la zona de contacto con el diafragma. Se caracteriza por la altura respecto a la cara de fricción (altura del cordón) y por el diámetro de apoyo exterior del diafragma (diámetro del cordón). Estos parámetros son muy relevantes a la hora de calcular la carga que transmite el embrague, como posteriormente se verá.

- c. Las **orejetas** (Figura 3.7), que generalmente son tres y se disponen a 120°, donde se realiza la unión con la carcasa mediante tirantes.

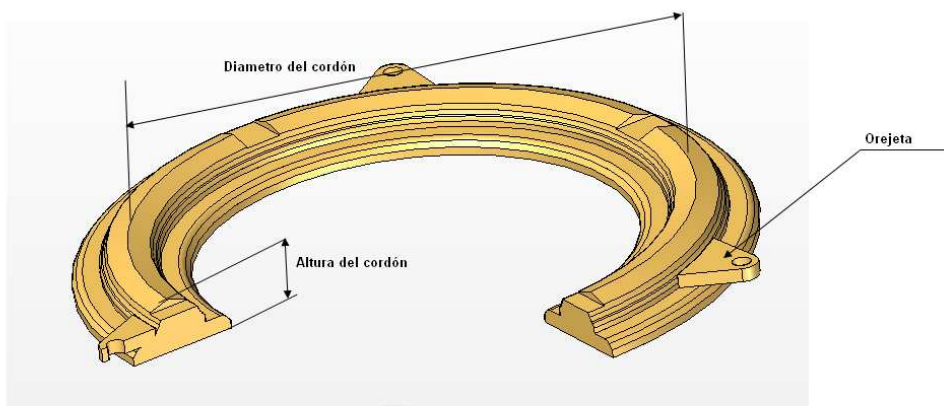


Figura 3.7. Plato de presión.

Para llevar a cabo correctamente todas sus funciones, el plato tiene que cumplir una serie de características:

1. Alta resistencia a la centrifugación, es la principal sollicitación a la que estará sometido el plato.
2. Coeficiente de fricción elevado y estable, y baja abrasividad para evitar el deterioro prematuro de los forros.
3. Resistencia a la formación de puntos caliente en la superficie de fricción
4. Alto límite elástico, ya que una deformación permanente en la cara de fricción sería fatal para la planicidad, necesaria para la correcta transmisión de par.

El material que generalmente se utiliza para la construcción del plato de presión es la fundición gris con grafito laminar. Este tipo de fundición se caracteriza por una estructura homogénea y una gran facilidad para mecanizar, lo que es muy necesario para realizar con precisión la geometría del cordón del plato. Así mismo, también presenta un coeficiente de dilatación pequeño y una conductividad térmica elevada.

3.1.2.3. Diafragma

El diafragma es una arandela Belleville que ha sido modificada en su interior, con unas extensiones denominadas dedos en las que actúa el cojinete de desembrague. Es el elemento que aporta la carga al conjunto y por tanto se encuentra altamente sollicitada a fatiga [1].

Geométricamente el diafragma dispone de dos partes diferenciadas (Figura 3.8):

- La arandela cónica definida por sus diámetros interior y exterior y que se encarga de transmitir la carga hacia el plato.
- Los dedos, que nacen desde el diámetro interior, que tienen la función de transmitir la carga hasta la arandela, quedan determinados por su número, su forma geométrica, longitud, espesor y diámetro de apoyo del cojinete (DM).

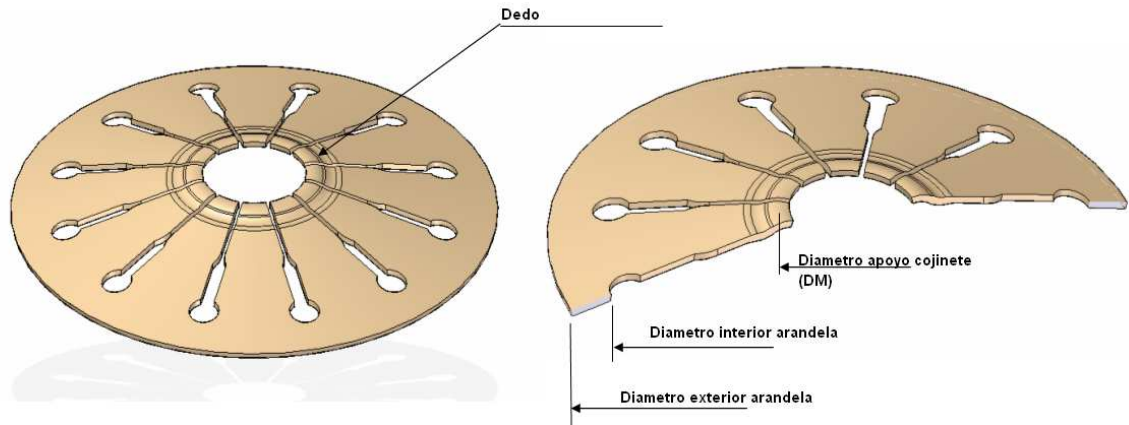


Figura 3.8. Diafragma.

La carga que proporciona el diafragma es la carga de su arandela cónica (Figura 3.9), esta carga no es lineal sino que tiene una forma parabólica, de tal forma que, cuando el disco se va desgastando la carga aumenta. Esta característica es muy importante, ya que se garantiza que durante toda la vida útil del embrague el par se transmitirá correctamente.

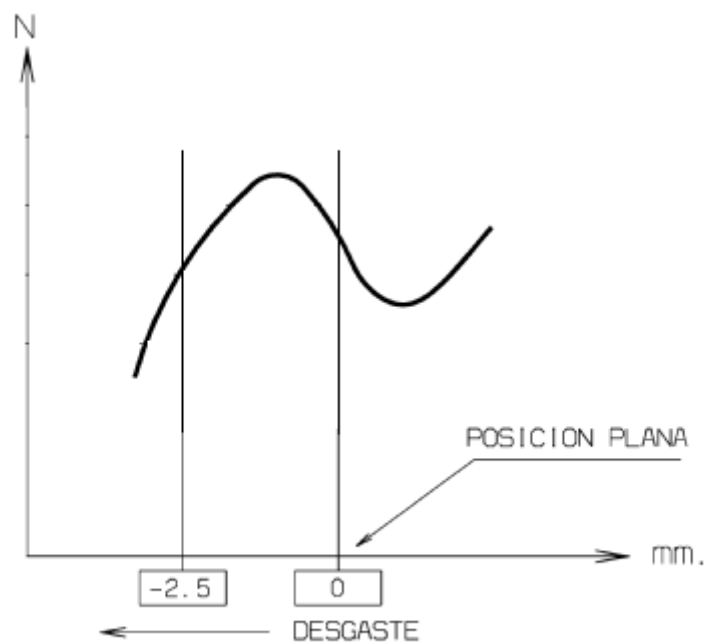


Figura 3.9. Curva de carga de un diafragma

La posición inicial de un diafragma siempre es la de la arandela Belleville en posición plana, comúnmente denominada P0. A partir de ese punto, el valor de la flecha

coincidirá con el del desgaste de los forros del disco, generalmente en torno a 2,5 mm. Se puede suponer que a mayor flecha mayor es la carga que el diafragma es capaz de soportar.

De esta forma la carga que proporciona un diafragma queda definida por el diámetro exterior e interior de la arandela, su espesor y el ángulo, además del material del que está hecho. El cálculo de esta carga se detallará en posteriores capítulos.

El diafragma es una pieza altamente solicitada a fatiga, por lo que es importante evitar concentradores de tensiones en su diseño con el fin de impedir una fractura del mismo. De tal forma que es habitual redondear los diámetros exteriores e interiores y limitar al máximo la aparición de rebabas durante su elaboración.

El material que se emplea para la fabricación de diafragmas es el acero aleado, el más comúnmente utilizado es el 50CV4.

Además es importante reseñar la relevancia de los tratamientos térmicos en la fabricación de diafragmas, generalmente se realiza el templado y revenido, seguido de un granallado de protección.

3.1.2.4. Unión carcasa-plato

Cuando se realiza la operación de desembrague el diafragma deja de aplicar carga sobre el plato, para poder interrumpir la transmisión de par es necesario que el plato “libere” el disco. De esta misión se encarga la unión plato – carcasa (Figura 3.10) [1].

La unión entre el plato de presión, en la zona de las orejetas, y de la carcasa, en el puente, se realiza mediante tirantes de acero de entre 0,5 y 0,7 mm de espesor. Generalmente se suelen utilizar entre 3 y 4 tirantes, pero hay que realizar un cálculo preciso para poder asegurar el levantamiento del plato.

Las funciones principales de esta unión son las siguientes:

- Desplazar el plato hacia el desembrague sin que se pierda el contacto entre el diafragma y el cordón.
- Permitir la posición correcta del plato de presión respecto al eje del embrague.
- Permitir el desplazamiento del plato hacia el desgaste.

Los tirantes inicialmente se encuentran montados con una determinada flecha, como se puede observar en la figura 3.10.

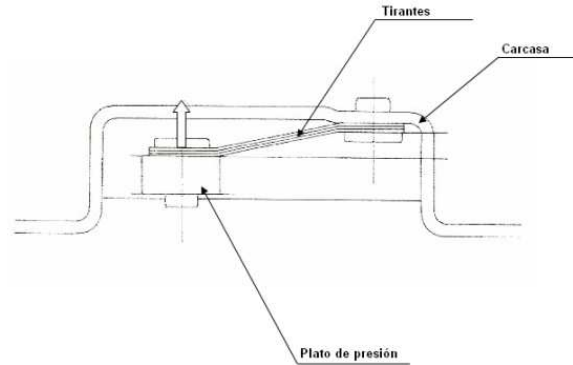


Figura 3.10. Unión plato-carcasa

Es importante destacar que el plato, además del desplazamiento axial señalado (tanto hacia el desgaste como hacia el desembrague), tiene que efectuar pequeñas rotaciones (Fig. 3.11) sobre su propio eje, los tirantes son inextensibles y se conserva su longitud.

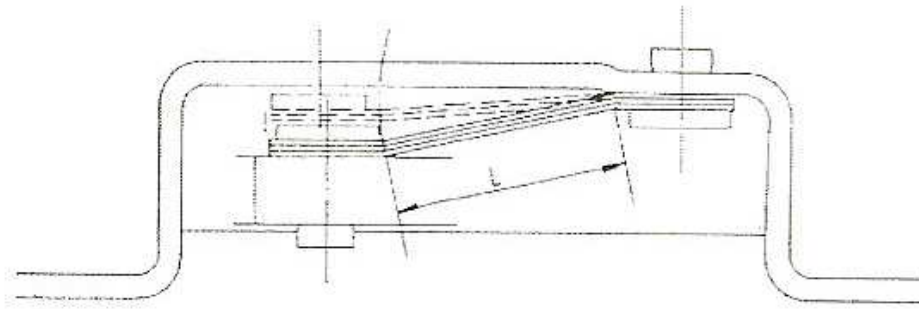


Figura 3.11. Rotación de los tirantes

Los tirantes (Figura 3.12) van remachados por sus extremos a la carcasa y al plato, el remachado debe reunir los siguientes requisitos:

- Dotar al plato de una posición estable, concéntrica con el embrague.
- Permitir el movimiento helicoidal (rotación) del plato.

En la práctica esto se controla midiendo el par de remachado de los tirantes, que deberá encontrarse dentro de un valor máximo y mínimo.

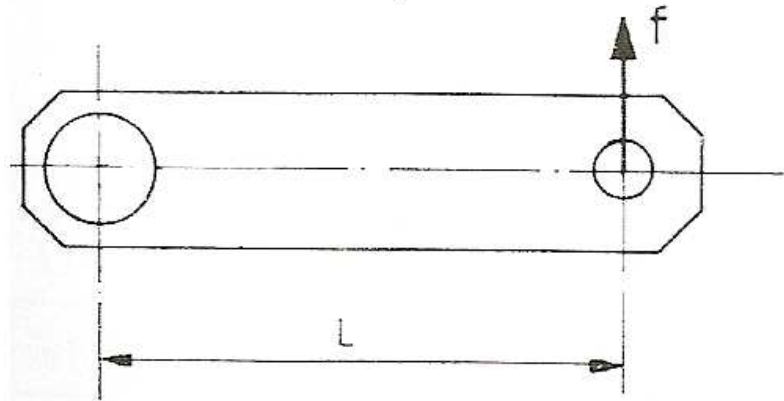


Figura 3.12: Tirante

3.1.2.5. Unión carcasa-diafragma

La unión entre la carcasa y el diafragma se realiza mediante dos fulcros de reacción, que realizan el apoyo necesario para el movimiento del diafragma, tanto en la operación de embrague como en la de desembrague [1].

De esta forma, se debe analizar por separado cada uno de los estados (embragado y desembragado), para conocer perfectamente el funcionamiento de esta unión, vital para el correcto funcionamiento del embrague.

En la posición de desembrague (Figura 3.13), el cojinete está realizando una fuerza sobre el diafragma, este bascula respecto al fulcro y libera el plato. El fulcro interior es el que soporta la reacción y permite el movimiento.

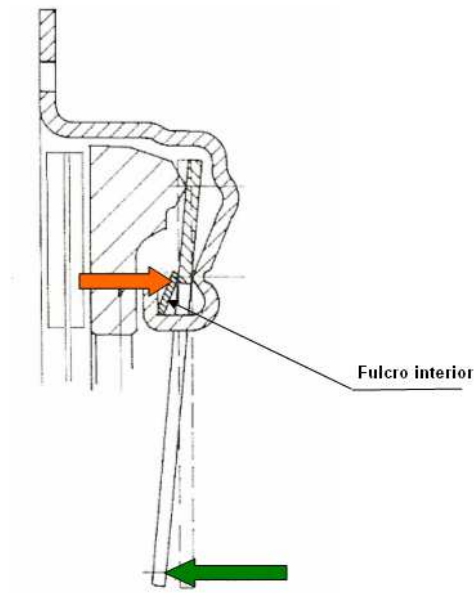


Figura 3.13. Posición de desembrague

Cuando está embragado (Figura 3.14), el plato se encuentra presionando el plato por la acción del diafragma, de esta forma, el fulcro superior es el que articula el movimiento y sirve de apoyo.

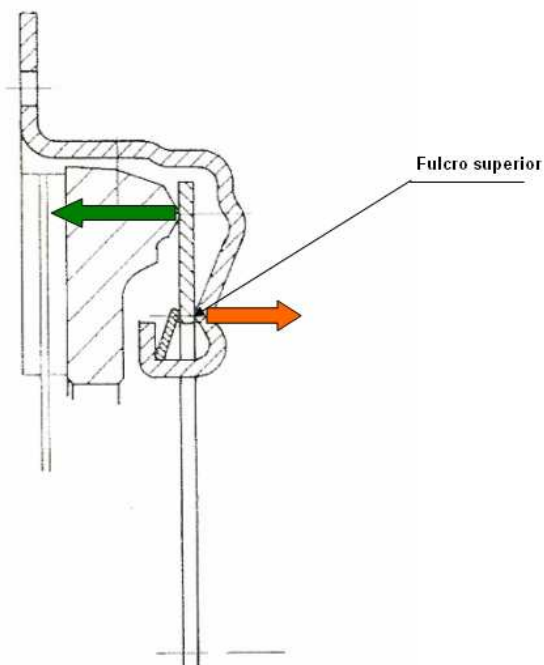


Figura 3.14. Posición de embrague.

El sistema de unión entre la carcasa y el diafragma ha ido evolucionando. Esta evolución es la que ha generado la aparición de las diferentes tecnologías de conjuntos.

3.1.3. Tecnologías del conjunto de presión

En esta sección se detallan las tecnologías de conjunto que actualmente se utilizan, algunas datan de las décadas de los 70-80 pero siguen aplicándose en una gran cantidad de modelos de vehículos [1].

Los cuatro grandes tipos que se van a exponer son:

- Tecnología DBR.
- Tecnología CP.
- Tecnología DBC.
- Tecnología DT.

3.1.3.1. Tecnología DBR

La tecnología DBR, que se comienza a emplear en los años 70, cambia la geometría de la articulación y el sistema de levantamiento de plato con relación a la tecnología anterior DB.

El plato se modifica y aparece el cordón del plato, asimismo, también se comienza a utilizar los remaches delta como remaches separadores (Figura 3.15).

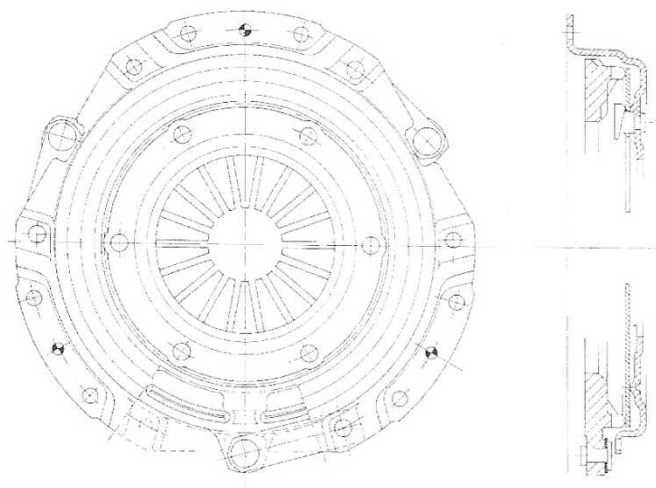


Figura 3.15: Tecnología DBR

Con el conformado de la carcasa en su proceso de embutición se consigue el apoyo superior del diafragma.

El apoyo inferior del diafragma (Figura 3.16), de reacción al desembrague, lo realizan los remaches delta. Su cabeza tiene una planta triangular con base modificada en arco de circunferencia; línea sobre la que bascula el diafragma en el movimiento de desembrague. El radio de dicho arco coincide con el radio del cordón de la carcasa al realizarse el montaje carcasa/diafragma/remaches delta.

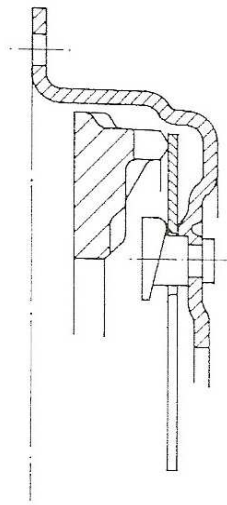


Figura 3.16. Apoyos tecnología DBR.

En la carcasa se montan seis o nueve remaches separadores, consiguiéndose un apoyo de desembrague de otros tantos seis o nueve arcos de circunferencia, por tanto, un apoyo discontinuo.

El ajuste en el montaje queda controlado por la dimensión del cuerpo del remache delta, resultando en la tecnología DB, con posiciones de holgura y posiciones de aprieto.

El sistema de levantamiento del plato lo garantizan los paquetes de tirantes. Estos se montan en posición forzada para tirar siempre del plato hacia el diafragma, esta es la primera tecnología en la que se empieza a utilizar este método para conseguir el levantamiento del plato.

Los principales defectos de la tecnología DBR que hicieron necesario su cambio por la tecnología CP, son los siguientes:

- Apoyo discontinuo en la reacción del diafragma al desembrague.

- Ajuste indeterminado en la articulación del diafragma (de holgura a aprieto).
- Montaje complicado con difícil robotización (seis o nueve remaches separadores con montaje orientado).

3.1.3.2. Tecnología CP

La tecnología CP (Figura 3.17) se comienza a utilizar en los años 80, varía con relación a la DBR en la concepción de la articulación del diafragma y en el aumento de la zona de contacto entre el diafragma y el cojinete de desembrague. Es la tecnología más utilizada actualmente.

El montaje carcasa/diafragma se basa en el principio de ajuste elástico, y por primera vez el ajuste de la articulación está determinado entre valores concretos de control.

El diafragma va situado entre el cordón del plato y el anillo de apoyo; el montaje queda completado al plegar las patillas de la carcasa en posición adecuada consiguiéndose el punto para la reacción del desembrague.

El anillo de apoyo es en realidad una arandela Belleville que en posición de montaje ajusta al diafragma contra el cordón de la carcasa con una carga controlada, que, evidentemente, siempre es superior a la fuerza que ejerce el diafragma en el movimiento de desembrague.

El montaje del CP queda muy simplificado con relación al DBR. La carcasa a través de sus patillas asume el cierre del montaje que anteriormente realizaban los remaches delta.

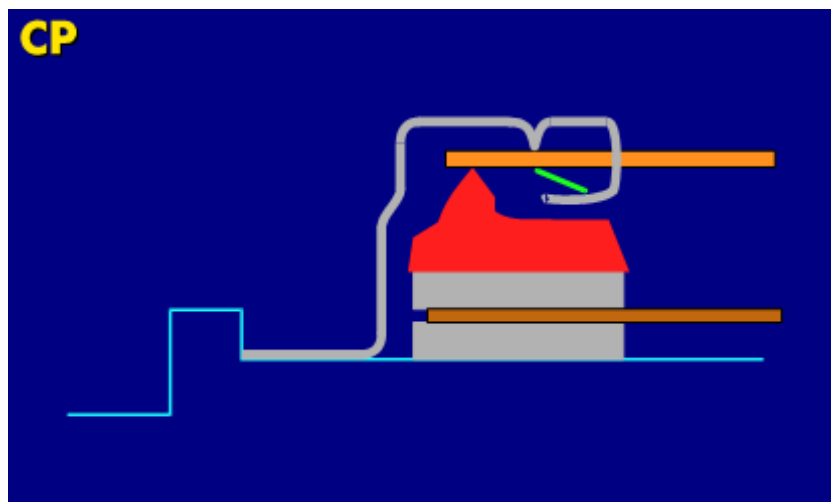


Figura 3.17. Tecnología CP

La zona de contacto del diafragma con el cojinete de desembrague es rediseñada con el objeto de aumentar la superficie de contacto (Figura 3.18), de esta forma surgen los diafragmas de dedos ensanchados.

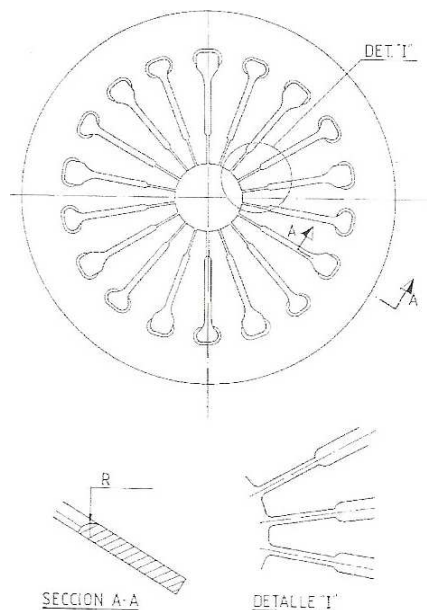


Fig. 3.18. Dedos ensanchados

Las ventajas que aporta la tecnología CP son:

- Apoyo continuo en la reacción del diafragma al desembrague.
- El ajuste que se realiza en la articulación está determinado y controlado, se consigue limitar los roces a valores prefijados y eliminar las pérdidas de carrera de desembrague debidas a las holguras.
- Aumento de la zona de contacto diafragma cojinete, lo que limita en gran medida el desgaste de dicha zona.

3.1.3.3. Tecnología DBC

Esta tecnología también aparece en los 80. La articulación en los DBC se basa en el mismo principio de ajuste elástico que la CP, pero su concepción es más robusta.

Su utilización está limitada al alto de gama de conjuntos de turismo, en aquellas aplicaciones en que la resistencia de la articulación del CP resulta insuficiente (Figura 3.19).

Son aplicaciones de conjuntos de diámetros entre 215 y 242 con grandes cargas en plato y en desembrague.

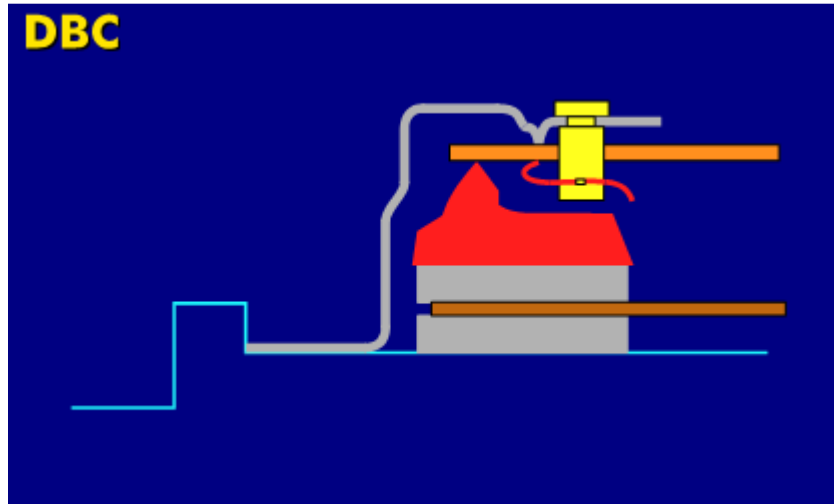


Figura 3.19. Tecnología DBC

En la articulación DBC el apoyo superior del diafragma va realizado por conformado de chapa de la carcasa, mientras que el apoyo inferior de reacción al desembrague lo realiza un anillo de geometría especial embutido en chapa de acero.

El montaje queda asegurado mediante nueve remaches separadores, que van fijados por cada extremo a carcasa y anillo.

La geometría del anillo le confiere una cierta elasticidad en torno al punto de contacto con el diafragma; siendo, sin embargo, el montaje muy robusto con relación a la fuerza de reacción.

La articulación DBC es, por tanto, del tipo de ajuste controlado sin holguras. Sus principales cualidades son:

- Robustez.
- Ajuste en articulación sin holgura.

3.1.3.4. Tecnología DT

La tecnología DT se comienza a emplear a finales de la década de los 80, supone un cambio global en la concepción de los conjuntos de presión; supone también un cambio en la forma de actuación del mando del embrague en los vehículos.

Hasta la aparición de esta tecnología, la forma de actuar del mando era empujando, es decir, presionando sobre el conjunto. En los embragues DT la forma de actuar es tirando sobre el conjunto.

En un conjunto DT, la articulación carcasa/diafragma se realiza por el diámetro exterior de este, mientras que el contacto diafragma/plato de presión se realiza por su interior; como corresponde con el cambio de geometría (Figura 3.20).

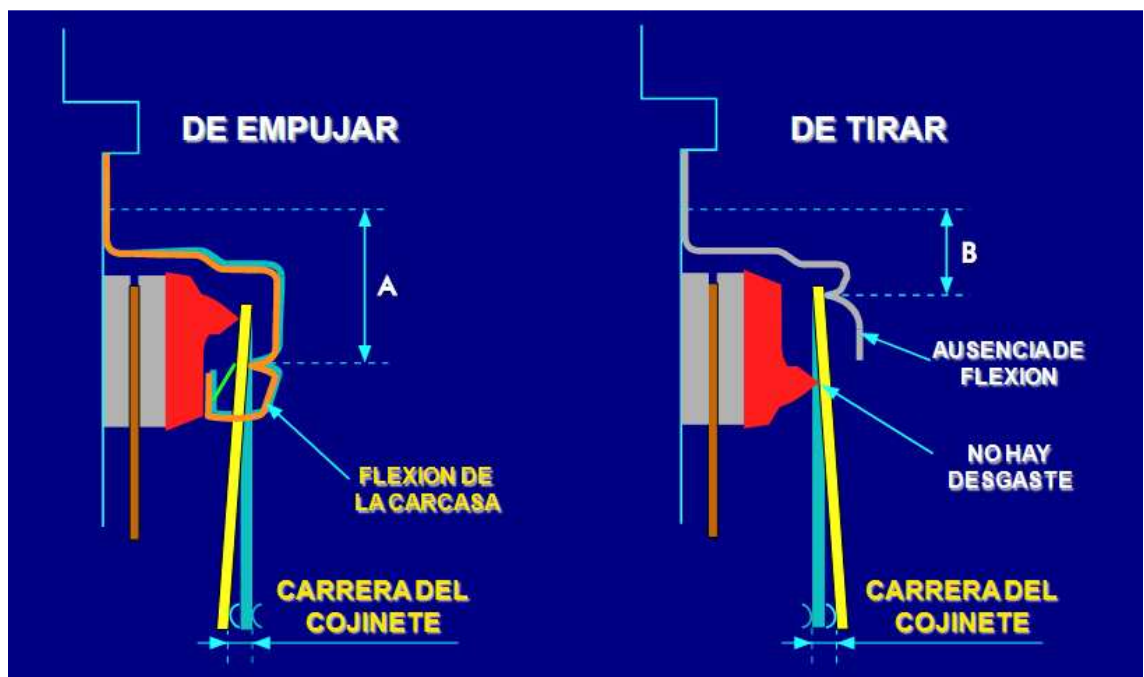


Figura 3.20. Tecnología de tirar vs empujar

La reacción de contacto diafragma/carcasa tiene el mismo sentido en posición de embragado, y siempre presionando el diafragma sobre el cordón de la carcasa, lo que supone una gran ventaja pues suprime el concepto la posibilidad de holguras en la articulación. Además, al presionar sobre la carcasa siempre en el mismo sentido, la deformación elástica que se produce en ésta también es siempre en el mismo sentido, lo que supone otra gran ventaja adicional.

Con la tecnología DT se introduce el concepto de plato autoventilados. Se dota a los platos de presión de pequeños nervios en forma de alabes (Figura 3.21), que aumentan la superficie de disipación térmica e impulsan el aire, consiguiéndose un aumento de la ventilación. Además, estos conjuntos van dotados de un sistema antiflexión de los tirantes, que entra en actuación al superarse la carrera de desgaste prevista del plato, manteniendo el conjunto en posición de stock.

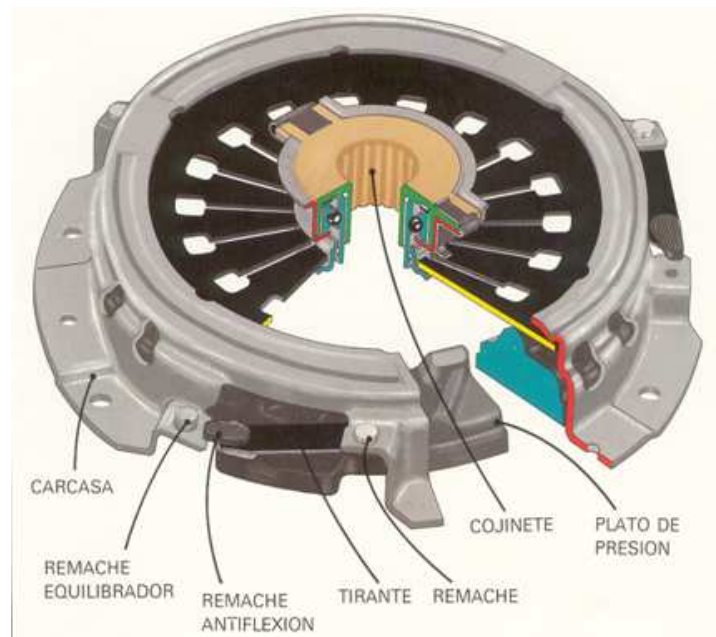


Figura 3.21: Tecnología DT

Los conjuntos DT aportan:

- Mayor rendimiento, se produce en una disminución de la carga de desembrague.
- Mayor capacidad de carga, lo que se traduce en una mayor capacidad de transmitir el par.
- Simplicidad, que hace aumentar la fiabilidad.

3.1.4. Curvas del conjunto de presión

En este apartado se van a detallar las curvas que definen un conjunto de presión. Estas curvas son la curva de carga en plato, la de carga en cojinete y la de levantamiento.

3.1.4.1. Curva de carga en plato

La curva de carga en plato de un conjunto (Figura 3.22) es similar a la curva del diafragma del conjunto, ya que este es el único elemento móvil.

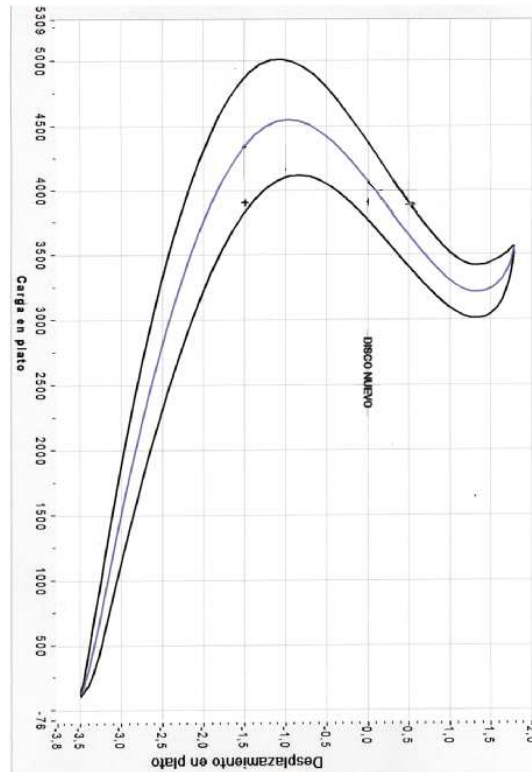


Figura 3.22. Curva de carga en plato

El roce que se produce entre el diafragma y la carcasa es lo que produce la histéresis que se observa en la gráfica.

3.1.4.2. Curva de carga en cojinete

La curva de carga sobre el cojinete representa la carga necesaria para desembragar en función del recorrido del cojinete.

En la curva de carga en cojinete (Figura 3.23) se representan la posición correspondiente a la posición inicial del plato (embrague a nuevo), y la posición en la que se alcanza el valor máximo de carga de desembrague (embrague a desgaste).

3.1.4.3. Curva de levantamiento

En la curva de levantamiento del plato se representa su desplazamiento hacia el desembrague en función del recorrido del cojinete.

Al comenzar la acción del desembrague hay una cierta carrera del cojinete que se utiliza para vencer la flexibilidad de los dedos del diafragma (flexión de dedos) y absorber las holguras en las articulaciones, este fenómeno es llamado el retraso del cojinete, en la gráfica aparece como una zona no lineal al principio de la carrera.

Al igual que en la carga de cojinete también se representan dos curvas, la de embrague a nuevo y a desgaste.

Generalmente las curvas de levantamiento y de carga en cojinete se representan en la misma gráfica (Figura 3.23).

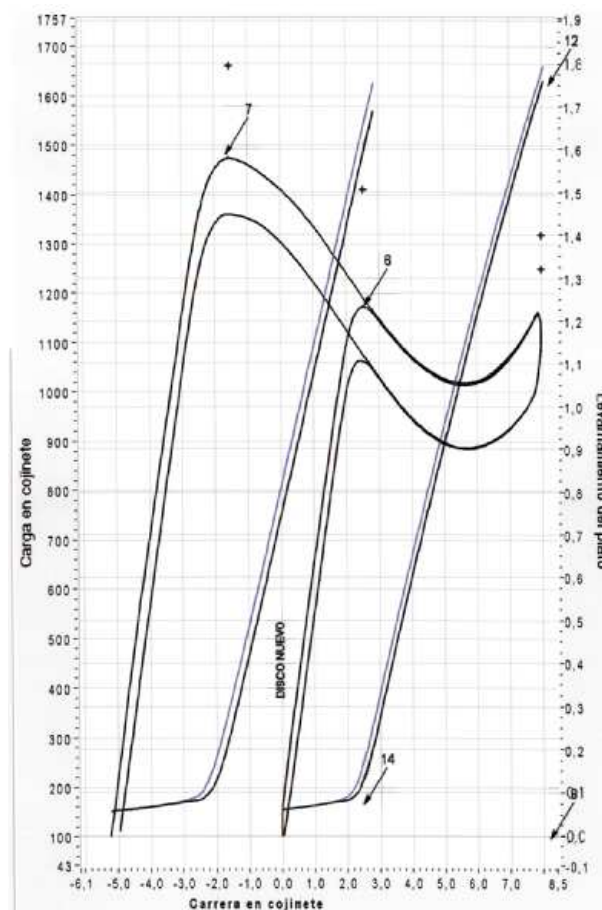


Figura 3.23. Curva de carga en cojinete y de levantamiento

3.2 El disco de embrague

El disco de embrague es el elemento que recibe la carga por parte del plato de presión y la transmite hacia la caja de cambios, cuando se produce el desembrague. Esta transmisión del par debe realizarla de una forma progresiva, para proporcionar una sensación agradable en la conducción y para evitar en gran medida el desgaste prematuro de los forros.

Cuando el embrague está embragado, el disco dispone de una función muy importante también, que es la de amortiguar y filtrar las irregularidades del flujo de par que viene del motor. Esta capacidad amortiguadora del disco depende fundamentalmente de su rozamiento interno, histéresis, y de su rigidez torsional.

Las nuevas exigencias de los modelos de automóviles, como pueden ser, el aumento del par motor, la disminución del espacio en el que se aloja el embrague, la reducción del peso de todos los elementos,... etc. Ha llevado a los diseñadores a desarrollar discos de embrague con nuevas generaciones de materiales de fricción, que tienen coeficientes de rozamientos más altos y más estables y sin amianto en su composición.

Asimismo la función amortiguadora del embrague también ha sufrido notables mejoras debido a todos estos nuevos requerimientos, como han podido ser, la aparición de las dos etapas de amortiguación o el aumento de la elasticidad torsional y del ángulo en la fase del amortiguador principal.

En esta sección se analizarán las funciones principales del disco de embrague, también se realiza un análisis detallado de los diferentes elementos que conforman el disco y se estudian los tipos de discos de embrague que actualmente se utilizan en los vehículos automóviles tipo turismo.

3.2.1. Funciones principales

Como ya se ha comentado en la introducción, las funciones principales del embrague son fundamentalmente tres:

- La **amortiguación** de las vibraciones torsionales que provienen del motor.
- La **modulación de las arrancadas y las frenadas**, haciéndolas progresivas y sobretodo suaves.
- La **transmisión del par motor**.

En esta sección se detallan cada una de las partes que componen un disco de embrague y en ellas se analiza en profundidad como el disco lleva a cabo todas las funciones anteriormente descritas.

3.2.2. Esquema del disco de embrague

El disco de embrague está compuesto generalmente por (Figura 3.24):

1. Los forros de fricción.
2. El sistema de progresividad.
3. El sistema de amortiguación, cabe destacar que no todos los discos disponen de este sistema, a los que no lo utilizan se les denomina discos rígidos.

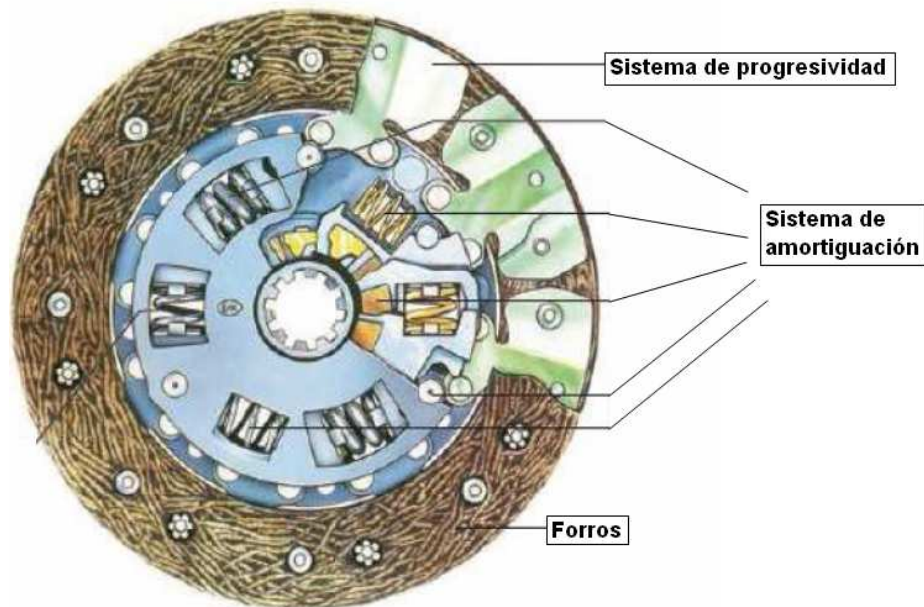


Figura 3.24. Disco de embrague

3.2.2.1. El forro de fricción

El forro de fricción (Figura 3.25) geoméricamente es una corona circular que se une mediante remaches al sistema de progresividad del disco, concretamente a la chapa de conducción.

Los discos de embrague disponen de dos forros de fricción, uno situado en contacto con el plato de presión, y el otro con la cara de fricción del volante motor.

El espesor del forro es una de las características determinantes del mismo, ya que variándolo se pueden obtener diferentes “espesores bajo carga”, que es uno de los parámetros más determinantes a la hora de definir el sistema de progresividad de un disco.

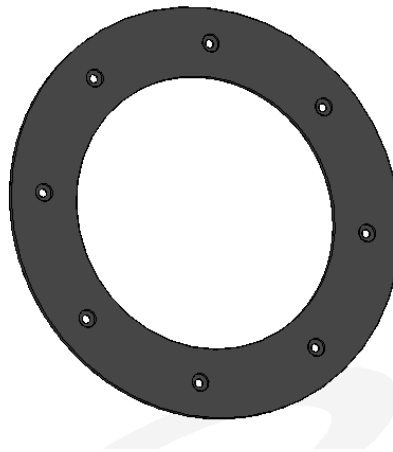


Figura 3.25: Forro de fricción

El material que se emplea para estos forros es un material orgánico, ya sin amianto, y con las calidades: F410, F810 y la nueva F510 que tiene unas características en cuanto a coeficiente de rozamiento similar a los anteriores ($\mu=0,3$) pero ofrece un desgaste mucho menor.

Las características que tienen que cumplir estos materiales son:

- Coeficiente de rozamiento elevado y estable.
- Alta resistencia a la temperatura (400 °C).
- Resistencia al desgaste.
- Resistencia mecánica, fundamentalmente a la centrifugación.

3.2.2.2. El sistema de progresividad

El sistema de progresividad (Figura 3.26) es el que se encarga de que las arrancadas se realicen de una forma progresiva y suave. Este sistema está formado por:

- a. La chapa de conducción
- b. La unión chapa de conducción- forro.

El disco en su estado libre tiene un espesor que se reduce cuando este se encuentre prensado entre el plato de presión y la cara de fricción del volante de inercia (espesor bajo carga), esta disminución del espesor debe ser elástica y progresiva.

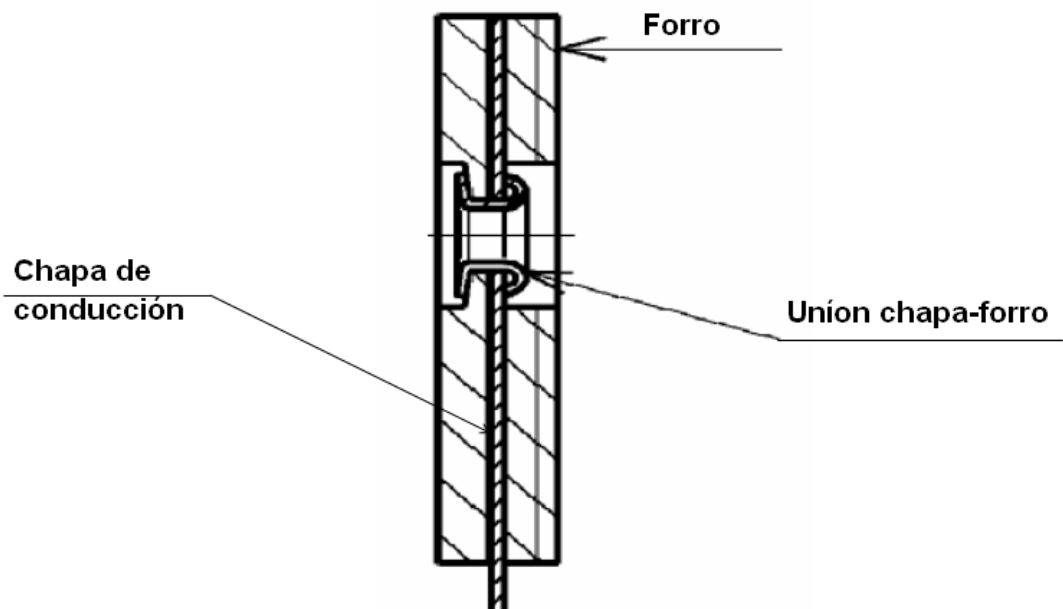


Figura 3.26: Sistema de progresividad.

a. La chapa de conducción

La chapa de conducción es la que realmente aporta la progresividad y elasticidad al sistema con sus ondulaciones. En la chapa van montados los dos forros de fricción.

Dispone de dos zonas bien diferenciadas:

- La zona de unión con los forros, que es la parte elástica de la chapa de conducción y que será la que suministre la progresividad del disco. A esta zona se le denomina generalmente “pala” receptora de par. Estas palas son las que

tienen la ondulación para proveer la progresividad y disponen de los taladros para realizar el amarre con los forros.

Estas palas pueden presentar una progresividad bidireccional (Figura 3.27), denominadas tipo DENTEL, o unidireccional denominadas tipo DRAPO.

La diferencia entre ambos tipos es que en la pala bidireccional, cuando se comprime el disco, se desplazan los dos forros hacia la chapa de conducción.

Sin embargo, si la pala es unidireccional solo el forro del lado embrague es el que se desplaza hacia la chapa. En la figura 3.27 se aprecia con claridad esta diferencia.

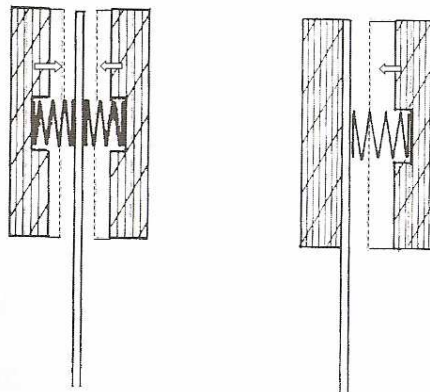


Figura 3.27: Progresividad bidireccional – unidireccional

- La zona de unión con el sistema amortiguador (Figura 3.28) es la zona interior y plana. Dispone de recortes y ventanas donde se alojan los muelles del sistema amortiguador y también dispone de 3 taladros para realiza la unión con este.

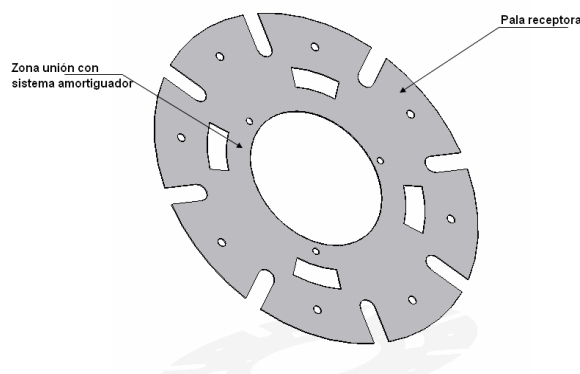


Figura 3.28: Chapa de conducción

b. La unión chapa de conducción - forros

Generalmente la unión chapa de conducción – forros se realiza mediante remachado (Figura 3.29). Esta unión debe ser capaz de permitir el desplazamiento axial cuando el disco está bajo carga y mantener los forros en la posición adecuada para poder transmitir correctamente el par.

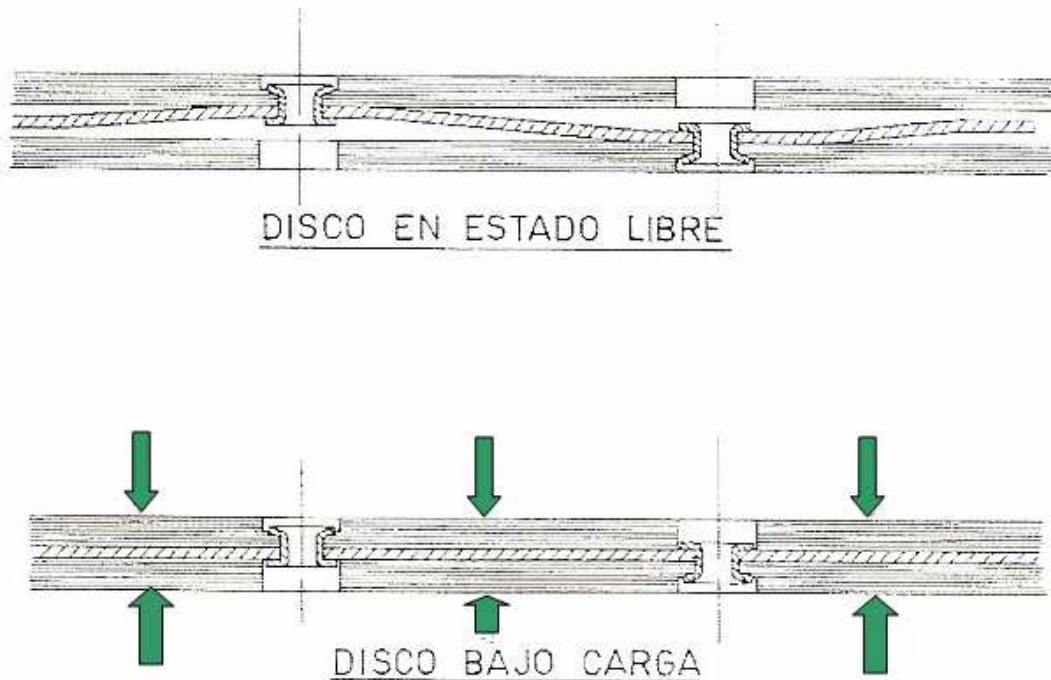


Figura 3.29: Unión chapa de conducción – forro.

3.2.2.3. El sistema de amortiguación

El disco dispone de dos dispositivos que son capaces de realizar la amortiguación de las vibraciones torsionales que genera el motor. Estos dispositivos son:

- a. Sistema elástico torsional, cuyas características necesariamente deben de ser rigidez torsional (N/grado), giro total y par máximo.
- b. Sistema de histéresis torsional, que depende del pare de roce interno (Nm).

El sistema de amortiguación de un disco combina estos dos sistemas, que se van a estudiar por separado.

a. Sistema elástico torsional

Este sistema dispone de dos partes, la parte conducida y la parte conductora. La parte conducida es arrastrada mediante los muelles del amortiguador que están interpuestos entre ambos sistemas.

El flujo de par se transmite desde los forros hacia la chapa de conducción y a través de la chapa pasa hacia la zona conducida mediante los muelles.

- PARTE CONDUCTORA

La parte conductora está formada por los forros, la chapa de conducción y por las tapas. Estas tapas están unidas a la chapa de conducción mediante remaches separadores (Figura 3.30).

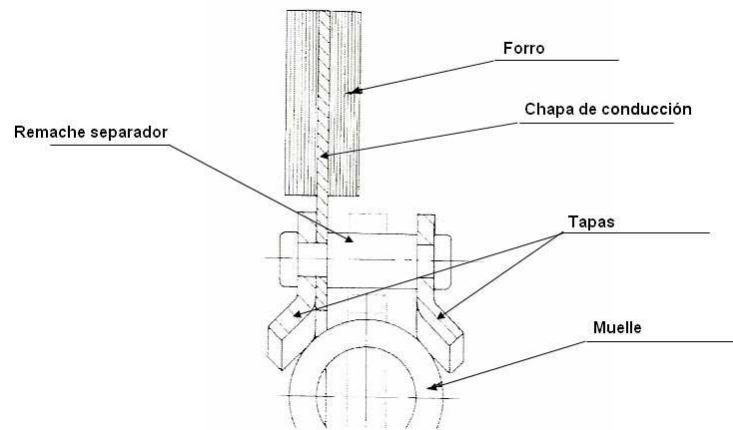


Figura 3.30. Parte conductora

Las tapas presentan por una parte taladros para realizar el remachado con la chapa de conducción, generalmente tres, y también dispone de unas ventanas en las que se alojarán los muelles.

Los resortes quedan alojados en estas ventanas tanto axialmente (sujeción lateral), como radialmente (fuerzas centrífugas). Estas tapas se fabrican por embutición de chapa de acero.

Los remaches separadores se encargan de realizar la unión entre las tapas y la chapa de conducción y además limitan el ángulo de giro del amortiguador.

Los muelles enlazan de una forma elástica la parte conducida y conductora del disco. Su rigidez, el número de ellos que estén activos y el radio en el que se dispongan definirán la rigidez del sistema amortiguador.

-PARTE CONDUcida

La parte conducida está formada por el ala y el cubo (Figura 3.31). El ala es una pieza plana de acero que dispone de ventanas donde se alojarán los muelles y unos recortes denominados uñetas para los remaches separadores.

Dependiendo de la geometría y la distribución de las ventanas se obtienen diferentes curvas de amortiguación, ya que se pueden hacer trabajar todos los muelles al mismo tiempo o por grupos. Cada nuevo grupo de muelles activo genera en la gráfica un nuevo escalón.

El ala va unida rígidamente al cubo, este dispone del estriado adecuado para ajustar con el eje de entrada a la caja de cambios.

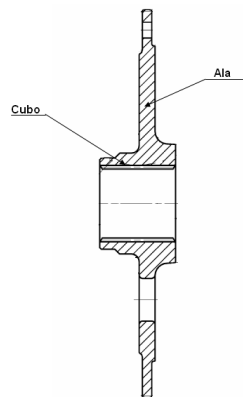


Figura 3.31. Subconjunto ala-cubo

b. Sistema de histéresis

La histéresis, en este caso, es el rozamiento que se produce entre la parte conducida y la conductora, este rozamiento está controlado y es el que determinará la histéresis final del disco.

El sistema de histéresis que generalmente se emplea, consta de un elemento de carga (arandela Belleville) y un elemento de roce (Figura 3.32). A partir de la carga y del material de roce interpuesto se consigue el valor de la histéresis.

La arandela es la que proporcionará la carga mientras que el casquillo, también denominado palier, y la arandela de tetones, que van unidas en giro a la parte conductora, rozan sobre la superficie del ala. En la figura 3.32 se aprecia este sistema de histéresis.

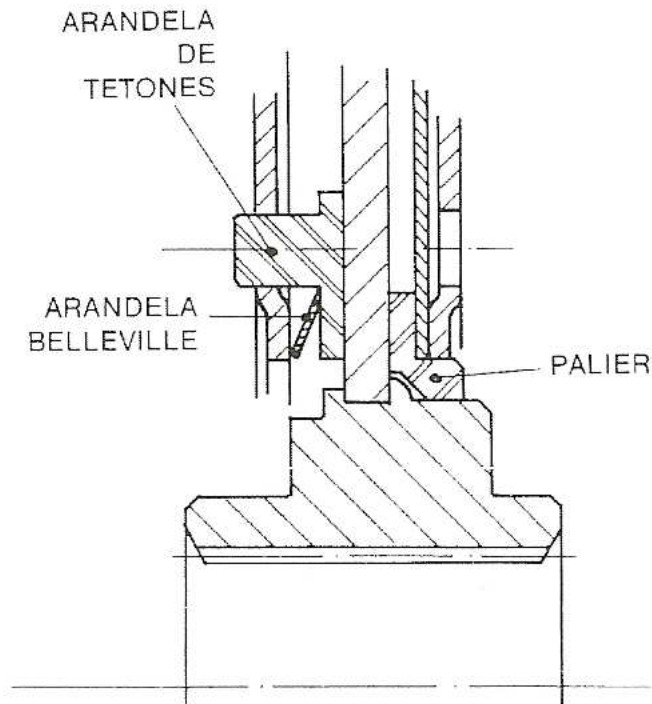


Figura 3.32. Sistema de histéresis

En la gráfica de amortiguación se representa la variación del par transmitido en función del giro angular del amortiguador.

3.2.3. Discos preamortiguados

Para amortiguar las vibraciones que genera el motor en marcha, vibraciones de alta frecuencia y amplitud, se instala el amortiguador principal del disco.

Cuando el motor se encuentra en ralentí, genera unas vibraciones distintas, de más baja amplitud y frecuencia que el disco debe también absorber.

Por este motivo se han desarrollado los discos preamortiguados, en los que al ya conocido sistema de amortiguación se le añade otro sistema extra que filtra estas vibraciones del motor a bajas vueltas.

En un disco preamortiguado (Figura 3.33) el ala no va unida solidariamente al cubo sino que presenta un dentado en su diámetro interior, que se corresponde con un dentado existente en el diámetro exterior del cubo. Ambos dentados están diseñados para permitir un giro entre el ala y el cubo, que se corresponderá al giro del preamortiguador, este giro se interrumpe por el contacto de los flancos de dicho dentado y comienza a actuar en ese momento el amortiguador principal.

Se interpone a su vez, entre cubo y ala los resortes que en este caso nos darán la rigidez torsional del preamortiguador.

El sistema queda completo al poseer su propio sistema de histéresis.

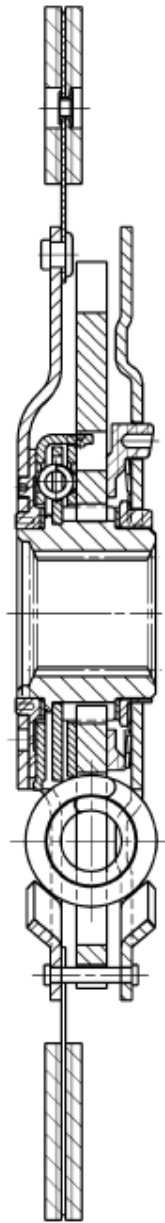


Figura 3.33. Disco preamortiguado.

3.2.4. Curvas del disco de embrague

Dos son fundamentalmente las curvas características del disco de embrague, la curva de progresividad y la curva de amortiguación.

3.2.4.1. Curva de progresividad

La curva de progresividad (Figura 3.34) representa la variación de carga necesaria para prensar el disco en función de la variación del espesor de este.

Un valor importante en esta curva es el valor de la liberación del disco, este valor hace referencia al desplazamiento necesario que hay que llevar a cabo en el disco para pasar de la posición del disco en “espesor bajo carga” a la posición de disco libre.

De tal forma que, el levantamiento mínimo del plato siempre tiene que ser mayor que la liberación del disco para poder interrumpir la cadena de transmisión de par.

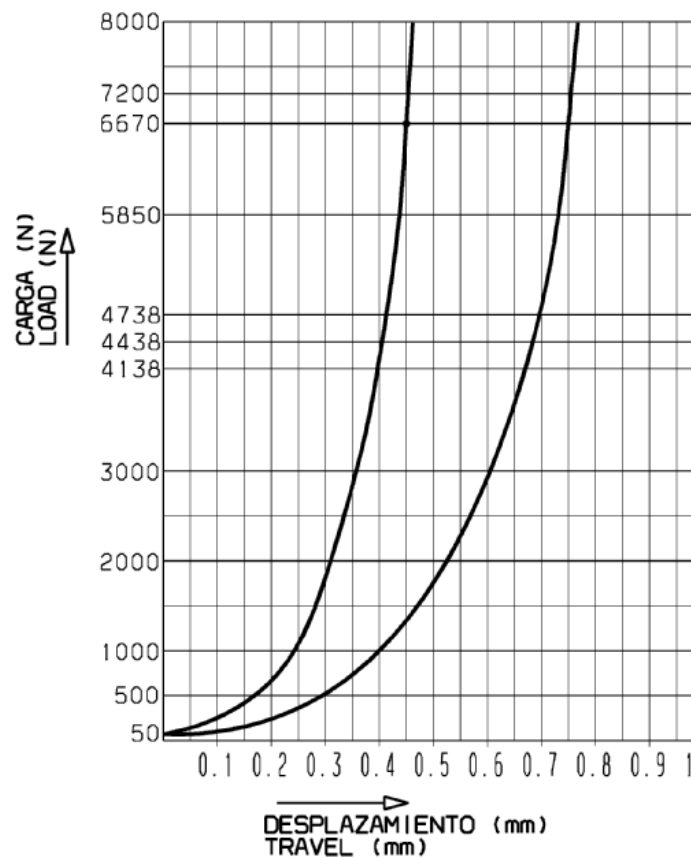


Figura 3.34. Curva de progresividad

3.2.4.2. Curva de amortiguación

En la grafica de amortiguación (Figura 3.35) se representa la variación del par transmitido en función del ángulo girado por el amortiguador.

Se consideran dos sentidos de amortiguación:

- Directo con pares positivos, cuando el motor impulsa la marcha del vehículo.
- Retro con pares negativos, cuando el motor retiene la marcha del vehículo.

La doble línea que se observa en la figura 3.35 siguiente indica la amortiguación de un ciclo completo.

La diferencia entre el para a la ida y a la vuelta para un determinado valor de ángulo, es lo que proporciona el valor de la histéresis.

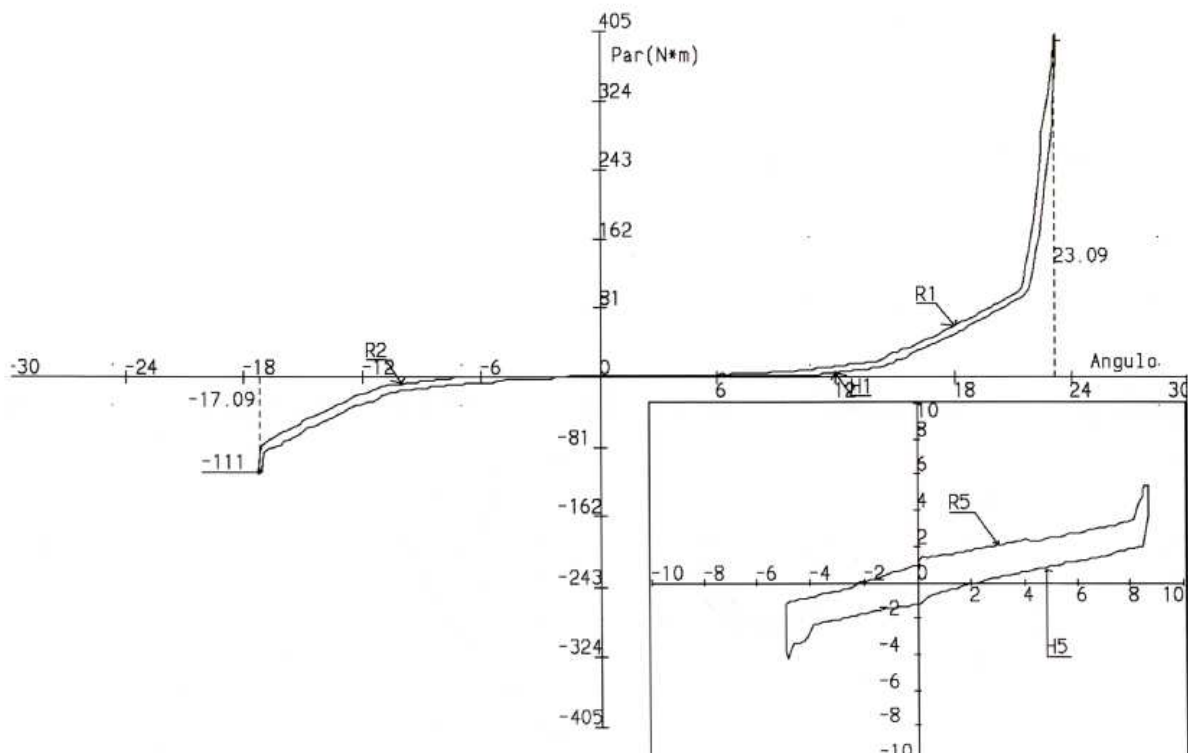


Figura 3.35. Curva de amortiguación (incluido preamortiguador).

3.2.5. Tipos de tecnologías de discos

Existen principalmente tres tecnologías de disco de embrague para los turismos. Es importante conocer las principales características de cada una de ellas para poder elegir, posteriormente en el diseño, cual es la idónea para cada vehículo.

3.2.5.1. Disco A

El disco tipo A (Figura 3.36) se utiliza en vehículos que poseen un par motor de hasta 150 N·m. Dispone de un sistema de amortiguación (incluyendo preamortiguación) y un sistema de progresividad.

Una de las características más relevantes de este tipo de discos es su gran giro, lo que le permite realizar una primera etapa larga de muy baja rigidez torsional sin penalizar el par máximo. Puede alcanzar un valor de giro de 11° y un par máximo de 169 N·m.

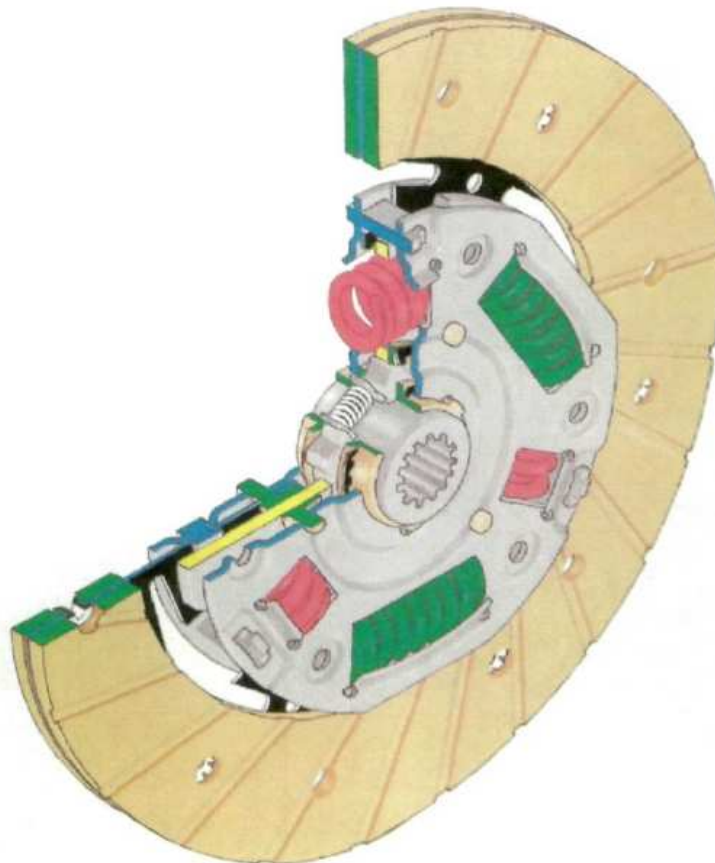


Figura 3.36. El disco tipo A

El valor de histéresis típico es de 8 N·m, pero puede ser ajustado para cada aplicación mediante las arandelas de carga que se utilicen.

También es importante destacar en cuanto a la progresividad, el uso de un sistema bidireccional con una liberación máxima de 1,2 mm.

El sistema de preamortiguacion ofrece un angulo de 7° en directo y 3° en retro con una histéresis de 0,1 N·m.

3.2.5.2. Disco K

El disco K (Figura 3.37) dispone de un sistema de amortiguación torsional y de preamortiguación que permite filtrar las vibraciones en cualquier régimen del motor, así como el correspondiente sistema de progresividad para realizar de manera adecuada las arrancadas.

Se utiliza en vehículos con pares motores de hasta 300 N·m.

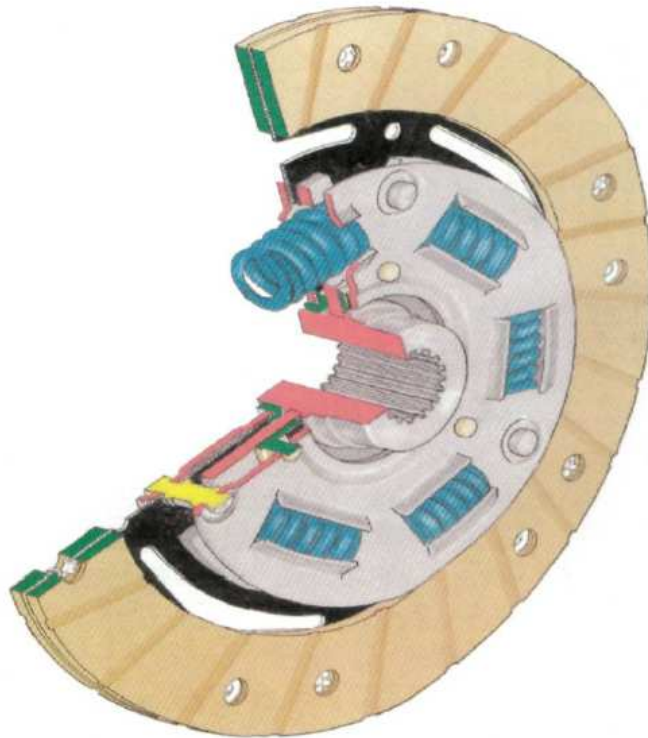


Figura 3.37. El disco tipo K

Permite un giro de 6° tanto en directo como en retro, pudiendo alcanzar un par máximo de 314 N·m. La histerésis se puede regular en función de los valores que se necesiten, los valores típicos son los comprendidos entre: 2-8 N·m y 6-14 N·m.

En cuanto a la progresividad, dispone de un sistema bidireccional con una liberación máxima de 1,3 mm.

El preamortiguador, para la filtración de las vibraciones a bajo régimen de vueltas, dispone de un ángulo de giro comprendido entre: 5° directo/ 3° retro ó 6° directo/ 2° retro.

3.2.5.3. Disco H

El disco H (Figura 3.38) es el más utilizado en aplicaciones de gama baja, debido a su sencillez. No dispone de preamortiguador y sólo puede utilizarse con vehículos de hasta 100 N·m de par máximo.

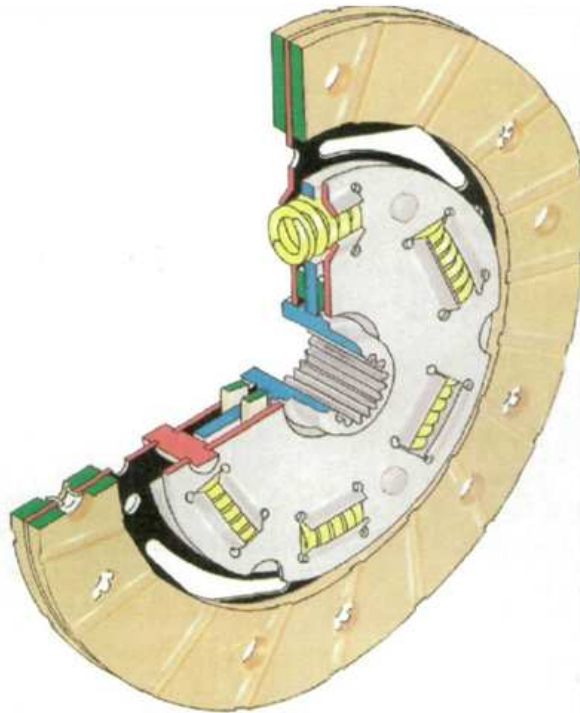


Figura 3.38: El disco tipo H

Permite un ángulo de giro de 5° tanto en directo como en retro y un par máximo de 100 N·m. El valor de la histerésis puede ser ajustado como en los casos anteriores, siendo el valor típico 1,1 N·m.

3.3. El cojinete de embrague

El cojinete es el tercer elemento que forma el embrague mecánico. El cojinete recibe la acción del mando y aplica la carga sobre el diafragma para realizar las operaciones de embrague y desembrague.

La acción del mando debe ser una fuerza deslizante coaxial con el eje del embrague y con un desplazamiento definido para producir el desembrague, esta fuerza debe ser aplicada por el cojinete sobre un elemento que se encuentra en rotación, por tanto, el cojinete debe ser un mecanismo capaz de resolver este doble contacto.

La primera solución que se adoptó fueron los cojinetes de contacto por fricción, en los que todas sus piezas están estáticas en rotación, la siguiente evolución, que es la que se utiliza actualmente, son los cojinetes con rodamiento.

Estos cojinetes por rodamiento han seguido evolucionando para adecuarse a las nuevas exigencias de reducción de peso y tamaño que impone la industria del automóvil.

En este capítulo se analiza el proceso evolutivo de los cojinetes de embrague, y se describe en profundidad el cojinete que actualmente se utiliza en los vehículos automóviles.

3.3.1. Evolución de los cojinetes de embrague

La evolución de los vehículos automóviles ha marcado la evolución de los cojinetes de embrague. En particular ha influido:

- El aumento de la velocidad máxima de rotación del motor.
- El aumento de la frecuencia de uso del embrague, debido al incremento del tráfico rodado.
- La búsqueda en el confort de la conducción, obligando a una optimización en la acción del desembrague.

Además la aparición de los conjuntos de presión tipo DT ha propiciado la aparición de cojinetes de embrague específicos para este tipo de embragues.

En la figura 3.39 se muestra esta evolución:

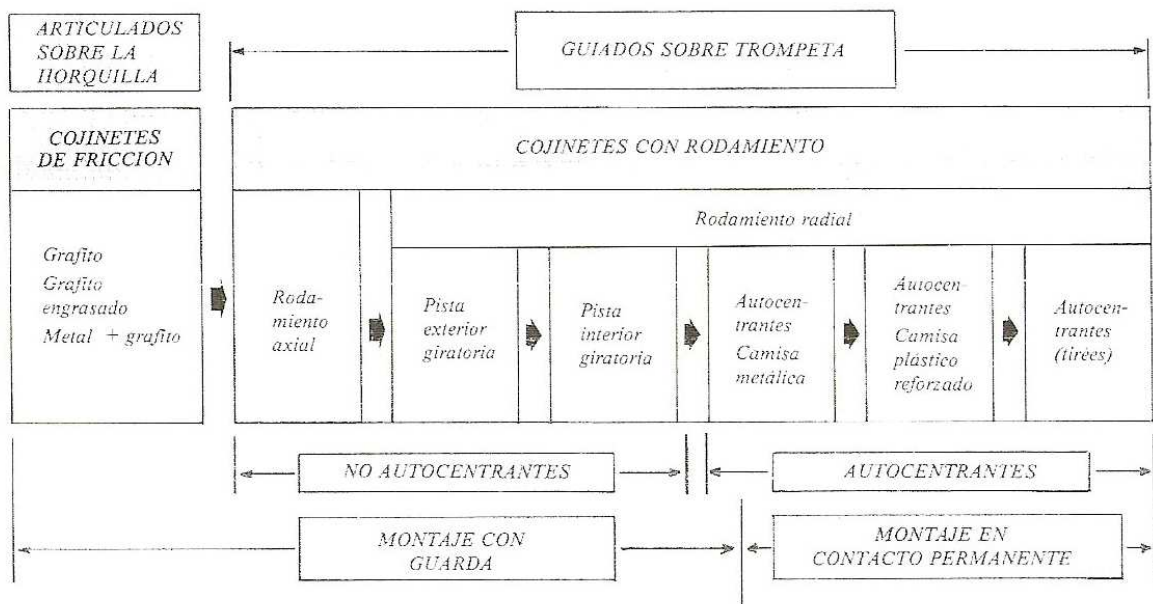


Figura 3.39. Cuadro evolutivo de los cojinetes

A continuación se van a analizar los cojinetes de fricción y los de rodamiento y en el último punto se detallaran las características del cojinete actual.

3.3.2. Cojinete de fricción

Las principales características de este tipo de cojinete (Figura 3.40) son las siguientes:

- El contacto entre el cojinete y el conjunto provoca la fricción entre el platillo de desembrague del conjunto y el anillo de material apto para friccionar del cojinete. El cojinete no gira en ningún momento.
- El cojinete va montado sobre la horquilla articulado en ella.

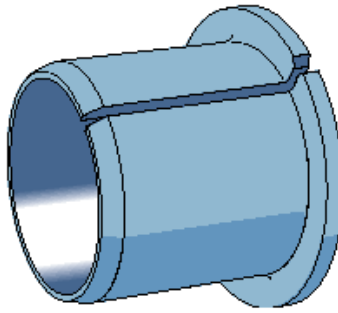


Figura 3.40. Cojinete de fricción (SKF).

Los cojinetes de fricción son bastante sencillos y económicos, ya que simplemente es un anillo y un disco de rozamiento, generalmente de grafito, que va montado en una camisa de fundición, en los extremos de esta camisa se articula y se fija el cojinete a la horquilla.

A pesar de todo esto, presenta importantes inconvenientes que decidieron su abandono en beneficio de los cojinetes con rodamientos:

- Pese al bajo coeficiente de fricción del grafito, el par de frenada aplicado sobre el motor es elevado. Puede incluso hacer que se cale, sobre todo en motores de baja potencia y/o par y operaciones realizadas al ralentí. Esto obliga a disminuir los diámetros exterior e interior del anillo. El montaje de este tipo de cojinetes se denomina con guarda (Figura 3.41) ya que el cojinete va montado a una distancia de 2 a 2,5 mm del anillo de desembrague.
- El segundo gran inconveniente es el rápido desgaste del anillo de grafito; por ello este anillo se fabricaba con un gran espesor. Este desgaste se debe principalmente a la fricción con el anillo de desembrague pero también al efecto de la desalineación que se produce en el accionamiento de la horquilla.

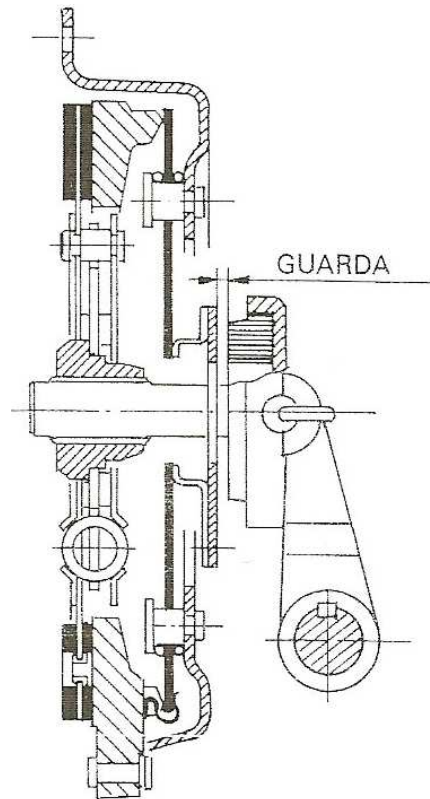


Figura 3.41. Montaje cojinete de fricción

3.3.3. Cojinete de rodamiento

Las características esenciales de este tipo de cojinetes son:

- a. El contacto entre el cojinete y el conjunto de presión se resuelve por rodadura.
- b. El cojinete va guiado por un tubo, denominado usualmente trompeta, que se dispone coaxialmente con el eje del embrague y sobre el que se desliza el cojinete.

Este tipo de cojinetes se compone de un rodamiento que va montado sobre una pieza portadora llamada camisa, que es la que se desliza sobre la trompeta.

El extremo de una pista del rodamiento entrará en contacto con el conjunto de presión y girará al mismo tiempo que éste, la otra pista permanece estática en rotación solidaria al resto del cojinete.

Presenta la gran ventaja de no desgastarse, pero por el contrario, puede conllevar un deterioro del conjunto de presión si no funciona correctamente.

La no coincidencia entre los ejes de giro del rodamiento y del conjunto provocaba esfuerzos cíclicos importantes, este es motivo de la aparición de la trompeta que guía al cojinete coaxialmente con el embrague.

Dentro de los cojinetes de rodamiento, existen dos tipos fundamentalmente, los cojinetes con rodamiento axial y los cojinetes con rodamiento radial.

3.3.3.1. Cojinetes con rodamiento axial

Fueron los primeros en utilizarse, su elección partió de la consideración de que la carga de desembrague es axial pura y de ser geoméricamente muy adaptados para los conjuntos de patillas o de diafragma con anillo de desembrague (Figura 3.42).

Sin embargo pronto fueron desechados, debido a que poseían una mala retención de la grasa, lo que limita su campo de utilización a altas revoluciones. El montaje de este tipo de cojinete se realizaba siempre con guarda.

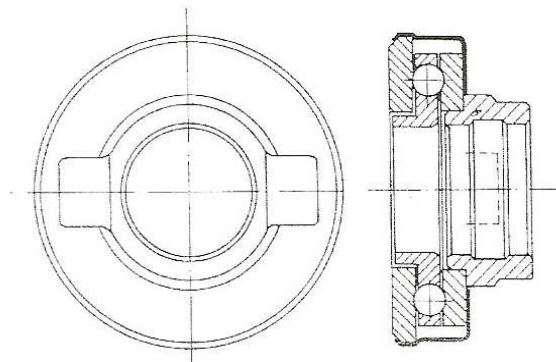


Figura 3.42. Cojinete con rodamiento axial

3.3.3.2. Cojinetes con rodamiento radial

Paso posterior de la evolución fue la sustitución de los rodamientos axiales por rodamientos radiales, que se configuran como los más adaptados y son los que se utilizan en la actualidad.

Estos rodamientos vienen engrasados para toda su vida útil, y portan las consiguientes obturaciones y protecciones para impedir su fuga.

Existen dos disposiciones, según gire la pista interior o la exterior:

- A. Pista exterior giratoria: La pista exterior del rodamiento es la que entra en contacto con el conjunto de presión; en su interior el movimiento de la grasa no es el óptimo: la grasa es arrastrada hacia la pista exterior por la rodadura de las bolas, pero el retorno es dificultado por su centrifugación, pudiendo presentarse problemas de calentamiento por falta de lubricación. Por eso este sistema es el menos empleado actualmente.
- B. Pista interior giratoria: En este tipo de cojinete es la pista interior la que entra en contacto con el diafragma, este sistema es el más adecuado tanto para la correcta distribución de la grasa como para la rotación de la misma. Se consigue un empleo más adecuado de la reserva de grasa y es por tanto el tipo más utilizado.

3.3.4. Tipos de montajes

3.3.4.1. Montaje con guarda

Este tipo de montaje (Figura 3.43) es el que se realiza en los cojinetes de fricción, como ya se ha visto anteriormente, para este tipo de cojinetes es imprescindible el montaje con guarda para evitar el desgaste prematuro del material de fricción.

Con la aparición de los cojinetes con rodamiento, este montaje pierde toda su utilidad, pero aun así durante muchos años se ha seguido utilizando. De tal forma que debido a la guarda aparece en el pedal del vehículo una carrera muerta de unos 30 mm.

Cuando el disco se va desgastando, la guarda se va reduciendo llegando incluso a desaparecer. Al no poder retroceder el pedal debido a un tope, la guarda debe ser periódicamente revisada.

Las características fundamentales de este tipo de montaje son:

- La aparición de una carrera muerta de desembrague.
- El pedal mantiene siempre su posición en el estado de reposo.

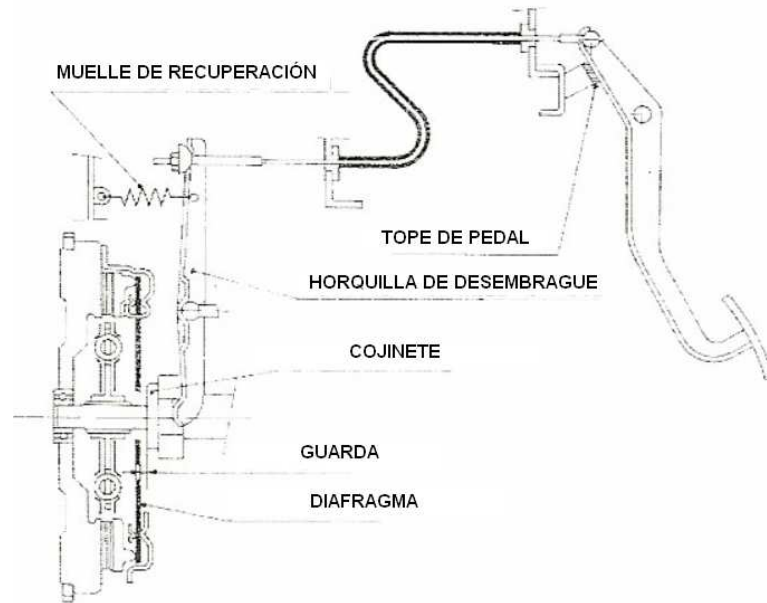


Figura 3.43: Montaje con guarda

3.3.4.2. Montaje sin guarda

El montaje sin guarda (Figura 3.44) se caracteriza por permitir que toda la carrera del pedal sea útil, y por tanto, aumenta el rendimiento.

El contacto entre el conjunto y el cojinete se garantiza por un muelle de precarga que aporta unos 100 N sobre el cojinete.

En este caso a medida que el disco se va desgastando, el pedal va elevando su posición, esta deberá ser corregida cuando no sea ergonómica o perjudique la marcha del vehículo.

Las principales características del montaje sin guarda son:

- Ausencia de carrera muerta.
- Aumento del rendimiento.
- Variación de la posición de reposo del pedal.

Debido fundamentalmente a la ausencia de mantenimiento de este tipo de montaje, ha hecho que sea actualmente el que se utilice en todos los ámbitos (Figura 3.44).

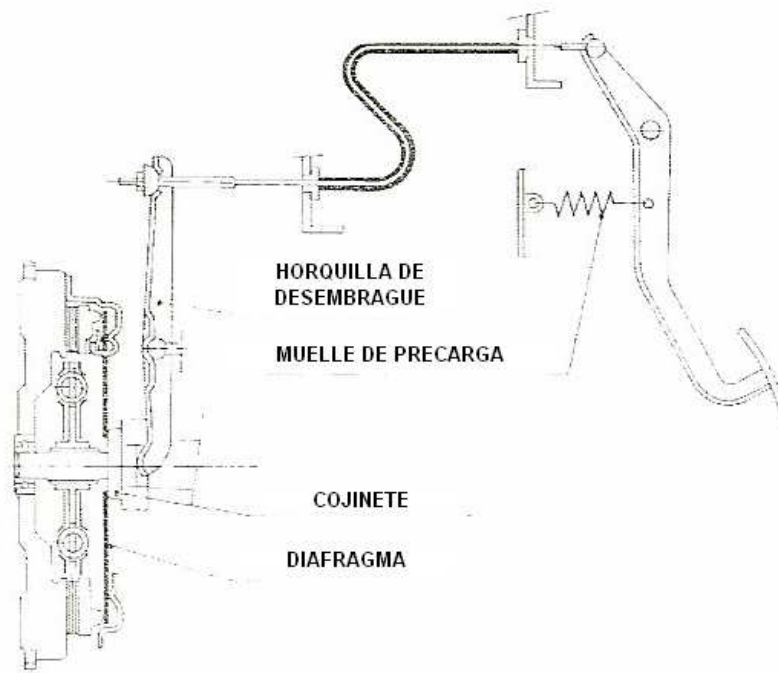


Figura 3.44. Montaje sin guarda

3.3.5. El cojinete actual

Fruto de la evolución anterior, el cojinete actual se caracteriza por:

- Montar un rodamiento radial en el que gira la pista anterior.
- Es auto-centrante.
- Incorpora el uso de materiales plásticos especiales.

La camisa es de material plástico reforzado y el rodamiento va sujeto a la camisa mediante la arandela elástica especial, denominada arandela de patas.

De la carga de esta arandela en su posición de montaje depende la fuerza radial que hay que aplicar para desplazar el rodamiento para auto centrarse.

La limitación de este desplazamiento viene dado por el contacto entre el diámetro exterior del rodamiento y el diámetro de alojamiento de la camisa.

Por la cara de contacto de la horquilla, presenta una placa de refuerzo, existiendo dos tipos principales de cojinetes correspondientes a horquillas de ancho diferente:

- Cojinetes para horquillas de gran ancho (Figura 3.45). La placa está reforzada para soportar el momento flector que se produce al atacar la horquilla sobre una dimensión superior a la de la pista exterior del rodamiento. En este tipo son las orejetas de la propia placa de apoyo las que ajustan lateralmente la horquilla.

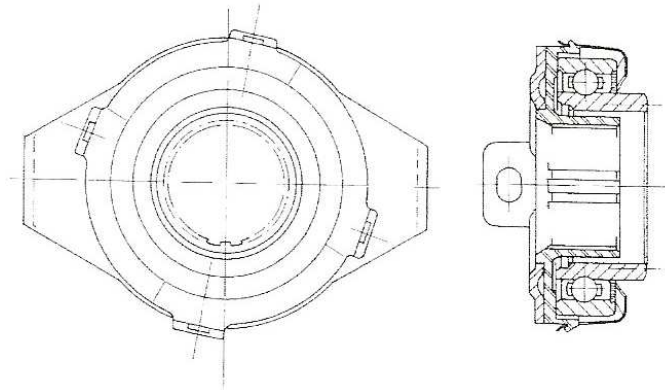


Figura 3.45. Cojinete para horquilla de gran ancho.

- Cojinetes para horquillas de ancho pequeño (Figura 3.46). El ataque de la horquilla empuja aproximadamente sobre la pista exterior del rodamiento, no produciendo momento flector. La placa de apoyo es plana y de bajo espesor. En este tipo es la camisa la que se ajusta lateralmente a la horquilla.

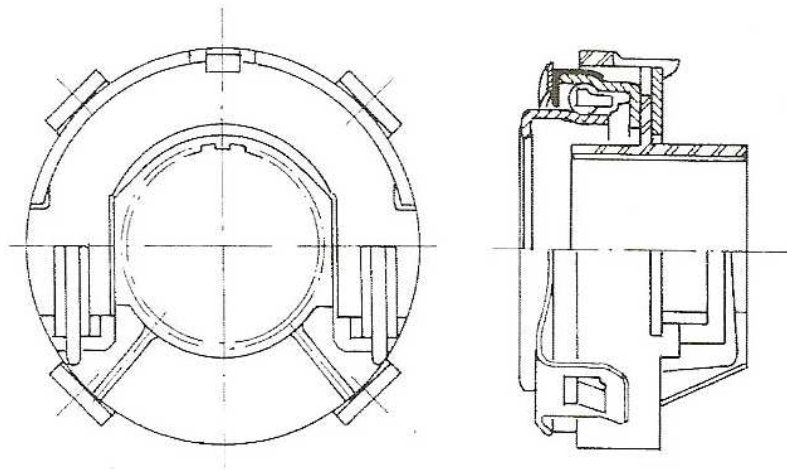


Figura 3.46. Cojinete para horquilla de ancho pequeño

Los componentes principales de un cojinete de embrague son (Figura 3.47):

- El rodamiento.
- La camisa.
- La arandela de patas.
- La placa de apoyo.

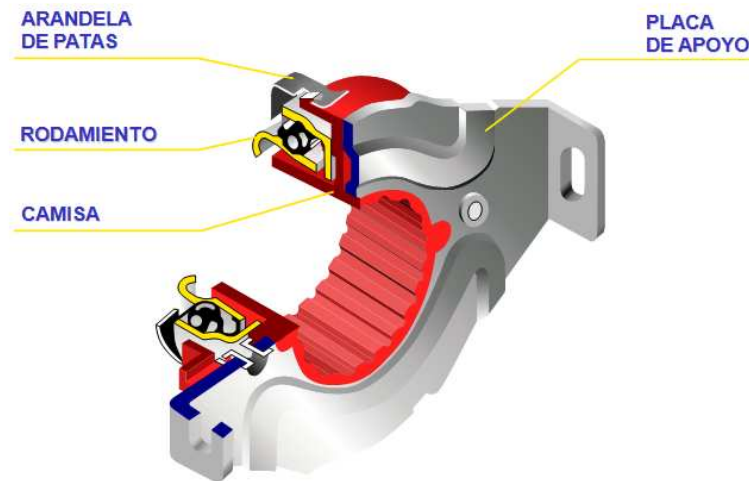


Figura 3.47. Componentes de un cojinete de embrague

3.3.5.1. El rodamiento

Es del tipo radial. Su engrase es de por vida y su obturación es del tipos RS-Z.

La obturación tipo RS (Figura 3.48) va en el extremo del rodamiento situado en el lado del embrague. Esta obturación se realiza mediante una junta de material sintético que va montada en la pista exterior del rodamiento y cuyo labio roza sobre la pista interior.

La obturación tipo Z (Figura 3.48) va en el otro extremo. Es una obturación del tipo de intersticio sin roce y se realiza mediante un deflector de chapa de acero fijado sobre la pista exterior.

La temperatura que se alcanza en el carter del embrague al nivel del rodamiento es de alrededor de 90 °C. Los componentes del rodamiento deben estar adaptados a este campo térmico, en particular la grasa utilizada.

Su zona de ataque es redondeada y con un diámetro medio DM que sirve para denominar al propio cojinete.

La capacidad de carga y la velocidad máxima admisibles son determinantes para la elección del rodamiento de un cojinete de embrague. La duración del rodamiento debe ser superior 10^6 operaciones de desembrague/embrague.

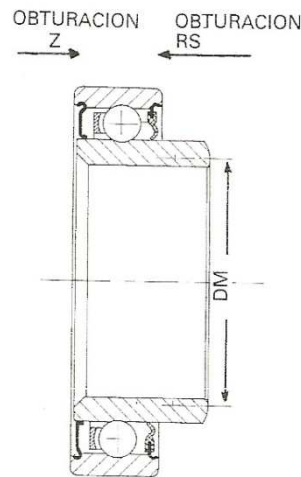


Figura 3.48: Rodamiento

3.3.5.2. La camisa

Es la pieza que porta el rodamiento, su diámetro interior desliza sobre la trompeta al desembragar (Figura 3.49).

Con la introducción de los materiales plásticos se ha conseguido un deslizamiento suave, al aportar estos un bajo coeficiente de rozamiento con relación a los metales. Se consigue también una reducción del peso del 80% aproximadamente con relación a las camisas metálicas.

El material que se utiliza es poliamida cargado con fibra de vidrio y de un material autolubricante.

Se consigue de esta forma un material muy rígido y resistente al campo de temperaturas referido, con un coeficiente de rozamiento pequeño.

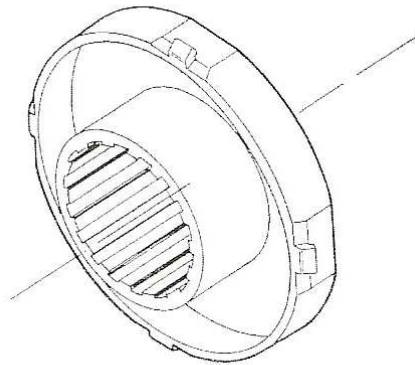


Figura 3.49: Camisa

3.3.5.3. La arandela de patas

La arandela de patas realiza la función de sujetar el rodamiento a la camisa con una fuerza precisa, para que el autocentramiento se produzca bajo una carga radial adecuada.

Es una arandela elástica ondulada con cuatro bucles (Figura 3.50). En su diámetro exterior existen cuatro prolongaciones, patas, que sirven para fijarla a la camisa.

El material de estas arandelas es acero para muelles, con los correspondientes tratamientos térmicos.



Figura 3.50: Arandela de patas

3.3.5.4. La placa de apoyo

La placa de apoyo recibe directamente el contacto de la horquilla y lo transmite al resto del cojinete. Geométricamente es importante la precisión de la cota entre orejetas, que debe asegurar el ajuste de la horquilla (Figura 3.51). Este ajuste placa de apoyo horquilla asegura que el cojinete no gire. El material utilizado para estas placas es el acero con los tratamientos térmicos adecuados.

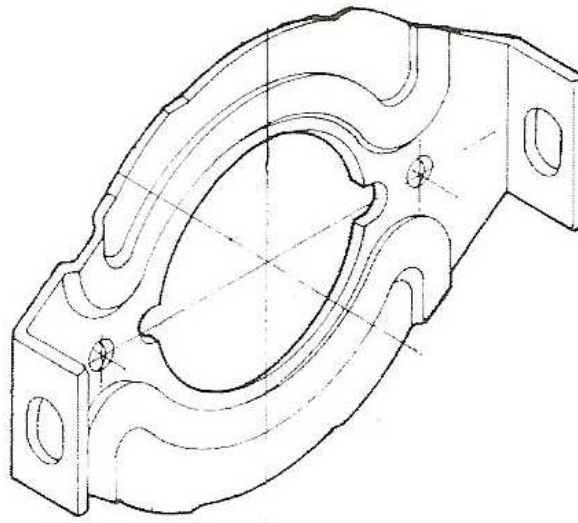


Figura 3.51: La placa de apoyo.

4. MÉTODOS PARA EL DIMENSIONADO DEL EMBRAGUE

El dimensionado del embrague es el cálculo de las dimensiones de los forros del disco [3].

Este cálculo se tiene que realizar atendiendo a cuatro criterios, que el embrague tiene que cumplir, estos son:

- Dimensionado por el par transmitido.
- Dimensionado por la duración.
- Dimensionado por la energía absorbida.
- Dimensionado por ergonomía en el pedal.

4.1. Dimensionado por el par transmitido

La transmisión de par es la función principal del embrague, y por tanto, es el primer criterio que hay que asegurar que el embrague cumple.

Es necesario conocer la relación que existe entre el par transmitido y las dimensiones de los forros (diámetro interior y exterior). Para obtener esta relación, se realizan dos cálculos distintos, el primero de ellos se realiza suponiendo que el embrague es nuevo y en su superficie existe una distribución de presiones uniforme, en el segundo de los casos se supone un embrague desgastado en el que la distribución de presiones no es constante.

4.1.1. Distribución de presiones constante

La presión que el plato está realizando sobre los forros en este caso se supone constante.

El par, que el embrague tiene que transmitir, es simplemente la fuerza tangencial por la distancia (Figura 4.1). Para realizar este cálculo se parte de un elemento diferencial de superficie del forro, se calcula el diferencial de par que transmite y posteriormente se integra a la totalidad del forro.

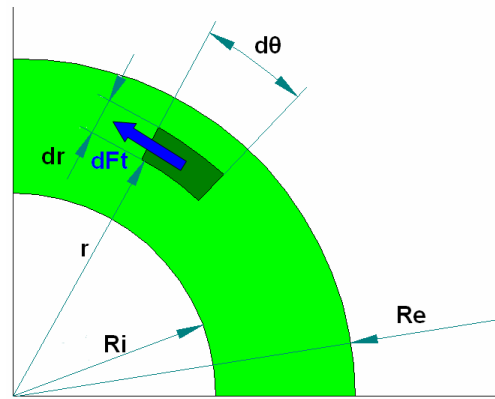


Figura 4.1. Cálculo fuerza tangencial en el embrague.

El par que transmite este diferencial de superficie es [1]:

$$dC = dF_t \cdot r \quad (\text{ecu. 1})$$

donde:

- F_t es la fuerza tangencial.
- r es el radio de aplicación.

De esta forma, se debe determinar la fuerza tangencial para poder obtener la relación entre el par transmitido y las dimensiones del forro.

En general, la fuerza tangencial se define como:

$$F_t = F_n \cdot \mu \quad (\text{ecu. 2})$$

siendo:

- F_n es la fuerza normal.
- μ es el coeficiente de fricción del disco.

Para este caso, la fuerza normal es:

$$F_n = p \cdot S \quad (\text{ecu. 3})$$

donde:

- p es la presión que ejerce el plato.
- S es la superficie del forro.

Introduciendo el valor de la fuerza normal F_n (ecuación 3) en la ecuación 2 se puede obtener el diferencial de la fuerza tangencial que se realiza sobre el forro:

$$dF_t = p \cdot dS \cdot \mu \quad (\text{ecu. 4})$$

donde:

$$dS = dr \cdot r \cdot d\theta$$

Se introduce el valor del dS en la ecuación 4 y se obtiene:

$$dF_t = p \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot d\theta$$

Integrando para todo el forro:

$$F_t = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^{R_e} p \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot d\theta$$

Resolviendo esta integral se obtiene:

$$F_t = p \cdot \mu \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

siendo:

- R_e el radio exterior del forro de fricción.
- R_i el radio interior del forro de fricción.

Para obtener el par, se retoma la ecuación 1:

$$dC = dF_t \cdot r = p \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot d\theta \cdot r$$

Integrando esta expresión para todo el forro, al igual que antes, se obtiene la relación entre el par transmitido y las dimensiones del forro.

$$C = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^{R_e} p \cdot \mu \cdot dr \cdot r^2 \cdot d\theta = \frac{2}{3} p \cdot \mu \cdot \pi \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

Esta expresión es válida para un forro. Generalmente los embragues disponen de dos forros, de tal forma que la expresión definitiva es:

$$C = \frac{4}{3} p \cdot \mu \cdot \pi \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

Es importante obtener la relación entre el par que transmite el embrague y la fuerza normal, que el plato debe ejercer sobre el disco:

$$dFn = p \cdot dS = p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta$$

Haciendo uso de esta última expresión y de las ecuaciones 1 y 2, se obtiene:

$$dC = p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot \mu \cdot r$$

Integrando para todo el forro, la ecuación que relaciona la fuerza normal con el par es:

$$C = \frac{4}{3} \cdot \mu \cdot \frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \cdot Fn$$

4.1.2. Distribución de presiones variable

En este caso se considera un desgaste uniforme de todo el forro y una presión variable, la distribución de presiones será [1]:

$$p(r) = p_{\max} \cdot \frac{Ri}{r} \quad (\text{ecu. 5})$$

donde:

- P_{\max} es la presión máxima.
- Ri es el radio interior del disco.

Aplicando la ecuación 4 de nuevo con la nueva distribución de presiones (ecuación 5) se obtiene:

$$dFt = p_{\max} \cdot \frac{Ri}{r} \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot d\theta$$

Integrando en toda la superficie del forro:

$$Ft = \int_0^{2\pi} \int_{Ri}^{Re} p_{\max} \cdot \mu \cdot dr \cdot Ri \cdot d\theta = p_{\max} \cdot \mu \cdot \pi \cdot 2 \cdot Ri \cdot (Re - Ri)$$

De esta forma el par para la distribución de presiones variable es:

$$dC = dFt \cdot r = p_{\max} \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot d\theta \cdot Ri$$

Integrando esta expresión

$$C = \int_0^{2\pi} \int_{Ri}^{Re} p_{\max} \cdot \mu \cdot dr \cdot r \cdot Ri \cdot d\theta = p_{\max} \cdot \mu \cdot \pi \cdot Ri \cdot (Re^2 - Ri^2)$$

Al igual que antes, esta fórmula es solo para un forro, al disponer de dos, la definitiva es:

$$C = p_{\max} \cdot \mu \cdot \pi \cdot 2 \cdot Ri \cdot (Re^2 - Ri^2)$$

No es necesario realizar el cálculo para relacionar el par C con la fuerza normal Fn en este caso ya que la condición de presión constante es más restrictiva, y por tanto será la que se aplique para realizar el diseño del embrague.

4.2. Dimensionado por la energía disipada

Una de las misiones del embrague es disipar la energía que se produce en el momento de las operaciones de re-embrague y en las arrancadas. Se debe asegurar que la dimensión del forro sea la suficiente para poder evacuar dicha energía.

El motor cede una energía al embrague para que este la distribuya a su vez al primario de la caja de cambios, pero se produce una pérdida (en forma de calor), que el embrague debe ser capaz de disipar.

El motivo por el que se produce esta pérdida de energía es que en el momento en el que se realiza el cambio de marcha, el motor y la caja están girando a diferentes velocidades, lo que provoca un cierto deslizamiento entre la parte conductora del embrague (volante de inercia y plato) y la parte conducida (disco de embrague).

En la figura 4.2 se representan las velocidades angulares tanto del cigüeñal (w_1) como del primario (w_2), en función del tiempo, durante la operación de embrague.

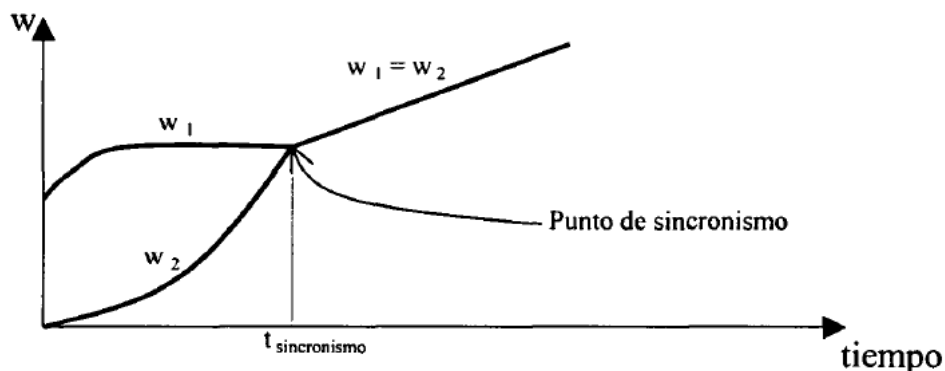


Figura 4.2. Representación punto de sincronismo del embrague.

De esta forma, se debe verificar que el embrague sea capaz de evacuar esta energía en las condiciones más críticas, estas son la arrancada y el cambio de marcha en un tramo con gran desnivel.

A continuación se realiza el cálculo de la energía en ambas situaciones por separado.

4.2.1. Cálculo de la energía en la arrancada

La energía que cede el motor es igual a la energía que se transforma en calor, que absorbe el embrague, más la energía que llega al primario de la caja de cambios (Figura 4.3).

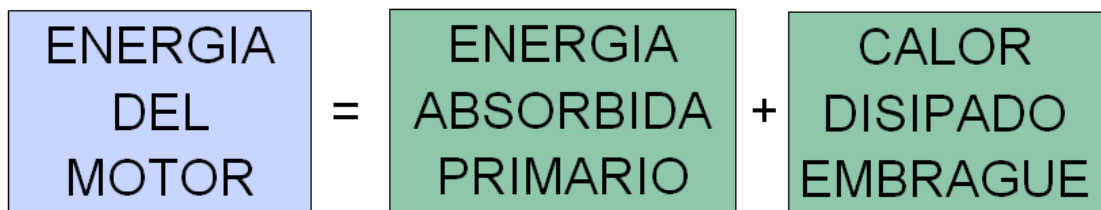


Figura 4.3. Transformación de energía del motor

Se debe determinar cuál es la energía que el embrague disipa, para poder dimensionar los forros convenientemente.

En primer lugar se debe determinar el giro del motor, que se define como el tiempo de sincronismo por la velocidad angular inicial del motor (se supone constante):

$$\theta_1 = w_1 \cdot t_{sinc}$$

donde:

- w_1 es la velocidad angular del cigüeñal.
- t_{sinc} es el tiempo de sincronismo.

La energía cedida por el motor es igual al producto del par motor por el giro de este:

$$E_1 = \int_0^{\theta_1} Cm \cdot d\theta = Cm \cdot \theta_1 = Cm \cdot w_1 \cdot t_{sinc} \quad (\text{ecu. 6})$$

donde:

- Cm es el par motor del vehículo.

La energía que es absorbida por el primario es igual al par que recibe el primario (C_m) por el giro del primario. El movimiento del primario de la caja de cambios se supone uniformemente acelerado, cuya aceleración angular (α_2) es:

$$\alpha_2 = \omega_1 / t_{\text{sin } c}$$

La energía que es absorbida por el primario es:

$$E_2 = \int_0^{\theta_2} C_m \cdot d\theta = C_m \cdot \theta_2 = C_m \cdot \frac{1}{2} \alpha_2 \cdot t_{\text{sin } c}^2 = \frac{1}{2} C_m \cdot t_{\text{sin } c} \cdot \omega_1 \quad (\text{ecu. 7})$$

Para obtener la energía absorbida por el embrague solo hay que restar las ecuaciones 6 y 7:

$$E_E = \frac{1}{2} C_m \cdot t_{\text{sin } c} \cdot \omega_1 \quad (\text{ecu. 8})$$

Es necesario realizar el cálculo del tiempo de sincronismo para poder obtener los valores de la energía del embrague.

4.2.1.1. Cálculo del tiempo de sincronismo

Para realizar el cálculo del tiempo de sincronismo hay que aplicar las ecuaciones de dinámica rotacional tanto al motor como al primario.

Se comienza por el motor. Inicialmente este está sometido a un par constante (C_m), cuando comienza la transmisión de par, se produce una variación del par hasta alcanzar un determinado valor C en $t_{\text{sin } c}$ que implica una deceleración del motor (Figura 4.4.). Se puede realizar la hipótesis de que la velocidad del motor (ω_1) es constante.

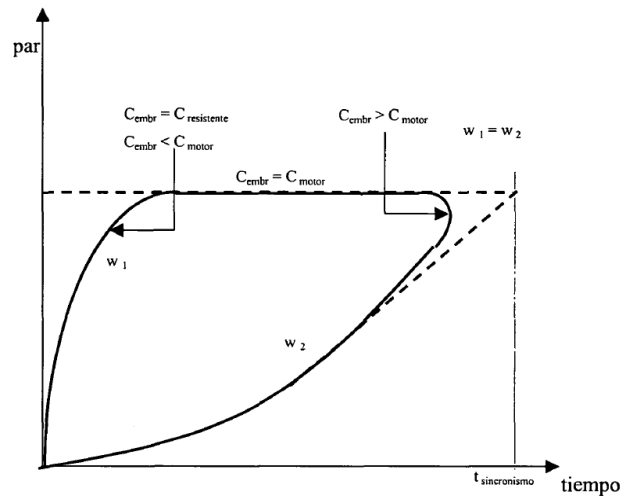


Figura 4.4. Evolución del par hasta el punto de sincronismo

Aplicando la hipótesis de que la velocidad del motor w_1 es constante se obtiene que el par en el momento del tiempo de sincronismo es igual al par motor:

$$\alpha_1 = \frac{dw}{dt} = \frac{Cm - C}{I_1} = 0 \Rightarrow Cm = C$$

donde:

- C es el valor del par en t_{sinc} .
- I_1 es la inercia del motor.

En el caso del primario, este se encuentra sometido a un par resistente C_r de valor constante, pero cuando comienza la transmisión de par se produce una variación hasta alcanzar uno igual a C en t_{sinc} que implica que el cuerpo se acelera con una aceleración angular:

$$\alpha_2 = \frac{dw}{dt} = \frac{C - Cr}{I_2} \Rightarrow dw = \frac{C - Cr}{I_2} \cdot dt \Rightarrow \int_0^{t_{sinc}} dw = \int_0^{t_{sinc}} \frac{C - Cr}{I_2} \cdot dt$$

Donde:

- I_2 es la inercia del primario

De esta forma se obtiene:

$$w_{2,final} - w_{2,initial} = \int_0^{t_{sinc}} \frac{C - Cr}{I_2} \cdot dt \quad (\text{ecu. 9})$$

Conociendo que la velocidad final del primario es igual a la velocidad del motor:

$$w_{2,final} = w_1$$

Haciendo uso de la expresión anterior, se integra la ecuación 9 para el periodo del tiempo de sincronismo:

$$w_1 - w_2 = \int_0^{t_{sinc}} \frac{C - Cr}{I_2} \cdot dt = \frac{C - Cr}{I_2} \cdot t_{sinc} \quad (\text{ecu. 10})$$

siendo:

- Cr el par resistente

Si se particulariza esta expresión para el caso de las arrancadas ($w_2=0$) y se añade un factor n debido a las posibles pérdidas:

$$t_{sinc} = \frac{I_2}{n \cdot Cm - Cr} \cdot w_1$$

Al introducir este valor en la formula de la energía (ecuación 8) se obtiene:

$$E_E = \frac{1}{2} Cm \cdot \frac{I_2}{n \cdot Cm - Cr} \cdot w_1^2 \quad (\text{ecu. 11})$$

Donde:

- Cm es el par motor.
- n es el rendimiento de la transmisión.
- w_1 es la velocidad angular del motor.
- Cr es el par resistente del vehículo.
- I_2 es la inercia del primario.

Tanto el par resistente como la inercia son parámetros desconocidos hasta el momento, por lo que para obtener la expresión completa de la energía de embrague se hace necesario su cálculo.

5.2.1.2. Cálculo del par resistente

Las resistencias al avance de un vehículo son tres, la resistencia aerodinámica, la resistencia a la rodadura y la resistencia gravitatoria, se supone que el vehículo se encuentra en marcha y por tanto no se tiene en cuenta la primera de ellas:

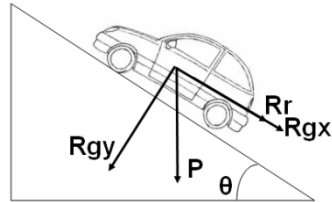


Figura 4.5. Resistencias al avance de un vehículo.

La resistencia gravitatoria (R_g) y la resistencia a la rodadura (R_r) se definen como:

$$R_g = P \cdot \text{sen} \theta$$

$$R_r = P \cdot f_r \cdot \cos \theta$$

siendo:

- R_g la resistencia gravitatoria.
- R_r la resistencia a la rodadura.
- f_r el coeficiente de rodadura.
- P el peso del vehículo.
- θ la pendiente de la calzada sobre la que se desplaza el vehículo.

Aplicando la ecuación de Newton y despejando se obtiene:

$$\sum F = F_{\text{TRACTORAS}} - F_{\text{RESISTENTES}}$$

$$Cr = P \cdot \frac{r_c}{\xi_1} (f_r \cdot \cos \theta + \text{sen} \theta)$$

donde:

- r_c es el radio bajo carga del neumático.
- ξ_1 es la relación de transmisión total en primera velocidad.

5.2.1.3. Cálculo de la inercia del primario

El momento de inercia del vehículo respecto al eje tractor es igual a la masa del vehículo por el radio del vehículo bajo carga; pero para calcular este momento de inercia respecto al eje primario hay que hacer ciertas modificaciones.

Si el vehículo de masa M tiene una velocidad v y una velocidad angular en el eje del primario w_2 , si se aplica el principio de conservación de la energía tanto al vehículo como al primario se obtiene:

$$E_{cin.coche} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \quad (\text{ecu. 12})$$

$$E_{cin.primario} = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot w_2^2 \quad (\text{ecu. 13})$$

donde:

- $E_{cin.coche}$ es la energía cinética del vehículo
- M es la masa del vehículo.
- v es la velocidad lineal del vehículo
- $E_{cin.primario}$ es la energía cinética del eje primario.
- W_2 es la velocidad angular del eje primario.

Igualando las ecuaciones 12 y 13 se obtiene:

$$\frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot w_2^2$$

Despejando I_2 :

$$I_2 = M \cdot \frac{r_c^2}{\xi}$$

Introduciendo el valor de I_2 en la ecuación 11 se obtiene la fórmula definitiva de la energía en la arrancada:

$$E_E = \frac{Cm \cdot w_1^2 \cdot M \cdot \left(\frac{r_c}{\xi_1}\right)^2}{2 \left[Cm \cdot n - M \cdot g(f \cdot \cos \theta + \text{sen} \theta) \cdot \frac{r_c}{\xi_1} \right]} \quad (\text{ecu. 20})$$

4.2.2. Cálculo de la energía en el re-embrague

Para realizar el cálculo en el re-embrague se parte de la fórmula de la energía de embrague y se re-calcula el tiempo de sincronismo para estas condiciones:

$$E_E = \frac{1}{2} Cm \cdot t_{\text{sin } c} \cdot w_1$$

Para calcular el tiempo de sincronismo, hay que tener en cuenta que la velocidad del primario (w_2) en este caso ya no es cero.

$$w_1 - w_2 = \int_0^{t_{\text{sin } c}} \frac{C - Cr}{I_2} \cdot dt = \frac{C - Cr}{I_2} \cdot t_{\text{sin } cr}$$

Para el caso de cambio entre primera y segunda velocidad, se puede obtener una relación entre ambas en función de las relaciones de transmisión:

$$w_2 = w_1 \cdot \frac{\xi_2}{\xi_1}$$

donde:

- ξ_1 es la relación de transmisión total en primera velocidad.
- ξ_2 es la relación de transmisión total en segunda velocidad.

De esta forma el tiempo de sincronismo es:

$$t_{\text{sin } cr} = \frac{\left(1 - \frac{\xi_2}{\xi_1}\right)}{n \cdot Cm - Cr} \cdot w_1$$

Y finalmente sustituyendo todos los valores en la fórmula de la energía:

$$E_{RE} = \frac{Cm \cdot w_1^2 \cdot M \cdot \left(\frac{r_c}{\xi_2}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{\xi_2}{\xi_1}\right)}{2 \left[Cm \cdot n - M \cdot g \cdot (f \cdot \cos \theta + \operatorname{sen} \theta) \cdot \frac{r_c}{\xi_2} \right]} \quad (\text{ecu. 21})$$

A partir de de ensayos en banco de pruebas que simulan lo que ocurre exactamente en el embrague en la fase de sincronismo se ha calculado, para diferentes tamaños de forro de fricción normalizados (F810), la energía específica que son capaces de disipar. En la tabla 4.1 se muestran los resultados de los ensayos en banco para diferentes tamaños normalizados de forros F810.

Tamaño del forro (mm) $D_{\text{ext}} \times D_{\text{int}}$	Energía específica (J/m ²)
200 x 137	2.750.000
215 x 145	2.739.053
228 x 150	2.730.486
240 x 162	2.718.111
350 x 195	1.760.000

Tabla 4.1. Datos ensayos en banco energía disipada (forro F810).

4.2.3. Estimación de la temperatura en el embrague

Cuando es accionado un embrague se absorbe mucha cantidad de energía produciéndose un aumento de la temperatura de los forros. Si esta elevación de la temperatura es muy atenuada puede que se llegue a la temperatura de saturación y el material del que están hechos los forros puede llegar a destruirse. Si no se consigue evitar esto, el embrague dejará de funcionar de manera adecuada.

Para evitar la destrucción del embrague habrá que dimensionar el embrague correctamente. En principio cabe suponer que la temperatura máxima alcanzada por el embrague va a depender de la energía suministrada, del tamaño de las caras de los forros, de la masa, del número de actuaciones que se hagan en un pequeño número de

tiempo (potencia) y por supuesto de las características del material de los forros y del medio (densidad, conductividad térmica, coeficiente de convección del medio que lo rodea, calor específico...). A parte de todas estas variables propias del mismo forro hay que tener en cuenta otras correspondientes a los elementos que rodean a los forros (chapa de conducción, plato de presión,...) y las condiciones de trabajo.

Como se puede observar son demasiadas las variables que pueden influir en el diseño de los forros desde el punto de vista térmico como para que se tengan todas en cuenta. Además hacer un dimensionado utilizando tan sólo ecuaciones teóricas puede suponer alejarse demasiado de la realidad. Por tanto lo que se hará en este apartado es estudiar cual es la evolución de la temperatura en función de los distintos parámetros para así descartar los menos relevantes suponiendo constantes las características propias del material y del medio que lo rodea (calor específico, conductividades térmicas, coeficiente de convección, densidad y temperatura ambiente).

Una vez determinado el parámetro o parámetros que van a influir en el diseño se determinará cuál va a ser el ensayo previo que proporcionará datos suficientes para obtener buenos resultados en posteriores diseños de nuevos embragues.

En primer lugar hay que ver cuál es la variación típica de la temperatura de un embrague con el tiempo.

Si tan sólo se tiene en cuenta una actuación aislada suponiendo que esta se realiza instantáneamente el cálculo de la temperatura alcanzada es inmediato: la energía alcanzada por el embrague ("E" en J) es función de la masa del forro ("m" en Kg.), del calor específico ("C" en cal/(Kg.°C)) y de la variación de la temperatura (ΔT en °C):

$$E = 4,167 \cdot m \cdot C \cdot \Delta T$$

La fase de enfriamiento producida en los forros es debida tanto al proceso de convección (con un coeficiente de convección "h") forzada debida al aire que está a una temperatura cercana a la ambiente ("Ta") que se mueve relativamente respecto de la cara de los forros como al proceso de conducción de calor a través del plato de presión (con conductividad térmica " K_{plato} ") y el volante de inercia (con conductividad térmica " K_{volante} ").

Para estudiar la evolución de esta temperatura (" T_{forro} ") con el tiempo (" t ") cuando toda la superficie de disipación es " A " se aplica la ecuación de Fourier de transferencia de calor, la cual dice que la variación de la energía con el tiempo en un cuerpo de masa " m " y calor específico " c " es igual a la suma de los calores disipados por convección, conducción y radiación; si este último se desprecia se tiene que:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = Q_{\text{conveccion}} + Q_{\text{conduccion}}$$

De esta forma se obtiene:

$$m \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -h \cdot A \cdot (T_{\text{forro}} - T_a) - (K_{\text{plato}} + K_{\text{volante}}) \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Para conseguir aumentar el calor disipado por conducción se utilizan materiales para el plato y el volante con elevada conductividad térmica. A pesar de que la disipación por conducción es importantísima, es mucho más pequeña que la disipación por convección. Esto permite despreciar el primer término con respecto al segundo en la ecuación de Fourier, lo cual permite integrar esta ecuación a lo largo del tiempo (partiendo de una temperatura inicial de los forros " T_i "):

$$m \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -h \cdot A \cdot (T_{\text{forro}} - T_a)$$

Despejando en un primer paso se obtiene:

$$\text{Ln}\left(\frac{T - T_a}{T_i - T_a}\right) = -\frac{h \cdot A}{m \cdot c} t$$

Despejando la temperatura T se obtiene:

$$T = T_a + (T_i - T_a) \cdot e^{\left(\frac{-h \cdot A}{m \cdot c}\right) \cdot t}$$

siendo

- T_a es la temperatura ambiente.
- T_i es la temperatura inicial del forro.
- h es el coeficiente de convección.
- A es la superficie de disipación.
- m es la masa del forro en kg.
- c es el calor específico.

La energía alcanzada por el embrague es máxima cuando el embrague es actuado en repetidas ocasiones espaciadas en un periodo corto de tiempo. En cada accionamiento el flujo térmico provoca un aumento de temperatura gobernado por la ecuación anterior, pero posteriormente le seguirá un enfriamiento que terminará cuando sea accionado de nuevo el embrague. Esta evolución de la temperatura queda representada gráficamente en la figura 4.6.

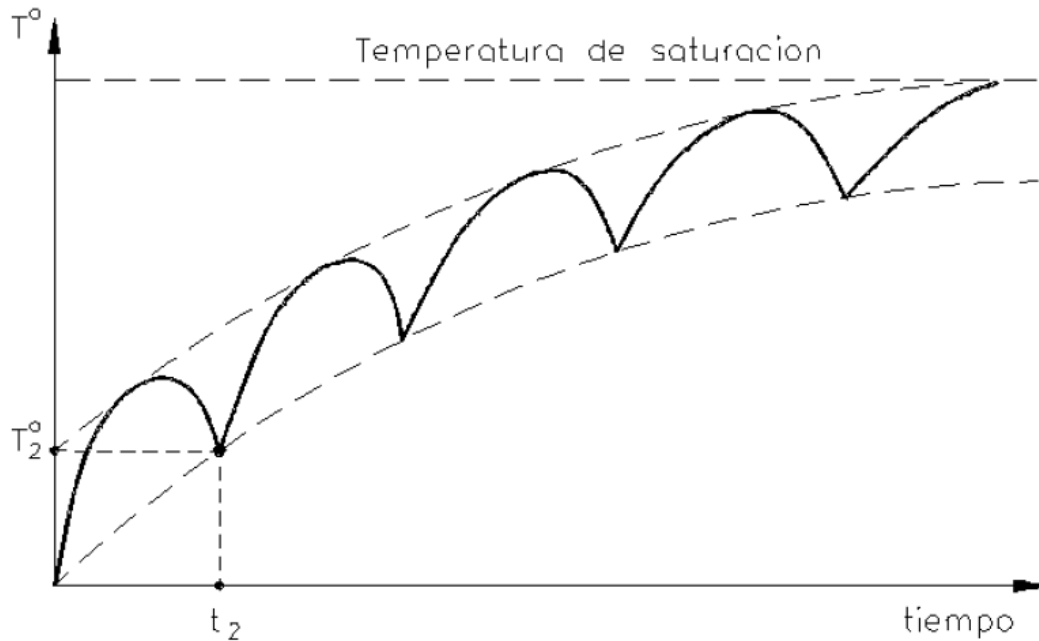


Figura 4.6. Temperatura de saturación

Para calcular la variación de la temperatura con el tiempo en un periodo largo donde se repitan varios accionamientos de embrague seguidos habría que solapar las ecuaciones anteriores para cada flujo térmico. Es algo bastante complicado que además puede dar soluciones lejanas de la realidad.

Para evitar esto se utiliza una relación empírica basada en ensayos que permiten estimar la temperatura máxima de cada accionamiento (envolvente discontinua superior de la figura anterior): los ensayos afirman que la variación de temperatura global en los forros de fricción (" ΔT_{global} ") es inversamente proporcional a la superficie de las caras (" A ") y a la raíz cuadrada de la velocidad lineal del embrague relativa al aire que lo rodea (" J "), y directamente proporcional a la potencia disipada (" W ") calculada como la energía disipada en cada accionamiento (" E ") por el número de actuaciones efectuadas por segundo (" N "):

$$\Delta T_{global} = C \cdot \frac{W}{A \cdot \sqrt{v}} \rightarrow T_{global} = T_a + C \cdot \frac{W}{A \cdot \sqrt{v}}$$

donde "C" es la constante de proporcionalidad que depende de cada embrague.

Con esta temperatura global se puede determinar la temperatura media en todo el forro tras varias actuaciones. Si se dimensiona el embrague utilizando esta temperatura se estaría cometiendo un pequeño error: el que esta temperatura sea la media quiere decir que habrá puntos en los que la temperatura sea menor y otros en los que sea mayor; en especificaciones en las que el diseño se encuentre en el límite se estará suponiendo que la temperatura máxima que alcanza es menor de la que realmente es, lo que puede suponer que los forros rompan en algunos puntos haciendo que se deje de transmitir par correctamente.

El flujo de calor por unidad de área que entra en los forros de fricción en función del tiempo se puede aproximar con un polinomio de grado "n":

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dE}{dt} = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + \dots + a_n \cdot t^n$$

Si se toman las mismas aproximaciones que se consideraron cuando se calculó la fase de sincronismo (par motor, par resistente y par transmitido por el embrague constantes) el polinomio anterior se puede simplificar en uno de segundo orden y que las condiciones de contorno que se cumplen (con las aproximaciones de la fase de sincronismo) son que inicialmente el calor es máximo e igual a q_0 y que al final de la fase de sincronismo el flujo de calor es nulo:

$$q = a_0 + a_1 \cdot t, q(t = 0) = q_0$$

Despejando el flujo de calor q:

$$q = q_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{sinc}}\right),$$

siendo

- $q(t = t_{sinc}) = 0$

Paralelamente a la ecuación del flujo de calor existe una aproximación empírica del incremento instantáneo de temperatura máxima en función de la conductividad térmica de los forros ("K"), de la densidad ("ρ"), del calor específico ("c") y de los coeficientes "aj" anteriores:

$$\Delta T = \frac{2 \cdot \sqrt{t}}{\sqrt{\pi \cdot K \cdot c \cdot \rho}} \left(a_0 + \frac{2}{3} a_1 \cdot t + \frac{8}{15} a_2 \cdot t^2 + \dots \right)$$

Si se aplica de nuevo las aproximaciones de la fase de sincronismo (polinomio de orden dos) y sustituimos el valor de los coeficientes se tendrá que:

$$\Delta T = \frac{2 \cdot \sqrt{t}}{\sqrt{\pi \cdot K \cdot c \cdot \rho}} \cdot q_0 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_{sinc}} \right)$$

Lo único que queda es calcular el valor del flujo de calor inicial (q_0). Para ello se supondrá que éste es el doble del valor medio (q_{medio}) de todo el flujo de calor:

$$q_0 = 2 \cdot q_{medio}$$

El valor de este flujo de calor medio en toda la fase de sincronismo vendrá dado por el cociente de la energía transmitida por unidad de área (E) y el tiempo de sincronismo:

$$q_{medio} = \frac{E}{A \cdot t_{sinc}}$$

Aplicando todas las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\Delta T = \frac{4 \cdot E \cdot \sqrt{t}}{A \cdot t_{sinc} \cdot \sqrt{\pi \cdot K \cdot c \cdot \rho}} \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_{sinc}} \right)$$

Si se hace un resumen de todas las ecuaciones que nos determinan algún tipo de temperatura se debe quedarse con las dos últimas: la primera da una estimación de la temperatura media global de los forros tras varios accionamientos, mientras que la segunda da el incremento máximo de temperatura en un instante de tiempo que se produce en algún punto de los forros. Por tanto la temperatura máxima que en alguna ocasión puede darse en algún punto del forro vendrá dada por la suma de ambas:

$$T_{max} = \Delta T + T_{global}$$

4.3. Dimensionado por duración

En las dos secciones anteriores se ha realizado un dimensionado del embrague por transmisión de par y por transferencia de energía. Con estos dos criterios no se puede

asegurar que este elemento va a trabajar correctamente a lo largo de su vida. Lo que se ha hecho hasta ahora es diseñar un embrague que va a asegurar su correcto funcionamiento en fases puntuales del trayecto. Sin embargo con el paso del tiempo y de las distintas actuaciones, los elementos del embrague se irán desgastando y perdiendo la eficacia inicial que tenían. Por todo esto hay que hacer un diseño con el que se pueda estimar el número de ciclos que será capaz de aguantar funcionando correctamente.

En el apartado anterior se ha visto que asociado a la acción de embragar existe una energía debida a la fricción que es absorbida en parte por los forros de fricción. Esta energía, que depende de la masa del vehículo, de las características de la calzada y de la forma y materiales de los forros, del plato de presión y del volante de inercia, puede ser calculada fácilmente conocido el tipo de actuación (arrancada o reembrague).

Debido a esta energía se produce un aumento de temperatura y un desgaste por abrasión en los puntos de fricción, sobre todo en las caras de los forros.

Lo que se intenta conseguir con el dimensionado por durabilidad es predecir la vida del embrague medida en kilómetros recorridos por un determinado vehículo.

Si en el diseño por transmisión de par y absorción de energía se ha intentado dimensionar el embrague en cuanto a su superficie y diámetros, en esta sección se dimensiona el embrague en cuanto al volumen de material necesario para soportar el desgaste por abrasión y las elevadas temperaturas para una vida útil establecida.

4.3.1. Desgaste por abrasión

El tipo de desgaste que sufren los forros de fricción es un "desgaste abrasivo". Antes de pasar a calcular el desgaste que sufren estos elementos se explica en qué consiste este fenómeno.

El desgaste por abrasión es un tipo de desgaste que tiene lugar cuando una superficie dura y rugosa (volante de inercia y plato de presión) desliza sobre otra de menor dureza (forros de fricción), penetra en ella y talla hendiduras en la dirección del deslizamiento [3].

La cantidad de material desprendido debido al desgaste abrasivo es por tanto función de la relación de durezas del material duro y del material blando (H_a/H_j):

- Si $H_a/H_j < 1$ el desgaste es prácticamente inapreciable.
- Si $H_a/H_j > 1,25$ la Cantidad desgastada aumenta espectacularmente.

Sólo se producirá desgaste si se produce deformación plástica en la superficie; para que esto ocurra la partícula deberá soportar un aumento de la carga hasta llegar a la presión de contacto necesaria sin que se deforme plásticamente: una partícula esférica sobre una superficie plana puede aguantar sin deformarse plásticamente si la presión que tiene que soportar es menor o igual a 0,8 veces su dureza ($0,8H_a$): $P \leq 0,8 \cdot H_a$.

Como la presión que tiene que soportar es la presión para que la superficie plana rompa, y como esta presión de ruptura será la dureza del material (H_s):

$$H_s \leq 0,8 \cdot H_a$$

La presión de contacto necesaria (P_{contacto}) para que el material blando rompa es superior a 0,8 veces la dureza del material duro [3]:

$$H_a \leq 1,2 \cdot H_s \rightarrow H_a \leq 1,2 \cdot P_{\text{contacto}} \rightarrow P_{\text{contacto}} \geq 0,8 \cdot H_a$$

Como para que rompa el material blando hay que alcanzar la presión de contacto, y como ésta es superior a 0,8 veces la dureza del material duro, el material duro plastificará antes de que se consiga el desgaste abrasivo y por tanto éste no ocurrirá.

Todo esto que se ha comentado anteriormente no ocurre en todas las ocasiones, ya que existen materiales abrasivos no metálicos que presentan una alta tasa de desgaste a pesar de que la relación de durezas es muy pequeña ($H_a/H_s \ll 1$).

El desgaste abrasivo entre dos cuerpos se puede presentar como cuatro mecanismos distintos:

- **Abrasivo:** Se define como la acción de corte de un material duro y agudo a través de la superficie de un material más suave. Tiende a formar ralladuras profundas cuando las partículas duras penetran en la superficie, ocasionando deformación plástica y/o arrancando virutas (Figura 4.7).

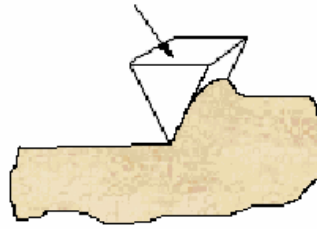


Figura 4.7. Desgaste abrasivo

- Adhesivo: es una forma de deterioro que se presenta entre dos superficies en contacto deslizante. Este desgaste es el segundo más común en la industria y ocurre cuando dos superficies sólidas se deslizan una sobre la otra bajo presión. El aspecto de la superficie desgastada será de ralladuras irregulares y superficiales (Figura 4.8).

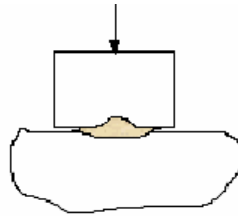


Figura 4.8. Desgaste adhesivo

- Corrosivo: ocurre en una combinación de desgaste (abrasiva o adhesiva) y de un ambiente corrosivo. El índice de la pérdida material puede ser muy alto debido a que los productos sueltos o flojos de la corrosión se desprenden fácilmente por el desgaste y se revela continuamente el metal fresco y que alternadamente puede volverse a corroer rápidamente.
- Fatiga superficial: se observa durante el deslizamiento repetido o rodamiento sobre una pista. Las partículas suspendidas entre dos superficies sometidas a una carga cíclica pueden causar fracturas superficiales que, eventualmente debido a la carga repetida conllevan a la destrucción de la superficie (Figura 4.9).

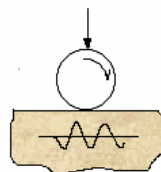


Figura 4.9. Desgaste por fatiga superficial

4.3.2. Coeficiente de abrasión

Cuando se pretende hacer un diseño por duración lo que se busca es estimar el volumen de material de los forros de fricción que se va a desgastar a lo largo de la vida del embrague. Esta cantidad desgastada es una característica propia de cada material de fricción y del valor de la energía aportada al embrague.

El índice que mide el volumen de material desgastado ("V") en función de la energía de fricción sobre las caras ("E") es el coeficiente de abrasión ("AB") y viene determinado por la fórmula:

$$AB = V/E$$

COEFICIENTE DE ABRASIÓN

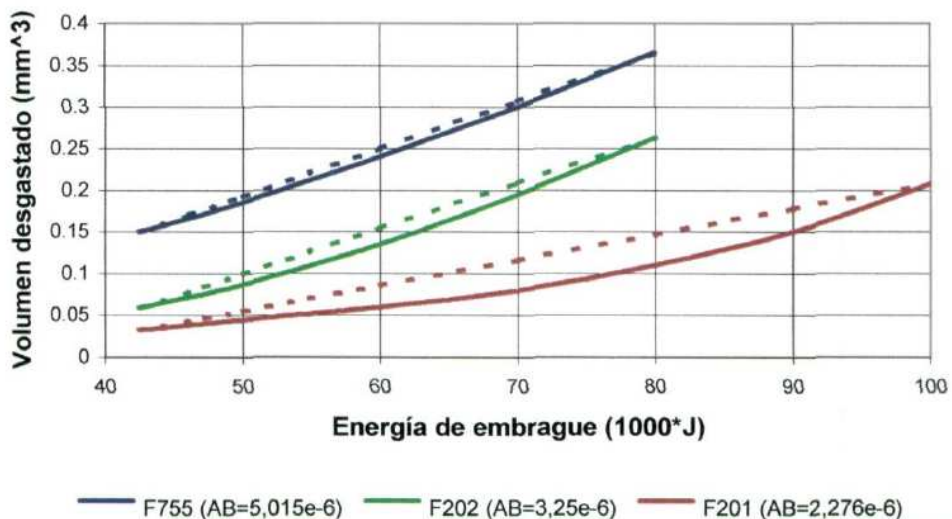


Tabla 4.2. Tabla ensayos abrasión

Para calcular esta gráfica se le somete al embrague a una determinada energía y posteriormente se mide el volumen desgastado. El coeficiente de abrasión para un material viene dado por la media de este valor para cada punto.

4.3.3. Cálculo de durabilidad

Utilizando el coeficiente de abrasión del apartado anterior, conocida la energía que va a soportar el embrague a lo largo de su vida se puede estimar cual es el volumen de los

forros desgastado. Con este volumen, como ya es conocido el área de las caras de los forros (dimensionad por transferencia de par y energía), se puede calcular el espesor necesario para que el embrague aguante durante un tiempo determinado.

Por tanto es necesario estimar cual será toda la energía que va a soportar el embrague desde el primer accionamiento hasta el último.

Para calcular esta energía total hay primero que dejar claro cuál son los kilómetros totales que se espera que funcione correctamente el embrague. Para ello hay que utilizar la curva de supervivencia para vehículos turismos y camiones. En la figura 4.10 está representando el porcentaje de vehículos del mercado actual que no sufren ninguna avería en función de los kilómetros recorridos.

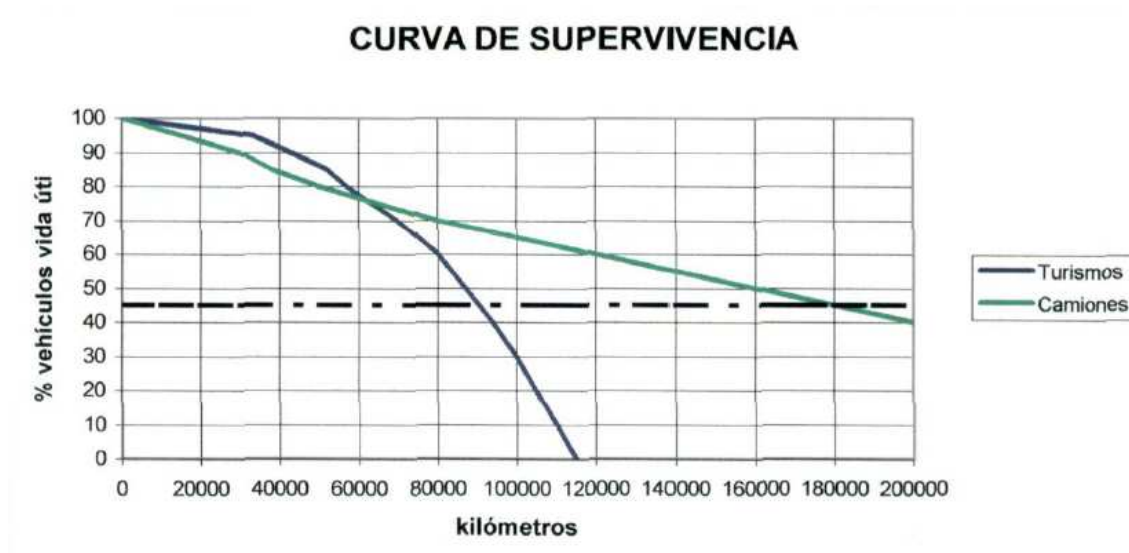


Figura 4.10. Curva de supervivencia.

Como dato de cálculo se preverá una vida útil para turismos y vehículos industriales ligeros de 150.000 Km., mientras que la vida útil para los vehículos industriales pesados será de 200.000 Km.

Una vez determinada la vida útil del embrague hay que calcular cual es la energía total acumulada durante este tiempo. Para ello hay que utilizar de datos estadísticos que predicen las veces que un vehículo utilizará el embrague en cada kilómetro de trayecto.

A este valor se le denomina "frecuencia de utilización", viene en n° de actuaciones medida en kilómetros de trayecto y es distinta según sea el tipo de vehículo y el tipo de carretera (Tabla 4.3).

<i>FRECUENCIA DE UTILIZACIÓN (n° accionamientos/km)</i>				
Tipo de vehículo	Autopista	Circulación mixta	Ciudad no centro	Ciudad centro
Turismos hasta 45 Kw (A)	0,9	2,9	8,5	4,6
Turismos hasta 66 Kw (B)	0,7	2,2	5	6,1
Turismos hasta 100 Kw (C)	0,7	2,0	4,3	7
Turismos desde 100 Kw (D)	0,7	1,9	4,0	7,5

Tabla 4.3. Frecuencia de utilización

A la hora de calcular la energía total existe el problema de que las frecuencias de actuación anteriores no se pueden utilizar directamente. Lo que interesa es conocer cuantas de las actuaciones totales son accionamientos de arrancada, cuantas de reembrague y en qué proporción se hacen a plena carga o carga parcial.

Para ser utilizadas hay que calcular primero las totales (número de actuaciones en general como suma de las actuaciones en los distintos tramos) (Tabla 4.4).

Tipo de vehículo	Tipo A	Tipo B	Tipo C	Tipo D
Frecuencia total (n° accionamientos/km)	16	14	12	10

Tabla 4.4: Frecuencia total

Para el cálculo de la energía se supone que:

- La tercera parte son arrancadas y las restantes son reembragues.
- Tanto para las arrancadas como para los reembragues, la mitad son a plena carga y la mitad en vacío.
- Para simplificar las diferentes inclinaciones a las que se puede encontrar el vehículo se simplifica diciendo que el 95% son en llano y el 5% restante son a pendiente máxima (que coincide con la pendiente máxima para la que se ha dimensionado el embrague por cálculo de energías).

4.4. Dimensionado por ergonomía en el pedal

El último criterio para dimensionar el embrague es el dimensionado por ergonomía en el pedal. La fuerza que se debe aplicar en el embrague, para poder desembragar, debe estar dentro de un rango que permita al conductor no tener que ejercer una fuerza excesiva, pero tampoco que sea demasiado baja (Figura 4.11).

De esta forma, se ha determinado como fuerza mínima para el pedal una fuerza de 80 N y como fuerza máxima 150 N, fuera de este rango el embrague no sería ergonómico [1].

Fijando el valor de fuerza que se desea obtener en el pedal, se puede llegar a calcular la fuerza que el plato debe aplicar al disco.

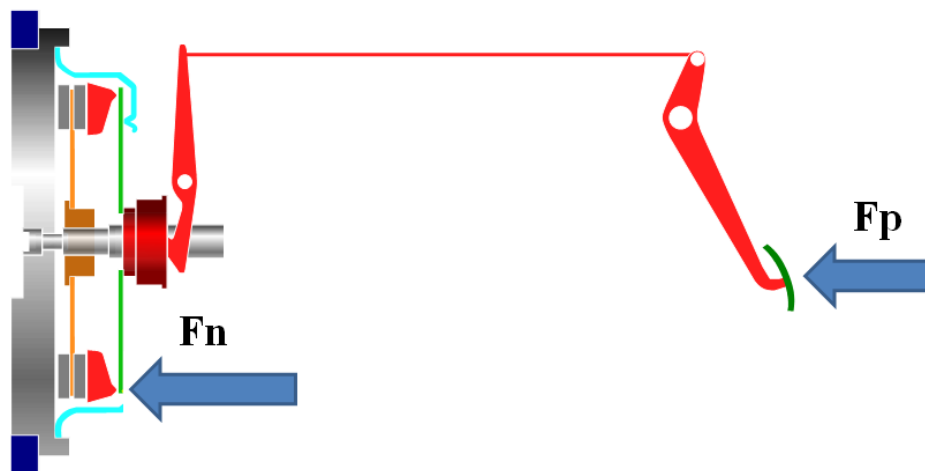


Figura 4.11. Timonería del vehículo

Para obtener el valor de la fuerza normal se debe conocer las diferentes relaciones de transmisión que se producen desde el pedal hasta la aplicación de la fuerza en el plato.

La relación entre la fuerza del pedal y la fuerza que realiza el cojinete (Figura 4.12) depende de cada vehículo pero mediante la realización de ensayos en vehículo se ha determinado que dicho valor varía entre 13,5 y 15.

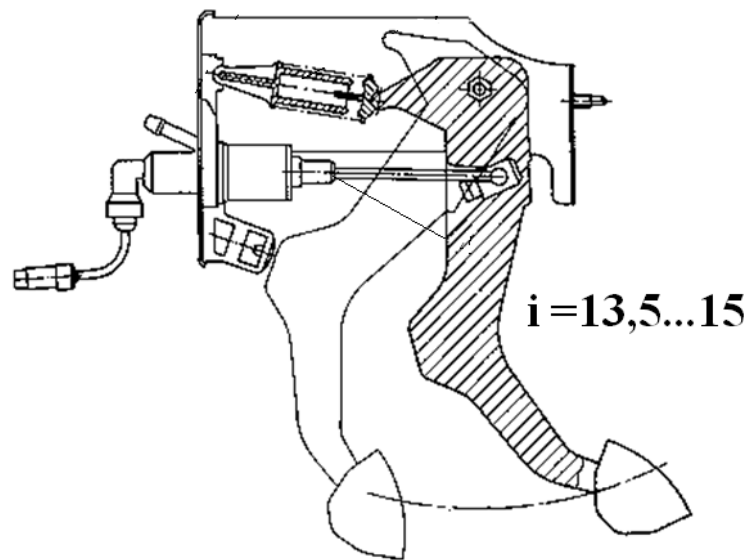


Figura 4.12. Relación entre carga de pedal y carga en cojinete.

Asimismo, la relación de palanca entre la fuerza que se aplica en el diafragma y la que aplica el plato (Figura 4.9), oscila entre 3 y 4,5. Siendo 3,6 el valor más común (Figura 4.13).

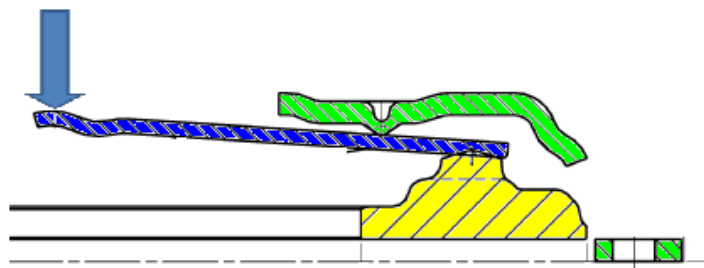


Figura 4.13. Fuerza aplicada en el diafragma

DISEÑO DEL EMBRAGUE MECÁNICO DE UN VEHÍCULO

La curva de carga en pedal que se observa en la figura 4.14, es la que define el valor máximo que se ha de aplicar para poder realizar el desembrague.

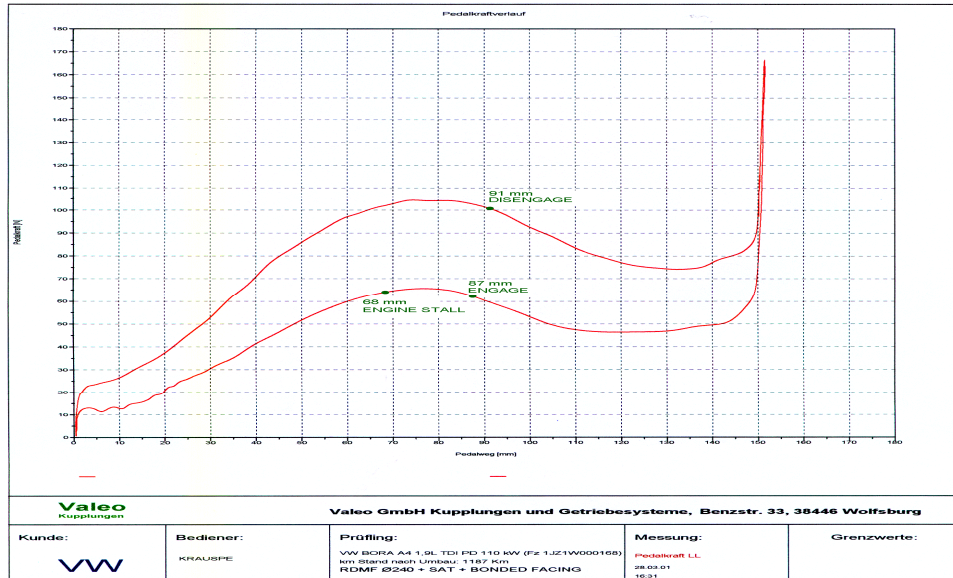


Figura 4.14. Curva de carga en pedal

5. CÁLCULO DE COMPONENTES DEL EMBRAGUE

Una vez realizado el dimensionado del embrague, se han de calcular los principales componentes del mismo, estos son:

- Cálculo de los muelles helicoidales de compresión.
- Cálculo de las arandelas Belleville.
- Cálculo de las arandelas onduladas.
- Cálculo de los tirantes.
- Cálculo del diafragma.

En este capítulo se exponen los métodos de cálculo para los diferentes elementos que componen un embrague, posteriormente se realiza la aplicación de éstos métodos de cálculo a un vehículo real.

5.1. Cálculo de los muelles helicoidales

El sistema de amortiguación de un embrague mecánico está formado por un sistema elástico torsional y un sistema de histéresis torsional. El primero de los sistemas debe estar caracterizado por una rigidez torsional (N/grado), un giro total y un par máximo. Las funciones principales de estos dos sistemas es la de reducir las vibraciones transmitidas del motor a la caja de cambios actuando por tanto como sistema de filtración de vibraciones [1].

El sistema elástico torsional consta de una parte conducida y de otra conductora. El arrastre de la parte conducida se realiza mediante los muelles del amortiguador que están interpuestos entre ambos sistemas, son muelles de compresión.

Los muelles van alojados en ventanas con dimensiones características predeterminadas. El número de ventanas suele ser dos o cuatro, aunque también se puede utilizar otras

configuraciones como la de seis ventanas. Estas no tienen porqué tener las mismas dimensiones, aunque si se conserva la igualdad entre pares de ventanas.

5.1.1. Dimensionado del muelle

En primer lugar es importante definir cuáles son las características del muelle que se deben de determinar para poder realizar un diseño correcto. En la tabla 5.1 se detallan todos estos parámetros [5].

Parámetros característicos de los muelles	
De	Diámetro exterior
d	Diámetro del hilo
Dm	Diámetro medio (De - d)
R	Rigidez del muelle medida en Newton/milímetro (N/mm); se define como la carga necesaria para poder comprimir el muelle un milímetro
RelArr	Relación de arrollamiento (De/d)
Nu	Número de espiras útiles
Nt	Número de espiras totales
Nm	Número de espira no útiles
Pa	Paso en estado libre
L ₀	Longitud inicial
Lb	Longitud a bloque, cuando no puede comprimirse mas
Fu	Flecha bajo carga, es la longitud que comprime el muelle cuando está sometido a una carga P
G	Modulo de elasticidad transversal (N/mm ²)
T _{max}	Tensión máxima (N/mm ²)
α	Ángulo que se le imprime al hilo inicial al ser formado el muelle
E ₁	Coefficiente de Timoshenku, define el efecto de la relación de arrollamiento en la tensión del muelle bajo carga.

Tabla 5.1. Parámetros de los muelles

A continuación se va a obtener la relación entre la flecha de resorte F_u y la carga aplicada P .

Si no se sobrepasa el límite de proporcionalidad a la torsión del material, el trabajo efectuado por la fuerza P a medida que crece desde cero hasta su valor final, es almacenado por el material como energía potencial y si se supone que el esfuerzo desarrollado es debido únicamente a torsión se tiene que el trabajo efectuado en producir la flecha es igual al trabajo efectuado en girar el hilo un ángulo θ .

El trabajo realizado por la carga P al recorrer el camino marcado por la flecha F_u es el producto del valor medio de la carga ($P/2$) por la flecha. De otro modo, el trabajo efectuado al torcer el hilo un ángulo θ es el producto del valor medio del momento de torsión ($M/2$) por el ángulo θ de torsión de donde se tiene que [5]:

$$\frac{P}{2} \cdot F_u = \frac{M}{2} \cdot \theta$$

donde:

- P es la carga aplicada.
- F_u es la flecha que produce la carga P .
- θ es el ángulo que gira el hilo.
- M es el momento de torsión del muelle.

El momento de torsión del muelle es igual a la carga P por el radio medio del muelle (R_m) [5]:

$$\frac{P}{2} \cdot F = \frac{1}{2} \cdot \theta \cdot P \cdot R_m$$

Despejando se obtiene:

$$F_u = R_m \cdot \theta$$

El ángulo que gira el hilo del muelle se define como:

$$\theta = \frac{M \cdot L}{G \cdot J}$$

siendo:

- J es el momento de inercia del hilo en la dirección del radio.
- L es la longitud del resorte desarrollado.

De esta forma se obtiene:

$$\theta = \frac{P \cdot \frac{Dm}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{Dm}{2} \cdot Nu}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{4}}$$

Simplificando la expresión:

$$\theta = \frac{P \cdot 16 \cdot Dm^2 \cdot Nu}{G \cdot d^4}$$

Finalmente combinando esta última fórmula con la obtenida anteriormente, se obtiene:

$$Fu = \frac{Dm}{2} \cdot \frac{P \cdot 16 \cdot Dm^2 \cdot Nu}{G \cdot d^4}$$

Simplificando la expresión [5]:

$$Fu = \frac{P \cdot 8 \cdot Dm^3 \cdot Nu}{G \cdot d^4}$$

donde:

- P es la carga aplicada.
- Fu es la flecha que produce la carga P.
- Dm es el diámetro medio.
- Nu es el número de espiras útiles.
- G es el modulo a cortadura del material del muelle.
- d es el diámetro del hilo.

Esta es la expresión que relaciona finalmente la carga del muelle con la flecha.

5.1.2. Diseño del muelle

Para realizar el diseño del muelle habrá que conocer la relación entre la flecha del resorte " Δx " (lo que se comprime) y el ángulo girado por el sistema " θ ". Esta relación vendrá dada por el radio al que está situado el muelle " R "[5]:

$$\Delta x = R \cdot \frac{\theta \cdot \pi}{180}$$

La flecha del muelle es equivalente a la longitud del arco.

Una vez conocido el modo de funcionamiento y el valor de la flecha el diseño de este elemento vendrá dado por las distintas limitaciones que existan:

1. Relación de arrollamiento entre 3 y 12 ($3 < \text{RelArr} < 12$): si la relación de arrollamiento fuera menor que tres la fabricación sería imposible porque para doblar el hilo habría que hacer soportar al material a grandes esfuerzos que lo romperían, y si la relación de arrollamiento fuera mayor que doce el diámetro medio sería demasiado grande con respecto al diámetro del hilo como para que se pudieran mantener las tolerancias especificadas, además de aumentar el riesgo de ruptura por flexión en el punto de trabajo.
2. Número de espiras útiles mayor que 2 ($N_u > 2$): estadísticamente se ha comprobado que el número de espiras debe ser mayor que dos para que se puedan mantener las tolerancias y soportar la resistencia a fatiga.
3. Ángulo de hélice menor que 7 ($\alpha < 7$): A parte de ser una limitación de tipo constructivo es también un límite que se da para facilitar el cálculo de otras variables que si no serían demasiado delicados; este valor límite es el único que puede ser variado para diseños muy concretos.
4. Longitud mínima de utilización mayor que la longitud de bloque más 0,5 ($L_{ME} > L_B + 0,5$): para que en todo momento el muelle trabaje como elemento de carga se debe conseguir siempre que la longitud mínima de utilización esté por encima de la longitud de bloque (o última longitud del muelle a partir de la cual el muelle ya no es un elemento de carga) más un valor de 0,5 milímetros (para tener en cuenta las diferencias dimensionales debidas a las tolerancias).
5. Tensión máxima soportada por el muelle menor que la tensión máxima admisible por el material ($T_{LME} < T_{max}$): la tensión máxima soportada por el muelle será igual a T_{LC} cuando la longitud de carga sea igual a la longitud

mínima de utilización: $TLME=TLU(LC=LME)$. Para que el material no rompa se intentará que esta tensión máxima esté por debajo de la tensión máxima permitida por el material.

Para diseñar el muelle es suficiente que se cumplan estos cinco criterios, pero para que el diseño sea óptimo a parte de conseguir que se cumplan las cinco limitaciones habrá que conseguir que la tensión soportada sea mínima.

La forma de operar a la hora de diseñar el muelle es [5]:

- a) Definir el giro para el que se quiere que trabaje el disco.
- b) Definir la carga (o par) que se quiera que dé el muelle al giro anterior.
- c) Calcular las dimensiones del muelle para el punto de trabajo: distancia del muelle al centro del disco (R), y longitud mínima de utilización (LME).
- d) Definir las distintas variables independientes:
 - definir un diámetro de hilo determinado (d).
 - definir el tipo de tecnología (ventana para alojar el muelle); con esta tecnología se definirá el diámetro exterior del muelle (D_e) que es igual que el diámetro de la ventana, la distancia inicial del muelle al centro del disco (R_o), la longitud de la ventana (L_y) y la longitud inicial del muelle (L_o).
 - definir el tipo de material a utilizar, definiendo con ello la tensión máxima permitida (T_{max}) y el módulo de elasticidad transversal (G).
- e) Una vez definidas todas las variables independientes se pasará a calcular las demás variables dependientes: para conseguir que la carga sea máxima se impondrá que la tensión soportada cuando la longitud es igual a la longitud mínima de utilización sea igual a la tensión máxima permitida se calcula la carga asociada a esta tensión (P) se calculan las demás variables: rigidez del muelle (R), diámetro medio (D_m), número de espiras útiles y totales (N_u y N_t), relación de arrollamiento ($RelArr$), ángulo de hélice (α) y longitud de bloque (LB).
- f) Se comprueban cada uno de los cinco criterios de diseño. La respuesta a esta comprobación puede ser que el muelle, para ese diámetro de hilo dado, no sea apto (porque no cumple todos los criterios) o que si lo sea (cumple los cinco criterios).

Lo ideal sería hacer este cálculo para distintos diámetros de hilo para una tecnología y material del muelle dado de tal forma que se escogiera el diámetro de hilo que

cumpliendo todos los criterios diera una menor tensión en el muelle. Puede haber ocasiones en las que no se encuentre ningún diámetro de hilo que permita que el muelle cumpla todos los criterios; en este caso se debe aumentar el ángulo de hélice mínimo permitido con idea de hacer menos restrictivos los criterios de diseño.

Como por lo general la longitud de la ventana (L_v) donde van alojados los muelles es inferior a la longitud libre (sin carga) del muelle; esto hace que para alojar el resorte en su sitio hay que comprimirlo dándole una precarga inicial. Hay por tanto que calcular también el par de precarga, que vendrá determinado por:

$$M_{pre} = n \cdot R \cdot K \cdot (L_0 - L_v)$$

Donde:

- K es la rigidez.
- R es el radio de aplicación.

5.2. Cálculo de las arandelas Belleville

Los resortes de disco cónico, también conocidos como arandelas Belleville, tienen una larga historia. En 1835 el inglés Timothy Hackworth utilizó el primer diseño parecido al actual en una aplicación de una válvula de seguridad. En 1860 el francés Julián F. Belleville desarrolló una patente en Inglaterra para una aplicación particular [1].

En su día este tipo de resortes fue utilizado sobre todo en partes de la amortiguación de elementos giratorios del ferrocarril, para recular mecanismos de pistolas, ...

Para cualquier aplicación donde se disponga de espacio reducido, particularmente cuando existen altas cargas, el uso de estas arandelas proporciona una serie de ventajas.

Se puede llegar a obtener diferentes relaciones entre carga aplicada y flexión sufrida sobre la arandela como lineal, regresiva o incluso progresiva; para ello será suficiente variar las dimensiones de la arandela o utilizar varias a la vez. Al ser utilizado un gran número de diferentes arandelas de diferentes tamaños, éstos no están recogidos por ninguna norma.

Por todas estas razones la arandela Belleville es utilizada en un gran número de aplicaciones dentro de la ingeniería como por ejemplo el sistema de frenos o el embrague de un vehículo automóvil.

Dentro del embrague mecánico las aplicaciones de una arandela Belleville son varias; se pueden encontrar una de estas arandelas dentro del disco como el elemento que aporta la carga necesaria para que el sistema tenga la histéresis necesaria, se puede encontrar también como elemento sustentador del diafragma dentro del conjunto de presión actuando como apoyo del diafragma, y finalmente en el propio diafragma ya que este elemento actúa exactamente igual que una arandela Belleville, diferenciándose físicamente en los dedos que este elemento tiene.

5.2.1. Dimensionado de las arandelas Belleville

Estas arandelas son resortes con forma de disco cónico, por lo general con sección rectangular. Su geometría viene definida por su diámetro exterior (D_e), su diámetro interior (D_i), su espesor (t) y su altura media (L). Para ser denominadas se utiliza la configuración normalizada siguiente: " $D_e \times D_i \times t, L=...mm$ " (por ejemplo: una arandela con diámetro exterior de 50 mm, diámetro interior de 25,4 mm, espesor 3 mm y altura media 3,6 mm será identificada como: "50x25,4x3, L=3,6mm"). En la Figura 5.1. se muestra cada una de estas longitudes [4].

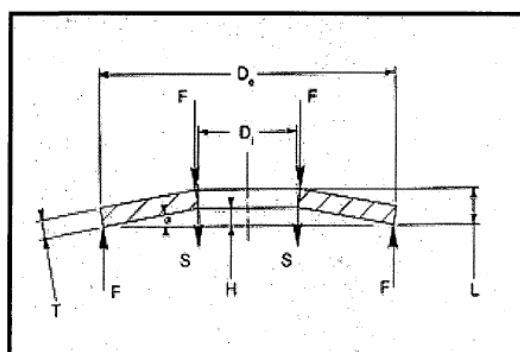


Figura 5.1: Dimensiones de las arandelas.

Como se verá posteriormente, existen distintas configuraciones de estas arandelas; se pueden utilizar más de una Belleville de manera conjunta consiguiendo aumentar la carga soportada (para la misma flecha) o la flecha de la arandela (para la misma carga).

Al igual que en el punto anterior, se debe calcular cual es la relación entre la carga aplicada y la flecha que sufre la arandela, antes de realizar este cálculo se deben definir cuáles son los parámetros principales que definen a este elemento. En la Tabla 5.2 se describen todas ellas [4].

Parámetros característicos de las arandelas Belleville	
E	modulo de Young (N/mm ²)
μ	coeficiente de Poisson
D _e	Diámetro exterior de la arandela
D _i	Diámetro interior de la arandela
R	Relación de diámetros (D _e /d)
t	Espesor de la arandela
HL	Altura libre de la arandela
S	Flecha bajo carga P
σ _i	Tensión en la arandela en un punto "i"(N/mm ²)
α	Ángulo de la arandela libre de carga
D ₀	Diámetro del eje neutro
γ	Ángulo relativo entre la arandela en estado libre y la arandela tras una flecha determinada

Tabla 5.2. Parámetros de las arandelas Belleville.

Todos estos parámetros están representados en la Figura 5.2:

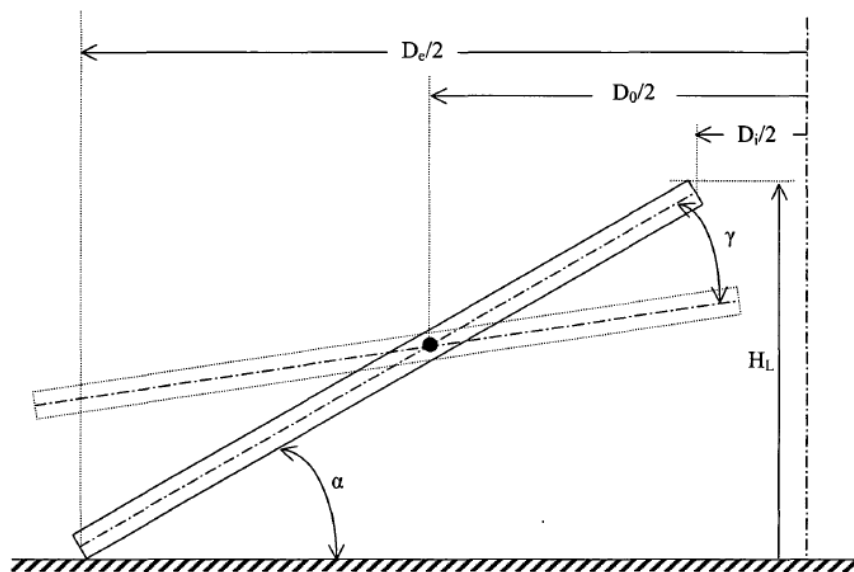


Figura 5.2: Parámetros característicos de las arandelas.

Son varios los métodos utilizados para el cálculo de esfuerzos y tensiones en función de las variables descritas anteriormente, algunos demasiado complicados, otros lejanos de la realidad. El más extendido es el método para arandelas cónicas basado en la teoría de Almen y Laszlo. Según esta teoría, las aproximaciones e hipótesis utilizadas son:

- Ángulo inicial de la arandela pequeño (de ahí la aproximación de $\cos\alpha = 1$).
- Sección de la arandela a lo largo del radio de forma rectangular y constante con la variación de la carga.
- No hay carga en la dirección radial.
- Estado totalmente elástico ("E" y "μ" constantes) en todo momento.

El problema de utilizar este método viene cuando los ángulos no son tan pequeños ni los espesores tan grandes. Para estos casos la teoría de Almen y Laszlo no es aplicable y se utiliza otra teoría más realista: la teoría de Boivin-Bahaud. Esta teoría proporciona una expresión de la carga soportada por la arandela como sigue [4] (Figura 5.2.):

$$F = \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot t \cdot \cos \alpha}{(1 - \nu)(R_e - R_i) \cos(\alpha - \gamma)} (K_1 \cdot K_2 + K_3 \cdot \frac{t^2}{12})$$

donde:

- $K_1 = \frac{\text{sen}(\alpha - \gamma) \cdot [\cos(\alpha - \gamma) - \cos(\alpha)]}{\cos^3(\alpha)}$
- $K_2 = \frac{D_e^2 - D_i^2}{8} - \frac{D_0(D_e - D_i)}{2} + \frac{D_0}{4} \cdot \text{Ln}\left(\frac{D_e}{D_i}\right)$
- $K_3 = \tan(\alpha) \cdot \text{Ln}\left(\frac{D_e}{D_i}\right) + \tan(\alpha - \gamma) \cdot \text{Ln}\left(\frac{D_0 \cdot \cos(\alpha) + (D_i - D_0) \cdot \cos(\alpha - \gamma)}{D_0 \cdot \cos(\alpha) + (D_e - D_0) \cdot \cos(\alpha - \gamma)}\right)$

Hasta ahora lo que se ha calculado son variables para una arandela donde la carga "F" está aplicada justamente en los puntos interiores ($D=D_i$) y exteriores ($D=D_e$).

En muchas aplicaciones la carga está aplicada en algún punto distinto de los del extremo de la arandela. En el caso por ejemplo del diafragma la carga está aplicada en algún punto interior de la propia Belleville (Figura 5.3).

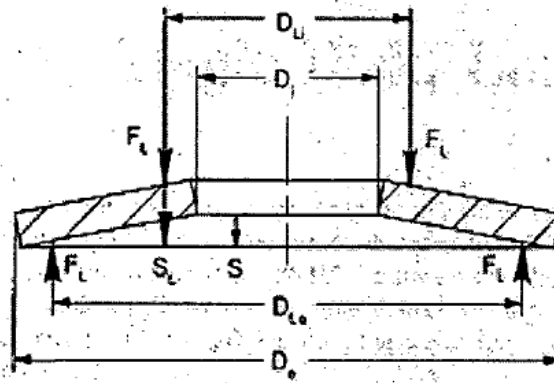


Figura 5.3: Carga aplicada en arandela Belleville.

Para calcular la relación entre esta nueva carga y una equivalente aplicada en los extremos no habrá que hacer más que calcular momentos respecto al eje neutro, con lo que se tendrá que [4] (Figura 5.3):

$$F_L = F \cdot \frac{(D_e - D_i)}{(D_{Le} - D_{Li})}$$

siendo:

- D_{Le} diámetro entre los apoyos inferiores de la arandela.
- D_{Li} diámetro de aplicación de la carga en la arandela.

Análogamente, se puede sacar de la figura por geometría la relación entre la flecha de la arandela y la flecha a la altura de los apoyos (Figura 5.3):

$$S_L = S \cdot \frac{(D_{Le} - D_{Li})}{(D_e - D_i)}$$

Hay más aplicaciones de esta arandela dentro de los embragues de automóvil donde la carga se aplica en puntos distintos de los diámetros extremos. Este es el caso de la arandela Belleville utilizada para dar la carga de histéresis. El elemento en cuestión tiene sendas prolongaciones en ambos extremos que permiten que se apoye correctamente en el alojamiento existente [4].

Para estudiar esta nueva disposición se aproximará los extremos de la siguiente forma (Figura 5.4):

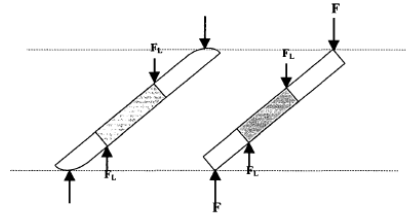


Figura 5.4: Aproximación realizada en arandelas Belleville.

Para calcular la carga F_L y la flecha S_L se utilizarán las expresiones anteriores.

5.2.2. Carga vs Flecha

Como se ha visto anteriormente estos resortes no son lineales. Esta no linealidad será distinta según sea la relación entre el espesor y la altura de la arandela inicial. Lo que realmente se suele encontrar es la representación gráfica de la carga adimensional (adimensionalizada con la carga para que la flecha sea la altura inicial "H") frente a la flecha adimensionalizada con esta altura inicial para una arandela dada (definida por su material y por sus diámetros exteriores e interiores) (Figura 5.5) [4]:

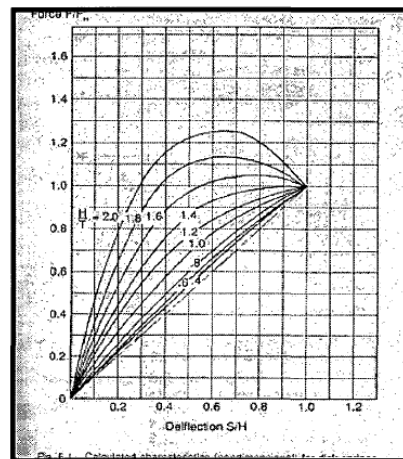


Figura 5.5: Carga vs flecha en arandelas Belleville.

En este gráfico tan sólo hay valores para flechas menores que la altura inicial ($H/t=1$; $0 < t < H$). Existen aplicaciones donde en ocasiones se sobrepasa este valor llegando a valores máximos de dos veces la altura inicial ($H < S < 2H$). La gráfica para estas aplicaciones es similar a la anterior, de tal forma que las curvas son antisimétricas respecto del punto ($F/F_H=1; H/t=1$), esta curva se aprecia en la figura 5.6.

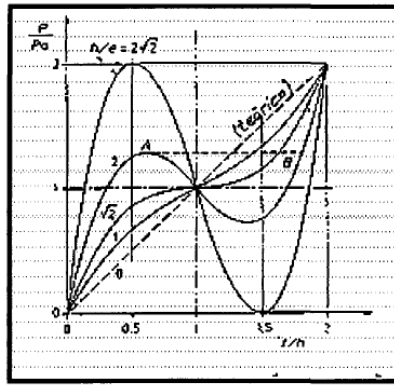


Figura 5.6: Carga vs flecha ($S > H$) en arandelas Belleville.

La forma de trabajar la arandela en esta segunda fase es igual que en la primera fase salvo que ahora un aumento de la flecha supone una disminución de la carga transmitida. Si se observa la gráfica se aprecia que [4]:

- Cuando la relación $H/t=0$ (caso irreal, teórico) la relación carga/flecha es lineal.
- Cuando la relación $H/t < \sqrt{2}$ la inflexión de la curva es horizontal de tal forma que un aumento de carga implica un aumento de la flecha.
- Cuando la relación $H/t > \sqrt{2}$ hay zonas donde al aumentar la flecha se produce una disminución de la carga.
- Cuando la relación $H/t > 2\sqrt{2}$ habrá zonas para $S/H > 1$ donde aparezcan cargas negativas.

Es importante resaltar que el ratio D_e/D_i no tiene ninguna influencia en estos gráficos.

Hasta ahora se han presentados los gráficos de una manera adimensional. Esta representación es típica en casos en los que se quiere representar una forma genérica de arandela con diferentes espesores.

En un caso real se tendrá una arandela específica determinada por su ángulo inicial (α ó P), sus diámetros exteriores e interiores de la Belleville y de los apoyos (D_e , D_i , D_{eA} ó D_{LC} , D_{IA} ó D_{LI}) y por el espesor (T ó e).

En este caso se representa directamente la gráfica de la carga sobre la arandela (F ó P) frente a la flecha de todo el conjunto (S ó SL) O la altura (H'), medida como la distancia del apoyo de la arandela con las prolongaciones hasta el punto más alto (altura libre, HL , menos la flecha, S' : $H'=HL-S'$) (Figura 5.7).

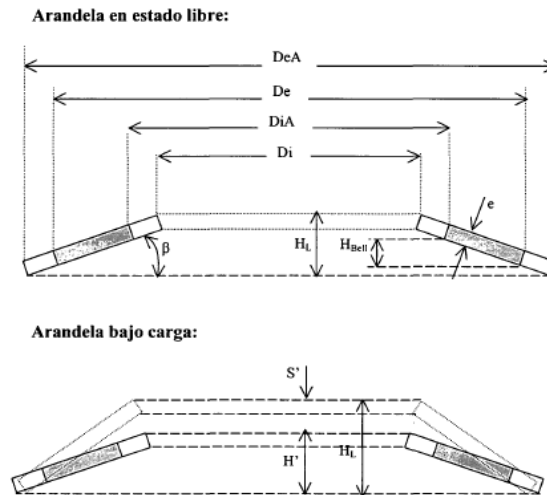


Figura 5.7: Dimensiones arandela real

La expresión que hasta ahora se tiene de la carga viene en función del ángulo γ , definido como el ángulo de giro respecto del eje neutro. Hay por tanto que buscar una relación entre este ángulo y la flecha (o la altura) de todo el elemento (arandela más apoyos).

La expresión que liga la flecha de todo el conjunto (S') con la flecha de la arandela (S) se ha visto anteriormente [4]:

$$S' = S \cdot \frac{(DeA - DiA)}{(D_e - D_i)}$$

Lo que hay que hacer es buscar la expresión que relaciona el ángulo y con la flecha S . Para encontrar esta expresión hace falta el uso de la siguiente figura (Figura 5.8), en esta figura aparecen los diámetros De' y Di' ; estos diámetros son los diámetros de la arandela Belleville cuando la arandela está plana; asimismo existen los diámetros DeA' y DiA' correspondientes a los diámetros de todo el conjunto:

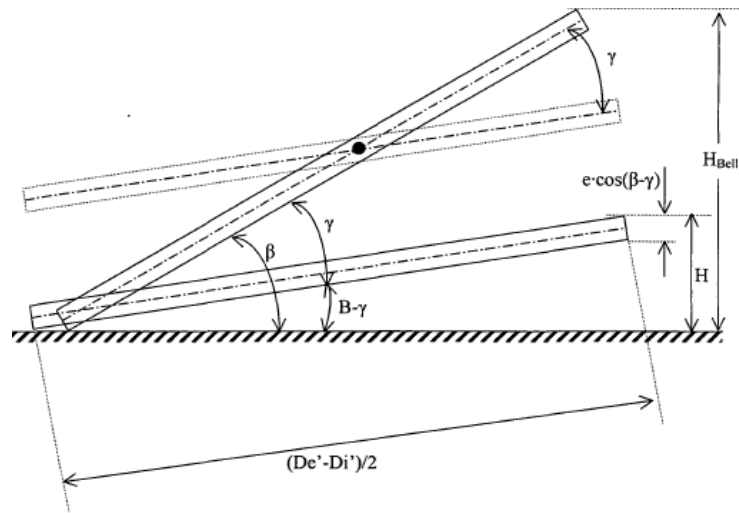


Figura 5.8: Dimensiones arandela plana.

A partir de la figura se pueden obtener las siguientes expresiones [4]:

$$\text{sen}(\beta - \gamma) = \frac{H - e \cdot [\cos(\beta - \gamma) - \cos(\alpha)]}{\frac{(D_e' - D_i')}{2}}$$

Despejando S [4]:

$$S = H_{Bell} - e \cdot \cos(\beta - \gamma) - \frac{(D_e' - D_i')}{2} \cdot \text{sen}(\beta - \gamma)$$

donde

- H_{bell} es la altura de la arandela plana.
- β es el ángulo de la arandela plana.
- γ es el ángulo de la arandela bajo carga.

5.2.3. Diseño de una arandela Belleville

A la hora de hacer el diseño de este elemento hay primero que conocer el modo de funcionamiento. En este sentido se debe estudiar el tipo de cargas a las que está sometida. Así, por ejemplo, la arandela de carga utilizada en el sistema de histéresis de un embrague trabaja a carga constante, mientras que el diafragma (que es una arandela cónica) trabaja bajo cargas cíclicas teniendo por tanto vital importancia hacer el estudio de comportamiento a fatiga (uso de los diagramas de Smith-Goodman) [4].

A parte del estudio tensional, también es útil conocer las cargas de los puntos de trabajo para saber si la arandela está cumpliendo las especificaciones de diseño. Según esto, se deberá comprobar que la arandela de histéresis está dando las cargas necesarias para aportar la histéresis requerida al sistema o que el diafragma es capaz de dar la carga suficiente para asegurar el levantamiento del conjunto de presión o para asegurar el contacto correcto entre plato de presión y forro de fricción.

Otras restricciones en el diseño serán las geométricas: se deberá asegurar con las dimensiones de la arandela que ésta se aloja correctamente en el habitáculo correspondiente o que su montaje se hace correctamente.

Para realizar el diseño de la Belleville habrá que tener en cuenta las diferentes tolerancias dimensionales. Cuando se quiere hacer un diseño correcto de un elemento se debe asegurar que todos los elementos de una misma gama cumplen correctamente todas las restricciones. En este sentido es de vital importancia que sean cuales sean las dimensiones reales de la arandela (nominal más tolerancias) el buen funcionamiento está asegurado. Para abordar al problema se describirán primero las tolerancias dimensionales de las que se disponen.

Una arandela cónica vendrá definida, a parte del material y de las propiedades mecánicas correspondientes, por las siguientes dimensiones [4]:

- Diámetro exterior de la arandela cuando ésta se encuentra en estado plano ("De") en milímetros.
- Diámetro interior de la arandela cuando ésta se encuentra en estado plano ("Di") en milímetros
- Diámetro del apoyo exterior de la arandela en estado plano ("DeA") en milímetros
- Diámetro del apoyo interior de la arandela en estado plano ("DiA") en milímetros.
- Espesor de la arandela ("t") en milímetros.
- Ángulo inicial de la arandela o ángulo sobre la horizontal cuando no hay ninguna carga aplicada (" β ") en grados.

El motivo por el que se utilizan los diámetros en estado plano para definir este elemento es el modo de fabricación: para fabricar una arandela Belleville se parte de una lámina

de espesor determinado (el que tendrá la arandela: "t") que es cortada mediante una prensa dándole la forma correspondiente (la que deberá tener cuando esté trabajando en estado plano: "De", "Di", "DeA", "DiA"); posteriormente se le da el ángulo determinado (ángulo en el que la arandela se encuentre en estado libre: "P").

Una vez fabricada la arandela, para ser montada en el hueco correspondiente se coloca concéntricamente y se comprime lo suficiente hasta que se llegue a la altura de trabajo.

Estas seis dimensiones tienen tolerancias que limitarán superior e inferiormente su tamaño y que deben ser tenidas en cuenta a la hora de imponer las restricciones de diseño.

A continuación se obtienen las expresiones de los diámetros de la arandela en estado libre en función de los diámetros en estado plano (Figura 5.9) [4].

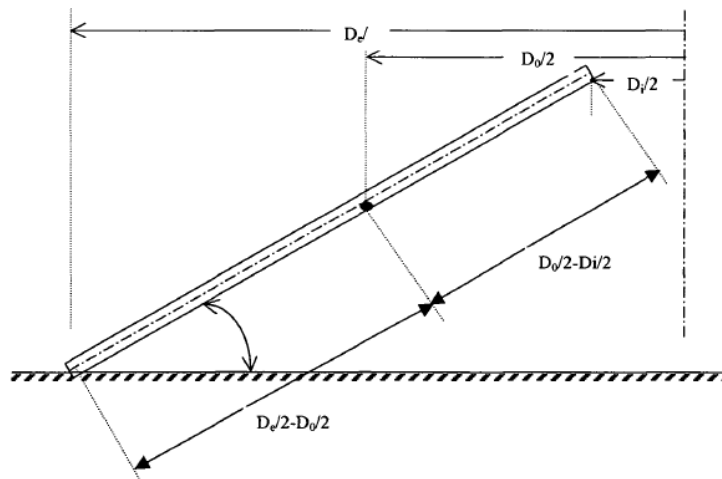


Figura 5.9: Dimensiones arandela en estado libre.

Observando la figura 5.9 se puede concluir que [4]:

$$D_i = D_0 + \cos(\beta) \cdot (D_i' - D_0)$$

$$D_e = D_0 + \cos(\beta) \cdot (D_e' - D_0)$$

Y análogamente para los apoyos se tiene que:

$$D_{iA} = D_0 + \cos(\beta) \cdot (D_{iA}' - D_0)$$

$$D_{eA} = D_0 + \cos(\beta) \cdot (D_{eA}' - D_0)$$

Aunque estos elementos elásticos pueden trabajar con alturas de trabajo mayores y menores que cero, en las aplicaciones de un embrague de automóvil esta altura viene generalmente limitada a valores solamente positivos, pues debido a la disposición del hueco en el que van alojadas las alturas negativas no están permitidas (Figura 5.10):

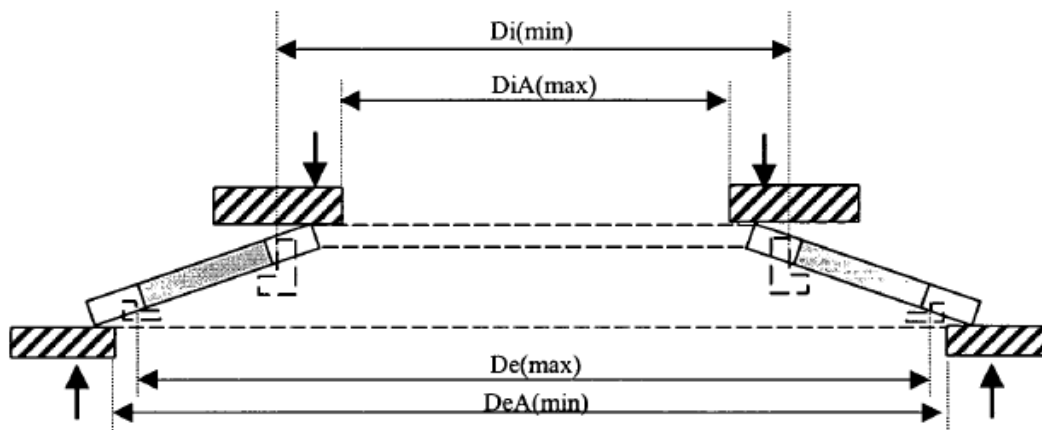


Figura 5.10: Dimensiones máximas y mínimas.

El diseño óptimo es aquel que defina una arandela que cumpla todo lo siguiente [4]:

- El estado tensional debe ser tal que en ningún punto, en el punto de trabajo, la tensión de compresión sea mayor de 1200 N/mm^2 y la de tracción menor que -840 N/mm^2 .
- El punto de trabajo de la arandela será tal que sean cual sean sus dimensiones se asegure para toda la gama que la altura de trabajo estará comprendida entre un valor máximo ("Hmax") y un valor mínimo ("Hmin") y que para que la histéresis no varíe mucho la carga estará comprendida entre un valor máximo ("Pmax") y un valor mínimo ("Pmin").
- Como se pretende que la arandela esté dando carga en todo momento se debe asegurar que la altura libre ("HL") sea mayor que la altura máxima de trabajo ("Hmax") y que el espesor ("t") sea menor que la altura mínima de trabajo

("H_{min}") porque si no la arandela estaría a bloque y se dejaría de transmitir mas carga.

- Para que no haya problemas en el montaje del disco se debe asegurar que la altura libre no exceda de un máximo prefijado ("R_{max}"); si esto no se cumpliera podría ocurrir que mientras se están montando las diferentes piezas, antes de ser remachadas se descolocaran las piezas, haciéndose imposible remacharlas.

En el apartado de los diagramas de carga frente a flecha se comentó que según sea el cociente entre altura libre y espesor (H_{Bell}/t) la forma de la curva es distinta.

Cuando este cociente es mayor que $2\sqrt{2}$ puede darse el caso de que a determinada altura de trabajo la carga sea negativa. En el caso del embrague mecánico supondría que para la arandela de histéresis el sistema se levantara sin que por tanto se transmitiera ninguna carga (histéresis nula) o que en el caso del diafragma se hiciera lo contrario de lo que se pretende (cuando se quiera transmitir par, juntando plato de presión y forros de fricción por transmisión de carga con el diafragma lo que realmente se estará haciendo es separar ambas piezas). Para evitar esto se asegurará en todos los diseños que [4]:

$$\frac{H_{Bell}}{t} < 2\sqrt{2}$$

donde

- H_{Bell} es la altura libre de la arandela.
- t es el espesor.

A la hora de aplicar estas restricciones de diseño habrá que tener en cuenta las tolerancias dimensionales para con ello aseguramos que todas las arandelas de una misma gama cumplen las restricciones.

Los datos geométricos de entrada que tenemos (espesor, ángulo en estado libre, diámetros exteriores e interiores de los apoyos y de la Belleville cuando la arandela está plana) vendrán determinados por un valor nominal, un máximo y un mínimo.

5.2.3.1. Restricción de la carga

Para asegurar que se cumplen las restricciones en cuanto a la carga habrá que calcular una carga nominal, una máxima y una mínima en función de los valores de entrada:

- Carga nominal: en la expresión de la carga mostrada anteriormente habrá que sustituir cada término por el valor nominal correspondiente.
- Carga superior: para que la carga sea lo mayor posible deberá ser el espesor máximo, el ángulo máximo, el diámetro exterior de la arandela máximo, el diámetro interior de la arandela mínimo, el diámetro del apoyo exterior mínimo y el diámetro del apoyo interior máximo.
- Carga inferior: para que la carga sea lo menor posible deberá ser el espesor mínimo, el ángulo mínimo, el diámetro exterior de la arandela mínimo, el diámetro interior de la arandela máximo, el diámetro del apoyo exterior máximo y el diámetro del apoyo interior mínimo.

Esto es una aproximación que va a permitir una estimación bastante buena porque lo que ocurre en la realidad es que la carga máxima no es máxima en todos los puntos ni la carga mínima es mínima en todos los puntos.

5.2.3.2. Restricciones geométricas en el punto de trabajo

Se definen primero unas alturas libres máxima y mínima geométricas dadas por:

$$H_{Lmax(geom)} = [(DeA' + T_{sup}) - (DiA' + T_{inf})] + (t + T_{sup}) \cdot \cos(\beta + T_{sup})$$

$$H_{Lmin(geom)} = [(DeA' + T_{inf}) - (DiA' + T_{sup})] + (t + T_{inf}) \cdot \cos(\beta + T_{inf})$$

Para que no se tengan problemas a la hora de transmitir carga se deberá cumplir que:

- Altura libre menor que la máxima permitida:

$$H_{Lmax(geom)} < H_{max}$$

- Espesor mayor que la altura mínima

$$(e + T_{inf}) > H_{min}$$

- El cociente entre la altura libre y el espesor será mayor que $2\sqrt{2}$:

$$(t + T_{sup}) < H_{Lmin(geom)} / 2\sqrt{2}$$

- El diámetro exterior del apoyo en estado plano debe estar limitado por el mínimo permitido:

$$(D'eA+T_{sup})>D_{iA}(\min)$$

- El diámetro interior de la arandela debe estar limitado por el mínimo permitido:

$$D'i+T_{sup}>D_i(\min)$$

5.2.3.3. Restricciones desde el punto de vista del montaje

Las condiciones que se deben mantener para evitar que haya problemas en el montaje son las siguientes:

- La altura libre debe ser menor que la máxima permitida: $HL_{max}(\text{geom}) < HL_m$
- El diámetro interior del apoyo en estado libre debe estar limitado por el máximo permitido:

$$(D_iA+T_{inf})-0,5(t+T_{sup})\text{sen}(a+T_{sup})<D_{iA}(\max)$$

- El diámetro exterior de la arandela en estado libre debe estar limitado por el máximo permitido:

$$(D_e+T_{inf})+0,5(t+T_{inf})-\text{sen}(a+T_{inf})<D_{e(\max)}$$

5.2.3.4. Restricciones según la tensión

Para asegurarse de que no se rompe la arandela habrá que comprobar que para ninguna Belleville se sobrepasan los límites de tensión máxima a compresión o a tracción.

5.3. Cálculo de arandelas onduladas

La arandela ondulada (Figura 5.11) es una arandela elástica de pequeño espesor caracterizada por estar formada por distintas ondulaciones. La geometría y disposición de estas ondulaciones hacen de éste un elemento de carga caracterizado por tener una relación lineal entre carga aplicada y flecha de la arandela [4].

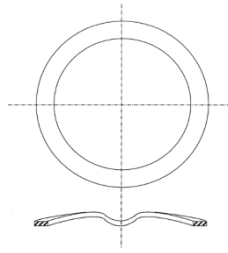


Figura 5.11: Arandela ondulada.

Se entiende por flecha la disminución de la altura de la arandela al ser aplicada la carga. La altura de la arandela viene determinada por la altura de las ondulaciones (H), la cual disminuye cuando se aplica dicha carga P (Figura 5.12).



Figura 5.12: Flecha en arandela.

Este elemento de carga es utilizado en un embrague para conseguir obtener una histéresis o amortiguamiento seco en el disco de embrague. En el disco, entre la parte conductora y la parte conducida, existe un rozamiento para conseguir que en la transmisión de par entre ambas partes exista siempre un par asociado al rozamiento que va a producir el amortiguamiento seco requerido.

Este par de rozamiento va a quedar reflejado en la curva de amortiguación de un disco de embrague ya que el par transmitido entre la parte conductora y la parte conducida será distinto según sea la variación del sentido de giro positiva o negativa; para variaciones de sentido de giro positivas el par transmitido con histéresis es igual al par sin tener en cuenta el rozamiento más el par de rozamiento, mientras que si la variación del giro es negativa el par transmitido teniendo en cuenta la histéresis es igual al par sin rozamiento menos el par de rozamiento.

El valor de la histéresis es igual a la diferencia de pares entre la ida y la vuelta, es decir, dos veces el par de rozamiento [4]:

$$Hi = 2 \cdot N_{rozamiento} = 2 \cdot F_{rozamiento} \cdot R = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot R$$

siendo:

- Hi la histéresis.
- $N_{rozamiento}$ el par de rozamiento asociado a la fuerza de rozamiento.
- $F_{rozamiento}$ la fuerza de rozamiento.
- R la distancia del centro del disco al punto de roce entre parte conductora y parte conducida.
- μ el coeficiente de rozamiento entre la parte conductora y conducida.
- P la carga aplicada.

Una vez conocido cual es el uso de una arandela de estas características se procede a su cálculo y diseño.

5.3.1. Dimensionado de las arandelas onduladas

A parte del material del que esté hecha la arandela hay que tener en cuenta una serie de dimensiones que caracterizarán dicha arandela (Figura 5.13).

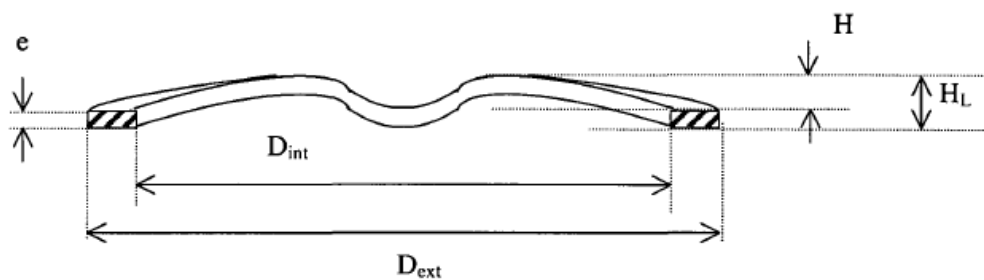


Figura 5.13: Dimensiones arandela ondulada.

En la tabla 5.3 se detallan estas dimensiones y una serie de parámetros que son función de los valores anteriores.

Parámetros característicos de las arandelas onduladas	
e	Espesor de la arandela
HL	Altura libre de la arandela
Hc	Altura de control, altura bajo carga P
D _e	Diámetro exterior de la arandela
D _i	Diámetro interior de la arandela
Δ	Diametro medio
L	Ancho de corona (D _e -D _i /2)
f	Flecha bajo carga
n	Número de ondulaciones
T	Tensión en la arandela (N/mm ²)
T _{max}	Tensión máxima en la arandela (N/mm ²)
E	Modulo de Young (N/mm ²)

Tabla 5.3. Parámetros de las arandelas onduladas.

En primer lugar se va a obtener la expresión que relacione la carga aplicada (P) con la flecha obtenida (f), así como el estado tensional de la arandela para una flecha dada.

La arandela está constituida por un conjunto de ondulaciones ("n" en total). La carga total aplicada sobre toda la arandela se reparte en partes iguales a cada una de las ondulaciones. Por la disposición y geometría de la pieza, cada una de las ondulaciones se pueden aproximar a una viga bi-empotrada de sección constante con carga aplicada sobre el punto medio: si se realiza una sección cualquiera en la arandela y la se despliega lo que se obtiene es un conjunto de vigas bi-apoyadas que tienen aplicada en su punto medio una carga constante P' (Figura 5.14). Esta carga es:

$$P' = n \cdot P$$

donde:

- P es la carga total aplicada en la arandela.
- n es el número de ondulaciones de la arandela.

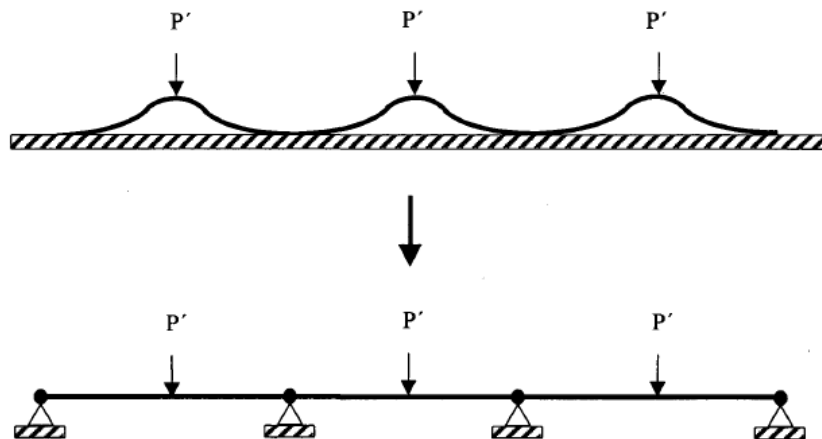


Figura 5.14: Carga en arandela.

En la realidad la arandela no está cortada por ninguna sección por lo que todas las ondulaciones tienen en sus extremos otras ondulaciones. Esto hace que no se permita el giro entre las distintas ondulaciones, o lo que es lo mismo, cada ondulación actúa como una viga empotrada por ambos extremos con una carga P' en el medio (Figura 5.15).

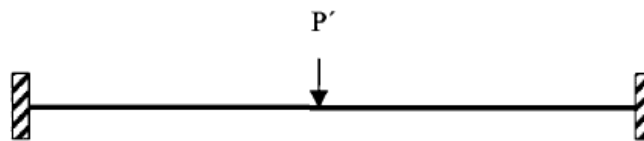


Figura 5.15: Carga en ondulación de arandela.

La flecha de la arandela vendrá determinada por la flecha del punto medio de esta viga bi-empotrada. Para calcular esta flecha habrá que calcular primero las reacciones en los extremos; con estas reacciones se podrá obtener la ley de momentos flectores que permitirá obtener la flecha del punto medio por aplicación del segundo teorema de Mohr [7].

La flecha (f) será igual a [8]:

$$f = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \frac{P' \cdot l}{8} \cdot \frac{l}{4} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{5 \cdot l}{12} - \frac{l}{6} \right)$$

Simplificando

$$f = \frac{P' \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

donde:

- l es la longitud de la ondulación.
- I es el momento de inercia de la arandela.
- E es el módulo de Young del material empleado.

Si se despeja ahora la carga P' :

$$P' = \frac{192 \cdot E \cdot I}{l^3} \cdot f$$

Como una arandela tiene "n" ondulaciones, si se supone que el ancho de la arandela es mucho más pequeño que el diámetro medio se obtiene que:

$$l = \frac{\pi \cdot \Delta}{n}$$

donde

- Δ es el diámetro medio de la arandela.

El momento de inercia "I" de una viga de sección rectangular [8]:

$$I = \frac{L \cdot e^3}{12}$$

donde

- e es el espesor de la arandela.

Si se sustituye estas dos expresiones en la expresión de la carga:

$$P' = \frac{E \cdot L \cdot e^3 \cdot n^3}{1,94 \cdot \Delta^3} \cdot f$$

La expresión que relaciona la flecha de la arandela con la carga soportada por esta es ($P=n \cdot P'$) [4]:

$$P = \frac{E \cdot L \cdot e^3 \cdot n^4}{1,94 \cdot \Delta^3} \cdot f$$

La tensión máxima soportada por la arandela es igual a la máxima tensión soportada por cada una de las ondulaciones.

Debido al esfuerzo al que está sometido este elemento cada sección del mismo estará bajo un estado tensional determinado que será función del momento flector en cada punto. La zona más crítica será aquella que tenga el momento flector mayor. Ésta está en el punto medio (Figura 5.15) [8]:

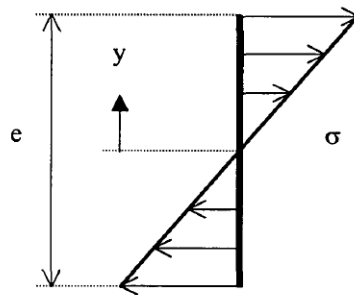


Figura 5.16: Momento flector máximo en la arandela.

La relación entre la tensión " σ " y el momento flector " M " en cada punto es [8]:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (\text{ecu. 14})$$

La tensión máxima se producirá en el punto $y=e/2$ y tiene el siguiente valor [8]:

$$T_{max} = \frac{M \cdot e/2}{\frac{L \cdot e^3}{12}} \quad (\text{ecu. 15})$$

Finalmente, sustituyendo la expresión que relaciona la flecha con el par, se tiene que [4]:

$$T_{max} = \frac{12 \cdot E \cdot e \cdot n^2}{\pi \cdot \Delta^2} \cdot f$$

Finalmente, asociada a la flecha máxima, existe una altura mínima de la arandela a partir de la cual la arandela romperá (H_{Cmin}); ésta es igual a [4]:

$$H_{Cmin} = H_L - \frac{\pi \cdot \Delta^2}{12 \cdot E \cdot e \cdot n^2} \cdot T_{max}$$

Donde:

- n es el número de ondulaciones.
- T_{max} es la tensión máxima.

5.3.2. Diseño de las arandelas onduladas

La histéresis necesaria en un sistema de este tipo debe estar asegurada entre dos valores a lo largo de la vida del embrague. Para ello en todo diseño se debe asegurar que el disco proporciona una histéresis que esté dentro de un rango determinado. Esto supone decir que la arandela ondulada debe trabajar entre dos alturas distintas a lo largo de toda su vida (H_{c1} y H_{c2}). Esto queda reflejado en el diseño de este tipo de elemento de carga; para ello se deberá asegurar que el estado tensional en los puntos de trabajo es tal que no se supere la tensión máxima que puede soportar el material sin romper [4].

Las alturas comprendidas entre los puntos de trabajo deben ser mayores que la mínima permitida. Esta restricción es suficiente que se asegure al principio de la vida de la arandela, ya que con el paso del tiempo, debido al rozamiento entre la parte conductora y la parte conducida el disco se irá desgastando de tal manera que la altura irá aumentando, alejándose este elemento de carga de la zona crítica.

Finalmente hay que tener en cuenta que tanto el espesor de la arandela como los diámetros exterior e interior tienen asociados unas tolerancias geométricas. Una pequeña variación de las dimensiones del espesor y del ancho de la arandela va a suponer una gran variación en la tensión soportada. Al calcular la carga y la tensión soportada por la arandela hay que tener en cuenta las posibles variaciones dimensionales de la arandela, pues si no se estaría haciendo un mal diseño.

Las tolerancias dimensionales que aparecen son por tanto:

- espesor: $e_{T_{inf}}^{T_{sup}}$.

- diámetro exterior: $D_{\text{ext}} \frac{T_{\text{sup}}}{T_{\text{inf}}}$.
- diámetro interior: $D_{\text{int}} \frac{T_{\text{sup}}}{T_{\text{inf}}}$.

Una vez tenidas en cuenta las tolerancias dimensionales de todas las medidas de la arandela se pasa a calcular las cargas y tensiones en los distintos puntos críticos de diseño: puntos de trabajo 1 y 2 (altura igual a H_{c1} y a H_{c2}). En cada uno de estos puntos se calculan tres valores distintos para la tensión y otros tres valores para la carga: el nominal (sin tener en cuenta las tolerancias dimensionales), el máximo (teniendo en cuenta las tolerancias (T) que hacen que el valor nominal sea lo más grande posible) y el mínimo (se tienen en cuenta las tolerancias que hacen que el valor nominal sea lo más pequeño posible) [4]:

- Valor nominal: se obtiene a partir de las expresiones obtenidas anteriormente que relacionan la carga altura de control en cada punto [4]:

$$P = \frac{E \cdot L \cdot e^3 \cdot n^4}{1,94 \cdot \Delta^3} \cdot (H_L - H_C)$$

donde:

- H_L altura libre de la arandela.
 - L el ancho de corona.
 - H_C altura de control bajo carga P.
- Valor máximo: se obtiene a partir de las expresiones anteriores teniendo en cuenta que para que la carga nominal sea máxima, el ancho y el espesor tienen que ser máximos y el diámetro medio mínimo [4]:

$$P_{\text{superior}} = \frac{E}{1,94} \cdot n^4 \cdot \frac{(L + T_{\text{sup}}^L) \cdot (e + T_{\text{sup}}^e)^3}{(\Delta + T_{\text{sup}}^\Delta)^3} \cdot (H_L - H_C)$$

- Valor mínimo: se obtendrán a partir de las expresiones anteriores teniendo en cuenta que para que la carga nominal sea mínima, el ancho y el espesor tienen que ser mínimos y el diámetro medio máximo [4]:

$$P_{inferior} = \frac{E}{1,94} \cdot n^4 \cdot \frac{(L + T_{inf}^L) \cdot (e + T_{inf}^e)^3}{(\Delta + T_{inf}^\Delta)^3} \cdot (H_L - H_c)$$

5.4. Cálculo de los tirantes

Como se vio en el capítulo 3, en el que se describía el conjunto de presión, la unión entre carcasa y plato de presión se hace por medio de varios tirantes (Figura 5.17). Esta unión con tirantes debe cumplir las siguientes características [1]:

- Permitir el desplazamiento del plato de presión hacia el desgaste.
- Cuando se está desembragando se debe tirar del plato alejándolo de los forros, pero manteniendo el contacto entre plato y diafragma en el cordón.
- El tirante debe transmitir la mitad del par motor (que es lo que transmite el plato a una de las caras del forro).

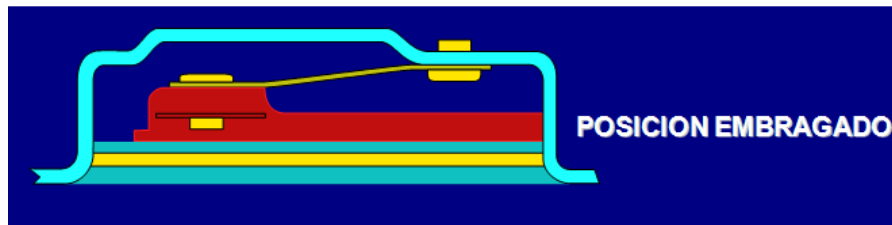


Figura 5.17: Tirantes en el conjunto de presión.

El estado tensional debido a la transmisión de la mitad del par es despreciable frente a las tensiones acumuladas debido a la flecha que sufre el tirante cuando éste tiene que levantar el plato alejándolo del disco. Esta fuerza es la "fuerza de levantamiento" (F).

Por todo esto, para hacer un diseño óptimo del tirante se calcula el estado tensional asociado a las flechas máximas de trabajo, y se utilizará un material y unas dimensiones tales que nunca se sobrepase la tensión máxima admitida por el material.

En la fase de levantamiento del plato sobre cada uno de los tirantes de la unión está actuando una fuerza de levantamiento que permitirá que el elemento flecte un cierto valor.

Para realizar el cálculo de este elemento se considera que el tirante tiene una longitud "L" constante. Se considera que el tirante es una viga biempotrada, permitiendo el desplazamiento en la dirección de la carga (pero restringiendo el giro). La sección del tirante es constante y tiene forma rectangular (Figura 5.18) [8].

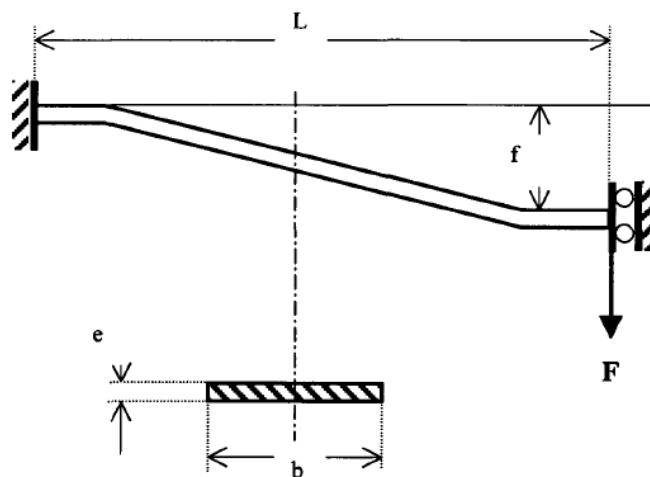


Figura 5.18: Dimensiones de los tirantes.

En la tabla 5.4 se pueden apreciar todas las variables necesarias para realizar el cálculo de los tirantes [2].

Parámetros característicos de los tirantes	
e	Espesor
b	Anchura
L	Longitud
I	Momento de inercia ($b \cdot e^3 / 12$)
f	Flecha que sufre el tirante
M	Momento en el empotramiento
F	Carga aplicada (N)
σ	Tensión (N/mm^2)
K	Rigidez del tirante
E	Modulo de Young (N/mm^2)

Tabla 5.4: Parámetros característicos de los tirantes.

Se trata de un problema antisimétrico respecto del punto medio, así que el estado tensional es (Figura 5.19) [7]:

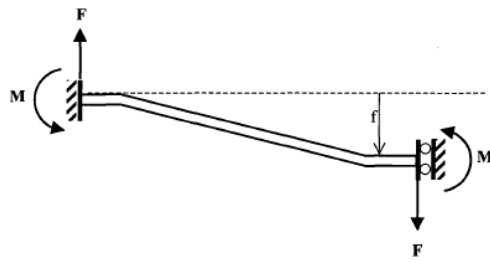


Figura 5.19: Esquema para cálculo de los tirantes.

Igualando momentos en uno de los extremos se obtiene que la relación entre el momento y la carga es [7]:

$$M = \frac{F \cdot L}{2}$$

Si se obtiene ahora la ley de momentos flectores (Figura 5.20):

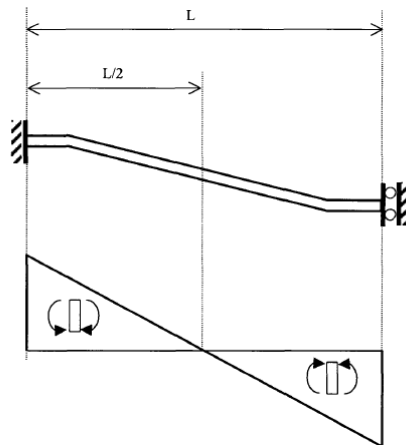


Figura 5.20: Ley de momentos flectores.

A partir del diagrama de momentos flectores, si se aplica el segundo teorema de Mohr para obtener la relación entre flecha y carga:

$$f = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{M \cdot L}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{L}{3} \right) - \frac{M \cdot L}{2} \cdot \frac{L}{6} \right)$$

Despejando el momento:

$$M = \frac{E \cdot f \cdot b \cdot e^3}{2 \cdot L^2} \quad (\text{ecu. 16})$$

Si se utiliza la expresión calculada anteriormente que relaciona momento y carga se tendrá finalmente que:

$$F = \frac{E \cdot f \cdot b \cdot e^3}{L^3}$$

donde:

- E es el módulo de Young.
- f es la flecha del tirante.
- b es el ancho del tirante.
- e es el espesor.
- L es la longitud.

La rigidez del tirante (K) se define como la variación de la carga cuando la flecha varía en una unidad [2]:

$$K = \frac{E \cdot b \cdot e^3}{L^3}$$

Finalmente se calcula la tensión soportada por el tirante. Esta tensión es máxima en la sección donde el momento flector sea máximo, lo cual ocurre en los extremos empotrados (puntos donde los tirantes se unen a la carcasa y al plato mediante unos remaches). Haciendo uso de la ecuación 14 y de la expresión del momento (ecuación 16) se obtiene:

$$\sigma = \frac{3 \cdot e \cdot E}{L^2} \cdot f$$

Una vez conocido el estado tensional del tirante en función de la flecha que sufre se va a pasar a realizar el diseño.

El tirante va a trabajar entre dos flechas (fmin y fmax): en el punto donde la flecha es mínima se debe asegurar que el plato está lo suficientemente lejos de la cara del forro como para que se aisle la caja para poder cambiar la marcha; en el punto donde la flecha es máxima se debe asegurar el contacto entre plato y forros para que se transmita el par.

Asociado a cada flecha existe una carga determinada, siendo máxima cuando la flecha es máxima (Figura 5.21) [8]:

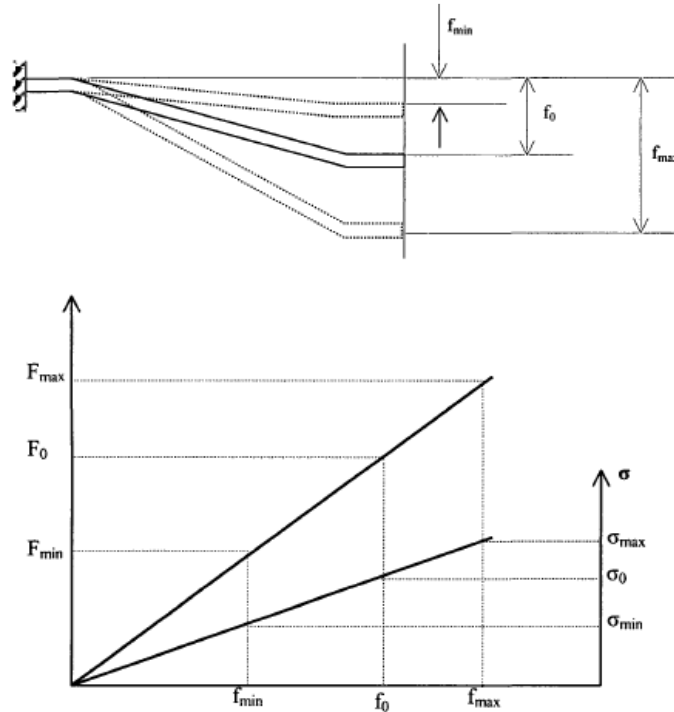


Figura 5.21: Flechas máxima y mínima.

Conocidas las flechas de trabajo los criterios de diseño serán los siguientes:

- Dada la carga asociada a la máxima flecha de trabajo se busca un tirante cuya tensión sea lo más pequeña posible (para alejamos todo lo posible de la rotura estática).
- Para disminuir la probabilidad de que la pieza rompa por fatiga se busca un tirante con la mínima rigidez posible; lo que se está consiguiendo con esto es que a igualdad de variación de la flecha entre el máximo y el mínimo es necesario una carga menor que supondrá unas tensiones máximas y mínimas menores.
- La carga asociada a la flecha mínima debe ser igual a dos veces el peso del plato de presión para así asegurarse que el tirante va a ser capaz de tirar del plato para separarlo del forro:

$$F_{\min} = 2 \cdot P_p$$

donde:

- P_p es el peso del plato de presión.

Si se analizan las ecuaciones de la tensión, de la carga y de la rigidez frente a la flecha se puede observar que:

- Un aumento del ancho del tirante "b" es favorable para el diseño ya que se aumenta la rigidez pero la tensión soportada permanece invariable.
- Un aumento del módulo de Young es favorable en todos los aspectos pero hace aumentar el precio del tirante.
- El factor e/L^2 debe ser lo más pequeño posible para conseguir minimizar la tensión máxima soportada por el tirante.
- el factor e^2/L^3 debe ser el adecuado para dar la rigidez máxima requerida por el diseño.

Se supone como entradas conocidas de diseño el material a utilizar (que definirá la tensión máxima admisible y el módulo de Young), el peso del plato de presión que el tirante tendrá que levantar, las flechas máxima y mínima de los puntos de trabajo, el número de tirantes que se van a utilizar (que por lo general son tres) y el ancho del tirante "b" que será el máximo que permita la geometría de la carcasa y el plato y el diámetro de los remaches que van a unir el tirante con la carcasa y el plato (cuanto mayor sea el diámetro del remache utilizado mayor tendrá que ser el ancho del tirante para que la tensión en puntos del alrededor sea menor que la máxima admisible; en este sentido los remaches tienen recortadas sus cuatro esquinas por pequeños chaflanes que harán disminuir la tensión en esta zona).

- Conocida la carga mínima (dos veces el peso del plato) y la flecha mínima se obtiene la rigidez del tirante: $K = F_{\min}/f_{\min}$ (la carga mínima que van a soportar todos los tirantes es dos veces el peso del plato, pero como se tienen tres tirantes cada tirante soportará la tercera parte de esta carga). A partir de la rigidez, dado un ancho de tirante determinado, se despeja de la expresión de la rigidez y se obtiene el factor e^3/L^3 .
- Conocida la tensión admisible permitida por el material antes de la rotura (σ_{adm}), y utilizando un coeficiente de seguridad de por ejemplo 1,1 y conociendo la flecha máxima, ya se puede obtener el factor e/L^2 .

Conocidos estos dos factores, se resuelve el sistema obteniendo el espesor y la longitud de los tirantes que definirán por completo el diseño de este elemento.

5.5. Cálculo del diafragma

El diafragma (Figura 5.22) es el elemento encargado de transmitir la carga aportada por el cojinete al disco de presión. Está formado por una arandela Belleville combinada con unos dedos en su interior que harán de palanca para transmitir la carga [2].



Figura 5.22: Diafragma.

Por tanto el diseño del diafragma se hace diseñando primero la arandela, de la que se sabe la tensión máxima admitida, sus diámetros exterior e interior y las flechas de trabajo (que vienen dadas por la disposición del embrague en el vehículo y por la forma, geometría y posición de la carcasa y plato de presión) y posteriormente diseñando los dedos de los cuales además de conocer la tensión máxima que pueden soportar se sabe la longitud y ancho de éstos (determinado por la disposición del cojinete y la geometría de la arandela).

Para el diseño de ambos elementos se mantienen las hipótesis de deformación totalmente elástica (material con módulo de Young y Poisson constantes) y sección constante sin deformación durante el trabajo.

El material de todo el diafragma es el mismo, con un módulo de elasticidad "E" y otro de Poisson " ν ", con diámetros exterior e interior de la arandela " D_e " y " D_i " ($R=D_e/D_i$), con diámetro de cojinete " D_m ", con un espesor " t ", con inicialmente un ángulo " α " y una altura " H ", con un ángulo de trabajo de la arandela " γ " y una flecha bajo carga " S " (Figura 5.23).

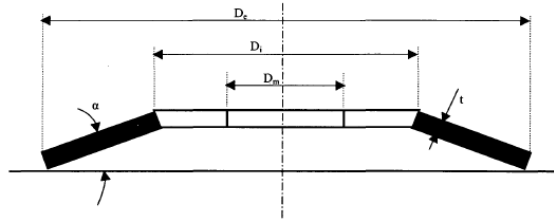


Figura 5.23: Dimensiones del diafragma.

5.5.1. Cálculo de la arandela

Es el primer paso para realizar el cálculo del diafragma, para realizar el diseño de la arandela lo único que hay que hacer es seguir los pasos descritos en el apartado referente al diseño de este tipo de arandelas (Sección 5.3).

5.5.2. Cálculo de los dedos

Los dedos son los elementos que salen de la arandela hacia el centro en la dirección radial y que tienen como función la de transmitir la carga proveniente del cojinete y hacer de palanca para transmitir esta carga por medio de la arandela Belleville al plato de presión.

Lo que se pretende de estos elementos es que no flecten cuando se le esté aplicando la carga. En la realidad existe una flecha considerable que será calculada a continuación.

Se supone que los dedos son vigas empotradas por el extremo que están en contacto con la arandela. La forma estimada de cada uno de estos elementos es la de una pieza trapezoidal con ancho de empotramiento "B", ancho del extremo "b", de espesor "t" constante y sección rectangular (Figura 5.24). La longitud de los dedos "L" viene dada por la diferencia del diámetro interior de la arandela y del diámetro de aplicación del cojinete ($L=D_i-D_m$).

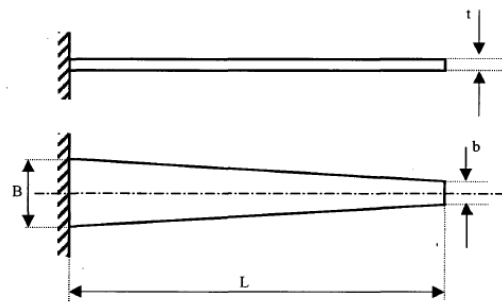


Figura 5.24: Dimensiones del dedo.

Si en la sección del extremo "b" se le aplica una carga "RBL" proporcionada por el cojinete, la flecha ("f") que se producirá será [2]:

$$f = \frac{12 \cdot RBL \cdot L^3}{\left(2 + \frac{b}{B}\right) \cdot E \cdot b \cdot t^3}$$

Y la rigidez ("k") medida como la carga necesaria para que el dedo b flecte un milímetro [2]:

$$k = \frac{\left(2 + \frac{b}{B}\right) \cdot E \cdot b \cdot t^3}{12 \cdot L^3}$$

donde:

- b es la anchura del dedo en la zona del contacto con el cojinete.
- B es la anchura del dedo en la zona del apoyo.
- E es el modulo de Young del material del diafragma.
- t es el espesor del dedo.
- L es la longitud total del dedo.

Esta rigidez es útil calcularla para que en el diseño posterior de todo el embrague se sepa cuál es el retraso del cojinete debido a la flexión de los dedos (una vez conocida la carga del cojinete, a partir de la rigidez de los dedos se puede obtener fácilmente la flecha de los dedos antes de que éstos empujen a la arandela y al plato).

Lo que se ha calculado hasta ahora difiere un poco de la realidad ya que la geometría real de estos elementos es algo diferente, pues en la base se le quite una cierta cantidad de material (-A) y en el extremo se le añade (+A') (Figura 5.23). El hecho de hacer más estrecho el dedo en el empotramiento y ensancharlo en el extremo hace que la rigidez calculada anteriormente se vea modificada por dos coeficientes correctores asociados a cada variación de masa (α' y α''):

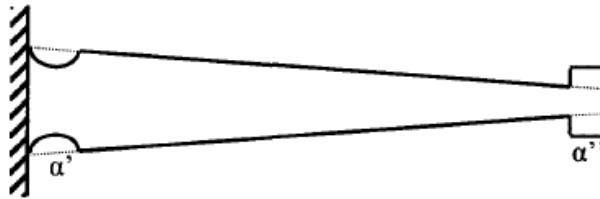


Figura 5.25: Modificación del dedo.

Si además se tiene en cuenta el número total de dedos en el diafragma ("n") la rigidez total se obtiene según [2]:

$$k_d = \alpha' \cdot \alpha'' \cdot n \cdot k$$

donde:

- α' es el coeficiente corrector debido a la disminución de material en el apoyo.
- α'' es el coeficiente corrector por el ensanchamiento del dedo.

Otra forma más precisa de calcular la rigidez del conjunto de dedos es utilizando la ecuación de Shremmer la cual dice que la rigidez del conjunto de dedos es función del espesor de los dedos ("t"), del ancho del empotramiento ("B"), de los números de dedos ("n"), del módulo de Young del material, de los diámetros interior ("Di") y del cojinete ("Dm") y de un coeficiente "λ," función de la relación B/b (ancho de empotramiento entre ancho del extremo):

$$k = \frac{n \cdot E \cdot B \cdot t^3}{\left(\frac{D_i - D_m}{2}\right) (1 - n^2) \lambda}$$

donde:

- D_i es el diámetro interior de los dedos del diafragma.
- D_m es el diámetro medio de apoyo del cojinete.

- λ es un coeficiente función de B/b .
- n es el número de dedos del diafragma.

Esta expresión da una muy buena aproximación de la rigidez real de los dedos, el problema es que para calcularla es necesario conocer el valor del ancho de empotramiento ("B"), el cual es bastante complicado calcular porque la forma de hacer la unión entre dedos y arandela cónica es muy variada.

Para calcular este ancho es necesario conocer la superficie total de los dedos ya que la manera de operar es la siguiente:

El área de los dedos ("S") viene relacionado con el ángulo " θ " (Figura 5.24) [2]:

$$S = \frac{1}{8} \cdot \theta \cdot (D_i^2 - D_m^2)$$

donde:

- θ es el ángulo entre los dedos.

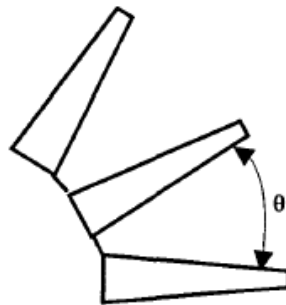


Figura 5.26: Ángulo entre dedos.

Para un número grande de dedos se puede aproximar este ángulo a:

$$\theta = \frac{B}{D_i/2}$$

Y por tanto el ancho de empotramiento B es:

$$B = \frac{4 \cdot S \cdot D_i}{D_i^2 - D_m^2}$$

5.5.3. Flexión de la arandela

La sección de la arandela cónica pierde en realidad su geometría cuando se le aplica al diafragma la carga de desembrague RBL en el diámetro de empuje del cojinete (D_m), produciéndose una flexión que hace que la sección ya no sea rectangular (Figura 5.27).

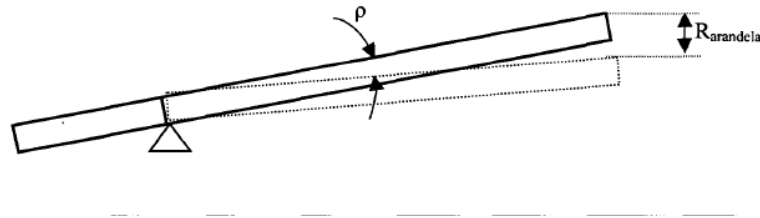


Figura 5.27: Flexión en la arandela.

Debido a esta flexión existe una pérdida de efectividad que se presenta en forma de retraso del cojinete (al igual que con los dedos).

El ángulo " ρ " es una función lineal del diámetro exterior de la arandela (D_e) y del diámetro del cojinete (D_m).

Mediante simulaciones por elementos finitos se puede utilizar la siguiente expresión que indica la flexión total de la arandela que produce retraso en el cojinete:

$$R_{arandela} = \frac{DAI - D_m}{2} \cdot 0,07 \cdot \tan(\alpha)$$

donde

- α es el ángulo inicial de la arandela.
- DAI es el diámetro interior entre dedos.
- D_m es el diámetro de empuje del cojinete.

6. DISEÑO DE UN CASO PRÁCTICO

En este capítulo se desarrolla el diseño completo del embrague para un vehículo automóvil del tipo turismo.

Para realizar correctamente este diseño es necesario en primer lugar, obviamente, disponer de todos los datos necesarios del vehículo para el que se va a realizar el proyecto. A continuación se debe realizar el dimensionado del embrague, para poder definir después las especificaciones del conjunto y finalmente del disco.

Por tanto, los cálculos que hay que realizar comienzan por el dimensionado del embrague según cuatro criterios, el criterio de ergonomía en el pedal, el criterio de la transmisión de par, el de energía que es capaz de disipar y el criterio de la duración mínima (Figura 6.1).

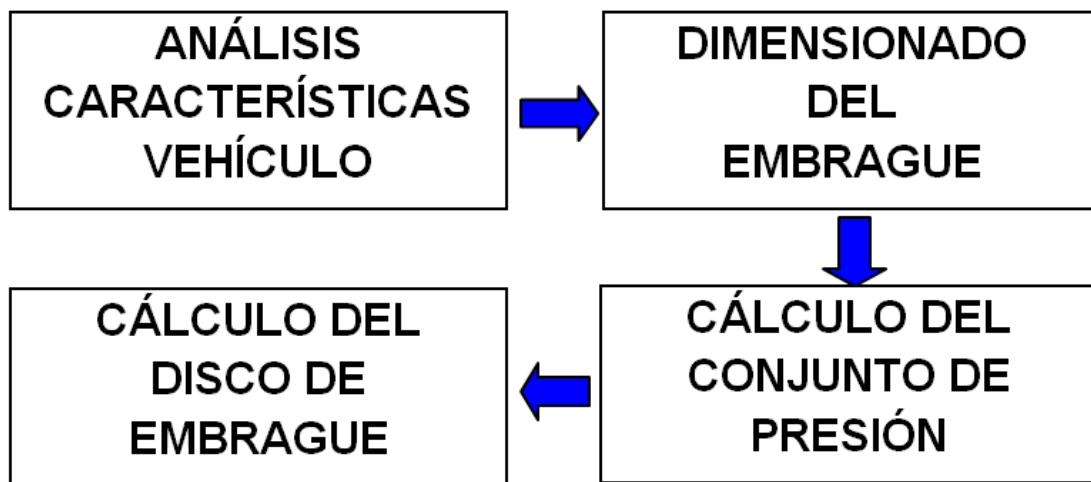


Figura 6.1. Cuadro de diseño

En cuanto al cálculo del conjunto, hay que definir primero la tecnología óptima con las correspondientes tablas, para poder luego realizar el cálculo del diafragma y de los tirantes.

Con respecto al disco la metodología a seguir es similar, primero hay que elegir la tecnología de disco adecuada a las características del vehículo, y posteriormente realizar el cálculo de los muelles y de la arandela Belleville para el sistema amortiguador.

6.1. Datos del vehículo

El vehículo para el que se va a diseñar el embrague es un Volkswagen Golf 1.9 TDI 105 CV. Todos los datos del vehículo que serán necesarios para los cálculos están recogidos en la siguiente tabla.



	
Combustible	Gasóleo
Cilindrada (centímetros cúbicos)	1896
Potencia (CV) / rpm	105 / 4000
Par (N · m) / rpm	250 / 1900
Tracción	Tracción delantera
Caja de cambios	Manual, 5 velocidades
Relaciones de transmisión	1º- 3,78
	2º- 2,06
	3º-1,25
	4º-0,84
	5º- 0,63
	Grupo cónico- 3,39 ($\eta=0,9$)
Neumáticos	195/65 R 15 T
Peso (Kg.)	1259 M.M.A.
Vida útil embrague (Km.)	150.000
Fuerza deseada en el pedal (N)	100
Relación de palanca timonería pedal	14,7

Tabla 6.1. Características vehículo

6.2. Dimensionado del embrague

Para realizar el dimensionado de los forros del embrague, se aplican los cuatro criterios explicados en el punto 6. En primer lugar se va a determinar la carga que el plato va a aplicar al disco, basándose para ello en el criterio de ergonomía. A continuación se

realiza el cálculo de los diámetros interior y exterior del forro aplicando el criterio de capacidad de transmisión de par, asimismo se debe calcular la energía que el embrague disipa para asegurar su correcto funcionamiento. Finalmente, aplicando el criterio de duración se determina el espesor de los forros, quedando de esta forma totalmente definidas las dimensiones.

6.2.1. Criterio de ergonomía en el pedal

Aplicando este criterio, lo que se quiere determinar es la carga que debe aplicar el plato. De esta forma, conociendo el valor de la fuerza en el pedal (100 N) y la relación de palanca entre la fuerza en el pedal y la que transmite el cojinete, se puede obtener la fuerza aplicada en el diafragma (Figura 6.2) [1].

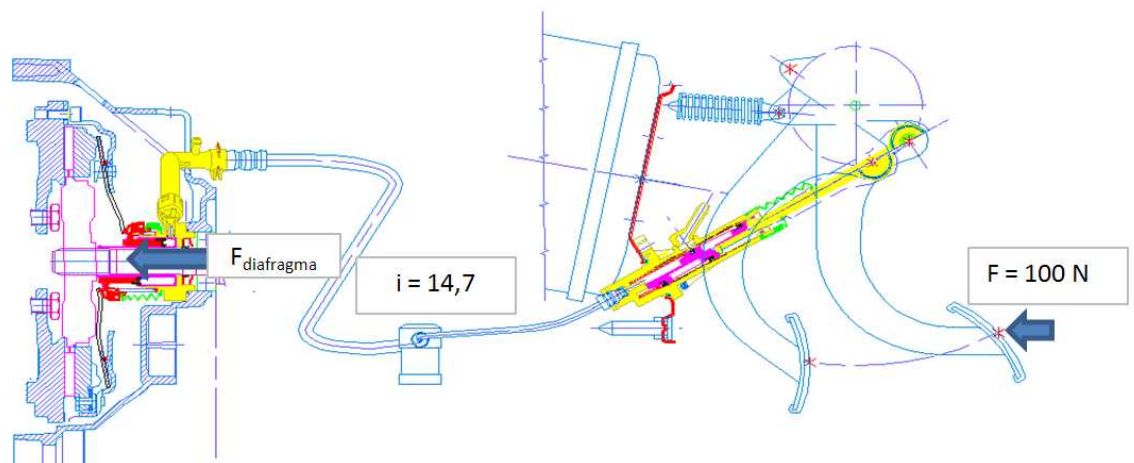


Figura 6.2. Fuerza en el diafragma

La relación de transmisión se define como [1]:

$$i = \frac{F_{\text{diafragma}}}{F_{\text{pedal}}}$$

Despejando la fuerza que se aplica en el diafragma:

$$F_{\text{diafragma}} = 14,7 \cdot 100 \text{ N} = 1470 \text{ N}$$

Una vez obtenido este valor, se debe determinar que diafragma se utilizará en el embrague para establecer cuál es la carga que se aplicará en el plato. Como se ha explicado en el punto 6, la relación de palanca de los diafragmas varía entre 3 y 4,5 pero la mayoría de los que se utilizan para los vehículos automóviles tienen una relación de

aproximadamente 3,6, éste será el valor que se utilice en esta aplicación y así se puede determinar la carga en el plato (Figura 6.3).

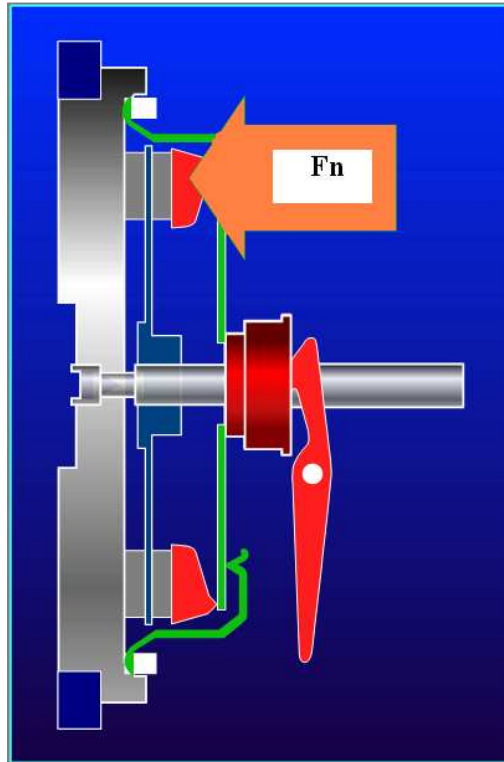


Figura 6.3. Fuerza en el plato (F_n)

A partir de la relación de transmisión:

$$i = \frac{F_n}{F_{\text{diafragma}}}$$

Despejando la fuerza en el diafragma:

$$F_n = 3,6 \cdot 1470 N = 5292 N$$

Finalmente se obtiene:

$$F_{\text{plato}} = F_n = 5292 N$$

Este es el dato necesario para poder continuar con el dimensionado, y poder determinar aplicando el criterio de capacidad de par los diámetros exteriores e interiores del disco.

6.2.2. Criterio de capacidad de par

Una vez determinada la fuerza normal, se puede hacer uso de la ecuación 5, que relaciona la fuerza normal con el par aplicado, para determinar la dimensión idónea del disco.

$$C = \frac{4}{3} \cdot \mu \cdot \frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \cdot Fn$$

Si se define el radio de aplicación R, para simplificar la ecuación, como:

$$R = \frac{2}{3} \cdot \frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2}$$

Radio de
Aplicación
R

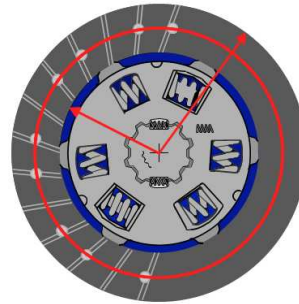


Figura 6.4. Radio de aplicación (R)

La expresión del par en función de Fn es:

$$C = 2 \cdot R \cdot \mu \cdot Fn$$

De tal forma que para asegurar que la carga no sea demasiado baja y se pierda la ergonomía del pedal:

$$R \leq \frac{C}{\mu \cdot Fn}$$

Aplicando el coeficiente de seguridad al par motor ($n=1,3$) y el coeficiente de rozamiento del forro ($\mu = 0,3$), se obtiene que:

$$R \leq \frac{C}{\mu \cdot Fn \cdot 2} \leq \frac{1,3 \cdot 250}{0,3 \cdot 5292 \cdot 2} \leq 0,102 \text{ m} = 102 \text{ mm}$$

Haciendo uso de la tabla de tamaños normalizados de discos de embrague (Tabla 6.2) se puede determinar cuál es el tamaño necesario.

\varnothing ext (mm)	\varnothing int (mm)	R (mm)
180	121	76,2
190	128	80,4
200	137	85,2
210	141	88,9
215	145	91,1
220	148	93,1
225	151	95,2
228	150	95,8
232	156	98,2
240	160	101,3
242	162	102,3
250	168	105,8
260	175	110,1

Tabla 6.2. Tabla tamaños normalizados

El tamaño que se elige es un disco de 240, que no proporcionará nunca una carga inferior en el pedal a 100 N. Con los diámetros ya determinados, se debe comprobar si este forro será capaz de disipar la energía propia de los re-embragues y las arrancadas.

6.2.3. Criterio de energía

Para asegurar que el embrague cumplirá con su función durante toda su vida útil, es imprescindible calcular la energía que debe ser capaz de disipar en su funcionamiento normal.

Se realizan dos cálculos por separado, el de la energía que debe disipar en las arrancadas y por otro lado en los re-embragues, finalmente se comprobaba si alguno de estos valores supera los valores máximos, medidos en ensayos en banco.

Para las arrancadas se aplica la ecuación 20, que determina la energía en la arrancada en función de las distintas variables propias del vehículo, se realiza el cálculo en las

condiciones más adversas, con el coche totalmente cargado y en la pendiente máxima (20%).

En la tabla 6.3. se muestra el cálculo:

CARACTERÍSTICAS VEHICULO	
Par Motor (N·m)	250
Coefficiente de seguridad	1,30
ω_1 (rpm)	2500
MASA (kg)	2020
fr	0,015
Rendimiento n	0,9
θ (°)	11,30
ξ primera	12,81
Radio bajo carga rc (mm)	215
ENERGIA EN ARRANCADA (J)	10413,35

Tabla 6.3. Cálculo Energía en arrancada

Para los re-embragues se aplica la ecuación 21, que determina la energía en la arrancada en función de las distintas variables propias del vehículo, en la tabla 6.4 se muestra el cálculo.

CARACTERÍSTICAS VEHICULO	
Par Motor (N·m)	250
Coefficiente de seguridad	1,30
ω_1 (rpm)	2500
MASA (kg)	2020
fr	0,015
Rendimiento n	0,9
θ (°)	11,30
ξ primera	12,81
ξ segunda	6,983
Radio bajo carga rc (mm)	215
ENERGIA EN REEMBRAGUE (J)	4738,35

Tabla 6.4. Cálculo Energía en re-embague.

De esta forma se obtiene que el valor máximo, es el de la arrancada, y es el que se debe utilizar para comprobar que no se supera la energía máxima que el forro es capaz de disipar.

Se calcula la energía específica máxima, para poder comprobar con la tabla de ensayos:

$$E = \frac{E_E}{A} = \frac{10413,35}{0,02513} = 441.333,96 \frac{J}{m^2}$$

Tamaño del forro (mm) $D_{ext} \times D_{int}$	Energía especifica (J/m ²)
200 x 137	2.750.000
215 x 145	2.739.053
228 x 150	2.730.486
240 x 162	2.716.111
350 x 195	1.760.000

Tabla 6.5. Datos ensayos en banco

Se puede comprobar que el valor calculado es mucho menor que el valor máximo de energía que el forro es capaz de disipar (Tabla 6.5).

6.2.4. Criterio de duración

Aplicando el criterio de duración, se calcula el espesor del forro, que es el último parámetro que falta para completar el dimensionado del disco. Conociendo el coeficiente de abrasión del forro, su área y calculando la energía total que disipará en toda su vida útil, se puede obtener el valor del espesor necesario.

Con los valores de energía calculados en el apartado anterior, y haciendo uso de estudios estadísticos sobre el número de accionamientos que el embrague recibirá durante su periodo de funcionamiento, se calcula la energía total disipada por el embrague.

Vida util (km)	150.000
Accionamientos por km	12
Arrancadas por km	4
Reembragues por km	8

Tabla 6.6. Cálculo número de accionamientos-arrancadas.

$$E_{T_E} = \text{Vida util} \cdot \text{Arrancadas por km} \cdot E_{\text{arrancada}} = 6248 \text{ MJ}$$

De la misma forma se actúa para el cálculo de la energía en los re-embragues:

$$E_{T_RE} = \text{Vida util} \cdot \text{Reembragues por km} \cdot E_{\text{reembrague}} = 5686 \text{ MJ}$$

Sumando los dos valores, se obtiene la energía total que el embrague disipara durante su vida útil:

$$E_T = 11934 \text{ MJ}$$

Con el dato de la energía ya se puede resolver la ecuación para obtener el espesor mínimo que debe tener el forro del embrague:

$$AB = \frac{A \cdot s}{E_{\text{total}}}$$

donde:

- AB es el coeficiente de abrasión.
- A es el área total del forro.
- s es el espesor del forro.
- E_{total} es la energía total que el embrague disipa durante su vida útil.

$$s \geq \frac{A}{E_T} \cdot AB = \frac{25312,74}{11934} \cdot 5e - 6$$

$$\text{Espesor}(s) \geq 2,37 \text{ mm}$$

Se elige como espesor 3,1 mm que es el valor inmediatamente superior al espesor mínimo en las tablas de espesores normalizados.

Con la determinación del espesor del forro queda completamente determinado el dimensionado del forro, y ya se puede proceder a calcular los componentes del conjunto de presión y del disco.

6.3. Cálculo de los componentes del conjunto de presión

Para determinar el conjunto de presión se buscará un sistema sencillo sin holguras en la articulación, con bajo número de componentes que permita la automatización del montaje. Al ser un tamaño grande de embrague, la articulación de la tecnología CP no sería suficientemente robusta como para soportar las altas cargas tanto en plato como en cojinete, la tecnología óptima será la DBC (Figura 6.5).

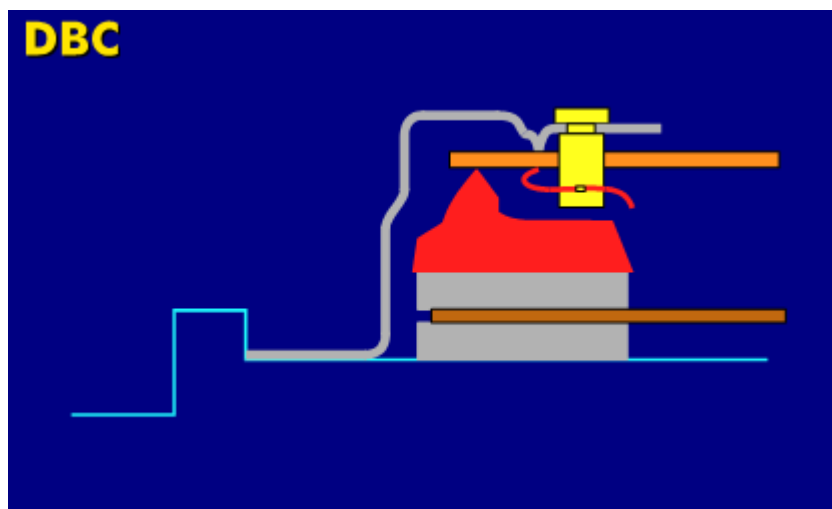


Fig. 6.5: Tecnología DBC

Conocidas las dimensiones generales del embrague (240), dadas por el dimensionamiento de los forros de fricción, se hace uso de las tablas (Tabla 6.5) de los conjuntos de presión ya existentes.

Una vez determinadas las características del conjunto que habría que usar para esta aplicación, se debe determinar si el diafragma existente aguantará las sollicitaciones de la nueva aplicación o habría que diseñar uno nuevo y finalmente hay que calcular los si los tirantes de los que dispone el conjunto son válidos.

TIPO	DIAFRAG.
DBC 4500	688988 D1
DBC 4980	688988 D0
DBC 5700	688978 D1
DBC 5700	688988 D2
DBC 5800	699015 X0
DBC 5900	688630 V0
DBC 7200	701209 G0

Tabla 6.7. Conjuntos 240 DBC.

Es importante resaltar, que la denominación de los conjuntos (Ej. 240 DBC 5700), el primer número hace referencia al tamaño, luego aparece la tecnología y el número final es la carga en plato máxima que ese conjunto es capaz de ofrecer.

Para la elección del conjunto se debe determinar cuál es la carga mínima que debe aportar el plato en esta aplicación, en el punto 6.3.1. se ha determinado que la carga mínima debe ser:

$$F_{\text{plato}} = F_n = 5292 \text{ N}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 1,2, se obtiene:

$$F_{\text{plato_min}} = 6350 \text{ N}$$

De esta forma, el único conjunto que sería válido sería el 240 DBC 7200.

6.3.1. Cálculo del diafragma

Para poder asegurar que el conjunto elegido es válido, se debe determinar si el diafragma que dispone podrá soportar todas las sollicitaciones a las que estará sometido durante su vida útil.

Las características del diafragma que monta el conjunto 240 DBC 7200, se muestran en la tabla 6.6.

Diafragma 701209 G0	
Numero de dedos (n)	16
De(mm)	213
Di(mm)	165
Dae(mm)	208
Dai(mm)	167
Espesor t (mm)	2,7
Ángulo θ	13,1

Tabla 6.8. Características diafragma 701209 G0.

El diafragma seleccionado deberá asegurar que se cumplen las siguientes condiciones:

1. La carga suministrada por el diafragma debe ser mayor de 6350 N, para asegurar en todo momento que se transmite el par necesario. En este sentido habrá que asegurarse que esto ocurre tanto al principio (carrera del plato nula) como al final de la vida del conjunto.

En la gráfica de la curva de carga del diafragma (Figura 6.6) se puede observar que en todo momento se mantiene la carga por encima del valor mínimo que se ha calculado. Con la arandela nueva, la carga mínima estará siempre por encima de 6710 N y en la posición de desgaste la carga mínima superará siempre los 6950 N.

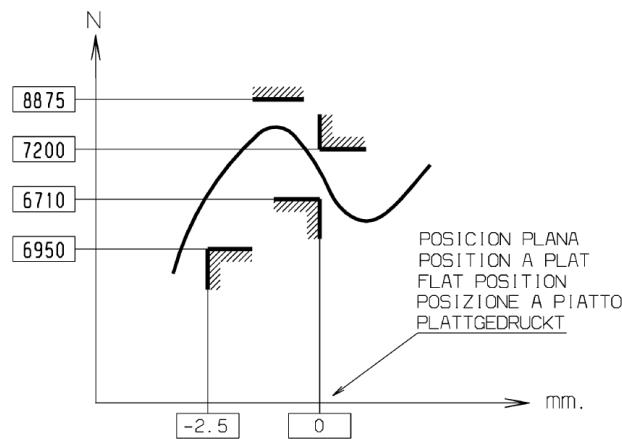


Fig. 6.6: Curva de carga Diafragma 701209 G0.

2. El estado tensional estático soportado por el diafragma debe ser tal que en ningún momento se superen las máximas tensiones admitidas por el material (1200 N/mm a compresión y 80 N/mm a tracción) y además debe aguantar el estado tensional dinámico a fatiga con una vida máxima de 10^6 ciclos.

Haciendo uso de un programa informático Valeo se calculan las tensiones máximas a tracción y a compresión estáticas a las que el diafragma estará sometido. Se obtiene que la tensión máxima a compresión será de 1053 N/mm² y 153 N/mm², de esta forma se asegura que en ningún caso se superen las tensiones máximas en estático.

Haciendo uso del mismo programa de cálculo, se realiza el estudio a fatiga del diafragma, se muestra en la figura 6.7 el diagrama de Smith-Goodman del programa.

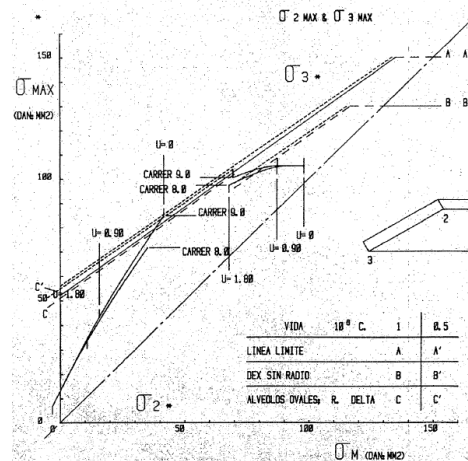


Fig. 6.7: Diagrama de Smith-Goodman para 50CV4.

Según el gráfico, el punto 3 (esquina inferior del radio exterior) puede llegar a romper para el desgaste máximo; para evitar esto se hará un pequeño chaflán en esta zona que disminuirá las tensiones sufridas.

Una vez realizadas estas comprobaciones se puede determinar que este diafragma es el óptimo para la aplicación que se está diseñando.

En la figura 6.8 se muestra el plano general del diafragma.

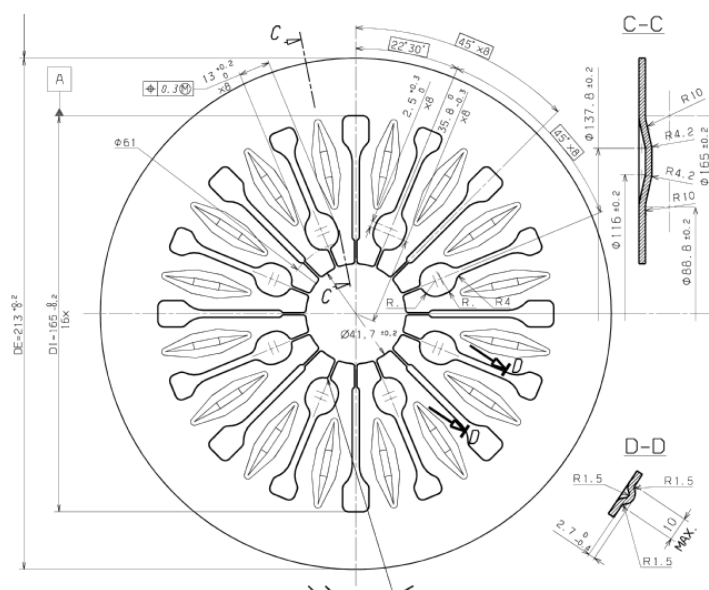


Fig. 6.8: Diafragma 701209.

6.3.2. Cálculo de los tirantes

Se van a utilizar tres tirantes dispuestos a 120° y deben ser capaces de levantar el plato de presión (3,5 Kg), asegurando un levantamiento de 1,3 mm ($f_{\max} - f_{\min} = 1,3$ mm), que es el levantamiento mínimo que exige el conjunto que se ha elegido.

Según las dimensiones y disposición del conjunto de presión los tirantes tienen una flecha de 3,5 mm en la posición de nuevo ($f_{\max}=3,5$ mm), por otra parte la carga que debe soportar cada tirante en ese punto debe ser por lo menos la tercera parte del peso del plato (porque hay tres tirantes):

$$P=3,5 \cdot 9,8/3=11,43 \text{ N}$$

Si se analiza la tensión habrá que asegurarse de que el tirante escogido soporte una tensión estática inferior a la máxima admisible, y que además tenga una rigidez lo más baja posible (pequeño espesor y gran longitud) para que no haya problemas de fatiga.

Se utilizará un tirante de 41,5 mm de longitud equivalente, 14 mm de ancho y de 0,5 mm de espesor:

- $L=41,5$ mm
- $B=14$ mm
- $e=0,5$ mm

Como el material utilizado tiene un módulo de Young de:

$$E=196.000 \text{ N/mm}^2$$

Se tendrá que la rigidez de este elemento es:

$$K = \frac{E \cdot e^3 \cdot b}{L^3} = 4,8 \text{ N/mm}$$

Según esto la carga máxima es:

$$P_{\max}=K \cdot f_{\max}=4,8 \cdot 3,5=16,8 \text{ N} > 11,43 \text{ N}$$

Por tanto los tirantes son capaces de levantar el plato.

Para asegurar que los tirantes trabajan correctamente en todo momento habrá que comprobar que la tensión soportada en el punto de máxima flecha es inferior que la máxima permitida ($\sigma_{adm}=1400 \text{ N/mm}^2$). La flecha máxima será igual a 3,5 mm.

La expresión que relaciona la tensión con la flecha es:

$$\sigma = \frac{3 \cdot E \cdot e}{L^3} \cdot f$$

Así se obtiene que la carga máxima es:

$$\sigma = \frac{3 \cdot 196000 \cdot 0,5}{41,5^3} \cdot 3,5 = 600 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{adm} = 1400$$

6.4. Cálculo de los componentes del disco de embrague

La elección del disco se hará en función de las características del motor y caja de cambios del vehículo para el que se desee diseñar el embrague. Las características de ángulo, histéresis y rigidez torsional que son necesarias para el automóvil que se está diseñando aparecen en la siguiente tabla (Tabla 6.9).

Ángulo máximo-mínimo (º) directo	0 - 12º
Ángulo máximo-mínimo (º) retro	0 - -9º
Histéresis (N·m)	14 - 25
Rigidez (N·m/º)	16 - 21

Tabla 6.9. Características requeridas de amortiguación.

El disco que se utilizará es el disco K, es el único apto debido al gran par del vehículo (250 N·m), este tipo de disco dispone de dos modalidades, con y sin preamortiguador.

Para esta aplicación se utilizará solo con amortiguador principal, dado que los datos sobre amortiguación son solo en grandes ángulos.

Por tanto, el disco será un tipo K de tamaño 240, para asegurar que la amortiguación que realizará el disco sea la correcta, se deberá determinar los muelles del sistema de amortiguación y la arandela Belleville que genere la histéresis requerida.

6.4.1. Cálculo de los muelles del sistema de amortiguación

El disco dispone de cuatro ventanas en las que se alojarán dos muelles, cada par de muelles debe transmitir:

$$N = \frac{k \cdot C_m}{4}$$

donde

- k es un coeficiente de seguridad de 1,2.
- C_m es el par motor del vehículo.

Calculando se obtiene:

$$N = 75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Las ventanas están situadas a 42,5 mm del centro, tienen una longitud de 40 mm y un ancho de 23 mm; estos valores deberán coincidir con la distancia de los muelles al centro, con su longitud y con su diámetro exterior (Figura 6.9).

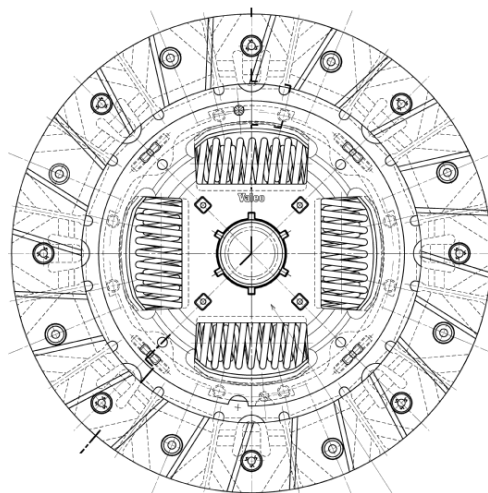



Fig. 6.9: Disposición de las ventanas en el disco.

La carga máxima que debe soportar cada conjunto de muelles es la siguiente:

$$P_{max} = \frac{N}{R} = \frac{75}{0,0425} = 1764,7 N$$

Con los datos anteriormente calculados y haciendo uso de un programa informático de Valeo, que implementa las fórmulas para el cálculo de muelles explicadas en el capítulo anterior, se realiza el cálculo de los muelles del amortiguador (Figura 6.10).

MUELLES HELICOIDALES



TIPO DE MUELLE	principal <input checked="" type="checkbox"/>
GIRO (°)	13
CARGA EN EL PUNTO DE TRABAJO (N)	1764,7
ÁNGULO DE HELICE MAX.	7
Paso mínimo de integracion	0,1
Paso mínimo de reparto de carga	0,1

DATOS DEL MUELLE

	EXTERIOR	INTERIOR
DIÁMETRO EXTERIOR(mm)	23	23
LONGITUD LIBRE (CON PRECARGA) (mm)	39,2	39,8
TOLERANCIA SOBRE LONGITUD LIBRE(mm)	0,2	0,2
LONGITUD MÍNIMA DE UTILIZACIÓN(mm)	26,6	26,2
CALIDAD ESPECIFICADA DEL ALAMBRE	1050	1050
TENSION MÁXIMA PERMITIDA(N/mm ²)	1050	1050
MÓDULO DE ELASTICIDAD TRANSVERSAL(N/mm ²)	84000	84000

RESULTADOS DEL CÁLCULO

RIGIDEZ(N/mm)	4,1	2,6
ESPIRAS ÚTILES	6,1	13,2
DIÁMETRO MEDIO DE ARROLLAMIENTO (mm)	16,1	9,3
RELACIÓN DE ABROLLAMIENTO	4,1	4,2
LONGIT. A BLOQUE MÁXIMA (mm)	27,2	26,9
TENSION PARA LONGITUD DE CONTROL (N/mm ²)	937	945
ÁNGULO DE HELICE (°)	6,1	6,9
ESPIRAS TOTALES	8,3	14,1
CARGA SOPORTADA POR EL MUELLE (N/mm ²)	982,1	367,4
DISTANCIA MUELLE AL CENTRO DEL DISCO(mm)	44,5	44,5
PAR ASOCIADO A CARGA MÁX. (N·m)	58,2	19,8
PAR DEBIDO A LA PRECARGA(N·m)	0	0

Número de ventanas	4
--------------------	---

GIRO(°)	PAR (Nm)
0,0	0
12,0	301,6

K (Nm/°)	18,3
----------	------

Figura 6.10: Resultados programa de cálculo de muelles.

Con los datos que se disponen del tamaño de las ventanas, se rellenan los datos del muelle que el programa exige, se elige un material con una tensión máxima de 1050 N/mm², que es lo habitual para este tipo de muelles.

El par y la rigidez final que muestra el programa, es para las cuatros ventanas, es decir, para los ocho muelles del sistema amortiguador.

Se comprueba que la rigidez obtenida, es la necesaria para cumplir los requerimientos del motor y de la caja del vehículo:

$$16 < 18,3 < 21 \frac{N \cdot m}{o}$$

El ángulo de giro, que era otro de los parámetros a cumplir, es un dato de entrada del programa.

6.4.2. Cálculo de la arandela Belleville

Para calcular las arandelas Belleville es necesario conocer la carga que debe proporcionar (que dependerá de la histéresis necesaria) y de las dimensiones del hueco donde deberá ir alojadas (ancho del hueco).

La arandela debe cumplir las sollicitaciones a tensión estática, no así a fatiga, ya que este elemento no realiza un esfuerzo cíclico y siempre está sometido a la misma carga.

Según las especificaciones del vehículo para el que se está realizando el diseño del embrague, la histéresis media, que se obtiene haciendo la media entre la histéresis máxima y mínima que reclama el cliente, debe tener el disco es de:

$$H_m = \frac{14 + 25}{2} = 19,5 N \cdot m$$

El radio de aplicación de la carga según las dimensiones del disco que se ha elegido es:

$$Ra = 38 mm$$

Y el coeficiente de fricción para esta zona:

$$\mu = 0,2$$

Con estos datos se obtiene una carga media en la arandela (P_m):

$$P_m = \frac{H_m}{Ra \cdot \mu \cdot 4} = 641,4 \text{ N}$$

La arandela Belleville a diseñar debe ser alojada en un hueco de $h=1,4\pm 0,4\text{mm}$, tendrá apoyos en su interior y las dimensiones que debe tener (diámetros exteriores e interiores) son:

- $D_e=67 \text{ mm}$.
- $D_{Ae}=67 \text{ mm}$.
- $D_i=63 \text{ mm}$.
- $D_{Ai}=59 \text{ mm}$.

Con estos datos y haciendo uso de un programa de cálculo Valeo se calcula la arandela necesaria para este embrague, los datos obtenidos en él se muestran en la figura 6.11.

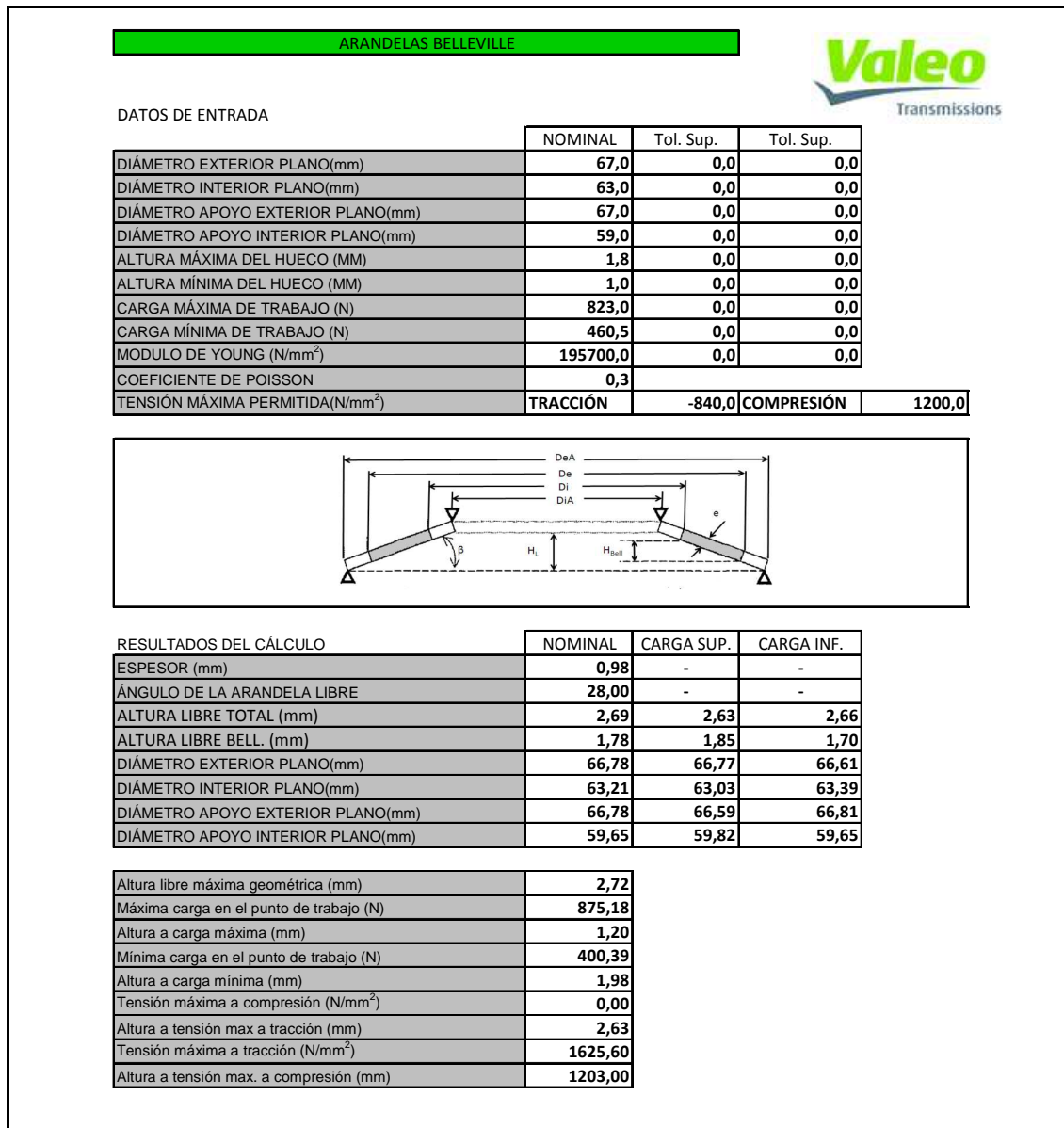


Fig. 6.11: Resultados programa de cálculo de arandelas Belleville.

El programa muestra los datos finales de la arandela, con un espesor de 0,98 mm y un ángulo de arandela libre de 28°.

Se cumplen todas las especificaciones, por tanto esta es la arandela que se utilizará para el diseño final.

7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

7.1 Conclusiones

En el presente proyecto se ha descrito el embrague mecánico de un automóvil, su modo de funcionamiento, sus componentes y los distintos métodos de diseño.

Se ha detallado el proceso que actualmente se sigue en la industria para el diseño de nuevos embragues, partiendo de la amplísima gama de embragues existentes se escoge la que más se adapte a la aplicación que se debe desarrollar, y posteriormente para este embrague, se recalculan los elementos principales: diafragma, tirantes, arandelas para la histéresis y muelles de amortiguación.

En primer lugar se ha dimensionado el embrague, atendiendo a la carga en pedal requerida se calcula que el tamaño óptimo es el de 240x160 mm. Se comprueba que para la aplicación requerida este tamaño de forro es capaz de disipar la energía durante toda la vida útil del embrague y se determina, en función del coeficiente de abrasión del forro, un espesor de 3,1 mm.

Posteriormente, se determina la carga mínima que debe aplicar el conjunto de presión (6350 N), y se elige el conjunto de presión 240 DBC 7200.

Para este conjunto, se calcula que el diafragma que monta es adecuado para esta aplicación. Finalmente, se determinan los tirantes necesarios.

Se determina que el disco de embrague será un disco tipo K tamaño 240. Se calculan, haciendo uso de programas informáticos Valeo, los muelles del sistema de amortiguación del disco y la arandela Belleville para la histéresis.

Con esta serie de cálculos queda completamente definido el embrague, conjunto y disco, para la aplicación requerida.

7.2 Desarrollos futuros

Es conveniente proponer otros enfoques que pueden ser utilizados en futuros trabajos para el estudio del embrague del automóvil:

- La realización de un cálculo vibracional durante la etapa de embrague-desembrague sería de gran interés debido a los numerosos problemas que están empezando a aparecer debido al gran par motor que presentan ya coches con baja cilindrada y por tanto con embragues de pequeño tamaño.
- La simulación por elementos finitos de los distintos elementos del disco de embrague, que es el elemento al que se le está sometiendo a un mayor número de sollicitaciones.
- El estudio detallado de la tecnología SAT, tecnología de autoajuste del plato para mantener la carga constante.
- Estudio en profundidad del volante motor, y de la reciente aparición del volante motor amortiguado.
- Realización de posibles nuevos modelos que sustituyan al actual, reduciendo peso y dimensiones.

REFERENCIAS

- [1] *Flux technical VALEO FUENLABRADA.*
- [2] *"MANUAL TRANSMISSION CLUTCH SYSTEM"*
Autor: Ray Shaver
Editorial: Society of Automotive Engineers (1995)
- [3] *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA "*
Autor: J.E. Shigley & C.R. Mischke
Editorial: Mc Graw Hill (1996)
- [4] *"BRAKE DESIGN AND SAFETY"*
Autor: Rudolf Limpert
Editorial: Society of Automotive Engineers (1992)
- [5] *"SPRING DESIGN MANUAL "*
Editorial: Society of Automotive Engineers (1990)
- [6] *"CÁLCULO TEÓRICO-PRÁCTICO DE LOS ELEMENTOS Y GRUPOS DEL VEHÍCULO INDUSTRIAL Y AUTOMÓVIL"*
Autor: Francisco Muñoz García
Editorial: Dossat S:A. (1974)
- [7] *"RESISTENCIA DE MATERIALES"*
Autor: Ortiz Berrocal
Editorial: Mc Graw Hill (1991)
- [8] *"TEORÍA DE LA ELASTICIDAD "*
Autor: Timoshenko-Goodier
Editorial: Espasa Calpe (1982)