



*DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE FRENADO
PARA UNA CARRETILLA TELESCÓPICA DE 4.300 KG*

2. MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: IÑIGO

APELLIDOS: MARTÍN LORENZO

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

Índice de la memoria

1. Objeto	14
2. Alcance	14
3. Antecedentes	15
4. Normas y referencias	17
4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas	17
4.2 Bibliografía	18
4.3 Programas de cálculo	19
5. Definiciones y abreviaturas	19
5.1 Definiciones	19
5.2 Abreviaturas	20
6. Requisitos de diseño	20
6.1 Especificaciones del cliente	21
6.2 Cálculo de especificaciones	21
6.2.1 Fuerzas que se oponen al avance del vehículo	21
6.2.1.1 Resistencia por rodadura	22
6.2.1.2 Resistencia por pendiente	24
6.2.1.3 Resistencia por inercia	25
6.2.1.4 Resistencia por aerodinámica	25
6.2.1.5 Resumen de resistencias	26
6.2.2 Curva de utilización	26
6.2.3 Curva de potencia	27
6.2.4 Localización del centro de gravedad	28
6.2.5 Factores que influyen en el reparto del peso por eje	29
6.2.6 Adherencia	30
6.2.7 Pendientes máximas para arrancar y superar debido a la adherencia ..	31
6.2.7.1 Pendiente máxima para arrancar	31
6.2.7.2 Pendiente máxima superable (en marcha)	33

6.2.8 Rendimiento de los elementos mecánicos	34
6.2.9 Resultados	34
7. Análisis de soluciones	35
7.1 Transmisiones mecánicas	35
7.2 Transmisiones eléctricas	37
7.3 Transmisiones hidrostáticas	37
7.3.1 Tipos de circuitos hidráulicos.....	38
7.3.2 Elección de los elementos primario y secundario	38
7.3.3 Necesidad de caja de cambios	39
7.4 Motor hidráulico	39
7.5 Elementos de la transmisión	40
7.5.1 Función de la transmisión	40
7.5.2 Relación de transmisión	40
7.5.3 Tipos de engranaje	42
7.5.4 Dimensionado de los engranajes	43
7.5.5 Fuerzas en engranajes	46
7.5.6 Ejes	49
7.5.6.1 Código ASME para el diseño de ejes	49
7.5.6.2 Diseño en base a deflexiones	50
7.5.6.3 Diseño en base a vibraciones.....	51
7.5.6.4 Estriado de los ejes	51
7.5.7 Rodamientos	53
7.5.8 Sincronizadores	57
7.5.9 Retenes	58
7.5.10 Uniones atornilladas a torsión pura	58
7.5.11 Juntas cardan	61
7.5.12 Juntas tóricas	62
7.6 Caja de transferencia (Transfer)	63
7.6.1 Principio de funcionamiento	64
7.6.2 Disposición de los árboles de engranajes	65

7.7 Grupo cónico (Diferencial)	66
7.7.1 Función del diferencial	66
7.7.2 Componentes del diferencial	66
7.7.3 Diferencial bloqueable	67
7.7.3.1 Diferencial de bloqueo manual por enclavamiento	68
7.7.3.2 Diferencial de bloqueo manual mediante discos de fricción	68
7.7.3.3 Función del aceite lubricante	69
7.7.3.4 Diseño del coeficiente de fricción del lubricante	69
7.7.3.5 Efecto del azufre/fósforo en el bronce	70
7.7.3.6 Discos de fricción	71
7.7.3.7 Par necesario de bloqueo	72
7.7.3.8 Cálculo de discos de fricción	73
7.8 Reductores de rueda	73
7.8.1 Descripción	73
7.8.2 Relaciones cinemáticas	74
7.8.3 Condiciones de montaje	75
7.9 Eje de transmisión	76
7.9.1 Descripción	76
7.9.2 Juntas cardan	76
7.9.3 Consideraciones para el cálculo	77
7.9.4 procedimiento de cálculo	78
7.10 Semiejes palier	80
7.10.1 Descripción	80
7.10.2 Cálculo de semiejes palier	80
7.11 Freno de servicio	81
7.11.1 Estudio de la adherencia durante la frenada	81
7.11.2 Fuerza y par de frenado	83
7.11.3 Distancia y tiempo de frenado	83
7.11.4 Tipos de freno utilizados	83
7.11.4.1 Freno de discos en baño de aceite	83
7.11.4.2 Freno de zapatas internas (tambor)	85

7.12 Freno de estacionamiento	85
7.12.1 Planteamiento del fenómeno de retención	85
7.12.2 Pendiente de retención	86
7.12.3 Tipos de freno utilizados	86
7.12.3.1 Freno de disco	86
7.12.3.2 Freno de zapatas	87
7.12.3.3 Freno de discos en baño de aceite	87
7.12.4 Selección de un freno de disco	88
8. Resultados finales	89
8.1 Elección del circuito hidráulico	89
8.1.1 Descripción del funcionamiento	90
8.2 Elección del motor hidráulico	92
8.2.1 Datos de partida	92
8.2.2 Elección del motor	94
8.3 Caja de transferencia	96
8.3.1 Descripción del funcionamiento	96
8.3.2 Engranajes utilizados	97
8.3.3 Disposición de los ejes	97
8.3.4 Cálculo de engranajes	98
8.3.4.1 Número de dientes	98
8.3.4.2 Parámetros que influyen en el cálculo	99
8.3.4.3 Cálculo del módulo	100
8.3.4.4 Distancia entre ejes	101
8.3.4.5 Dimensionado de los engranajes	102
8.3.4.6 Fuerzas en engranajes	102
8.3.5 Cálculo de los ejes	107
8.3.5.1 Dimensionado en base a tensiones	107
8.3.5.2 Comprobación en base a deflexiones	110
8.3.5.3 Comprobación en base a vibraciones	113
8.3.6 Estriado de los ejes	113
8.3.7 Dimensionado del sincronizador	114

8.3.8 Rodamientos	115
8.3.8.1 Fuerzas en los rodamientos	115
8.3.8.2 Rodamientos de agujas	116
8.3.8.3 Rodamientos de agujas axiales	118
8.3.8.4 Rodamientos de rodillos cónicos	119
8.3.8.5 Ajuste de los rodamientos	122
8.3.9 Retenes	122
8.3.10 Tapa de cierre	124
8.3.11 Tuercas del eje secundario	124
8.3.12 Otros elementos	125
8.4 Grupo cónico (Diferencial)	125
8.4.1 Disposición de los diferenciales	125
8.4.2 Engranajes utilizados	126
8.4.3 Dimensionado de planetarios y satélites	127
8.4.4 Dimensionado de piñón y corona	127
8.4.5 Fuerzas en los engranajes	128
8.4.6 Selección de rodamientos	129
8.4.6.1 Tipo de rodamientos	129
8.4.6.2 Vida de los rodamientos	130
8.4.6.3 Selección de rodamientos	131
8.4.6.4 Ajuste de los rodamientos	133
8.4.7 Retén del piñón	133
8.4.8 Bloqueo del diferencial	134
8.4.8.1 Elección del sistema de bloqueo	134
8.4.8.2 Determinación del par de bloqueo	134
8.4.8.3 Discos de fricción	135
8.4.8.4 Fuerzas de accionamiento	135
8.4.8.5 Muelles de retorno	135
8.4.8.6 Presión en la cámara de accionamiento	136
8.4.9 Juntas tóricas	136
8.4.8.1 Selección de juntas	136
8.4.8.2 Dimensionado de los alojamientos	137

8.4.10 Uniones atornilladas	138
8.4.10.1 Unión de la corona a la jaula del diferencial	138
8.4.10.2 Unión de la caja de transferencia y el diferencial	139
8.4.11 Otros elementos de catálogo.....	140
8.4.11.1 Circlips	140
8.4.11.2 Tornillos y tuercas	141
8.5 Reductores de rueda (epicicloidales)	142
8.5.1 Engranajes utilizados	142
8.5.2 Número de dientes	142
8.5.3 Módulo de los engranajes	143
8.5.4 Dimensiones de los engranajes	143
8.5.5 Fuerzas en engranajes	143
8.5.6 Dimensionado del potasatélites	144
8.5.7 Rodamientos	145
8.5.7.1 Velocidad angular de los satélites	146
8.5.7.2 Vida de los rodamientos	146
8.5.7.3 Selección de rodamientos	147
8.5.8 Otros elementos de catálogo	148
8.5.8.1 Circlips	148
8.6 Eje de transmisión	149
8.6.1 Selección del eje de transmisión	149
8.7 Semiejes palier	150
8.7.1 Tipo de semieje	150
8.7.2 Cálculo del diámetro mínimo	151
8.7.3 Estriado del eje	151
8.7.4 Selección de la junta cardan	152
8.8 Freno de servicio	153
8.8.1 Consideraciones iniciales	153
8.8.2 Dinámica de frenado	154
8.8.2.1 Efecto de la transferencia de peso en el frenado	154
8.8.2.2 Fuerza y par de frenado	155
8.8.2.3 Distancia y tiempo de frenado	155

8.8.3 Discos de fricción	156
8.8.4 Fuerza de accionamiento	156
8.8.5 Muelles de retorno	157
8.8.6 Presión en la cámara de accionamiento	157
8.8.7 Juntas tóricas	158
8.8.7.1 Selección de juntas	158
8.8.7.2 Dimensionado de los alojamientos	159
8.9 Freno de estacionamiento	160
8.9.1 Determinación del par de retención	160
8.9.2 Tipo de freno	161
8.9.3 Selección de los elementos del freno	161
9. Planificación	163
10. Orden de prioridad de los documentos	164

Índice de figuras

Figura 2.1 Terexlift Telelift 2506	14
Figura 2.2 Manipulador telescópico con torreta giratoria	15
Figura 2.3 Carretilla elevadora (izda) y grúa telescópica (dcha).....	16
Figura 2.4 Gráfico de carga de un manipulador telescópico	16
Figura 2.5 Par en el eje y fuerza de avance	22
Figura 2.6 Resistencia por rodadura rueda portadora	22
Figura 2.7 Resistencia por rodadura rueda portadora y motriz	23
Figura 2.8 Resistencia por pendiente	25
Figura 2.9 Curva de utilización sin pendiente	27
Figura 2.10 Curva de utilización con pendientes	27
Figura 2.11 Curva de potencia	27
Figura 2.12 Posición del centro de gravedad	28
Figura 2.13 Puntos de aplicación de cargas	29
Figura 2.14 Fuerzas que intervienen en la adherencia	30
Figura 2.15 Transmisión mecánica Audi 100 Quattro	36
Figura 2.16 Esfuerzo de tracción	36

Figura 2.17 Transmisiones eléctricas	37
Figura 2.18 Curva ideal de tracción	39
Figura 2.19 Pistones axiales	40
Figura 2.20 Pistones radiales	40
Figura 2.21 Engranaje dientes rectos	42
Figura 2.22 Engranaje cilíndrico helicoidal	43
Figura 2.23 Engranajes cónicos de dientes rectos	43
Figura 2.24 Fuerzas en engranajes rectos	46
Figura 2.25 Fuerzas en engranajes helicoidales	47
Figura 2.26 Sentido de las fuerzas en eng. cilíndricos helicoidales	48
Figura 2.27 Fuerzas en engranajes cónicos	48
Figura 2.28 Estriado de 4 dientes	52
Figura 2.29 DIN 5472	52
Figura 2.30 DIN 5482	53
Figura 2.31 Montajes directo e indirecto	56
Figura 2.32 Ajuste de rodamientos	57
Figura 2.33 Sincronizador	57
Figura 2.34 Retén de labio	58
Figura 2.35 Unión atornillada sometida a torsión pura	58
Figura 2.36 Junta cardan doble	61
Figura 2.37 Componentes de una junta cardan	61
Figura 2.38 Par máximo en función del ángulo de operación	62
Figura 2.39 Sellado mediante junta tórica	62
Figura 2.40 Porcentaje de aplastamiento de la junta en función de su sección	62
Figura 2.41 Dimensionado de los alojamientos para juntas tóricas	63
Figura 2.42 Fuerzas en engranajes cilíndricos	64
Figura 2.43 Transfer de dos ejes	65
Figura 2.44 Transfer de tres ejes	65
Figura 2.45 Trayectoria de las ruedas en curva	66
Figura 2.46 Componentes de un diferencial	67
Figura 2.47 Diferencial de bloqueo manual por enclavamiento	68
Figura 2.48 Diferencial “ARB” de bloqueo por enclavamiento	68
Figura 2.49 Diferencial de bloqueo manual por discos de fricción	69

Figura 2.50 Coeficiente de fricción de tres aceites en función de la velocidad	70
Figura 2.51 Coeficiente de fricción de varios aceites en función de la velocidad	70
Figura 2.52 Distribución de par con diferencial libre	72
Figura 2.53 Distribución de par con diferencial bloqueado	72
Figura 2.54 Reductor epicicloidal	74
Figura 2.55 Reductor epicicloidal con corona fija	74
Figura 2.56 Árbol de transmisión	76
Figura 2.57 Despiece de un árbol de transmisión con juntas cardan	77
Figura 2.58 Factores de aplicación de árboles de transmisión (Ameridrives)	79
Figura 2.59 Palier rígido	80
Figura 2.60 Palier cardanado	80
Figura 2.61 Fuerzas durante la frenada en pendiente	81
Figura 2.62 Reparto óptimo de frenado	83
Figura 2.63 Freno de discos sumergidos en palier externo	84
Figura 2.64 Freno de discos sumergidos en palier interno (Spicer)	84
Figura 2.65 Freno de zapatas (Excavadora Neuson 6502RD)	85
Figura 2.66 Fuerza debida a la pendiente	86
Figura 2.67 Extracto de la DIRECTIVA 98/12/CE	86
Figura 2.68 Freno de estacionamiento de disco	87
Figura 2.69 Freno de estacionamiento de zapatas	87
Figura 2.70 Freno de estacionamiento de discos (Parker)	88
Figura 2.71 Fórmulas de cálculo de freno Tolomatic ME10	88
Figura 2.72 Circuito hidrostático cerrado y reversible	90
Figura 2.73 Motor pistones axiales con cilindrada fija	90
Figura 2.74 Presión/caudal	91
Figura 2.75 Par/velocidad	91
Figura 2.76 Fuerza/velocidad	91
Figura 2.77 Evolución del par con la velocidad	92
Figura 2.78 Evolución de la potencia con la velocidad	92
Figura 2.79 Par y potencia del motor	95
Figura 2.80 Presión y caudal del motor	95
Figura 2.81 Eje de salida del motor	96
Figura 2.82 Botones de marcha	96

Figura 2.83 Engranaje cilíndrico helicoidal	97
Figura 2.84 Caja de transferencia con dos árboles de engranajes	97
Figura 2.85 Caja de transferencia con tres árboles de engranajes	98
Figura 2.86 Situaciones críticas de par y potencia	100
Figura 2.87 Fuerzas en engranajes helicoidales	103
Figura 2.88 Fuerzas marcha corta hacia delante	106
Figura 2.89 Fuerzas marcha larga hacia delante	106
Figura 2.90 Fuerzas marcha corta hacia atrás	106
Figura 2.91 Dimensiones aproximadas del eje primario	107
Figura 2.92 Dimensiones aproximadas del eje intermediario	108
Figura 2.93 Dimensiones aproximadas del eje secundario	109
Figura 2.94 Cálculo de flechas y ángulos girados	110
Figura 2.95 Ejes con seis nervios Norma DIN 5472	113
Figura 2.96 Estriado eje primario	114
Figura 2.97 Estriado eje intermediario	114
Figura 2.98 Estriado eje secundario	114
Figura 2.99 Rodamiento de agujas engranaje (1), (NSK)	117
Figura 2.100 Rodamiento de agujas engranaje (3), (NSK)	117
Figura 2.101 Rodamiento de agujas axiales (SKF)	118
Figura 2.102 Montaje directo (m=1)	120
Figura 2.103 Rodamientos cónicos eje primario (Timken)	121
Figura 2.104 Rodamientos cónicos eje intermediario (Timken)	121
Figura 2.105 Rodamientos cónicos eje secundario (Timken)	122
Figura 2.106 Retén eje primario	123
Figura 2.107 Retén eje secundario	123
Figura 2.108 Tornillos de la tapa de cierre	124
Figura 2.109 Tuercas eje secundario	124
Figura 2.110 Anillo de seguridad eje primario	125
Figura 2.111 Pista de rodadura	125
Figura 2.112 Disposición de los diferenciales	126
Figura 2.113 Engranajes cónicos de dientes rectos	126
Figura 2.114 Montaje directo (m=1)	130
Figura 2.115 Montaje indirecto (m=-1)	130

Figura 2.116 Rodamientos cónicos de la jaula del diferencial	132
Figura 2.117 Rodamientos cónicos del piñón	132
Figura 2.118 Retén del piñón	133
Figura 2.119 Bloqueo del diferencial mediante discos de fricción	134
Figura 2.120 Distribución de par con diferencial bloqueado	134
Figura 2.121 Juntas tóricas del bloqueo	137
Figura 2.122 Unión atornillada de la corona del diferencial	139
Figura 2.123 Unión atornillada entre el transfer y el diferencial	140
Figura 2.124 Circlip exterior de la jaula del diferencial	140
Figura 2.125 Circlip interior de la jaula del diferencial	140
Figura 2.126 Circlip interior del planetario del diferencial	141
Figura 2.127 Tornillo de la corona del diferencial y uniones	141
Figura 2.128 Tuerca del piñón del diferencial	142
Figura 2.129 Engranaje dientes rectos	142
Figura 2.130 Fuerzas en el portasatélites	144
Figura 2.131 Alojamiento de los satélites en el portasatélites	145
Figura 2.132 Tensiones en los puntos (A) y (B) del voladizo	145
Figura 2.133 Representación de velocidades	146
Figura 2.134 Rodamiento de los satélites (NSK)	147
Figura 2.135 Anillo de seguridad del portasatélites	148
Figura 2.136 Anillo de seguridad separador de rodamientos de rodillos	148
Figura 2.137 Anillo de seguridad interior de la corona	149
Figura 2.138 Características del árbol de transmisión elegido	150
Figura 2.139 Características del acoplamiento para el modelo U2160	150
Figura 2.140 Palier cardanado	151
Figura 2.141 Ranurado del palier DIN 5482	152
Figura 2.142 Junta cardan del semieje palier	152
Figura 2.143 Par admisible en función del ángulo de operación	153
Figura 2.144 Fuerzas durante la frenada en pendiente	154
Figura 2.145 Juntas tóricas del freno	159
Figura 2.146 Extracto de la DIRECTIVA 98/12/CE.....	160
Figura 2.147 Disco de freno 12”	162
Figura 2.148 Pinza de freno ME10LA	162

Figura 2.149 Fases del proyecto de diseño	163
Figura 2.150 Diagrama de Gantt del proyecto	164

Índice de tablas

Tabla 2.1 Unidades de medida	20
Tabla 2.2 Coeficientes de rodadura	24
Tabla 2.3 Reparto de cargas en cada eje	29
Tabla 2.4 Resumen de reparto de cargas	29
Tabla 2.5 Coeficientes de adherencia	30
Tabla 2.6 Rendimiento de los elementos de la transmisión	34
Tabla 2.7 Módulos normalizados	44
Tabla 2.8 Valores de C_m y C_t	50
Tabla 2.9 Valores típicos de pendientes y deflexiones	50
Tabla 2.10 Valores típicos de pendientes y deflexiones	51
Tabla 2.11 Factor de seguridad estático	54
Tabla 2.12 Coeficientes X e Y	55
Tabla 2.13 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente	56
Tabla 2.14 Coeficientes de rozamiento	59
Tabla 2.15 Características de las roscas	60
Tabla 2.16 Clases de los tornillos	60
Tabla 2.17 Fórmulas catalogo Bosch RexRoth	93
Tabla 2.18 Rendimientos en motores de pistones axiales	94
Tabla 2.19 Motor Rexroth A6VM 80	95
Tabla 2.20 Propiedades del acero 20MnCr5	99
Tabla 2.21 Módulo mínimo engranaje (2)	101
Tabla 2.22 Módulo mínimo engranaje (3)	101
Tabla 2.23 Ángulos principales de los engranajes	103
Tabla 2.24 Fuerzas en engranaje (1), marcha larga	104
Tabla 2.25 Fuerzas en engranaje (2), marcha corta	104
Tabla 2.26 Fuerzas en engranaje (2), marcha larga	104
Tabla 2.27 Fuerzas en engranaje (3), marcha corta	104
Tabla 2.28 Fuerzas en engranaje (4), marcha corta	105
Tabla 2.29 Fuerzas en engranaje (5), marcha corta	105

Tabla 2.30 Fuerzas en engranaje (5), marcha larga	105
Tabla 2.31 Deflexiones admisibles por los engranajes	110
Tabla 2.32 Ángulos admisibles por los rodamientos	110
Tabla 2.33 Dimensiones de los dientes del sincronizador	115
Tabla 2.34 Situaciones de carga en rodamientos	116
Tabla 2.35 Factor de seguridad estático	116
Tabla 2.36 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente	119
Tabla 2.37 Ajuste de los rodamientos del transfer	122
Tabla 2.38 Características de los planetarios y satélites	127
Tabla 2.39 Características del piñón y la corona	128
Tabla 2.40 Fuerzas en el piñón, marcha corta	128
Tabla 2.41 Fuerzas en el piñón, marcha larga	129
Tabla 2.42 Fuerzas en la corona, marcha corta	129
Tabla 2.43 Fuerzas en la corona, marcha larga	129
Tabla 2.44 Situaciones de carga en los rodamientos del piñón	131
Tabla 2.45 Situaciones de carga en los rodamientos de la corona	131
Tabla 2.46 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente	131
Tabla 2.47 Ajuste de los rodamientos cónicos	133
Tabla 2.48 Muelle de compresión del bloqueo	135
Tabla 2.49 Dimensionado de los alojamientos de los O-Ring	137
Tabla 2.50 Detalle de los alojamientos de los O-Ring	138
Tabla 2.51 Número de dientes en los engranajes del reductor	142
Tabla 2.52 Radios primitivos de los engranajes del reductor	143
Tabla 2.53 Fuerzas en el vano del portasatélites	144
Tabla 2.54 Velocidades angulares de los satélites	146
Tabla 2.55 Situaciones de carga en los rodamientos de los satélites	147
Tabla 2.56 Composición y propiedades del disco de fricción de bronce	156
Tabla 2.57 Muelle de compresión del freno EN 10270	157
Tabla 2.58 Dimensionado de los alojamientos de los O-Ring	159
Tabla 2.59 Detalle de los alojamientos de los O-Ring	160
Tabla 2.60 Especificaciones pinza de freno modelo ME10	161
Tabla 2.61 Fórmulas pinza de freno modelo ME10	161

1. Objeto

El proyecto tiene como fin el diseño de una transmisión y sistema de frenado para un vehículo que tiene la parte generadora de potencia separada de la parte tractora o motriz, ya sea por barreras físicas o por motivos funcionales.

El objetivo principal es buscar y adaptar alternativas a las transmisiones tradicionales, las cuales están restringidas a vehículos rígidos y cuya potencia depende del régimen de giro del motor de combustión. Las aplicaciones se centran en maquinaria pesada, donde es frecuente disponer de torretas giratorias, tracción mediante orugas o bien se busca un vehículo compacto.

En lo referente al sistema de frenado, se han estudiado las alternativas posibles tanto en su disposición como tipo de freno y adaptado una de ellas a la máquina en cuestión. Se diseñarán dos frenos, uno de servicio que decelere la máquina y otro de estacionamiento que retenga la máquina en pendiente.

En este proyecto se va a estudiar el caso de una carretilla telescópica (Figura 2.1), analizando los diferentes medios de transmisión de potencia, y desarrollando una transmisión y sistema de frenado que cumplan los requisitos de par y potencia calculados en este mismo proyecto.

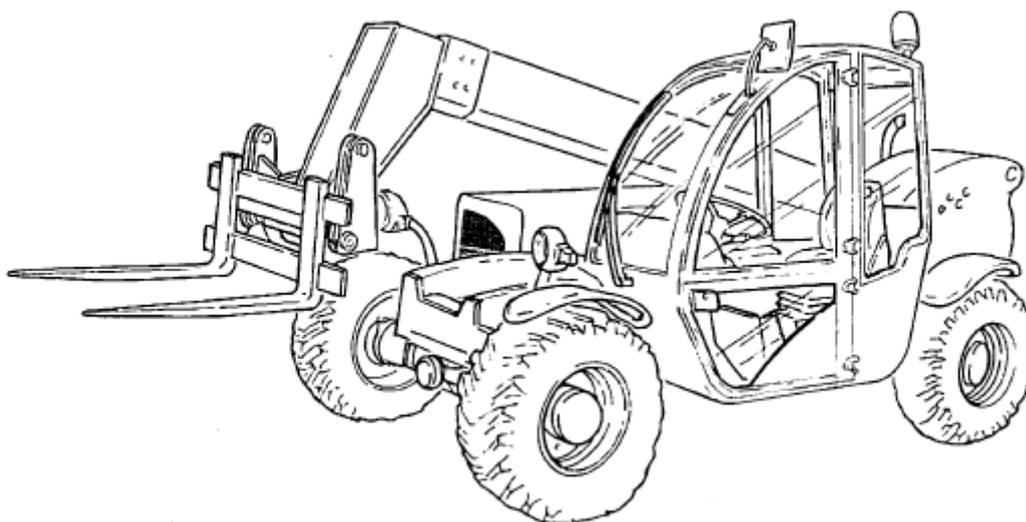


Figura 2.1 Terexlift Telelift 2506

2. Alcance

Debido a que los datos de partida son pobres, ha sido necesario realizar un estudio dinámico de la máquina, donde a partir de unas especificaciones se calcule la potencia y par necesarios en el motor para satisfacer las necesidades impuestas.

El presente proyecto cubre las necesidades de diseño en lo referente a los elementos mecánicos, teniéndose en cuenta pero no especificando los elementos y

circuitos hidráulicos de potencia y frenado, bastidores o elementos cuyo diseño dependa de otras variables no calculables con los datos proporcionados.

En cuanto a la caja de transferencia, se han calculado todos los elementos, a excepción del accionamiento de marcha y la caja contenedora.

Para el diferencial se han diseñado todos los elementos que intervienen en la transmisión y sistema de frenado, quedando pendientes los bastidores, ya que dependen de la distribución de las cargas y los puntos de apoyo del chasis.

En lo referente a los reductores de rueda, se han calculado los elementos que permiten la transmisión de potencia, quedando sin especificar las manguetas y los rodamientos de rueda, ya que su selección depende de los ciclos de carga de la máquina.

3. Antecedentes

Un manipulador telescópico o carretilla telescópica, es una máquina muy utilizada en la agricultura y la industria. Es similar en apariencia y función a una carretilla elevadora, pero con la mayor versatilidad que proporciona un brazo telescópico que puede extenderse hacia delante y hacia arriba desde el vehículo. En el extremo de la pluma se pueden disponer de varios accesorios, como un cubo, las horquillas de palets, un plumín o una plataforma elevadora.

Las carretillas telescópicas pueden tener diversas capacidades de carga y elevación, además de poseer patas estabilizadoras o torreta giratoria (Figura 2.2).



Figura 2.2 Manipulador telescópico con torreta giratoria

El concepto del manipulador telescópico nace de fusionar la utilidad de una carretilla elevadora y los medios de una grúa telescópica, obteniéndose una máquina capaz de manejar cargas a alturas y cargas considerables.

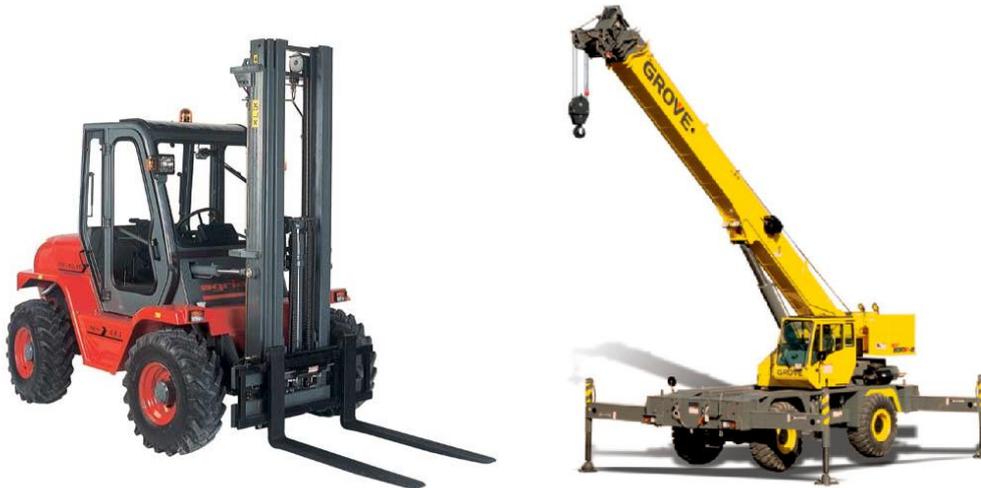


Figura 2.3 Carretilla elevadora (izda) y grúa telescópica (dcha)

Su gran virtud y a la vez defecto, es que cuanto más se extiende el brazo telescópico, más reducida se ve su capacidad de carga (Figura 2.4) debido a la estabilidad. Una máquina con una capacidad de 3.000 kg puede ser capaz de levantar con seguridad tan poco como 1.200 kg con el brazo completamente extendido en un ángulo de la pluma bajo. La misma máquina con el brazo telescópico recogido puede ser capaz de soportar hasta 3.000 kg con el auge de elevarse a 70 °. El operador está equipado con una carta de la carga que le ayuda a determinar si una determinada tarea es posible, teniendo en cuenta el peso, el ángulo de brazo y de la altura. En caso contrario, la mayoría de los manipuladores utilizan un ordenador que utiliza sensores para controlar el vehículo y avisará al operador y / o cortar la entrada de control adicionales si se exceden los límites del vehículo.

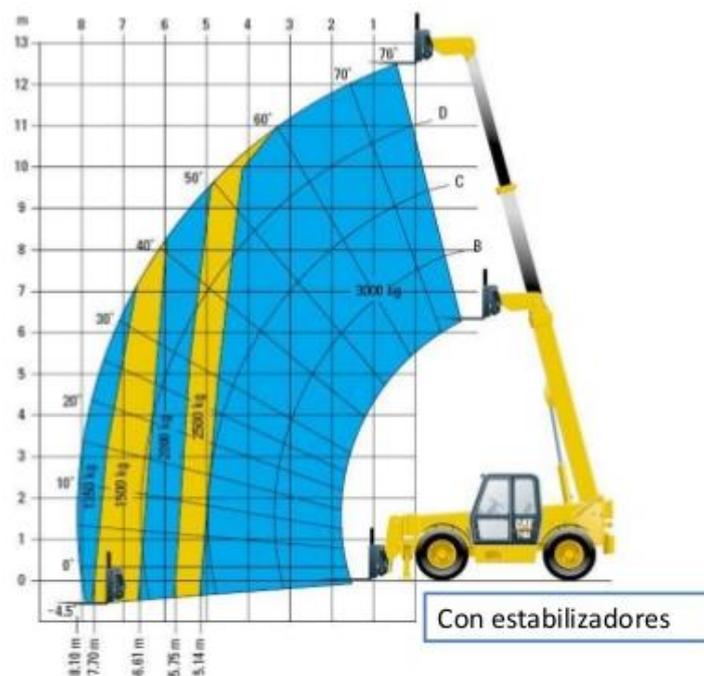


Figura 2.4 Gráfico de carga de un manipulador telescópico

Las aplicaciones en las que este tipo de máquinas son más demandadas se centran en los sectores secundario y primario.

- **Construcción**

En construcción se suelen utilizar los manipuladores telescópicos debido a su versatilidad, ya que pueden cargar palets con ladrillos o cemento a diferentes alturas, sin necesidad de disponer de una estructura fija.

- **Sector industrial**

En el sector industrial se utilizan básicamente para la clasificación y distribución de productos en almacenes.

- **Minería**

En la minería son utilizados para cargar camiones o cintas transportadoras cuyos contenedores están a una altura considerable.

- **Agricultura**

Las aplicaciones en agricultura se centran en manipular fardos o troncos para cargarlos en camiones o bien almacenarlos.

4. Normas y referencias

4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

En el siguiente proyecto se han seguido las siguientes normas para el correcto dimensionado y propiedades de los elementos de la transmisión.

- **Normas**

UNE 26076 Anillos de retención de aceite. Tipo estrecho.

UNE-36009 Designación convencional de aceros

UNE 18.088 Dimensiones para rodamientos de rodillos cónicos.

UNE 18.047 Dimensiones para rodamientos axiales.

UNE 18.091 Dimensiones para rodamientos radiales de agujas. Serie ligera.

UNE 18.031 Tolerancias para rodamientos radiales.

UNE 18.064 Tolerancias para rodamientos axiales.

UNE 18.004 Engranajes. Nomenclatura. Definiciones.

UNE 18.008 Engranajes. Principios fundamentals.

UNE 18.066 Engranajes rectos y helicoidales.

DIN 5472 Spline Shafts and Spline Bore Profiles with 6 Splines.

DIN 5480 Involute splines based on reference diameters.

DIN 5482 Turnbuckles, forged.

AISI 302 High alloyed CrNi stainless steel.

- **Reales decretos**

R.D. 2042/1994 de 14 de octubre, por el que se regula la inspección técnica de vehículos.

- **Directivas**

DIRECTIVA 98/12/CE por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques

4.2 Bibliografía

Artículos

- Richard Widman. La Diferencia entre Aceites GL-4 y GL-5 para Engranajes

Catálogos

- Catálogo de motores y bombas Bosch RexRoth.
- Catálogo de O-Ring Elastotech.
- Catálogo ejes de transmisión Emmequattro.
- Catálogo elementos de transmisión Spicer.
- Catálogo motores hidráulicos Poclain.
- Catalogo rodamientos cónicos Timken.
- Catalogo rodamientos NSK.
- Catálogo rodamientos SKF.
- Catalogo tornillería Dislas.

Manuales

- Lista de piezas de recambio Terexlift 2306.
- Lista de piezas de recambio Wacker Neuson 6052 Septiembre 2006.
- Manual de taller Terexlift 2503.
- Manual de taller Neuson 6001.
- Manual de taller JCB 535-125.

Libros

- Abasolo, M. Diseño de máquinas (EUITI Bilbao).
- Alcaráz, J. Ansola, R. Elasticidad y resistencia de materiales.
- Angulo, C. López, L. Elementos de máquinas.
- Avilés, R. Análisis de fatiga en máquinas.
- Avilés, R. Métodos de análisis para diseño mecánico.
- Bauer H. Manual de la técnica del automóvil. Editorial Reverté S.A.
- Cascajosa, M. Ingeniería de vehículos; Sistemas y cálculos.

- Castillo, R. Cálculo de costes en procesos de mecanizado por arranque de viruta.
- Luque, P. Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico.
- Muñoz Gracia, F. Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil.
- Muñoz Gracia, F. El vehículo industrial y automóvil. Tomo I
- Muñoz Gracia, F. El vehículo industrial y automóvil. Tomo II
- Porras Soriano, A. ; Marcilla Goldaracena, I. Transmisiones hidrostáticas. Editorial: Cátedra de Motores y Máquinas – UCLM
- Stokes, A. Manual gearbox design. Editorial: Butterworth- Heinemann Ltd.
- Timoshenko, Resistencia de materiales; Ed. Paraninfo, S.A., 2004.
- Urraza, G. Dibujo de ingeniería industrial (EUITI Bilbao).
- Zabalza Villava, I. Síntesis de mecanismos y máquinas.

4.3 Programas de cálculo

A lo largo del proyecto ha sido necesario realizar hojas de cálculo para simplificar procedimientos de cálculo, para ello se ha utilizado el programa Microsoft Excel 2010.

Para resolver determinadas estructuras se ha utilizado el software CESPLA, basado en el método de las rigideces.

En cuanto a la realización de los planos se ha utilizado el programa Autodesk Autocad 2016.

5. Definiciones y abreviaturas

5.1 Definiciones

Mangueta: elemento de la suspensión que hace las funciones de apoyo de las ruedas y les permite girar.

Inercia: la resistencia que opone la materia a modificar su estado de reposo o movimiento.

Potencia al freno: medida de la potencia del motor sin la pérdida de potencia provocada por los elementos de la transmisión.

Tren epicicloidal: es un sistema de engranajes formado por uno o más engranajes externos o satélites que rotan sobre un engranaje central o planeta.

Flecha (deflexión): grado en el que un elemento estructural se deforma bajo la aplicación de una fuerza.

Valvulina: lubricante viscoso obtenido del petróleo, usado para engrasar los engranajes de equipos mecánicos y cajas de cambios de los automóviles.

5.2 Abreviaturas

Siglas y acrónimos

UNE (Una Norma Española)

DIN (Instituto Alemán de Normalización)

ISO (Organización Internacional de Normalización)

SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices)

ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)

GL (Aceite para engranajes)

R.D. (Real Decreto)

Unidades de medida

Las unidades de medida utilizadas se corresponden con las que marca el Sistema Internacional de unidades, en la tabla 2.1 se muestran las más comunes en este proyecto.

m/s	Metro/segundo	Unidad de velocidad
km/h	Kilómetro/hora	Unidad de velocidad
rad/s	Radianes/segundo	Unidad de velocidad angular
rpm	Revoluciones/segundo	Unidad de velocidad angular
N	Newton	Unidad de fuerza
T	Tonalada	Unidad de peso
kg	Kilogramo	Unidad de peso
m	Metro	Unidad de distancia
mm	Milímetro	Unidad de distancia
m ²	Metro cuadrado	Unidad de área
mm ²	Milímetro cuadrado	Unidad de área
N·m	Newton por metro	Unidad de momento
MPa	Megapascal	Unidad de tensión

Tabla 2.1 Unidades de medida

6. Requisitos de diseño

Los requisitos de diseño son valores que o bien los fija el cliente o bien dependen de las condiciones exteriores. Estos datos son el punto de partida para el diseño de cualquier sistema, cuya principal función es satisfacer las necesidades del cliente.

6.1 Especificaciones del cliente

Los requisitos de diseño marcados por el cliente son las características que desea que tenga la máquina, en este caso:

Peso: 4.300 [kg]

Batalla: 2,28 [m]

Anchura: 1,8 [m]

Centro de gravedad: [1.16, 0.7, 0.9]*

Pendiente superable: 40%

Superficie de trabajo: Terreno sin pavimentar

Velocidad marcha corta: 8 [km/h]

Velocidad marcha larga: 25 [km/h]

Neumático: 12/16.5

*(Medido desde el eje delantero)

Cabe destacar que según el Art. 6, Punto j, del R.D. 2042/1994, los vehículos especiales destinados a obras y servicios y maquinaria autopropulsada, cuya velocidad por construcción sea menor de 25 [km/h] están exentos de someterse a inspecciones periódicas (ITV).

6.2 Cálculo de especificaciones

Partiendo de las características dadas por el cliente, se han de realizar algunos estudios para determinar las condiciones de trabajo de la transmisión. Es el caso de la potencia necesaria en las ruedas, principal factor en el diseño de una transmisión, por ello se han de estudiar las fuerzas que se oponen al avance del vehículo en las situaciones límite propuestas por el cliente. Una vez calculadas estas resistencias se ha de tener una potencia disponible en las ruedas igual o superior a la calculada.

6.2.1 Fuerzas que se oponen al avance de un vehículo

La definición del conjunto motriz de un vehículo, para cumplir con unas exigencias determinadas (prestaciones), requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación.

Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir en al mismo tiempo.

- Resistencia por rodadura (R_r).

- Resistencia por pendiente (R_p).

- Resistencia por inercia (R_j).

- Resistencia por el aire (R_a).

La suma de las resistencias, simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza (F), de empuje, en el eje motriz. Esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el par motor (M), después de ser sustituido por otro par equivalente (F-F).

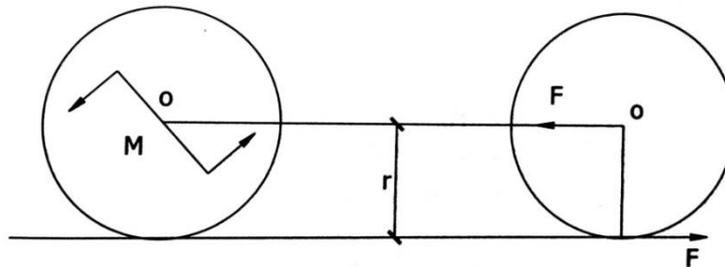


Figura 2.5 Par en el eje y fuerza de avance

La fuerza (F) del par aplicada en el punto de contacto rueda-suelo, permite impulsar al vehículo hacia delante.

La potencia en rueda, cuando la velocidad es (V):

$$N_r = F \cdot V \quad (1)$$

Es inferior a la que en ese momento da el motor, (N_m), debido a las pérdidas por rozamientos e inercias en la traslación, (N_{tr}), por lo que:

$$N_r = N_m - N_{tr} \quad (2)$$

6.2.1.1 Resistencia por rodadura

Tiene su origen en la deformación del neumático y suelo. Cuando la rueda está estática, la reacción del suelo al peso está en la misma vertical que éste, sin embargo, cuando rueda, dicha reacción avanza una distancia (d), (extremo de la huella), dando lugar a un momento resistente, que ha de ser equilibrado. Por tanto, parte del valor de la fuerza (F), en la figura (F_r), vence a la resistencia por rodadura.

La resistencia por rodadura es independiente de que la rueda sea portadora (sólo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor).

- Rueda portadora

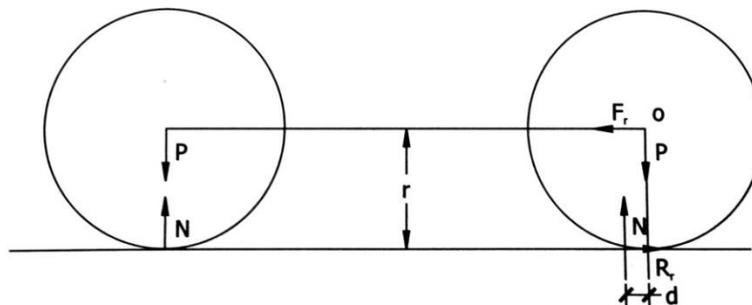


Figura 2.6 Resistencia por rodadura rueda portadora

Para que el sistema de fuerzas esté en equilibrio, la resultante de (N) y (R_r) ha de ser igual y opuesta a la correspondiente de (F_r) y (P).

Tomando momentos respecto al centro (O):

$$N \cdot d = R_r \cdot r \quad (3)$$

$$R_r = N \cdot \frac{d}{r} = P \cdot \frac{d}{r} \quad (4)$$

Los valores del radio del neumático bajo carga (r) y (d) son fijados por el fabricante del neumático para una carga (P) y presión determinada. Si las condiciones anteriores son adversas, la resistencia a la rodadura puede aumentar, con el consiguiente mayor consumo para una misma prestación. Aunque la resistencia por rodadura se considera constante e independiente de la velocidad, esto no es estrictamente cierto.

- **Portadora y motriz**

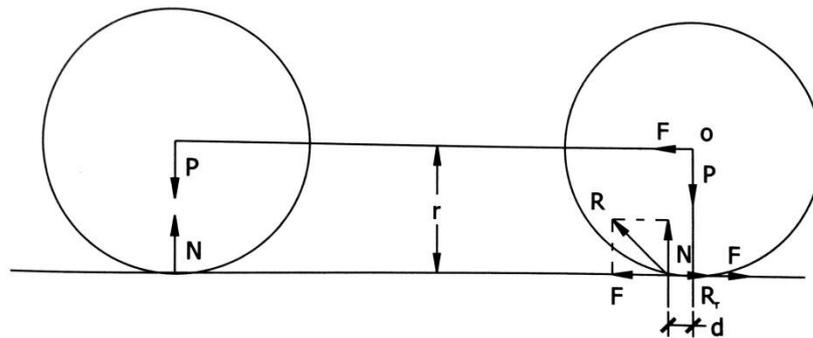


Figura 2.7 Resistencia por rodadura rueda portadora y motriz

Al igual que en la rueda solo portadora, el punto de aplicación de la resistencia por rodadura, está desplazado (d) en el sentido de la marcha. En el sistema, además de las fuerzas verticales (P) y (N) se tienen las siguientes:

En el eje en el supuesto de que exista simultaneidad de todas las resistencias posibles:

$$F = R_r + R_a + R_p + R_j \quad (5)$$

En el suelo aparecen (F) y su reacción (-F), (R_r), está vencida por parte de la (F) aplicada en el eje.

Tomando momento respecto al centro de la rueda (o).

$$(F - R_r) \cdot r + N \cdot d = F \cdot r \quad (6)$$

Y puesto que el peso es igual a la normal:

$$N = P \quad (7)$$

$$R_r = \frac{d}{r} \cdot p \quad (8)$$

A (d/r) se le llama coeficiente de resistencia a la rodadura y se le suele indicar por (f).

$$f = \frac{d}{r} = \operatorname{tg} \varphi \quad (9)$$

La resultante reacción del suelo (R), de (N) y (F), tiene un valor variable según el de sus componentes. La reacción del suelo es hacia delante, y en rueda sólo portante, hacia atrás. Como se ha dicho, el valor de (f) no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye esta misma, la temperatura, estado del suelo, tipo de neumático, radio del mismo y presión de inflado entre otros, por lo que se suele obtener de forma empírica.

Tipo de suelo	Coefficiente de rodadura (kg/tn)
Asfalto	12/17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

Tabla 2.2 Coeficientes de rodadura*

*Datos obtenidos del libro “Ingeniería de vehículos; Sistemas y cálculos”

La resistencia por rodadura es mayor que la debida al aire hasta una cierta velocidad, siendo a partir de ésta siempre menor. En vehículos industriales, esa frontera está alrededor de los (80 km/h).

Cuando el vehículo gira, el coeficiente (f) se incrementa por la influencia del radio de giro, tipo de eje y coeficiente de fricción lateral. Aunque esto no influye en el cálculo de la resistencia.

6.2.1.2 Resistencia por pendiente

Es la que se opone al avance del vehículo cuando este se encuentra subiendo una pendiente.

$$R_p = P \cdot \operatorname{sen} \alpha \quad (10)$$

Cuando los ángulos son pequeños, el seno y la tangente son similares, por lo que:

$$R_p = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (11)$$

De forma habitual la pendiente se expresa como (x) metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontal.

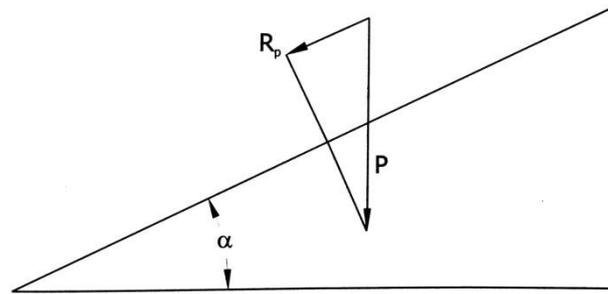


Figura 2.8 Resistencia por pendiente

6.2.1.3 Resistencia por inercia

La resistencia por inercia está originada por un incremento de la velocidad del vehículo.

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g} \quad (12)$$

(M) es la masa del vehículo, (P) es el peso y (j) la aceleración que ha de adquirir, por ejemplo para adelantar a otro:

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad (13)$$

(V₁) Velocidad inicial

(V₂) Velocidad final

(t) Tiempo invertido para pasar de (V₁) a (V₂).

6.2.1.4 Resistencia aerodinámica

De todas las resistencias, esta es sin duda la más estudiada, no sólo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo, sino por lo relacionada que está con la estética del mismo. Para el cálculo de (R_a) se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima y fundamentalmente la velocidad.

El valor de (R_a) viene dado por:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2$$

$$K = \delta \cdot \frac{C}{2 \cdot g}$$

Siendo (δ) el peso específico del aire.

El valor de (C) puede variar desde (0,15) en turismos aerodinámicos hasta (1,5) en camiones. La superficie maestra (S) se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho por el alto del vehículo, afectado por un coeficiente de (0,8).

Normalmente no se suele tener en cuenta la resistencia del aire para velocidades inferiores a (35 km/h) por lo que no se va a estudiar a fondo.

6.2.1.5 Resumen de resistencias

La suma de las resistencias al avance, a velocidad variable es:

$$R_t = R_a + R_p + R_r + R_j \quad (14)$$

Y a velocidad constante:

$$R_t = R_a + R_p + R_r \quad (15)$$

La potencia necesaria en ruedas motrices:

A velocidad variable. $N_r = (R_a + R_p + R_r + R_j) \cdot V \quad (16)$

A velocidad constante. $N_r = (R_a + R_p + R_r) \cdot V \quad (17)$

Sustituyendo la expresión de cada una de las resistencias:

$$N_r = (K \cdot S \cdot V^2 + P \cdot \text{sen} \alpha + f \cdot P + \frac{P \cdot J}{g}) \cdot V \quad (18)$$

$$N_r = (K \cdot S \cdot V^2 + P \cdot \text{sen} \alpha + f \cdot P) \cdot V \quad (19)$$

6.2.2 Curva de utilización

Cuando se diseña un vehículo se ha de buscar el menor consumo específico en las condiciones en las que va a trabajar la mayor parte del tiempo. Para ello se utilizan las gráficas de utilización, en las cuales se representa como varían las fuerzas resistentes al avance del vehículo con la velocidad.

La suma de las resistencias (R_r) y (R_a) en función de la velocidad nos proporciona la curva de utilización en llano. (R_r) se representa paralela al eje de abcisas y sin embargo en la realidad tiene una ligera pendiente creciente con la velocidad.

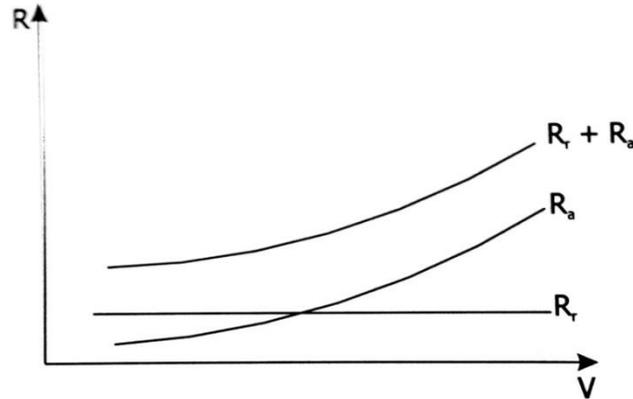


Figura 2.9 Curva de utilización sin pendiente

Si en el gráfico anterior se suma a $(R_r) + (R_a)$ las (R_p) correspondientes a las distintas pendientes $(x), (x'), (x'') \dots$ se tiene:

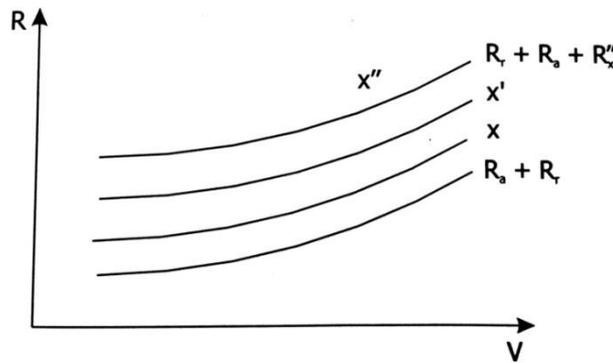


Figura 2.10 Curva de utilización con pendientes

6.2.3 Curva de potencia

Multiplicando la resistencia por su correspondiente velocidad, se obtiene la potencia necesaria para vencerla. En el gráfico se representan las requeridas para vencer la suma de resistencias, excepto la de inercia.

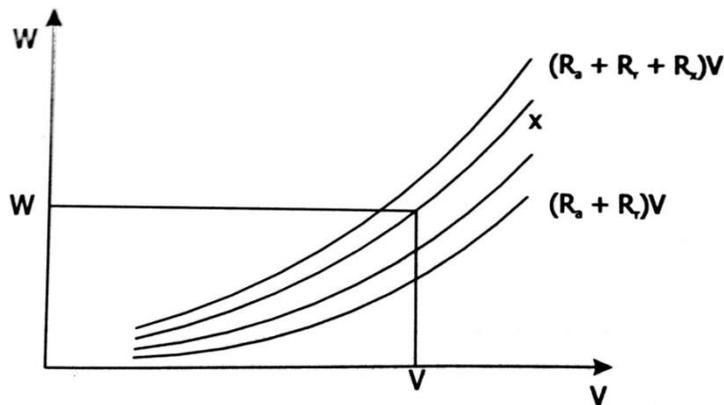


Figura 2.11 Curva de potencia

Para superar el vehículo una pendiente de (X%) a velocidad (V) es necesario en las ruedas motrices una potencia (N). Ahora bien, si el vehículo parase en esa pendiente, para arrancar, sería necesaria una potencia que puede obtenerse de la anterior, restándole la correspondiente a la resistencia al aire y sumándole la de inercia.

6.2.4 Localización del centro de gravedad

Para ciertos cálculos es suficiente conocer la situación del centro de gravedad con respecto a los ejes, pero para otros, es necesaria además su localización; es decir, su situación con respecto a los ejes y al suelo. Como para:

- Estudiar la adherencia en pendiente y estabilidad.
- El cálculo de frenos.
- El cálculo de sobrecarga en eje delantero y bastidor, en frenadas.

En el diseño del vehículo, la posición de los conjuntos como depósito de combustible, rueda de repuesto, baterías, etc. Se estudia, entre otras cosas, de tal forma que el centro de gravedad esté lo más centrado posible en él. Las reacciones en las ruedas cuando el vehículo se encuentra en pendiente son útiles para calcular más adelante la adherencia.

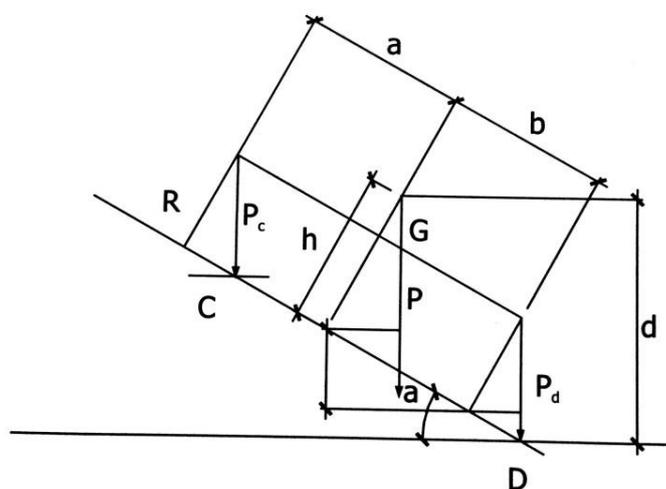


Figura 2.12 Posición del centro de gravedad

Las reacciones se obtienen con las siguientes fórmulas:

$$P_c = \frac{P \cdot (R \cdot \text{sen} \alpha + b \cdot \text{cos} \alpha - h \cdot \text{sen} \alpha)}{(a + b) \cdot \text{cos} \alpha} \quad (20)$$

$$P_d = \frac{P \cdot (a \cdot \text{cos} \alpha - R \cdot \text{sen} \alpha + h \cdot \text{sen} \alpha)}{(a + b) \cdot \text{cos} \alpha} \quad (21)$$

Siendo (R) el radio del neumático.

6.2.5 Factores que influyen en el reparto del peso por eje

El reparto del peso, con vehículo estático, se ve afectado durante la marcha del mismo por la resistencia al aire, la resistencia por inercia y por pendiente.

Las sobrecargas han de ser consideradas, para la definición de ejes, suspensión, frenos, etc. Así como, su influencia en la adherencia y seguridad. En la figura tomando momento de la fuerza que se origina en cada situación, respecto a cualquier eje, se obtiene la sobrecarga o descarga.

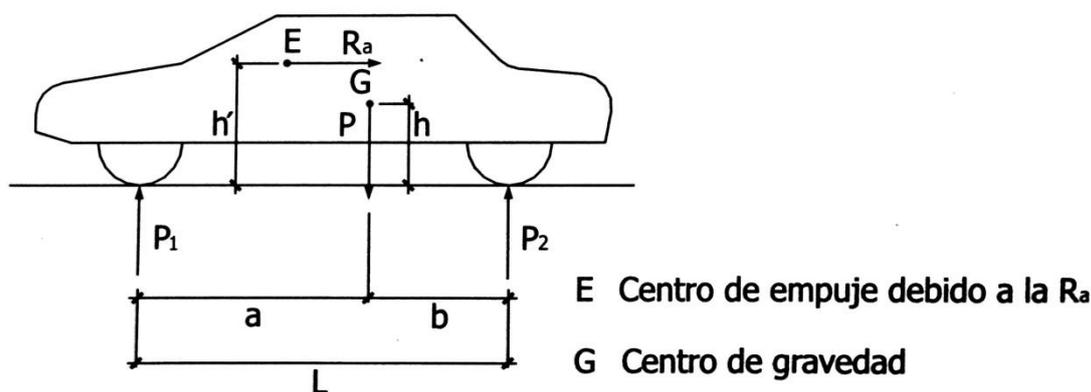


Figura 2.13 Puntos de aplicación de cargas

Fuerza	Eje delantero	Eje trasero
Peso estático	$P_1 = \frac{b}{L} \cdot P$	$P_2 = P - P_1$
Inercia en aceleración	$-P_j = \frac{P_j \cdot h}{g \cdot L}$	$+P_j$
Inercia en frenada	$+P_j$	$-P_j$
Pendiente	$-P_p = P \cdot \text{sen} \alpha \cdot \frac{h}{L}$	$+P_p$

Tabla 2.3 Reparto de cargas en cada eje

En resumen, las fuerzas que actúan en cada eje para las diferentes situaciones son:

Situación	Eje delantero	Eje trasero
Vehículo parado	P_1	P_2
V. horizontal	$P_1 - P_a$	$P_2 - P_a$
V. horizontal acelerado	$P_1 - P_a - P_j$	$P_2 + P_a + P_j$
V. horizontal frenado	$P_1 - P_a + P_j$	$P_2 + P_a - P_j$
V. subida acelerado	$P_1 - P_a - P_j - P_x$	$P_2 + P_a + P_j + P_x$

Tabla 2.4 Resumen de reparto de cargas

6.2.6 Adherencia

Reanudando lo visto en la resistencia a la rodadura de una rueda motriz, cuando se aumenta el par motor, la fuerza (F) en la llanta aumenta, e igualmente su reacción, pudiendo dar lugar a que la resultante (R) se incline tanto, que la tangente del ángulo que forma con la vertical, llegue a igualar al coeficiente de rozamiento (μ) entre el suelo y neumático. De superarlo, la rueda empieza a patinar. En este instante la resistencia por rodadura desaparece.

Como la fuerza (R_r) es contrarrestada por la (F) aplicada en el eje, la (F) aplicada en el suelo es utilizada sólo para impulsar al vehículo. A la fuerza límite (F) se le llama adherencia y su valor viene dado por:

$$A = P \cdot \mu \tag{22}$$

A continuación se muestran los valores del coeficiente de adherencia en función del tipo de superficie sobre la que se desplace el vehículo.

Superficie	(μ)
Asfalto y hormigón seco	0,8-0,9
Asfalto mojado	0,5-0,7
Hormigón mojado	0,8
Grava	0,6
Tierra seca	0,68
Tierra húmeda	0,55
Nieve	0,2
Hielo	0,1

Tabla 2.5 Coeficientes de adherencia*

*Datos obtenidos del libro “Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico”

Cuando (F) es mayor que (A) la rueda patina.

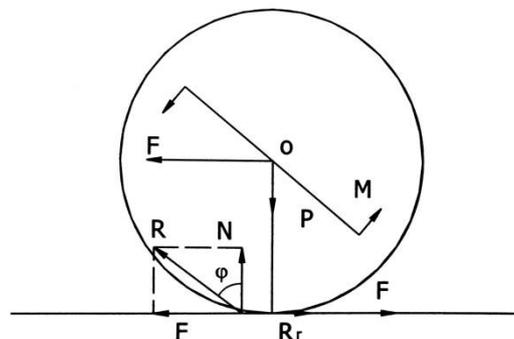


Figura 2.14 Fuerzas que intervienen en la adherencia

La adherencia total de un vehículo es igual al producto del número de ruedas motrices (n), por el peso que soportan y por (μ).

$$A = n \cdot P \cdot \mu \quad (23)$$

Conociendo la adherencia tanto a tracción como a frenada, se puede calcular la fuerza máxima que se puede aplicar a las ruedas sin que patinen.

La adherencia se ve afectada por la transferencia de peso del eje delantero al trasero cuando este sube o arranca en una pendiente.

El peso que soporta cualquiera de los ejes en una pendiente debido a la transferencia, se ha visto anteriormente como:

$$P_c = \frac{P \cdot (R \cdot \sin \alpha + b \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha)}{(a + b) \cdot \cos \alpha} \quad (20)$$

$$P_d = \frac{P \cdot (a \cdot \cos \alpha - R \cdot \sin \alpha + h \cdot \sin \alpha)}{(a + b) \cdot \cos \alpha} \quad (21)$$

Las componentes normales a tener en cuenta para calcular la adherencia serán:

$$P_1 = P_c \cdot \cos \alpha \quad (24)$$

$$P_2 = P_d \cdot \cos \alpha \quad (25)$$

6.2.7 Pendientes máximas para arrancar y superar debido a la adherencia

6.2.7.1 Pendiente máxima para arrancar

Las resistencias al avance que intervienen son por rodadura, pendiente e inercia.

$$F = A = R_r + R_p + R_j \quad (26)$$

Que ha de ser igual a la suma de las fuerzas adherentes:

$$F = A = \sum \mu_n \cdot P_n \quad (27)$$

El segundo miembro es el resultado de sumar los productos del coeficiente de adherencia utilizado en cada eje motriz por el peso normal que soporta.

$$F = \sum \mu_n \cdot P_n = f \cdot P \cdot \cos \alpha + P \cdot \sin \alpha + \frac{P \cdot j}{g} \quad (28)$$

Aplicación a un vehículo de dos ejes

El par máximo que puede transmitirse a un eje motriz sin deslizamiento en ruedas viene dado por el par máximo adherente:

$$T = P \cdot \mu \cdot R \quad (29)$$

(P) peso normal que soportan las ruedas, dependiendo de la pendiente del terreno.

(μ) adherencia máxima y (R) radio bajo carga.

Tracción total

El par adherente ha de ser equilibrado por el par motor, y éste puede ser repartido entre los ejes según distintos criterios, pudiéndose ligar su valor al de la adherencia utilizada, puesto que el peso está determinado por la configuración del vehículo y la pendiente.

Los criterios para el reparto de par motor (M) entre ejes motrices pueden variar según el tipo de vehículo. En este caso se va a repartir de igual modo el par motor en cada eje.

Al ser sometidos los ejes motrices al mismo par y ser, de forma general, los pesos por eje distintos, las adherencias utilizadas en cada eje han de ser distintas.

$$T_1 = T_2 = \frac{T}{2} = P_1 \cdot \mu_1 \cdot R = P_2 \cdot \mu_2 \cdot R \quad (30)$$

$$F \cdot R = (T_1 + T_2) = T \quad (31)$$

La máxima fuerza que se puede aplicar en las ruedas como se ha visto antes y teniendo el peso en toneladas:

$$F = A = R_r + R_p + R_j \quad (26)$$

$$R_r = f \cdot P \cdot \cos \alpha \quad (32)$$

$$R_p = 10^3 \cdot P \cdot \sin \alpha \quad (33)$$

$$R_j = \frac{10^3 \cdot P \cdot J}{g} \quad (34)$$

Si tenemos en cuenta el peso transferido debido a la inercia nos queda que el par es:

$$P_j = \frac{10^3 \cdot P \cdot j \cdot h}{g \cdot (a + b)} \quad (35)$$

$$\frac{T}{2} = T_1 = T_2 = \mu_1 \left(P_c \cdot \cos \alpha - \frac{10^3 \cdot P \cdot j \cdot h}{g \cdot (a + b)} \right) \cdot R = \mu_2 \left(P_d \cdot \cos \alpha + \frac{10^3 \cdot P \cdot j \cdot h}{g \cdot (a + b)} \right) \cdot R \quad (36)$$

Pero la adherencia máxima disponible será utilizada con prioridad por el eje menos cargado, siendo éste quien limite el par a transmitir por eje, por lo que el par adherente más pequeño, (T_1) o (T_2), utilizando la máxima adherencia disponible, es quien limita la tracción.

- Limitación por par adherente en eje delantero ($\mu_1 = \mu$)

$$F = 2 \cdot \mu \cdot \left(P_c \cdot \cos \alpha - \frac{10^3 \cdot P \cdot j \cdot h}{g \cdot (a+b)} \right) = f \cdot P \cdot \cos \alpha + 10^3 \cdot P \cdot \operatorname{sen} \alpha - \frac{10^3 \cdot P \cdot j}{g} \quad (37)$$

Sustituyendo (P_c), (P_d) y ($a+b=I$), dividiendo por ($\cos \alpha$) y haciendo ($g=10$):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f \cdot I - 10^3 \cdot 2 \cdot b \cdot \mu + \frac{10^2 \cdot j}{\cos \alpha} \cdot (I + 2h \cdot \mu)}{10^3 \cdot ((R-h) \cdot 2 \cdot \mu - I)} \quad (38)$$

- Limitación por par adherente en eje trasero ($\mu_2 = \mu$)

$$F = 2 \cdot \mu \cdot \left(P_d \cdot \cos \alpha + \frac{10^3 \cdot P \cdot j \cdot h}{g \cdot (a+b)} \right) = f \cdot P \cdot \cos \alpha + 10^3 \cdot P \cdot \operatorname{sen} \alpha + \frac{10^3 \cdot P \cdot j}{g} \quad (39)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{10^3 \cdot 2 \cdot a \cdot \mu - f \cdot I + \frac{10^2 \cdot j}{\cos \alpha} \cdot (2h \cdot \mu - I)}{10^3 \cdot ((R-h) \cdot 2 \cdot \mu + I)} \quad (40)$$

6.2.7.2 Pendiente máxima superable (en marcha)

Las resistencias que intervienen al avance son por rodadura y pendiente, la resistencia al aire no influye por ser muy pequeña.

$$F = R_r + R_p \quad (41)$$

Que ha de ser igual a la suma de las fuerzas adherentes.

$$F = A = \sum \mu_n \cdot P_n$$

$$F = A = f \cdot P \cdot \cos \alpha + P \cdot 10^3 \cdot \operatorname{sen} \alpha \quad (42)$$

Las fórmulas son las mismas que en el apartado anterior solo que haciendo cero la aceleración. En el caso de repartir de igual modo el par y puesto que las adherencias van a ser distintas debido a la diferencia de pesos:

$$T_1 = T_2 = \frac{T}{2} = P_1 \cdot \mu_1 \cdot R = P_2 \cdot \mu_2 \cdot R$$

$$F \cdot R = (T_1 + T_2) = T$$

$$\frac{T}{2} = T_1 = T_2 = \mu_1 \cdot P_c \cdot \cos \alpha \cdot R = \mu_2 \cdot P_d \cdot \cos \alpha \cdot R \quad (43)$$

Pero la adherencia máxima disponible será utilizada con prioridad por el eje menos cargado, siendo éste quien limite el par a transmitir por eje, por lo que el par adherente más pequeño, (T_1) o (T_2), utilizando la máxima adherencia disponible, es quien limita la tracción.

- Limitación por par adherente en eje delantero ($\mu_1 = \mu$)

$$tg \alpha = \frac{f \cdot I - 10^3 \cdot 2 \cdot b \cdot \mu}{10^3 \cdot ((R - h) \cdot 2 \cdot \mu - I)} \quad (44)$$

- Limitación por par adherente en eje trasero ($\mu_2 = \mu$)

$$tg \alpha = \frac{10^3 \cdot 2 \cdot a \cdot \mu - f \cdot I}{10^3 \cdot ((R - h) \cdot 2 \cdot \mu + I)} \quad (45)$$

6.2.8 Rendimiento de los elementos mecánicos

En el caso ideal la potencia de salida del motor llegaría íntegramente a las ruedas, pero no sucede puesto que en el camino existen rozamientos entre los elementos de la transmisión. Luego si se quiere tener una potencia determinada en las ruedas, la potencia a la salida del motor ha de ser algo mayor, para que en esa diferencia se cubran las pérdidas sufridas en la transmisión.

El rendimiento de los elementos suele oscilar entre unos determinados valores como se muestran a continuación.

Órgano de transmisión	Rendimiento
Caja de velocidades	95% - 99%
Articulaciones	98% - 99%
Grupo cónico	97% - 99%

Tabla 2.6 Rendimiento de los elementos de la transmisión*

*Datos obtenidos del libro “Mecánica del automóvil actual”

El rendimiento total será el producto de todos los rendimientos individuales.

$$\eta_T = \eta_A \cdot \eta_D \cdot \eta_{CC} \quad (46)$$

6.2.9 Resultados

Tras la realización del estudio dinámico de la máquina y los cálculos pertinentes (Anexo 3 Ap.2), se han obtenido los siguientes resultados:

- **Marcha corta:**
 Pendiente: 40%
 Velocidad máxima: $v = 8 [km/h]$
 Aceleración: $a = 1,1 [m/s^2]$

Potencia en las ruedas $N = 49,96 [kW] = 67,93 [CV]$

Potencia al freno (salida del motor) $N = 54,728 [W] = 74,41 [CV]$

Par en las ruedas $T = 10.725,44 [N \cdot m]$

- **Marcha larga:**

Pendiente: 0%

Velocidad máxima: $v = 25 [km/h]$

Aceleración: $a = 1,1 [m/s^2]$

Potencia en las ruedas $N = 47,47 [kW] = 64,55 [CV]$

Potencia al freno (salida del motor) $N = 52 [W] = 70,76 [CV]$

Par en las ruedas $T = 3.621 [N \cdot m]$

Por ello en el motor se ha de dar una potencia mínima de $N = 74,41 [CV]$, llegando a las ruedas una potencia de $N = 67,93 [CV]$, el régimen de giro de las ruedas es conocido, calculándose más adelante el régimen de giro y el par del motor (Anexo 2 Ap.1).

7. Análisis de soluciones

Las transmisiones son sistemas localizados entre el motor y la unidad de tránsito que tienen por objeto tomar el movimiento del motor, modificarlo según las condiciones de trabajo de la máquina y conducirlo hacia la unidad de tracción. Las transmisiones cumplen, entonces, las funciones de captación, modificación y conducción del movimiento entregado por el motor.

Dependiendo del tipo de máquina, unas transmisiones se adaptan mejor a cumplir las necesidades que otras, por ello a continuación se presentan varios modelos de transmisión que se pueden implantar.

7.1 Transmisiones mecánicas

La transmisión mecánica es la más utilizada en el sector de la automoción, su función es transmitir la potencia generada en un motor de combustión a las ruedas y modificar los parámetros de salida del motor mediante el uso de dispositivos mecánicos. Consta de elementos tales como caja de cambios, eje de transmisión, diferenciales, convertidores de par y embrague entre otros.

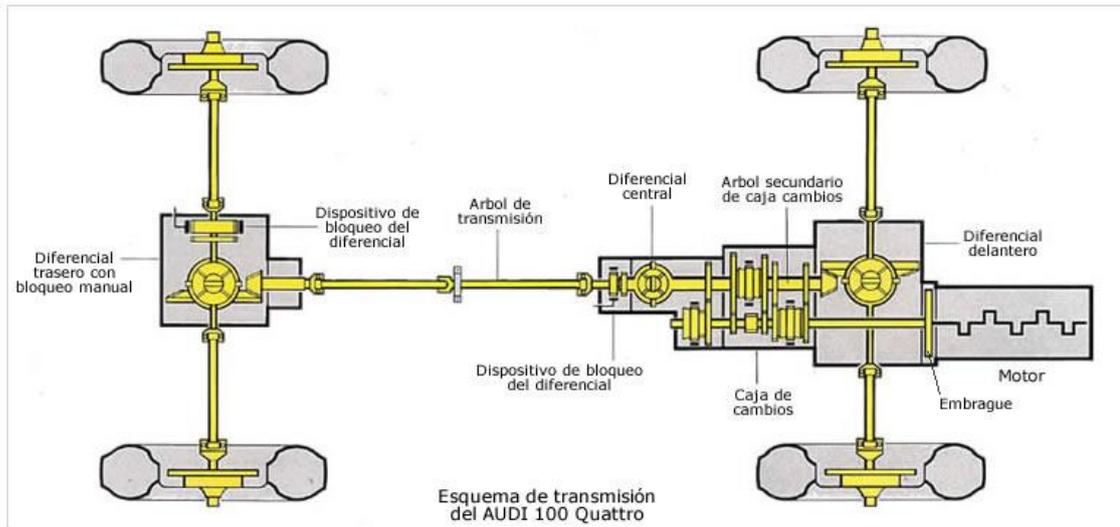


Figura 2.15 Transmisión mecánica Audi 100 Quattro

Este tipo de transmisiones tienen restricciones a la hora de implantarse en maquinaria ya que el motor se tiene que colocar en partes específicas como es el caso en que el motor está situado sobre una torreta giratoria y no se puede transmitir la potencia al bastidor inferior, donde se encuentran las ruedas.

Si se representa en un diagrama el esfuerzo de tracción en función de la velocidad, nos aparece como curva ideal la hipérbola de tracción (Fig. 2.16), que para el caso de una caja de cambios de tres velocidades, se alcanza solamente en tres puntos, presentando bastantes pérdidas (zonas rayadas), corte de la fuerza de tracción en los momentos de cambio de velocidad, pérdidas de potencia por deslizamiento en el embrague y aumento del consumo por aceleraciones.

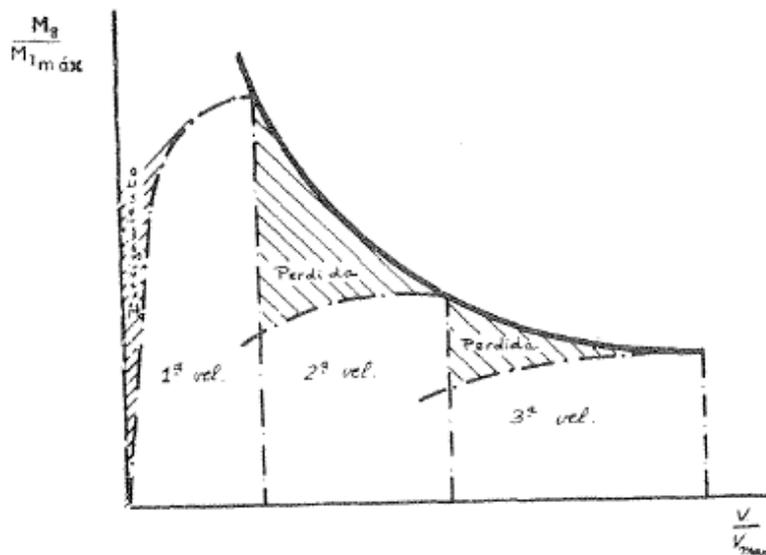


Figura 2.16 Esfuerzo de tracción

7.2 Transmisiones eléctricas

Las transmisiones eléctricas generan potencia a través de motores eléctricos alimentados por baterías, estos motores pueden ir montados uno en cada rueda o uno que genere la potencia que se transmite a las ruedas por medios mecánicos (Figura 2.17).

Este tipo de transmisiones es eficiente en maquinaria ligera que circula a baja velocidad, de lo contrario se necesitarían baterías muy voluminosas y la autonomía seguiría siendo baja.

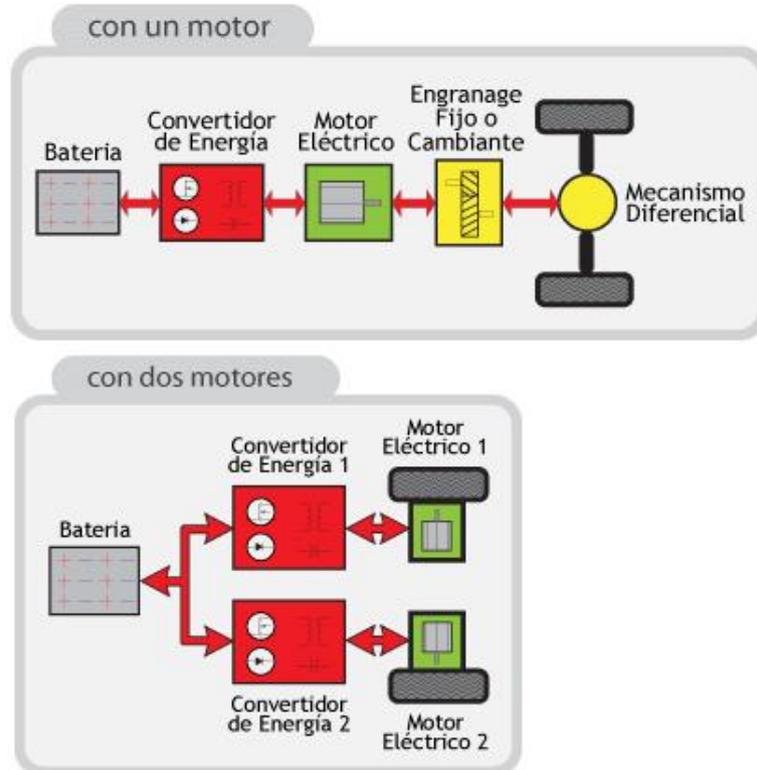


Figura 2.17 Transmisiones eléctricas

7.3 Transmisiones hidrostáticas

Las transmisiones hidrostáticas son las más utilizadas en el ámbito de la maquinaria, por varias razones:

- Área ocupada mínima.
- Libertad de instalación.
- Inversión instantánea del sentido de la marcha.
- Supresión de embragues.
- Velocidad de rotación elevada.
- Motores transmiten en arranque el 90% del par nominal.
- Posibilidad de variar potencia.
- Variación automática continua de la relación de transmisión en función de la carga y exigencia.

Por ello y puesto que necesitamos servirnos de la hidráulica para el accionamiento de la pluma telescópica, este tipo de transmisión es el ideal para adaptar a la carretilla telescópica.

7.3.1 Tipos de circuitos hidráulicos

- Circuito abierto

En un circuito abierto, la bomba (elemento primario) impulsa al aceite de un depósito y lo dirige hacia el motor (elemento secundario), el cual devuelve el aceite hacia el depósito, después de haber recibido la energía hidráulica, y así vuelve a comenzar el ciclo.

- Circuito cerrado

En un circuito cerrado, la bomba dirige el aceite hacia el motor el cual devuelve el aceite hacia la bomba, después de haber recibido la energía hidráulica, y así vuelve a comenzar el ciclo.

A primera vista, este sistema parece reflejar una gran simplicidad, sin embargo presenta no obstante algunos puntos particulares en los que se debe prestar especial atención. El circuito cerrado ofrece ventajas innegables y muy especialmente cuando está equipado con un elemento primario de caudal variable, lo que ocurre prácticamente siempre.

- Circuito cerrado reversible

Muchas transmisiones de circuito cerrado incluyen una bomba reversible de desplazamiento variable, con una salida conectada al orificio del motor y el otro orificio del motor conectado a la otra salida de la bomba. Esto permite que el motor sea accionado en cualquier dirección a velocidades infinitamente variables, determinadas cada una por la posición del control de caudal de la bomba.

7.3.2 Elección de los elementos primario y secundario

Una vez decidido el tipo de circuito que se quiere realizar, se han de determinar los componentes primario y secundario que se utilizarán en función de las necesidades de la instalación proyectada. Se pueden considerar cuatro tipos de necesidades, según lo que se desee obtener en la salida del motor. Teniendo en cuenta las fórmulas hidráulicas relativas al par y a la potencia, podemos precisar:

- Una potencia constante con par constante se obtiene utilizando un bomba y motor con caudal y cilindrada variable;
- Una potencia variable con par constante se obtiene utilizando una bomba con caudal variable y un motor con cilindrada fija;
- Una potencia constante con par variable, se obtiene utilizando una bomba con caudal constante y un motor con cilindrada variable;
- Una potencia variable con par variable se obtiene utilizando bomba y motor con caudal y cilindrada variables.

7.3.3 Necesidad de caja de cambios

La disposición de motor y bomba variables teóricamente proporciona infinitas relaciones de par-velocidad, y puesto que la relación de transmisión varía en modo continuo y automático no existe la necesidad de una caja de cambios compleja.

En todos los motores se busca mantener la potencia constante, para un mejor rendimiento del motor y adaptarse mejor a la curva ideal de tracción mostrada en la figura 2.18 En una transmisión hidrostática la entrada de potencia del motor térmico es constante y no hay discontinuidades ni saltos desde el arranque hasta el régimen máximo, siguiendo la curva de tracción ideal. Esto se consigue variando las cilindradas de la bomba y del motor, adaptándose a las nuevas situaciones, si se requiere más par, se aumenta la cilindrada del motor y se reduce la velocidad, si por el contrario se requiere más velocidad, la cilindrada disminuye y el motor aumenta su velocidad de giro. En el momento de arranque, hasta que se alcanza cierta velocidad se limita la potencia, ya que si se arrancara con potencia máxima el par sería muy elevado. Una vez alcanzada cierta velocidad correspondiente aproximadamente a una tercera parte de la velocidad máxima, la potencia se mantiene constante y se sigue la curva ideal.

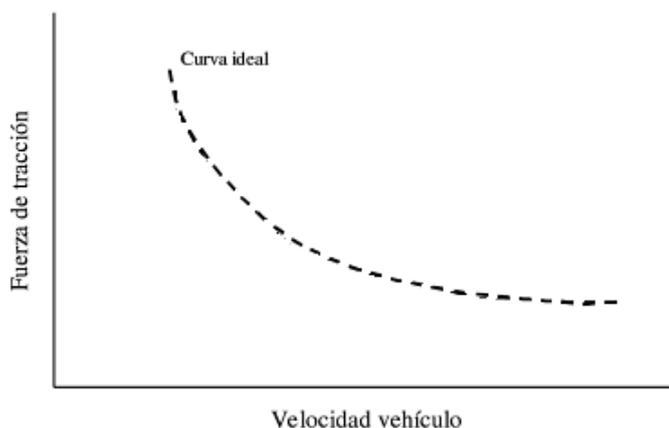


Figura 2.18 Curva ideal de tracción

Si se dispusieran de motor o bomba fijos esto se limitaría y probablemente se requeriría el uso de caja de cambios, con lo que se perdería la principal ventaja de este tipo de transmisiones.

7.4 Motor hidráulico

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. Su construcción es muy parecida a la de las bombas, y como ellas tienen dos orificios, uno de entrada y otro de salida del aceite, y pueden girar en un sentido o en el contrario, según el orificio de entrada de aceite usado. En la mayoría de motores hay una salida correspondiente al aceite de drenaje.

La elección de un motor hidráulico se hace en función de su régimen máximo de giro, de su par y de la presión máxima que soporta. El par de los motores hidrostáticos va unido a su cilindrada o cantidad de fluido en [cm³] que requiere para dar una revolución, y a la presión máxima que soporta.

Existen dos tipos de motores que se pueden utilizar para este tipo de aplicaciones, la disposición con pistones radiales (Figura 2.19) dispuestos radialmente en un bloque de cilindros que gira y con pistones axiales (Figura 2.20) colocados paralelamente al eje de rotación, al que se unen por una placa inclinada respecto al eje principal y uniéndose y poniéndose en rotación ambos, placa y eje principal, conjuntamente por una junta cardan. Según que el eje gire en un sentido o en otro, se tendrá marcha hacia adelante o hacia atrás.

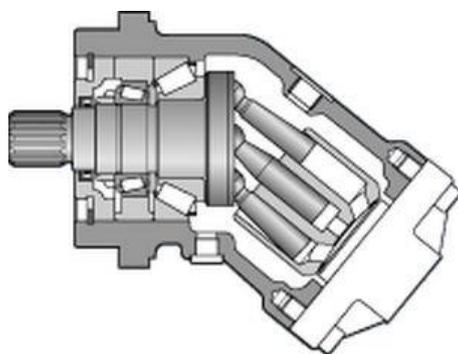


Figura 2.19 Pistones axiales

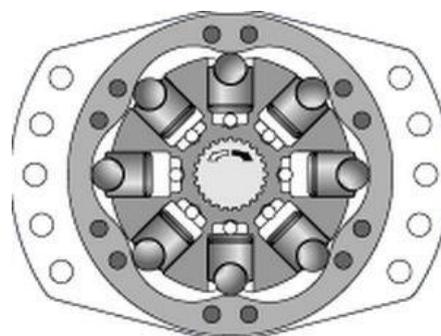


Figura 2.20 Pistones radiales

El sistema que se usa en carretillas elevadoras y vehículos automóviles es el de émbolos axiales, no empleándose el radial, ya que, por ser adecuado para presiones elevadas y velocidades de rotación pequeñas, no es aconsejable para este tipo de vehículos.

El tamaño de las bombas y motores hidráulicos para una misma transmisión de potencia depende del caudal y la presión de trabajo. La fórmula siguiente nos dice que para transmitir grandes potencias es necesario, o un caudal grande con presión relativamente baja o viceversa.

$$N = \frac{Q \cdot \Delta P}{600} [kW] \quad (47)$$

Si el número de revoluciones de una bomba permanece fijo, como el caudal suministrado depende entonces sólo de la cilindrada, para conseguir grandes caudales se necesitarán bombas de grandes volúmenes y como éste influye directamente sobre el precio, medidas y peso de la unidad, se deduce que se preferirá la segunda solución, es decir, caudales pequeños con presiones relativamente altas. Para el caso de motores hidrostáticos, su tamaño se determina por:

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta P}{20 \cdot \pi} [N \cdot m] \quad (48)$$

$$N_b = N_m \quad (49)$$

7.5 Elementos de la transmisión

En este apartado se van a definir las variables fundamentales de la transmisión y los componentes principales de los elementos que forman la transmisión con el fin de mejorar la comprensión de su funcionamiento a la hora de diseñar elementos tales como la caja de cambios, diferencial, ejes, etc...

7.5.1 Función de la transmisión

La potencia de salida del motor no puede transmitirse directamente a las ruedas puesto que el par y la velocidad de giro del motor difieren de los necesarios en las mismas, por ello se han de intercalar una serie de componentes mecánicos que transformen estos parámetros. Idealmente la potencia ha de ser la misma en las ruedas que en el motor, pero a lo largo de la transmisión se sufren pérdidas debidas al rozamiento que se han de tener en cuenta a la hora de calcular la potencia necesaria.

$$N_{ruedas} = N_{motor} \cdot \eta_{transmisión} \quad (50)$$

Si se conocen los valores de potencia y de velocidad de giro de entrada y salida de la transmisión, se puede saber en que medida cada elemento va a contribuir a modificar el par y la velocidad de giro.

$$N = \omega \cdot T \quad (51)$$

Los engranajes son un elemento fundamental en el ámbito de la transmisión de potencia y puesto que el ámbito de los engranajes es muy amplio, no se van a exponer todas las demostraciones ni explicar la base de los cálculos, ya que sería demasiado extenso.

7.5.2 Relación de transmisión

Se define como relación de transmisión a la relación existente entre las velocidades de giro de dos engranajes conectados entre sí debido a su diferente diámetro. Esto hace que manteniendo la potencia constante, se pueda aumentar o disminuir la velocidad de giro disminuyendo o aumentando consecuentemente el par motor.

$$N_1 = \omega_1 \cdot T_1 \quad N_2 = \omega_2 \cdot T_2$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (52)$$

La relación de transmisión total se obtiene con las velocidades de giro de las ruedas y del motor, esta reducción de velocidad se consigue mediante la utilización de diferentes elementos tales como cajas de cambio, convertidores de par, diferenciales o

reductores de rueda. Luego si se dispone de varios elementos, la relación de transmisión total se define como el producto de las relaciones de transmisión de cada elemento.

$$i_{total} = i_{caja\ cambios} \cdot i_{diferencial} \cdot i_{red.rueda} \quad (53)$$

Algunos elementos como pueden ser los diferenciales o los reductores de rueda, tienen una relación de transmisión fija, y otros como las cajas de cambio pueden variar esta relación de transmisión mediante el acoplamiento de diferentes engranajes.

En el caso de la carretilla elevadora, se va a disponer de una caja de cambios de dos marchas, una para desplazarse y otra para trabajo, un diferencial por cada eje, y reductores epicicloidales en cada rueda.

7.5.3 Tipos de engranaje

Engranajes cilíndricos de dientes rectos

Los engranajes de dientes rectos son los más sencillos, los dientes son rectos, paralelos al eje (axoide), y el contacto entre dientes es un punto. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan. Por ello se van a utilizar en los reductores epicicloidales de las ruedas, ya que giran a poca velocidad y su funcionamiento es más sencillo.

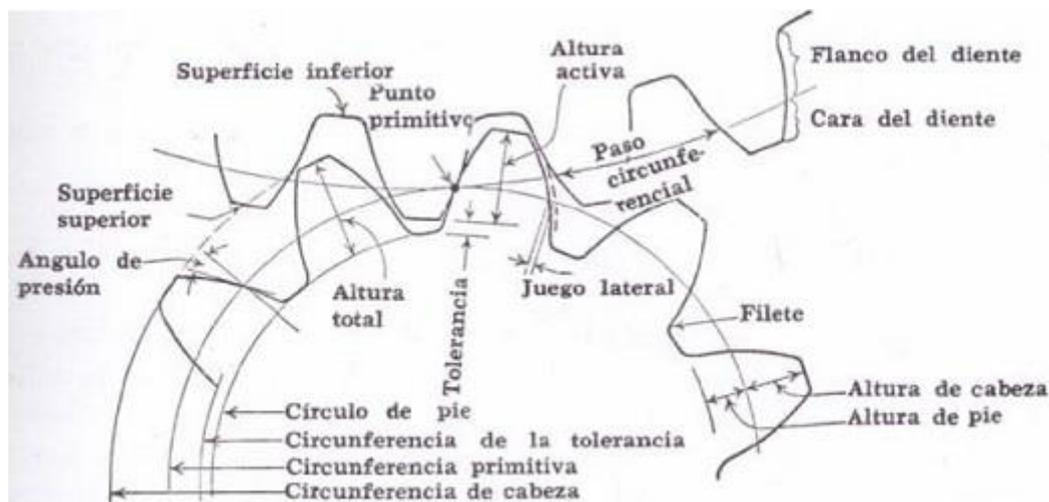


Figura 2.21 Engranaje dientes rectos

Se define (α) como ángulo de presión, es el formado por la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso. Está normalizado en (20°) para números de dientes mayores de 18, y (25°) para mayores de 12 dientes, de no ser así se causan interferencias en el funcionamiento.

Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales

Las dos ruedas exteriores en contacto deben tener hélices en sentido contrario, siendo sus ejes paralelos (axoides cilíndricos), y el contacto entre dientes es una línea recta. Los engranajes de dientes helicoidales comportan un movimiento más silencioso

que los de dientes rectos, y suelen tener mayor duración, por ello se suelen utilizar en cajas de cambio.

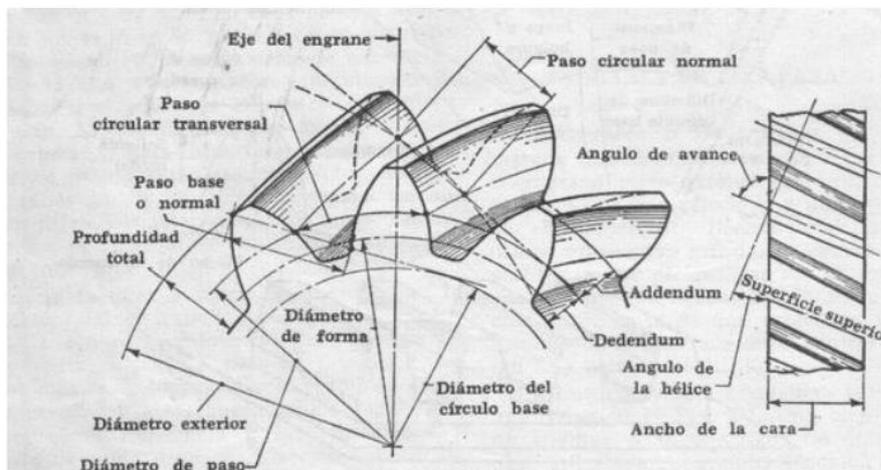


Figura 2.22 Engranaje cilíndrico helicoidal

Se define (β) como el ángulo que forman las hélices con respecto al eje axial (axoide). Suele oscilar entre (5°) y (30°), siendo el mayor si la velocidad es elevada.

Engranajes cónicos de dientes rectos

Un grupo cónico es un grupo de engranajes cónicos formados por un piñón reductor de pocos dientes y una rueda de muchos dientes, que se instala principalmente en los vehículos industriales que tienen la tracción en los ejes traseros. Este tipo de engranajes permiten un cambio en la dirección del sentido de giro. La mayoría de grupos cónicos (diferenciales) utilizan este tipo de engranajes, a excepción de los Torsen.

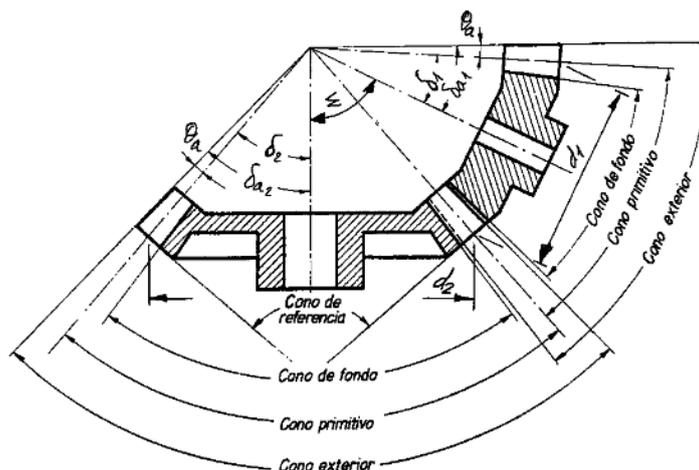


Figura 2.23 Engranajes cónicos de dientes rectos

7.5.4 Dimensionado de los engranajes

La principal característica de los engranajes es el módulo, el cual se define como la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes, y es condición obligatoria

que dos engranajes tengan el mismo módulo para poder engranar. Los módulos están normalizados, pero antes de seleccionar uno se han de hacer cálculos para que los engranajes no fallen prematuramente. El módulo se calcula en base a dos condiciones, a duración y desgaste, y a resistencia.

I	II	III
1	1.125	
1.25	1.375	
1.5	1.75	
2	2.25	
2.6	2.75	
3	3.5	3.25
4	4.5	3.75
5	5.5	6.5
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
20	18	
25	22	
32	28	
40	26	
50	45	

Tabla 2.7 Módulos normalizados

El cálculo del módulo siempre se realiza para la rueda más pequeña del engranaje ya que gira a mayor velocidad y es la que proporciona un valor más restrictivo

Cálculo a duración y desgaste

El cálculo se basa en la teoría de Hertz, que tiene en cuenta la presión máxima de contacto entre dos cilindros, extrapolándolo al caso de los dientes de un engranaje. En la práctica se utiliza la presión característica de rodadura (K) definida por Stribeck,

la cual no debe superar un valor admisible (K_{adm}), de ahí que se delimite el módulo para evitar el fallo por excesivo desgaste.

$$K_{adm} = 2,86 \cdot \frac{\sigma_{c,adm}}{E} \approx 6800 \cdot \frac{HB^2}{t^{1/3} \cdot E} \quad (54)$$

$$t = \frac{\omega \cdot h \cdot 60}{10^6} \quad (55)$$

$$HB \text{ [kg/mm}^2\text{] ; } K_{adm} \text{ [kg/cm}^2\text{] ; } E \text{ [kg/cm}^2\text{] ; } t \text{ [horas]}$$

Si se relaciona con el módulo, se obtiene el módulo mínimo que ha de tener el engranaje para que no se produzca fallo superficial.

$$\text{Cilíndrico dientes rectos} \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^4 \beta}{K_{adm} \cdot \psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (56)$$

$$\text{Cilíndrico dientes helicoidales} \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (57)$$

$$T \text{ [kg} \cdot \text{cm] ; } K_{adm} \text{ [kg/cm}^2\text{] ; } m \text{ [cm]}$$

(β) es el ángulo que forman las hélices con respecto al eje axial (axoide).

Cálculo a resistencia

$$\text{Cilíndrico dientes rectos} \quad m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{\omega \cdot z \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} \quad (58)$$

$$\text{Cilíndrico dientes helicoidales} \quad m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{N \cdot \cos \beta_a}{\omega \cdot z \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} \quad (59)$$

Con el módulo (m) en [cm], la potencia (N) en [CV], la velocidad angular (ω) en [rpm] y la tensión (σ) en [kg/cm²].

Anchura de los engranajes

Una vez calculados los módulos de los engranajes, la anchura que han de tener se define mediante el módulo y el factor de forma.

$$b = \psi \cdot m \quad (60)$$

Distancia entre ejes

La distancia que ha de separar los axoides de los engranajes se define mediante el módulo, el número de dientes y el ángulo de la hélice (helicoidales).

$$D_p = m \cdot \frac{z}{\cos \beta} \rightarrow R = m \cdot \frac{z}{2 \cdot \cos \beta} \quad (61)$$

$$d = R_1 + R_2 \quad (62)$$

$$d = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (63)$$

7.5.5 Fuerzas en engranajes

Cilíndricos dientes rectos

En los engranajes con perfiles de evolvente la línea de engrane es una recta normal a los perfiles, y por tanto es la dirección de la fuerza de transmisión. Suponiendo dos ruedas dentadas transmitiendo una potencia (N) girando a una velocidad (ω_1) y (ω_2), el problema a resolver es saber cuál es la fuerza en juego y sus componentes principales. Se cumplirá siendo (T_1) y (T_2) los pares transmitidos y recibidos:

$$N = T_1 \cdot \omega_1 = T_2 \cdot \omega_2 \quad (64)$$

Por el principio de conservación de la energía suponiendo rozamiento entre dientes nulo, los pares en juego son:

$$T_1 = F_t \cdot R_1 \quad (65)$$

$$T_{21} = F_t \cdot R_2 \quad (66)$$

$$N = F_t \cdot \omega_1 \cdot R_1 = F_t \cdot \omega_2 \cdot R_2 = F_t \cdot V_p \quad (67)$$

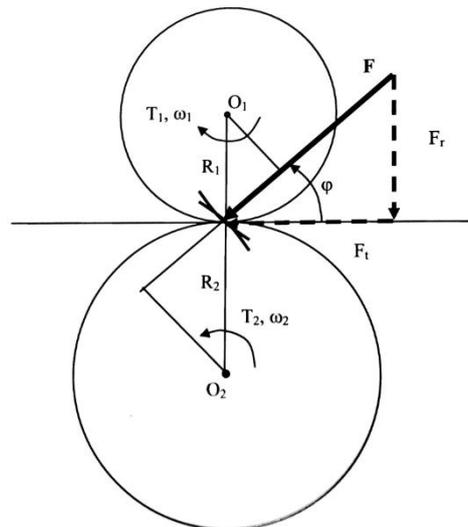


Figura 2.24 Fuerzas en engranajes rectos

La fuerza total (F):

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (68)$$

La componente radial será:

$$F_r = F \cdot \text{sen} \alpha \quad (69)$$

La fuerza de contacto normal a los perfiles siempre tiene la misma dirección, y se puede descomponer en dos direcciones (F_t) y (F_r). La componente tangencial es la

responsable de la transmisión de movimiento y potencia. La componente radial es soportada por los apoyos de los ejes no teniendo efecto útil, si no perjudicial, ya que deforma los ejes.

Cilíndricos dientes helicoidales

En este tipo de engranajes la fuerza normal al diente se descompone en tres direcciones espaciales.

$$F_a = F \cdot \sin \beta \quad (70)$$

$$F_r = F \cdot \sin \alpha = F \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha_a \quad (71)$$

$$F_t = \frac{T}{R} \quad (72)$$

$$F_t = F \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_a = F \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta_a \quad (73)$$

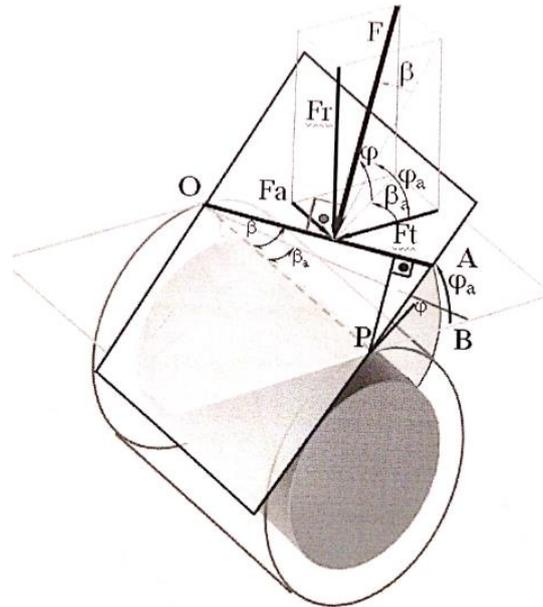


Figura 2.25 Fuerzas en engranajes helicoidales

Los ángulos necesarios para el cálculo de las fuerzas se pueden relacionar mediante las siguientes fórmulas:

$$\operatorname{tg} \alpha_a = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta_a \quad (74)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \alpha_a \quad (75)$$

La única componente que transmite momento y potencia es la componente tangencial (F_t), la componente radial (F_r) tiende a deformar el eje, y la componente axial (F_a) produce empuje en la dirección del eje soportado por los rodamientos.

La dirección y sentido de las fuerzas depende de si el engranaje es motriz o impulsado, y del ángulo de las hélices, como se muestra a continuación.

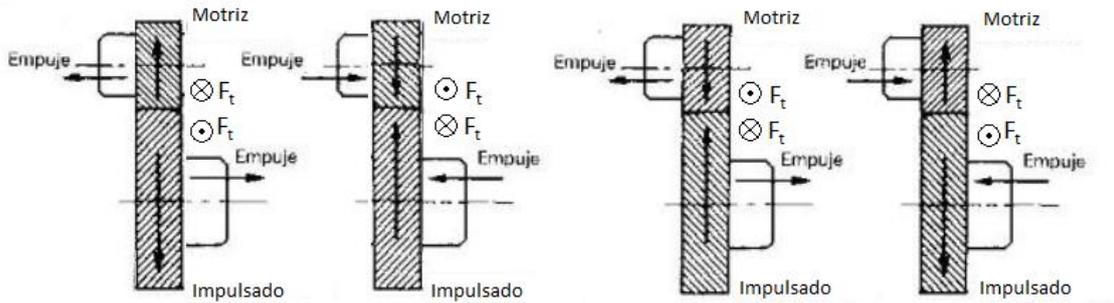


Figura 2.26 Sentido de las fuerzas en eng. cilíndricos helicoidales

Cónicos de dientes rectos

Al igual que en los engranajes helicoidales, los engranajes cónicos tienen tres fuerzas componentes de la principal actuante. En la figura 2.27 se representa un engranaje cónico con la fuerza actuante (F) y sus componentes correspondientes radial, tangencial y axial. Estas fuerzas se relacionan por las siguientes ecuaciones:

$$F_t = N \cdot v \quad (76)$$

$$F_t = F \cdot \cos \alpha \quad (77)$$

$$F_n = F \cdot \text{sen} \alpha \quad (78)$$

$$F_r = F \cdot \text{sen} \alpha \cdot \cos \delta \quad (79)$$

$$F_a = F \cdot \text{sen} \alpha \cdot \text{sen} \delta \quad (80)$$

Donde:

- F Fuerza actuante total
- F_t Fuerza tangencial
- F_r Fuerza radial
- F_a Fuerza axial
- $d_{\text{piñón}}$ Ángulo de presión del piñón
- d_{corona} Ángulo de presión de la rueda

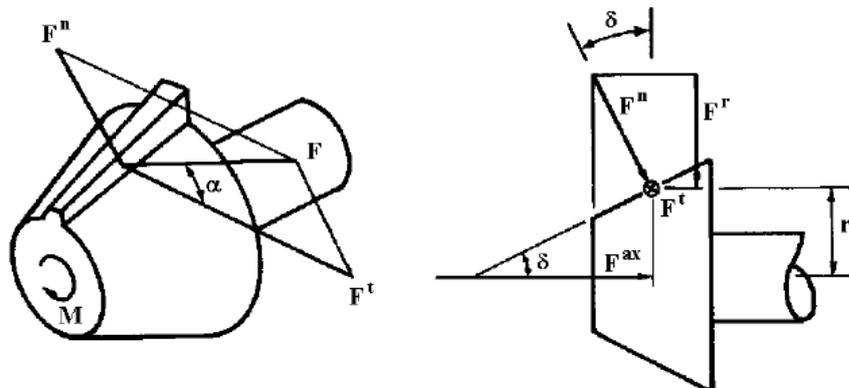


Figura 2.27 Fuerzas en engranajes cónicos

7.5.6 Ejes

Un eje o árbol es un elemento de máquina giratorio que transmite potencia. El diseño de un eje implica el cálculo a fatiga, a deformación, vibraciones e inestabilidad giratoria. Los ejes están sometidos a cargas variables de flexión y torsión con diversos grados de concentración de tensiones, por lo que se han de calcular a fatiga.

A la hora de diseñar un eje se han de tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Se debe tratar de evitar concentraciones de tensión elevadas en secciones con esfuerzos altos
- Se debe tratar de que los ejes sean biapoyados.
- Se debe tratar de que los ejes sean lo más cortos posible.
- Se debe tratar de situar los elementos cerca de los apoyos: se reducen las reacciones y así los rodamientos son más pequeños.

Los engranajes cilíndricos de dientes rectos producen en el eje un momento de flexión, un esfuerzo cortante y un momento torsor. Los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales producen además un esfuerzo axial que debe ser absorbido por los rodamientos.

El cálculo de tensiones del eje se tiene que hacer por tramos del eje en función de los esfuerzos que está sometido.

Se consideran dos límites de deformación torsional y transversal. La deformación torsional es la desviación angular entre dos secciones, los criterios van desde 0,25 [°/m] para ejes de maquinaria, hasta 3.2 [°/m] para ejes de transmisión. La deformación transversal (flecha) tiene criterios diferentes, teniéndose muy en cuenta para el diseño correcto de los apoyos.

Los diámetros de los ejes están normalizados según la norma DIN 114 que indica que los diámetros normales (en mm) son:

10,12,15,17,20,25,30,35,40,45,50,55,60,70,80,90,100,125,140,160,180,200,etc...
aumentando de 20 en 20 hasta 500.

Los materiales en los que se fabrican son fundamentalmente acero al carbono estirado en frío, acero laminado en caliente, acero forjado, acero fundido y otro tipo de materiales no férricos y no metálicos.

7.5.6.1 Código ASME para el diseño de ejes

El código ASME permite calcular el diámetro de una forma conservadora basado en mayorar los momentos torsor y flector considerando el esfuerzo de las cargas variables y los choques por medio de la introducción de unas constantes C_m y C_t .

$$0,5 \cdot \sigma_{yp} = \frac{16}{\pi \cdot D_e^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \quad (81)$$

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \quad (82)$$

M [N·m] (Momento flector)

T [N·m] (Momento torsor)

σ_{yp} [MPa] (Límite de fluencia)

D_e [m] (Diámetro del eje)

Donde C_m es un coeficiente numérico combinado para impacto y fatiga aplicable en cada caso al momento flector calculado, y C_t es un coeficiente correspondiente aplicable al momento torsor aplicado. Los valores de los coeficientes de impacto y fatiga se dan en la tabla 2.8.

	C_m	C_t
EJES FIJOS		
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada repentinamente	1,5-2	1,5-2
EJES GIRATORIOS		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1
Carga aplicada bruscamente, pequeños impactos	1,5-2	1-1,5
Carga aplicada bruscamente, grandes impactos	2-3	1,5-3

Tabla 2.8 Valores de C_m y C_t *

*Tabla obtenida del libro “Elementos de máquinas”

7.5.6.2 Diseño en base a deflexiones

El análisis de deflexiones requiere conocer completamente la geometría del eje, previamente dimensionado en base al análisis tensional. Para obtener los valores de deflexión y pendiente se utilizan las fórmulas de resistencia de materiales.

Los valores admisibles de deflexiones y pendientes vienen determinados por los engranajes y rodamientos empleados, en las tablas 2.9 y 2.10 se muestran los valores típicos.

Pendientes	
Rod. cónico	0,0005-0,0012 rad
Rod. cilíndrico	0,0008-0,0012 rad
Rod. ranura profunda	0,001-0,003 rad
Rod. bolas esféricas	0,026-0,052 rad
Rod. autoalineante	0,026-0,052 rad

Tabla 2.9 Valores típicos de pendientes admisibles

Deflexiones transversales	
Eng. Dientes rectos P<10 [Dientes/pulg]	0,010 pulg.
Eng. Dientes rectos 11<P<19	0,005 pulg
Eng. Dientes rectos 20<P<50	0,003 pulg

Tabla 2.10 Valores típicos de deflexiones admisibles

Si la deflexión o pendiente en un punto es mayor que el valor admisible, se debe redimensionar el eje. Un método sencillo es el siguiente:

- Si la deflexión en un punto P (y_p) es mayor que el valor admisible (y_{adm}), se multiplican todos los diámetros del eje por la relación:

$$\frac{d_{nuevo}}{d_{anterior}} = \left(\frac{y_p}{y_{adm}} \right)^{0,25} \quad (83)$$

- Si la pendiente en un punto (θ_p) es mayor que el valor admisible (θ_{adm}), se multiplican todos los diámetros del eje por la relación:

$$\frac{d_{nuevo}}{d_{anterior}} = \left(\frac{\theta_p}{\theta_{adm}} \right)^{0,25} \quad (84)$$

7.5.6.3 Diseño en base a vibraciones

Cuando un eje gira, la fuerza centrífuga genera deformaciones cuya magnitud aumenta a medida que la velocidad de giro se acerca a la frecuencia natural.

En la velocidad crítica aparecen deformaciones, pendientes y tensiones no admisibles en el eje y reacciones muy elevadas en los apoyos (rodamientos). Los ejes se dimensionan para que la velocidad crítica sea considerablemente superior a la velocidad de giro.

Para verificar que no se alcanza la velocidad crítica, se ha de realizar la siguiente comprobación:

$$\omega_{eje} \ll \omega_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(\omega_i \cdot y_i)}{\sum(\omega_i \cdot y_i^2)}} \quad (85)$$

Si se da el caso en el que se alcanza la velocidad crítica durante el funcionamiento normal, una solución sería aumentar la rigidez del eje para que las deflexiones sean menores.

7.5.6.4 Estriado de los ejes

Para la transmisión de par entre los engranajes y el eje, se necesita disponer de una zona estriada en el acoplamiento entre ambos, ya que una chaveta no es suficientemente resistente. Los estriados se determinan siguiendo la norma DIN 5472 y

DIN 5482 entre otras. Para obtener el resultado final se pueden calcular mediante la norma, o bien como chavetas, dividiendo las fuerzas entre el número de estrías.

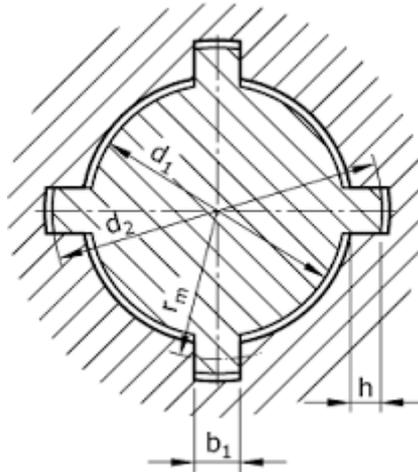


Figura 2.28 Estriado de 4 dientes

Ejes con seis nervios. Extracto de la DIN 5472

Medidas nom. $d_1 \times D_1 \times b_1$			Eje									Cubo	
			d_2	e	f	g	h	r_2	m	n	D_2	r_2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
21	25	5	19,5	1,98	1,95	0,3	9,7	0,6	4,7	1,7	25	0,2	
23	28	6	21,3	2,3	1,34	0,3	11,0	0,6	5,64	2,13	28	0,2	
26	32	6	23,4	2,94	1,65	0,4	11,8	0,6	5,64	2,55	32	0,3	
28	34	8	25,9	2,94	1,70	0,4	12,9	0,6	6,58	2,55	34	0,3	
32	38	8	29,9	2,92	2,83	0,5	14,8	0,6	7,52	2,55	38	0,4	
36	42	8	33,7	2,92	4,95	0,5	16,5	0,6	7,52	2,55	42	0,4	
42	48	10	39,94	2,94	6,02	0,5	19,3	1,0	9,40	2,55	48	0,4	
46	52	12	44,16	3,08	5,81	0,5	21,1	1,0	11,28	2,55	52	0,4	
52	60	14	49,5	3,56	5,89	0,5	23,9	1,0	13,16	3,4	60	0,4	
58	65	14	55,74	3,98	8,29	0,5	26,7	1,0	13,16	2,98	65	0,4	
62	70	16	59,5	4,13	8,03	0,5	28,6	1,0	15,04	3,4	70	0,4	
68	78	16	64,4	4,86	9,73	0,5	31,4	1,0	15,04	4,25	78	0,4	
72	82	16	68,3	4,45	12,67	0,5	33,4	1,6	15,04	4,25	82	0,4	
78	90	16	73	5,83	13,07	0,5	36,2	1,6	15,04	5,1	90	0,4	
82	95	16	76,6	6,44	13,96	0,5	38	1,6	15,04	5,53	95	0,4	
88	100	16	82,9	6,07	17,84	0,5	41,3	1,6	15,04	5,1	100	0,4	
92	105	20	87,1	6,02	15,96	0,6	43,1	1,6	18,8	5,53	105	0,5	
98	110	20	93,4	5,97	19,22	0,6	46,4	2,0	18,8	5,1	110	0,5	
105	120	20	98,8	7,8	19,25	0,6	49,2	2,0	18,8	6,38	120	0,5	
115	130	20	108,4	7,68	24,75	0,6	54,2	2,5	18,8	6,38	130	0,5	
130	145	24	123,9	7,37	29,2	0,6	61,8	2,5	22,56	6,38	145	0,5	

Figura 2.29 DIN 5472

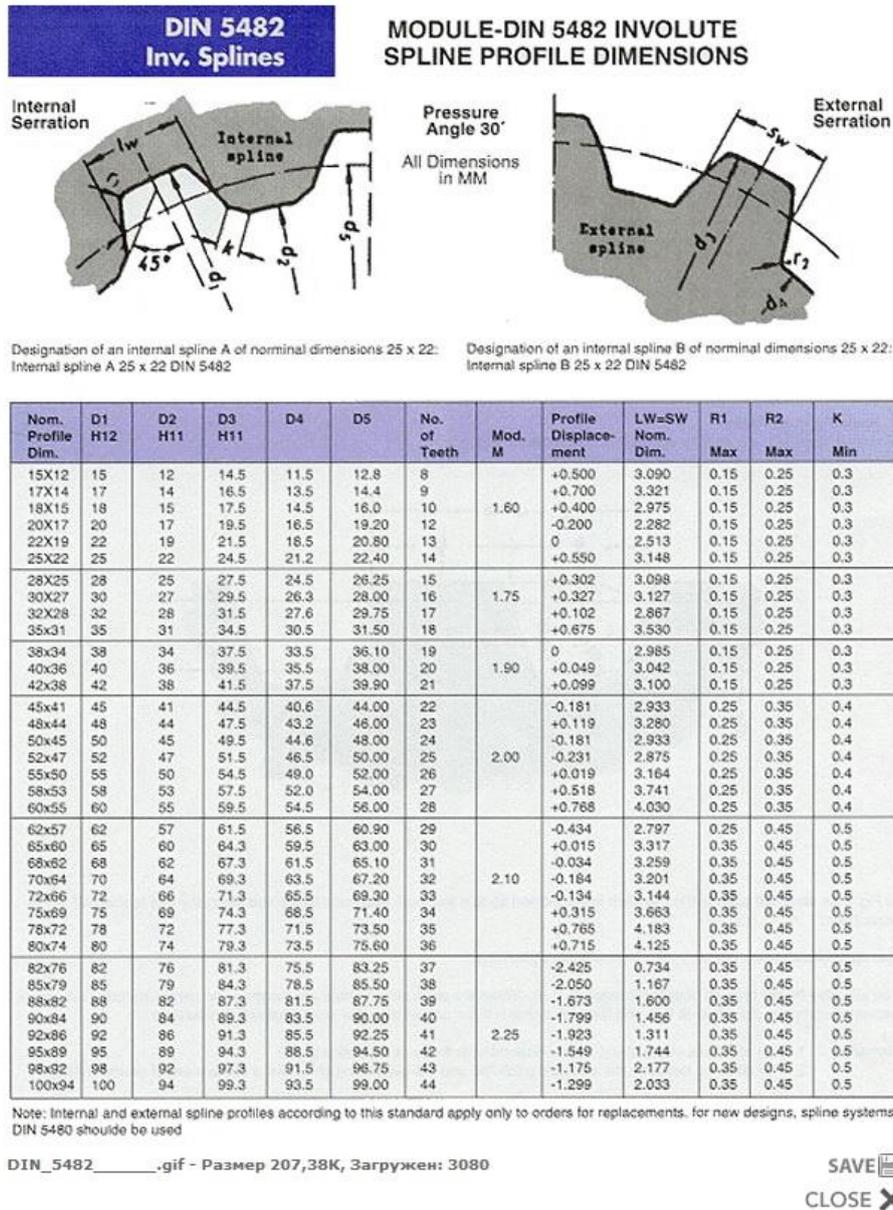


Figura 2.30 DIN 5482

7.5.7 Rodamientos

Los rodamientos son los elementos que sirven de soporte a ejes o elementos giratorios, en los que la carga se transmite a través de elementos de contacto rodante (bolas o rodillos). Los rodamientos de bolas se utilizan en aplicaciones en las que se requiere grandes velocidades de giro, y los rodamientos de rodillos donde se requiera soportar grandes cargas.

Cuando los elementos rodantes ruedan sobre las pistas de los anillos, inducen tensiones variables en el rodamiento, con lo que el fallo es a fatiga. Se considera que el fallo por fatiga se da cuando aparecen los primeros síntomas de fatiga en el rodamiento.

La vida del rodamiento se cuantifica como el número de revoluciones del anillo interior hasta los primeros síntomas de fatiga. Debido a la alta dispersión de la fatiga, se define la vida nominal (L_{10}) como el número de revoluciones del anillo interior sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90% de un grupo de rodamientos iguales.

En los catálogos comerciales aparecen factores para considerar los efectos de la condición de lubricación, el límite de fatiga del material, el tipo de rodamiento...

La vida nominal (L_{10}) es diferente para cada valor de carga aplicada, cumpliéndose que $(F \cdot L_{10})^{1/a}$ es constante siendo (F) una fuerza radial.

$$F_1 \cdot (L_{10})_1^{1/a} = F_2 \cdot (L_{10})_2^{1/a} \quad (86)$$

$$a=3 \text{ (Rod. bolas)}$$

$$a=10/3 \text{ (Rod. rodillos)}$$

Si los rodamientos trabajan a muy bajo régimen de giro o estáticos, la carga estática (C_0) de referencia en catálogo se obtiene mediante:

$$C_0 = f_s \cdot F_0 \quad (87)$$

Máquina que utiliza la guía LM	Condiciones de carga	Límite más bajo de f_s
Maquinaria industrial general	Sin vibración ni impacto	1,0 a 3,5
	Con vibración o impacto	2,0 a 5,0
Máquina-herramienta	Sin vibración ni impacto	1,0 a 4,0
	Con vibración o impacto	2,5 a 7,0

Tabla 2.11 Factor de seguridad estático*

*Tabla obtenida de un manual de THK.

Los fabricantes definen en sus catálogos una carga nominal (C) de referencia correspondiente a un determinado valor de duración (L_{10}).

$$C = F_i \cdot (L_{10})_i^{1/a} \quad \text{(SKF)} \quad (88)$$

$$C \cdot 90^{1/a} = F_i \cdot (L_{10})_i^{1/a} \quad \text{(TIMKEN)} \quad (89)$$

Para una fiabilidad diferente al 90% (con su duración L_{10}), la duración (L) es la siguiente:

- Rodamientos de bolas y rodillos cilíndricos:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(1/R)]^{1/1,483}} \quad (90)$$

- Rodamientos de rodillos cónicos:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot [\ln(1/R)]^{1,5}} \quad (91)$$

La capacidad necesaria suele mayorarse por un factor de aplicación de carga, que tiene en cuenta la aplicación en la cual va a usar el rodamiento.

Los rodamientos de bolas pueden soportar cargas axiales además de cargas radiales, haciendo necesario el uso de una carga radial equivalente.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (92)$$

F_e : Fuerza radial equivalente

F_r : Fuerza radial

F_a : Fuerza axial

V : Coeficiente de rotación (1 aro interior en rotación)

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Use 0.014 if $F_a/C_0 < 0.014$.

Tabla 2.12 Coeficientes X e Y

Los rodamientos de rodillos cónicos también soportan cargas axiales y radiales, y aun cuando no hay carga axial aplicada, la propia carga radial induce una carga axial. Estos rodamientos sólo soportan carga axial en una dirección, y por ello se suelen emplear montajes de dos rodamientos (directo o indirecto).

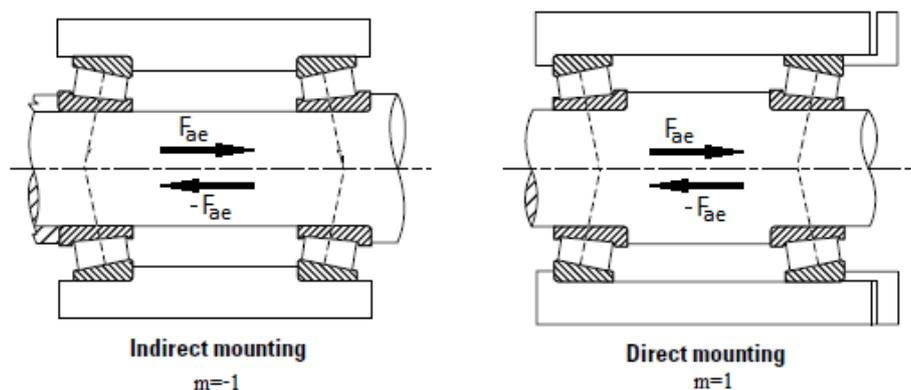


Figura 2.31 Montajes directo e indirecto

Dependiendo del montaje y de la dirección de la carga, se utilizan unas fórmulas u otras para obtener la carga equivalente.

Thrust Condition	Net Bearing Thrust Load	Dynamic Equivalent Radial Load
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$ $P_B = F_{rB}$
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$

Tabla 2.13 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente

Puesto que las cargas en los rodamientos suelen ser variables se ha de tener en cuenta la influencia de cada carga para la selección de rodamientos. Cada carga genera un daño (D) en el rodamiento, por lo que se puede obtener una carga equivalente que genere un daño total equivalente.

$$D = D_1 + D_2 + D_3 = F_e \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = F_{e1}^a \cdot l_1 + F_{e2}^a \cdot l_2 + F_{e3}^a \cdot l_3 \quad (93)$$

Este valor de carga equivalente asociado a una duración ($l_1+l_2+l_3$) es el que se utiliza para calcular la carga nominal C de referencia en catálogo.

En cuanto al montaje de los rodamientos, los catálogos proporcionan explicaciones detalladas de montaje.

- Lo más habitual es que el eje sea biapoyado, con un rodamiento en cada extremo, en cuyo caso sólo uno de los rodamientos se lleva la carga axial.
- En determinadas situaciones se colocan dos rodamientos en un punto para aumentar la rigidez o la capacidad de carga en ese apoyo.

- Los puntos laterales donde se ha de apoyar el rodamiento para transmitir la carga axial también vienen determinados en el catálogo.

En lo referente al ajuste, lo ideal es que el rodamiento tenga un ajuste a presión tanto en el anillo interior como en el exterior.

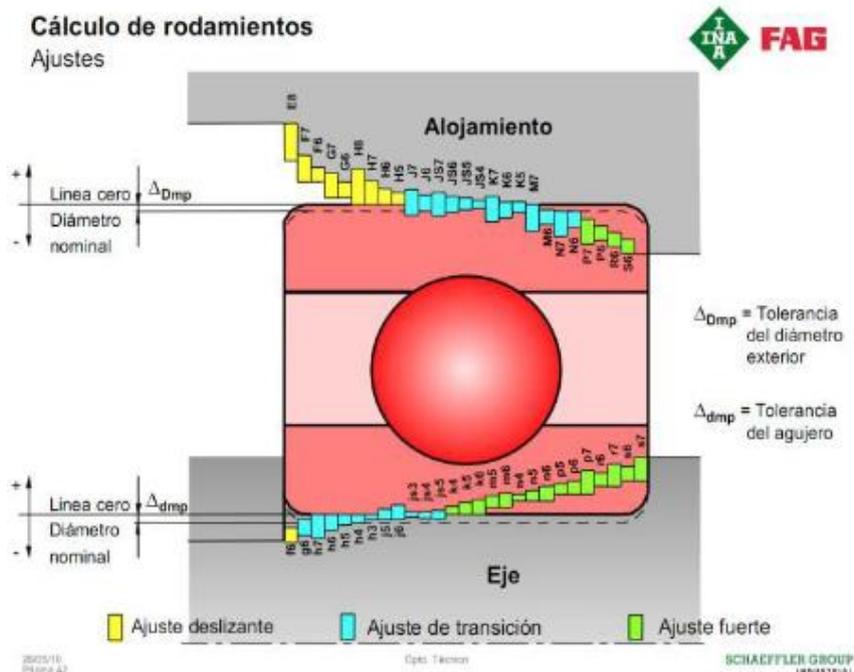


Figura 2.32 Ajuste de rodamientos

7.5.8 Sincronizadores

El sincronizador es el encargado de seleccionar la marcha y transmitir el par del eje al engranaje, esta transmisión de par se realiza mediante un estriado interior en el sincronizador y exterior en el engranaje, luego de acoplarse hace la función de unión fija entre ambos elementos.



Figura 2.33 Sincronizador

El estriado ha de diseñarse de tal modo que se permita la transferencia de par sin que se dañen los dientes. Un eje estriado no deja de ser un eje con múltiples chavetas, luego se ha de calcular la resistencia de los dientes a cortadura y aplastamiento.

Por cuestiones de funcionamiento, el radio de posición de los dientes de los sincronizadores no puede exceder el radio máximo de la rueda más pequeña.

7.5.9 Retenes

Los retenes son dispositivos que se utilizan para evitar la entrada de humedad y contaminantes sólidos en el rodamiento, a la vez que retienen el lubricante en el entorno del rodamiento.

Para conseguir el máximo rendimiento, eficiencia, vida útil y evitar desgastes prematuros en el retén y en el eje, es imprescindible el correcto alineado, equilibrado y acabado superficial del eje y del alojamiento.

Los retenes de labio son obturadores rozantes de caucho sintético, provistos de un reborde que presiona sobre el árbol por la acción de un resorte anular. Están normalizados en UNE 26076 (DIN 6503) y UNE 26077 (DIN 6504).

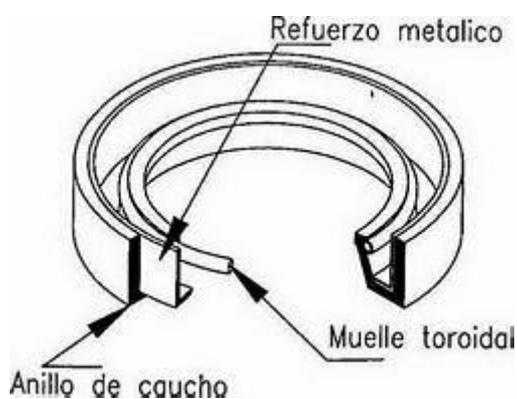


Figura 2.34 Retén de labio

7.5.10 Uniones atornilladas en torsión pura

Las uniones atornilladas son las encargadas de fijar ciertos elementos móviles de la transmisión, los cuales pueden estar sometidos a tensiones generadas por cargas axiales, cargas cortantes, momentos flectores y momentos torsores.

Sólo se van a calcular las uniones de elementos que están sometidos a torsión pura, ya que no hay elementos sometidos a otro tipo de cargas.

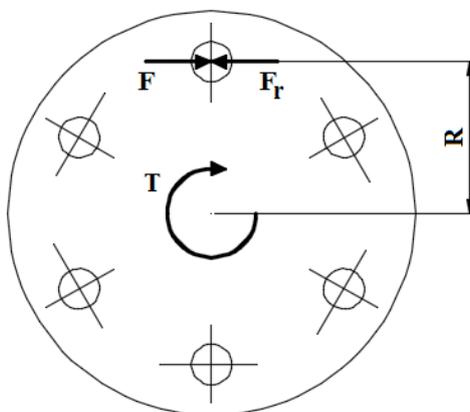


Figura 2.35 Unión atornillada sometida a torsión pura

El par torsor existente en la unión genera una fuerza tangencial (F) en cada tornillo, siendo el objetivo de la precarga (F_p) generar una fuerza normal a la superficie de contacto, que multiplicada por el coeficiente de rozamiento (μ) de cómo resultado una fuerza de rozamiento (F_r) que iguale a la tangencial. De este modo los tornillos sólo estarían sometidos a tracción y la magnitud de la precarga dependería del número de pares de caras en contacto (m) y del número de tornillos (n_{tornillos}) del que se disponga.

$$T = F \cdot R \cdot n_{\text{tornillos}} \cdot m \quad (94)$$

$$F < \mu \cdot F_p \quad (95)$$

$$F_p > \frac{F}{\mu} \quad (96)$$

Los coeficientes de rozamiento estático y dinámico para distintas superficies se muestran en la figura 2.14.

Materiales	Rozam. dinámico (de deslizamiento)		Rozam. estático (adherencia)	
	μ		μ _s	
	En seco	Engrasado	En seco	Engrasado
Acero sobre acero	0,12	0,08	0,15	0,12
Acero sobre bronce o fund. gris	0,18	0,06	0,2	0,1
Acero sobre hielo	0,014	-	0,03	-
Acero sobre madera	0,5	0,1	0,6	0,12
Fund. gris sobre fund. gris	0,28	0,08	0,3	0,2
Fund. gris sobre bronce	0,2	0,08	0,3	0,2
Cuero sobre metal	0,48	0,15	0,6	-
Cuero sobre madera	0,4	-	0,5	-
Goma sobre metal	0,5	-	-	-
Guarn. freno sobre acero	0,5	-	-	-
Piedra sobre piedra	0,65	-	0,7	-
Madera sobre madera	0,5	-	0,6	-

Tabla 2.14 Coeficientes de rozamiento*

*Datos del libro “Manual de la técnica del automóvil”

La tensión axial que genera la precarga ha de ser menor que la tensión de prueba del material, con el fin de que el tornillo no llegue a plastificar.

$$\frac{F_p}{A_t} = \sigma_{Fp} < \sigma_{\text{prueba}} \quad (97)$$

Las roscas métricas (norma ISO) se especifican mediante el diámetro y el paso, en la figura 2.15 se muestran los valores característicos de cada rosca métrica.

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A _r mm ²	Minor-Diameter Area A _r mm ²	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A _r mm ²	Minor-Diameter Area A _r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Tabla 2.15 Características de las roscas

Los tornillos se clasifican en clases según su resistencia, como se muestra en la tabla 2.16.

Metric Class	Class Number	Size Range Outside Diameter (mm)	Minimum Proof Strength (MPa)	Minimum Yield Strength (MPa)	Minimum Tensile Strength (MPa)	Material
4.6	4.6	M5-M36	225	240	400	low or medium carbon
4.8	4.8	M1.6-M16	310	340	420	low or medium carbon
5.8	5.8	M5-M24	380	420	520	low or medium carbon
8.8	8.8	M3-M36	600	660	830	medium carbon, Q&T
9.8	9.8	M1.6-M16	650	720	900	medium carbon, Q&T
10.9	10.9	M5-M36	830	940	1 040	low-carbon martensite, Q&T
12.9	12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	alloy, quenched & tempered

Tabla 2.16 Clases de los tornillos

El par de apriete que se ha de aplicar para genera esa precarga viene dado por la siguiente fórmula, siendo el factor de fuerza (K) aproximadamente (0,2).

7.5.11 Juntas cardan

La junta cardan es un sistema de transmisión espacial utilizada para conectar dos ejes no alineados. La relación de velocidades entre los dos ejes no es constante y es función del ángulo que forman, por ello se suelen montar en parejas, de forma que la no uniformidad de la primera junta se compense con la segunda.

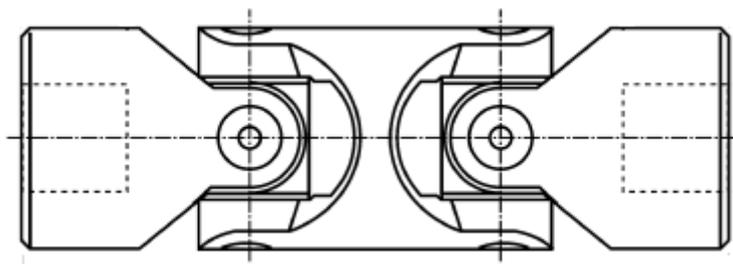


Figura 2.36 Junta cardan doble

Entre las ventajas de este tipo de juntas destaca su mínimo mantenimiento, su capacidad para operar con un alto ángulo de desalineación y su gran capacidad de transmisión de par.

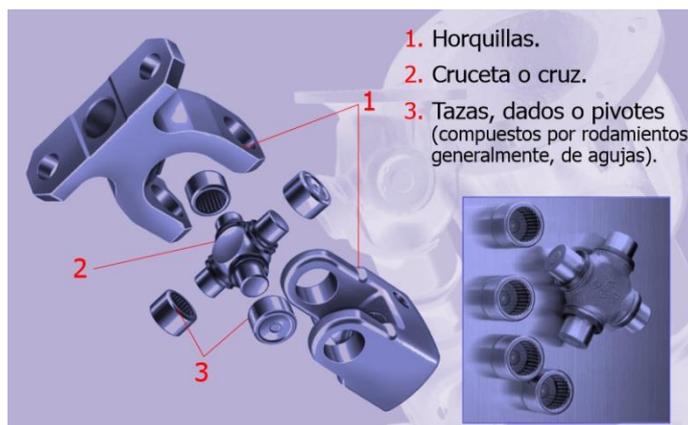


Figura 2.37 Componentes de una junta cardan

En la figura 2.37 se muestran los componentes principales de una junta cardan simple.

Los fabricantes suministran juntas cardan completas o bien sus elementos por separado. En el caso de que proporcionen las juntas completas, se han de tener en cuenta varios factores de funcionamiento para su selección, estos factores son:

- Par máximo continuo a (0°)
- Ángulo de operación
- Diámetro de los ejes a acoplar

El valor de par máximo que se proporciona en catálogos está medido para un ángulo de funcionamiento de (0°), si se da el caso en que el ángulo sea diferente, se ha de reducir el valor de par máximo admisible en función del ángulo de operación.

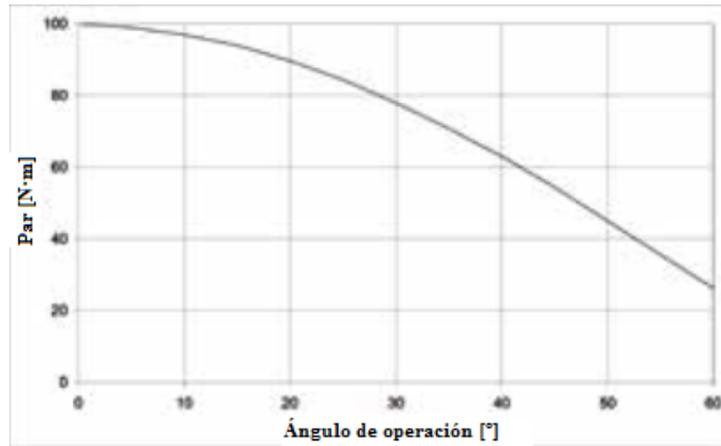


Figura 2.38 Par máximo en función del ángulo de operación

7.5.12 Juntas tóricas

Las juntas tóricas (O-Ring) son anillos de sección toroidal de material elastomérico, las cuales se utilizan para constituir estanqueidad entre elementos de instalaciones hidráulicas y neumáticas, impidiendo o limitado las pérdidas de fluido.

La acción de estanqueidad tiene lugar gracias al cierre de las vías de escape del O-Ring. El O-Ring es comprimido y deformado en el interior de un alojamiento realizado para este fin. Sus propiedades elásticas le permiten ejercer una presión sobre las paredes de los elementos del sistema, y es justo esta acción el origen del efecto de estanqueidad. La presencia de presión ejercida por el fluido contribuye a aumentar la estanqueidad.

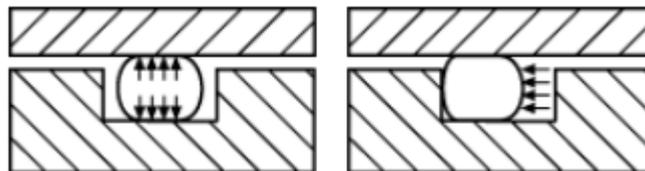


Figura 2.39 Sellado mediante junta tórica

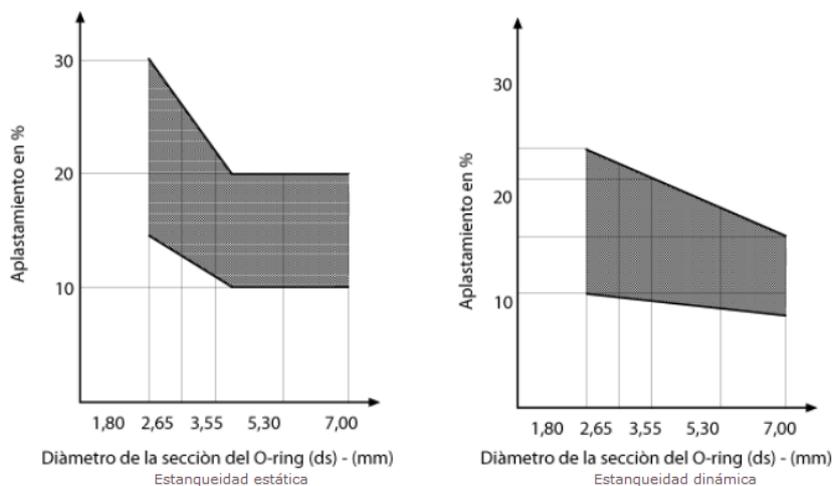


Figura 2.40 Porcentaje de aplastamiento de la junta en función de su sección

La disponibilidad de diversas mezclas de materiales permite realizar los O-Ring capaces de trabajar en contacto con los más diferentes tipos de fluido, a altas o bajas temperaturas y en aplicaciones estáticas o dinámicas. Se ha tener en cuenta la temperatura de trabajo, ya que a altas temperaturas el material se degrada y a bajas temperaturas se contrae perdiendo eficacia de sellado.

Estanqueidad dinámica

En las aplicaciones de estanqueidad dinámica (las aplicaciones en las que está presente el movimiento correspondiente entre las partes del sistema de estanqueidad) el O-Ring se encuentra sometido al roce provocado por el deslizamiento a lo largo de la superficie de estanqueidad.

Esto se realiza si las condiciones de trabajo son más críticas respecto a las aplicaciones estáticas; por consiguiente al realizar los alojamientos de estas juntas debe prestarse una gran atención y mayor precisión

En las figura 2.41 están indicados los detalles de los alojamientos realizados para la estanqueidad dinámica de cilindro y de pistón, cuando el sistema está realizado para la estanqueidad de líquidos.

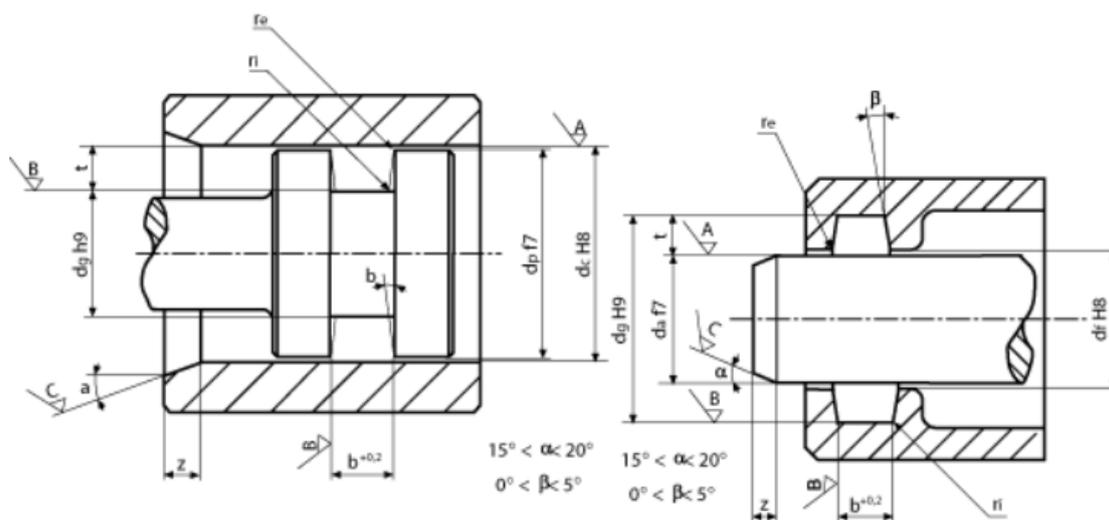


Figura 2.41 Dimensionado de los alojamientos para juntas tóricas

7.6 Caja de transferencia (Transfer)

La caja de transferencia es el único elemento de la transmisión que puede variar la relación de transmisión mediante el uso de diferentes juegos de engranajes denominados “marchas”.

Cada marcha tiene una relación de transmisión, y su número depende del par o de la velocidad que se quiera alcanzar, en este caso sólo son necesarias dos marchas, una que proporcione gran par para superar las situaciones adversas y otra para desplazarse, que proporciona menos par pero mayor velocidad punta. Con esto se

cubren las necesidades de uso, ya que se puede superar una pendiente elevada en condiciones desfavorables y además se puede circular a una velocidad moderada para desplazarse.

7.6.1 Principio de funcionamiento

La caja de transferencia no modifica la potencia del motor, salvo por las pequeñas pérdidas por rozamientos que se producen en su mecanismo. De acuerdo con los engranajes, es sabido que dos piñones al engranar tienen la misma velocidad tangencial, y por tanto el esfuerzo tangencial es el mismo en ambos.

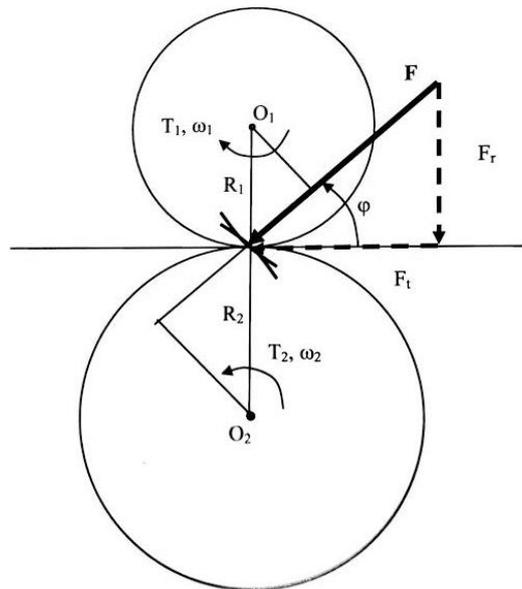


Figura 2.43 Fuerzas en engranajes cilíndricos

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad [m/s] \quad (98)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad [m/s] \quad (99)$$

Si ahora se relaciona con la potencia, que se supone constante, se observa cómo el par en la rueda grande es mayor que en la pequeña, obteniéndose de este modo la multiplicación de par y reducción de velocidad.

$$N = T_1 \cdot \omega_1 = T_1 \cdot V_1 \cdot \frac{D_1}{2} \quad (100)$$

$$N = T_2 \cdot \omega_2 = T_2 \cdot V_2 \cdot \frac{D_2}{2} \quad (101)$$

$$T_1 \cdot V_1 \cdot \frac{D_1}{2} = T_2 \cdot V_2 \cdot \frac{D_2}{2} \rightarrow T_1 \cdot D_1 = T_2 \cdot D_2 \quad (102)$$

7.6.2 Disposición de los árboles de engranajes

Los engranajes van montados sobre ejes, los cuales son encargados de transportar el par de un lugar a otro, dependiendo del número de reducciones que se deseen realizar, se determina la disposición de los ejes y de los engranajes. En estos montajes el par que va a cada eje de salida es del 50% el de entrada.

- **Transfer de dos ejes**

Esta disposición es útil cuando las relaciones de transmisión son bajas, ya que cuando se supera cierto valor, alguno de los engranajes resulta ser demasiado voluminoso y si el espacio es una restricción resulta una mala elección.

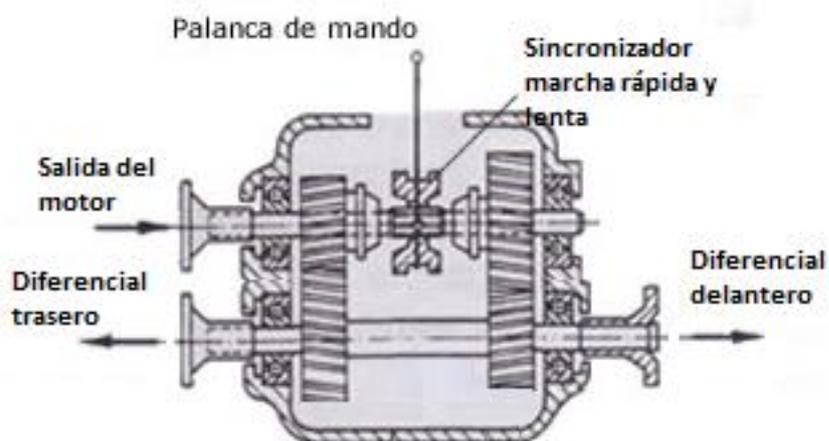


Figura 2.43 Transfer de dos ejes

- **Transfer de tres ejes**

Esta disposición resulta muy compacta cuando las relaciones de transmisión son elevadas, por contra son más complejas y más caras.

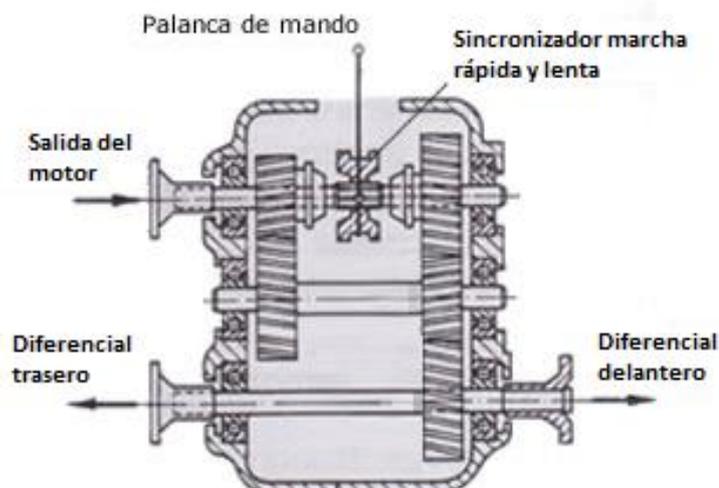


Figura 2.44 Transfer de tres ejes

7.7 Grupo cónico (Diferencial)

7.7.1 Función del diferencial

El diferencial es el elemento mecánico que permite en un vehículo que las dos ruedas de un mismo eje puedan girar a velocidades diferentes cuando se toma una curva. A tomar una curva, la rueda interior recorre menos espacio que la exterior, lo que hace que cada una gire a diferente velocidad, si no se dispone de un diferencial instalado, el eje palier estaría sometido a esfuerzos de torsión y una de las ruedas patinaría.

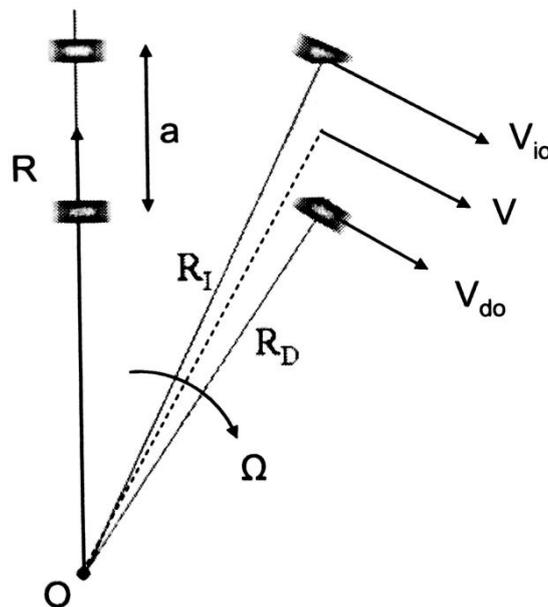


Figura 2.45 Trayectoria de las ruedas en curva

El problema del diferencial convencional es que cada semieje sirve de apoyo para que el otro haga fuerza (acción-reacción), por lo que en caso de pérdida de adherencia de una rueda, toda la fuerza del motor se escapa por ella sin que el otro semieje pueda hacer nada. Este problema se soluciona con los mecanismos de control de tracción y con los diferenciales autoblocantes.

7.7.2 Componentes del diferencial

Los componentes de un diferencial son principalmente engranajes, con los que se consigue la transmisión de potencia del eje de transmisión a los semiejes palier, conllevando además una reducción de la velocidad de giro.

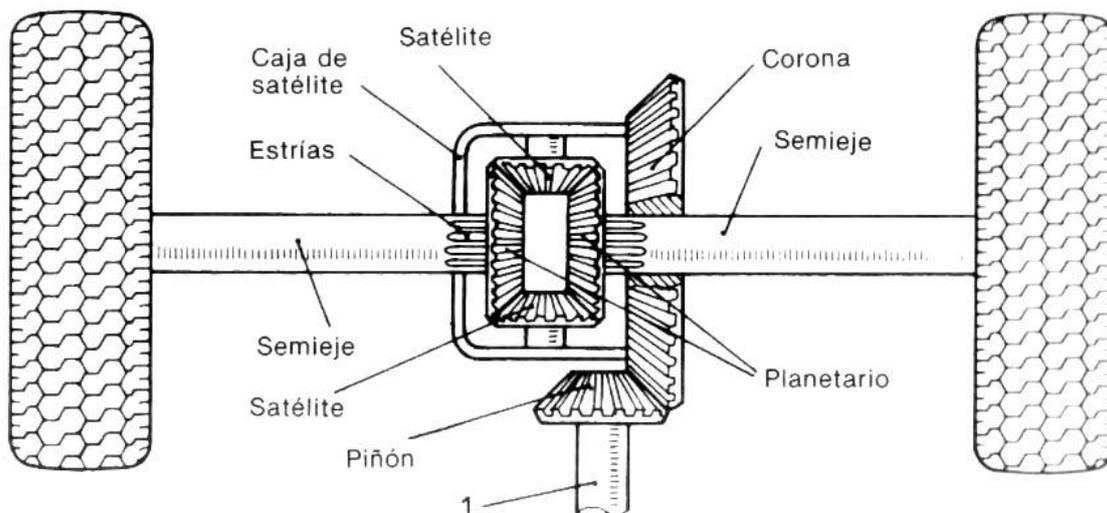


Figura 2.46 Componentes de un diferencial

- **Piñón de ataque**
 Recibe el giro del eje de salida de la caja y lo transmite a la corona, con la que se encuentra conectada de manera permanente.
- **Corona**
 Recibe el giro del piñón de ataque y lo transforma en la dirección útil para la rotación de las ruedas motrices. Por su mayor tamaño con relación al piñón, aumenta considerablemente el par y lo transmite a las ruedas a través de los palieres o semiejes.
- **Jaula del diferencial**
 Está fijada a la corona y en ella se encuentran alojados un conjunto de engranajes llamados satélites y planetarios.
- **Satélites**
 Son los engranajes encargados de transmitir el movimiento de la corona a los planetarios. Cuando el vehículo se mueve en recta no hay movimiento relativo entre satélites y planetarios, pero en curva se desplazan permitiendo la diferencia de velocidad de giro entre palieres.
- **Planetarios**
 Estos engranajes son los encargados de transmitir la potencia de los satélites a los semiejes palier.

7.7.3 Diferencial bloqueable

Este sistema fue creado para resolver los inconvenientes que se ocurren a partir de la pérdida de tracción en condiciones adversas, cuando la adherencia entre las ruedas motrices y el firme adquiere valores críticos (barro, nieve, arena, etc.) En estos casos, inevitablemente se produce el bloqueo del diferencial, por medio de sistemas mecánicos que en forma manual o automática tienen la capacidad de desactivar

la función del sistema diferencial y convertirlo en un eje único que transmite equitativamente en la fuerza motriz o torque hacia ambas ruedas. El sistema “autoblocante” es el utilizado en vehículos livianos mientras que el “bloqueo manual del diferencial” se usa en vehículos pesados.

7.7.3.1 Diferencial de bloqueo manual por enclavamiento

El funcionamiento de este sistema consiste en enclavar uno de los planetarios (1) a la corona (2) del grupo piñón-corona, haciéndolo solidario con ella por medio del acoplamiento de un manguito de enclavamiento (4) que está unido por un estriado al palier que se une al planetario. De esta forma, al accionar el enclavamiento, se obliga a este planetario (1) a girar solidario con la corona (2), con lo cual el otro planetario no puede adelantarse ni atrasarse, quedando anulado el sistema diferencial y quedando el eje trasero como un eje rígido que hace girar a la misma velocidad a las dos ruedas.

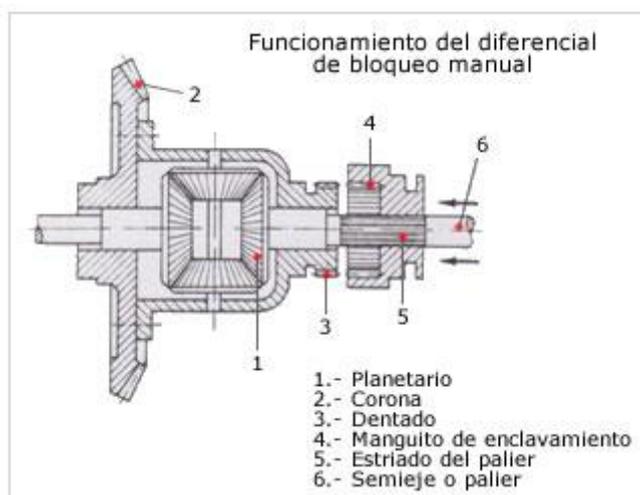


Figura 2.47 Diferencial de bloqueo manual por enclavamiento



Figura 2.48 Diferencial “ARB” de bloqueo por enclavamiento

7.7.3.2 Diferencial de bloqueo manual mediante discos de fricción

Existe otra forma de bloquear el diferencial manualmente sin necesidad de recurrir al enclavamiento mecánico, consistiendo en hacer girar solidariamente uno de los ejes con la jaula del diferencial mediante discos de fricción. Esta disposición permite

un sistema de bloqueo más compacto, pero sólo se puede instalar en maquinaria que disponga de sistema hidráulico, ya que la presión de bloqueo se realiza mediante hidráulica.

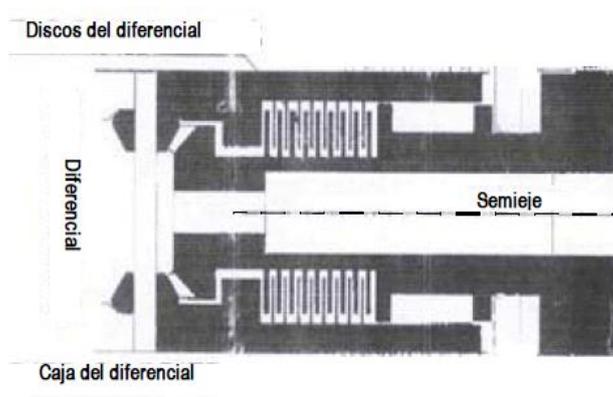


Figura 2.49 Diferencial de bloqueo manual por discos de fricción

7.7.3.3 Función del aceite lubricante

Muchos asumen que el aceite debería ser lo más “resbaloso” posible para evitar desgaste, con el máximo de aditivos posible. Cuando hablamos de evitar fricción entre piezas que estarían en contacto donde no queremos contacto, esto es correcto, siendo el motor es el mejor ejemplo de esto.

Los equipos como frenos sumergidos o embragues de discos necesitan el máximo de lubricación en la mayoría de sus piezas, pero requieren que el aceite tenga una característica especial cuando la diferencia de velocidad entre los embragues o discos se acerca al cero, en ese momento, necesitan que deje trabajar como lubricante y actúe casi como pegamento, evitando el resbalamiento o patinado de los discos.

Si se utiliza un aceite de motor o un aceite “súper-resbaloso” en estos equipos, los discos quedarán patinando, gastándose y calentándose. Cada material utilizado y cada ángulo o canal de drenaje o agarre requiere un coeficiente de fricción diferente. Cada uno está diseñado para un torque (par) específico a un diferencial de velocidad específica. El objetivo es encontrar una combinación de aceite, materiales y diseño que puede frenar discos que están moviendo a gran velocidad sin destrozarse ni afectar el mecanismo o incomodar a los pasajeros.

7.7.3.4 Diseño del coeficiente de fricción del lubricante

Los aceites pueden ser diseñados para el coeficiente de fricción necesario. Los fabricantes invierten muchos recursos buscando la combinación de aditivos, aceite básico y viscosidad correcta para obtener el mínimo de desgaste y el máximo de vida útil con un esfuerzo mínimo de parte del operador.

En el gráfico de la figura 2.50 Se muestran las curvas de fricción de 3 aceites diseñados para propósitos muy diferentes. Mientras uno reduce su fricción con la velocidad, otro aumenta y otro empieza a aumentar y después cae.

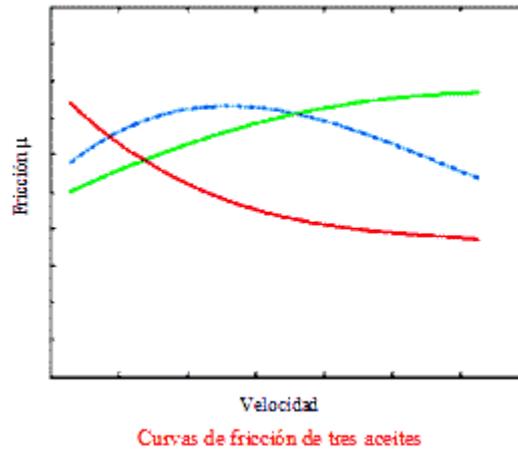


Figura 2.50 Coeficiente de fricción de tres aceites en función de la velocidad

En el gráfico de la figura 2.51 Se puede observar cómo se comportan varios aceites cuando la relación entre las velocidades se acerca a cero (coeficiente de fricción dinámico). Lo que se necesita en una transmisión manual es un aceite cuyo coeficiente de fricción caiga dramáticamente al acercarse a cero, todo lo contrario que en el caso de frenos de discos sumergidos o embragues de discos.

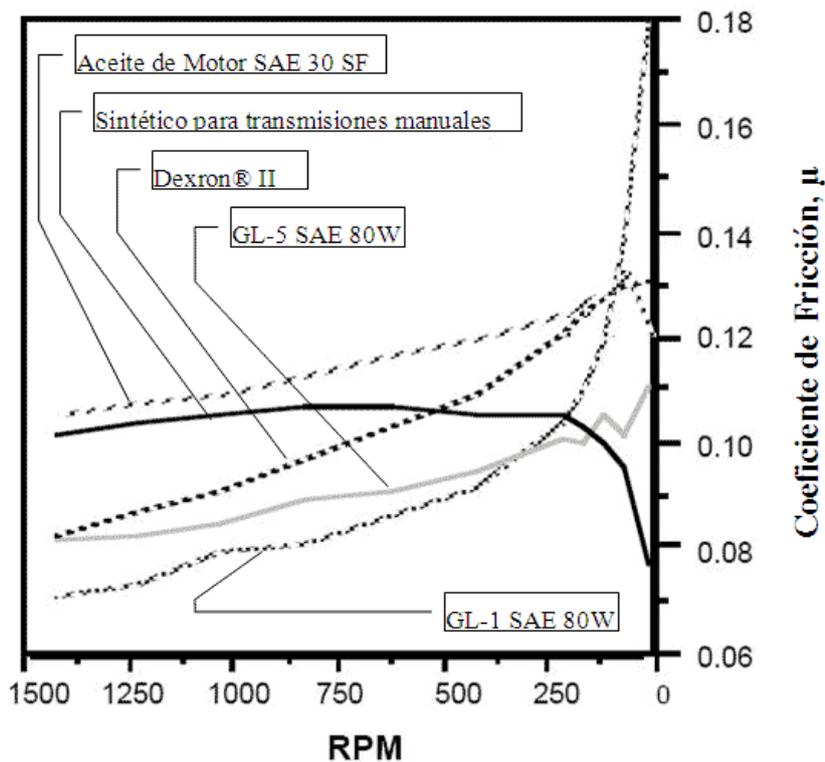


Figura 2.51 Coeficiente de fricción de varios aceites en función de la velocidad

7.7.3.5 Efecto del azufre/fósforo en el bronce

En operaciones normales, el aditivo de azufre/fósforo forma una capa negra sacrificial sobre los engranajes y todo donde toca con un poco de temperatura y presión. Mientras giran los engranajes, en lugar de gastarse, la capa sacrificial es pelada o gastada en vez de los engranajes. Cuando una o dos de las superficies son de bronce u

otro metal blando, la capa sacrificial es más fuerte que el metal básico, y por ende en lugar de pelarse limpio, cada vez que se pela, lleva unos cuantos micrones del bronce que protegía.

7.7.3.6 Discos de fricción

En la actualidad existen diferentes tipos de discos de fricción según los materiales utilizados para su fabricación, a continuación se describen brevemente los tipos de disco y su aplicación.

- **Discos de bronce**

Tienen un alto contenido de cobre, y se producen desde hace casi 60 años. El material sinterizado en una placa de acero es de fácil mecanizado, y su uso idóneo es para aplicaciones húmedas y secas, con un coeficiente de fricción dinámica de 0,07 y estática de 0,10.

- **Discos de carbón**

Proporcionan muy buena adaptación térmica sin perder la resistencia al desgaste y teniendo un buen comportamiento de ruido y vibración. El coeficiente de fricción depende del material y la estructura empleada

- **Discos cerámicos**

Los discos cerámicos son más indicados en el uso de embragues de tractores agrícolas, camiones de gran tonelaje, etc. Las nuevas fórmulas de componentes proporcionan una gran fricción con un coeficiente de 0,45 a 0,65 reduciendo el desgaste.

- **Discos de goma**

Los discos de goma, son discos muy sofisticados. La fricción a base de goma son muy convenientes para transmisiones y frenos, donde la característica más importante es la absorción de energía y recomendado en ambientes mojados, alcanzando unos coeficientes de fricción 0,12.

- **Discos de grafito**

Los discos de grafito son utilizados principalmente en aplicaciones húmedas y cuentan con la propiedad de tener una gran capacidad de disipación del energía, usado en frenos húmedos y transmisiones.

- **Discos de acero**

Los discos de acero son los mayores disipadores de calor, con un coeficiente de fricción de 0,90 en seco, y en ambientes húmedos, por ejemplo los inmersos en aceite, contemplan un coeficiente del 0,15, teniendo la misma importancia la rugosidad de las superficies.

7.7.3.7 Par necesario de bloqueo

La situación límite en la que se puede encontrar la máquina se da cuando una rueda tiene adherencia nula o casi nula, en esta situación un diferencial convencional entrega el 100% de par a esa rueda y un 0% a la rueda que si tiene adherencia. Con esta distribución del par no el vehículo no tracciona, ya que la rueda que tiene adherencia recibe un par nulo. El fin del bloqueo es que en este tipo de situaciones esto no suceda y los dos palieres giren solidarios.

En la situación límite se da el caso mostrado en la figura 2.52.

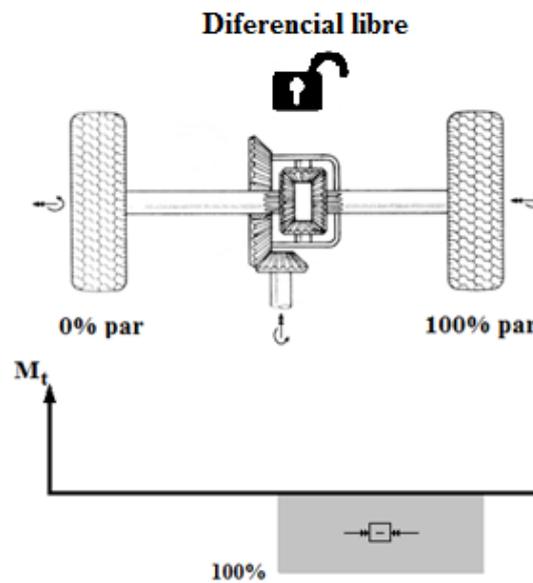


Figura 2.52 Distribución de par con diferencial libre

El equilibrio que se quiere conseguir con el bloqueo se muestra en la figura 2.53.

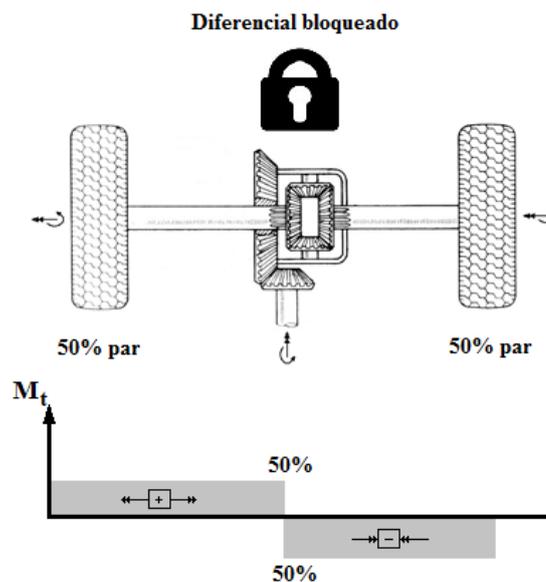


Figura 2.53 Distribución de par con diferencial bloqueado

Como se puede observar, el salto de par que se ha de producir para que los ejes giren solidarios ha de ser del 100%, es decir, el par máximo que proporcione el motor.

7.7.3.8 Cálculo de discos de fricción

Los discos de bloqueo se estudian como si fueran frenos o embragues de disco, se calcula la fuerza de accionamiento, que será igual a la presión que aparece en el contacto de ambos discos, la cual puede ser constante o variable, teniendo en cuenta el área sobre la que actúa.

$$F_a = \int P \cdot dA \quad (103)$$

El par torsor que transmiten los discos se calcula mediante la fuerza de rozamiento que lo genera, esta fuerza depende del coeficiente de rozamiento (μ) y de la fuerza normal a la superficie (N), y la fuerza normal depende de la presión (P) en la superficie de contacto.

$$T_{roz} = \int r \cdot \mu \cdot dN = \int r \cdot \mu \cdot P \cdot dA \quad (104)$$

Existen dos hipótesis de cálculo, la de presión contante y la de desgaste uniforme. La hipótesis de cálculo que se va a utilizar será la de presión contante, puesto que existe una fina capa de aceite entre discos y estos apenas se desgastan.

$$F_a = \int P \cdot dA = P \cdot A = P \cdot \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot P \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (105)$$

$$\int dT_{roz} = \int r \cdot dF_{roz} = \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \int r \cdot \mu \cdot P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (106)$$

$$T_{roz} = \int \mu \cdot P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr = 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot P \int_{r_i}^{r_e} r^2 \cdot dr = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \pi \cdot P \cdot (r_{ext}^3 - r_{int}^3) \quad (107)$$

$$T_{roz} = \mu \cdot F_a \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

El valor de par de rozamiento calculado debe multiplicarse por el número de caras de rozamiento (m).

$$T_{roz} = m \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} \quad (108)$$

7.8 Reductores de rueda

7.8.1 Descripción

Se dice que un tren de engranajes es epicicloidal cuando uno al menos uno de sus engranajes está animado de un movimiento epicicloidal, entendiéndose por tal la trayectoria descrita por un punto periférico de un engranaje que no tiene fijo su centro al engranar y girar alrededor de otro que si lo tiene.

El más simple de estos trenes se compone de cuatro elementos, un piñón central que recibe el nombre de planetario, una corona dentada interiormente, uno o varios piñones que reciben el nombre de satélites y por último una pieza sobre la que van montados todos los satélites que recibe el nombre de portasatélites.

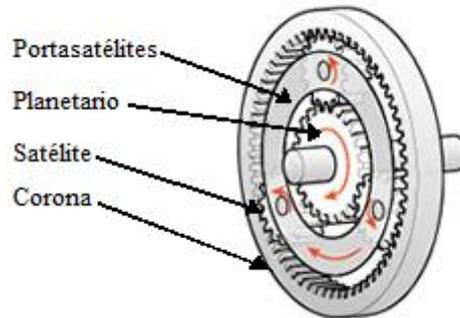


Figura 2.54 Reductor epicicloidial

7.8.2 Relaciones cinemáticas

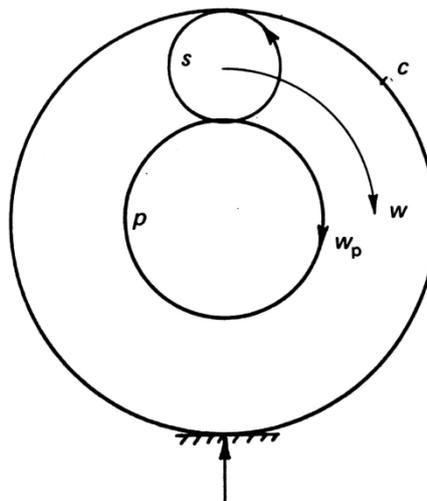


Figura 2.55 Reductor epicicloidial con corona fija

Para el caso en el que la corona está fija, el movimiento del planetario se puede descomponer en otros dos:

- Si los satélites no engranaran con la corona, al girar el portasatélites una vuelta completa, los satélites arrastrarían al planetario, y éste daría también una vuelta completa.
 Por 1 vuelta del portasatélites el planetario da 1 vuelta.
- Además de esto, los satélites ruedan sobre la corona fija, y por lo tanto al girar alrededor de sus ejes hacen girar al planetario alrededor de su eje.
 Por 1 vuelta del portasatélites los satélites dan (z_c / z_s) vueltas.
 Por 1 vuelta de los satélites el planetario da (z_s / z_p) vueltas.
 Por 1 vuelta del portasatélites el planetario da:

$$\left(\frac{z_c}{z_s} \cdot \frac{z_s}{z_p} = \frac{z_c}{z_p} \right) \quad (109)$$

De la composición (suma) de los dos movimientos resulta que por 1 revolución del portsatélites el planetario da:

$$\left(1 + \frac{z_c}{z_p} \right) [\text{rev.}] \quad (110)$$

Si (ω_p) es la velocidad del planetario y (ω) la del portsatélites:

$$\omega_p = \omega \cdot \left(1 + \frac{z_c}{z_p} \right) \rightarrow \frac{-\omega}{\omega_p - \omega} = -\frac{z_p}{z_c} \quad (111)$$

En cuanto a la relación de transmisión para un reductor epicicloidal con la corona fija:

$$r = \frac{\omega_p}{\omega} \quad (112)$$

7.8.3 Condiciones de montaje

En todo sistema epicicloidal de un solo juego de satélites se ha de verificar que:

$$D_c = D_p + 2 \cdot D_s \quad (113)$$

D_c → Diámetro primitivo de la corona.

D_p → Diámetro primitivo del planetario.

D_s → Diámetro primitivo de los satélites.

Siendo (z_c) el número de dientes de la corona, (z_p) del planetario y (z_s) de los satélites y multiplicando la expresión anterior por el módulo del dentado (m), se obtiene lo siguiente:

$$m \cdot D_c = m \cdot D_p + 2 \cdot m \cdot D_s \quad (114)$$

$$z_c = z_p + 2 \cdot z_s \quad (115)$$

Esta condición no basta para que un sistema epicicloidal se pueda montar, pues existen otros factores que impiden tal montaje, según el número de satélites que se quieran colocar.

Si el número de satélites es dos, los números de dientes de la corona (z_c) y planetario (z_p) han de ser los dos pares o impares. El número de dientes de los satélites (z_s) puede ser par o impar.

Si el número de satélites es tres, (z_c) y (z_p) han de ser ambos pares o impares y su suma ha de ser múltiplo de 3. El número de dientes de los satélites ha de ser análogo al número de dientes de la corona en cuanto a su divisibilidad, es decir, (z_s) ha de ser múltiplo de tres si lo es (z_c) , lo ha de ser $(z_s + 1)$ si lo es $(z_c + 1)$, o lo ha de ser $(z_s - 1)$ si lo es $(z_c - 1)$.

7.9 Eje de transmisión

7.9.1 Descripción

El árbol de transmisión es el encargado de transmitir la potencia de salida de la caja de transferencia al piñón del diferencial.

Durante su funcionamiento están sometidos a esfuerzos constantes de torsión que son contrarrestados por la elasticidad del material. Por este motivo están diseñados para que aguanten el máximo de revoluciones sin deformarse. Se fabrican en tubo de acero elástico, con su sección longitudinal en forma de huso (más grueso en el medio que en los extremos) y perfectamente equilibrados para no favorecer los esfuerzos en ningún punto determinado.

Además del esfuerzo de torsión, el árbol de transmisión está sometido a otro de oscilación alrededor de su centro fijo de rotación. Debido a este movimiento de oscilación se modifican continuamente las longitudes de las uniones, dando como resultado un movimiento axial del árbol de transmisión.

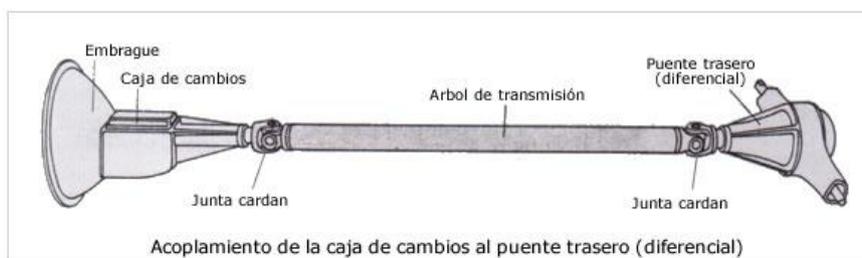


Figura 2.56 Árbol de transmisión

7.9.2 Juntas cardan

Las juntas cardan son las más empleadas en la actualidad para unir el eje con los acoplamientos de entrada y salida, ya que pueden transmitir un gran par motor y permite desplazamientos angulares de hasta 15° en las de construcción normal, llegando hasta los 25° en las de construcción especial. Tienen el inconveniente de que cuando los ejes giran desalineados quedan sometidos a variaciones de velocidad angular y, por tanto, a esfuerzos alternos que aumentan la fatiga de los materiales de los que están contruidos.

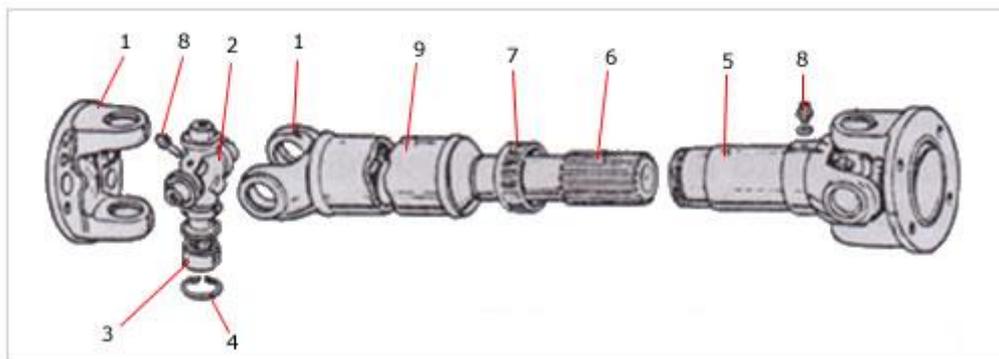


Figura 2.57 Despiece de un árbol de transmisión con juntas cardan

La junta cardan está constituida por dos horquillas (1) unidas entre sí por una cruceta (2), montada sobre cojinetes de agujas (3) encajados a presión en los alojamientos de las horquillas y sujetos a ellas mediante circlips o bridas de retención (4).

Una de las horquillas va unida al tubo de la transmisión (9) y la otra lleva la brida de acoplamiento para su unión al grupo propulsor del puente. En el otro lado del tubo, la junta cardan va montada sobre una unión deslizante, formada por un manguito (5) estriado interiormente que forma parte de una de las horquillas, acoplándose al estriado (6) del tubo (9). El conjunto así formado constituye una unión oscilante y deslizante.

7.9.3 Consideraciones para el cálculo

Los árboles de transmisión son elementos que normalmente se seleccionan de catálogo, ya que son elementos bien estudiados por los fabricantes y resultaría más caro y de peor calidad fabricarlo que seleccionarlo.

Los valores de par para el procedimiento de selección que se va a llevar a cabo son marcados por el fabricante Ameridrives.

Existen cuatro valores de par dados por cada junta cardan, cada uno depende del régimen de trabajo del árbol.

- **Torque resistivo (T_e):** es el valor normal de par reversible basado en la resistencia del material.
- **Torque resistivo de una sola dirección (T_{ow}):** es el valor normal de par para par pulsante en una sola dirección basado en la resistencia del material.
- **Torque de vida (T_L):** es el ratio de vida de los rodamientos de las juntas cardan. Este par está basado en la vida (L_{10}) de los rodamientos. Los valores de par están tabulados en base a una vida de 5.000 horas con 3° de desalineamiento a 100 [rpm]. La (L_{10}) está definida como la esperanza de vida mínima con el 90% de probabilidades de sobrevivir.
- **Torque de pico (T_P):** Es el máximo par permitido basado en el punto de fluencia de la junta.

Los valores de par están basados en la resistencia del material. Cuando se aproxima a esos límites, la capacidad deseada de las juntas debe ser revisada.

Cuando el par de selección (T_s) se acerca al par resistivo (T_e) o cuando el máximo par aplicado se acerca al par de pico (T_p) de la junta universal, se recomienda utilizar acoplamientos ranurados en las juntas. El número de ranuras y pernos puede ser adaptable en función de la aplicación. También se pueden utilizar acoplamientos mediante ranurado de dientes.

7.9.4 Procedimiento de cálculo

Las pautas a seguir para la selección de árboles de transmisión las marca el fabricante, en este caso Ameridrives.

- Primer paso

Se ha de calcular el par de selección (T_s) a partir del par de aplicación (T_a). El par de selección ha de ser menor que el torque resistivo (T_e) para aplicaciones en ambos sentidos de giro o menor que el torque resistivo de una sola dirección (T_{ow}) para cargas pulsantes en un solo sentido de giro.

$$T_s = T_a \cdot \text{Factor de servicio} \quad (116)$$

- Segundo paso

Se ha de comprobar que la vida es suficiente.

$$Lh = \frac{1,5 \cdot 10^6}{A \cdot n} \cdot \left[\frac{T_L}{T_a} \right]^{\frac{10}{3}} \quad (117)$$

Lh = Vida-10 en horas.

A = Ángulo de operación en grados.

n = Velocidad en [rpm].

T_L = Torque de vida

T_a = Torque de aplicación

- Tercer paso

Se ha de estudiar el ciclo de trabajo (Duty cycle). En aplicaciones donde el par, la velocidad y el ángulo de operación varían predictiblemente durante un ciclo típico de carga, se ha de determinar un ciclo de trabajo.

Primeramente la carga del ciclo debe ser analizada y dividida en grupos o combinaciones fijas de par, velocidad y ángulo de operación. Estos grupos representan porcentajes del tiempo de operación total del ciclo de trabajo.

La esperanza de vida puede ser calculada utilizando la teoría de Miner, la cual tiene en cuenta el efecto acumulativo resultante de variar las condiciones de carga.

La esperanza de vida total puede ser calculada utilizando la siguiente ecuación:

$$\text{Esperanza de vida} = \frac{1}{\frac{N_1}{L_1} + \frac{N_1}{L_1} + \frac{N_1}{L_1} + \dots + \frac{N_m}{L_m}} \quad (118)$$

N_1 = Fracción del tiempo total que opera la condición 1.

L_1 = Esperanza de vida con la condición 1.

- **Cuarto paso**

Determinar las condiciones del torque de pico. (T_p) no debe exceder el máximo par de operación.

- **Quinto paso**

Hay otras consideraciones que se han de tener en cuenta para dimensionar una junta universal:

1. Limitaciones de longitud y diámetro.
2. Tamaño de las atornilladuras.
3. Velocidad límite debida a la aceleración y velocidad crítica del centro del eje.

Load	Driven Equipment	Continuous Non-Reversing Drivers AC Motors Turbines	Reversing Drivers D.C. Motors Reciprocating Engines
Constant Torque	Generating Centrifugal Pumps Conveyors	1.00	1.50
Light Shock	Continuous Casters Light Fans Machine Tools Woodworking Machinery Paper Mill Equipment Bar & Rod Mills	1.25	2.00
Medium Shock	Compressors Pumps Fans Farming Equipment Cold Mills & Auxiliary Equipment Presses	1.50	2.25
Heavy Shock	Traction & Locomotive Drives Mixers Crane Drives Mining Equipment Rapid Transit Drives Hot Rolling Mill Drives Runout Tables Feed Roll Drives	2.00	3.00
Very Heavy Shock	Ore Crushers Scale Breakers Feed Roll Drives	3.00	5.00

Figura 2.58 Factores de aplicación de árboles de transmisión (Ameridrives)

7.10 Semiejes palier

7.10.1 Descripción

Los semiejes o palieres tienen la misión de transmitir el movimiento desde el diferencial a las ruedas. Están constituidos por un eje de acero forjado, uno de sus extremos se acopla al planetario del diferencial y, el otro extremo se acopla al cubo de la rueda.

Los semiejes palier pueden ser rígidos (Figura 2.59), en el caso de que el puente sobre el que van montados no sea directriz, en ese caso es necesario acoplar una junta cardan en la articulación de la mangueta que permita el giro (Figura 2.60).

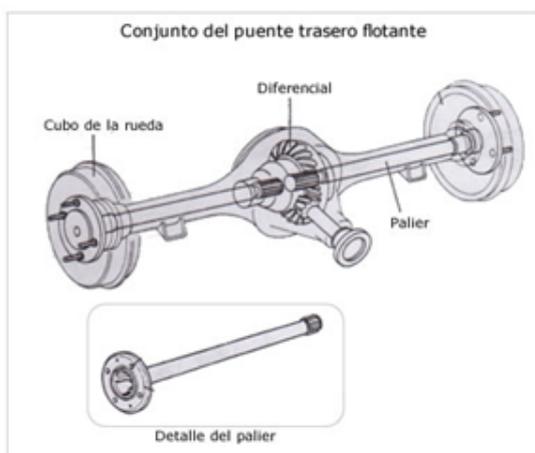


Figura 2.59 Palier rígido

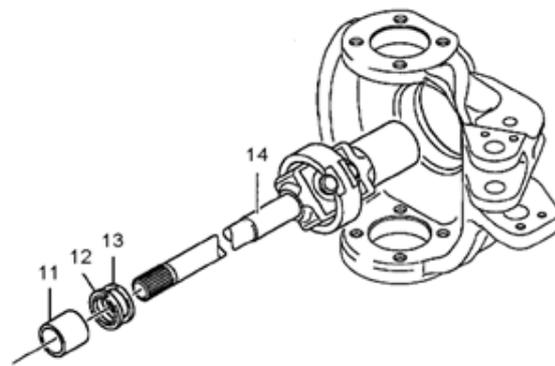


Figura 2.60 Palier cardanado

7.10.2 Cálculo de semiejes palier

Los semiejes palier se calculan mediante en el código ASME obteniendo el diámetro mínimo necesario. Se considera que sólo están sometidos a torsión, ya que las fuerzas axiales que se pudieran generar son mínimas.

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \quad (82)$$

M [N·m] (Momento flector)

T [N·m] (Momento torsor)

σ_{yp} [MPa] (Límite de fluencia)

D_e [m] (Diámetro del eje)

7.11 Freno de servicio

Todo vehículo necesita incorporar un sistema de frenado si al superar una cierta velocidad se quiere tener control sobre él. Si bien es cierto que en máquinas que no superan los 5 [km/h] no es necesario puesto que el propio motor actúa de freno.

El fenómeno de frenado habitualmente se produce por la fricción existente entre dos elementos, disipando la energía cinética en trabajo de rozamiento.

7.11.1 Estudio de la adherencia durante la frenada

Antes de comenzar a calcular los frenos, se han de conocer las limitaciones impuestas por la adherencia, ya que si el par de frenado es muy elevado puede hacer que las ruedas se bloqueen, y puesto que no se va a instalar un sistema de antibloqueo de ruedas (ABS) hay que cerciorarse de que esa situación no aparezca.

En la figura 2.61 se muestran todas las fuerzas y parámetros que actúan durante la frenada.

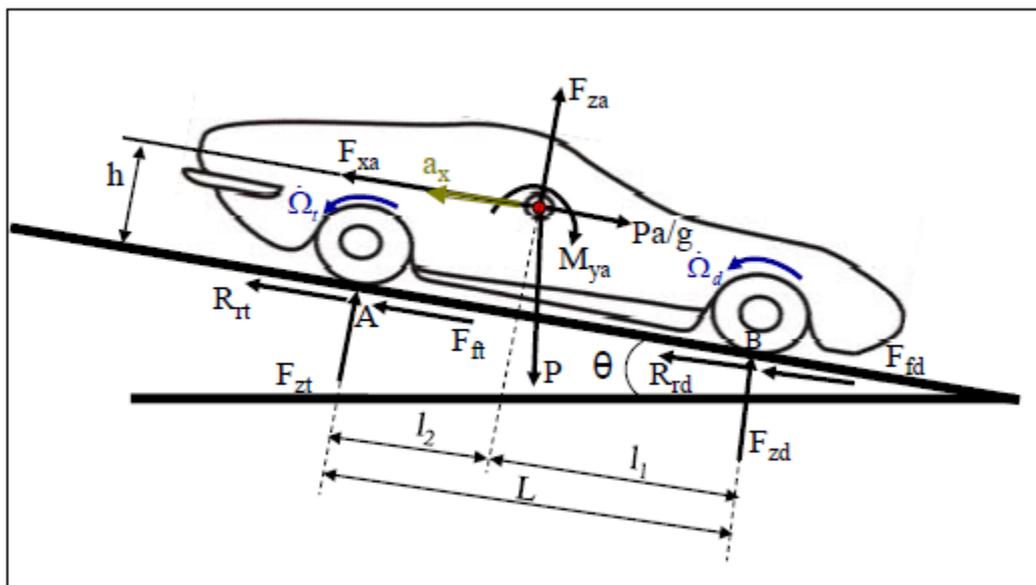


Figura 2.61 Fuerzas durante la frenada en pendiente

Donde:

- (F_{xa}) y (F_{za}) son las fuerzas aerodinámicas en el eje x y en el eje z respectivamente.
- (M_{ya}) es el momento debido a la aerodinámica, producido en el eje y, y en torno al eje y.
- (Pa / g) es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- (Ω_t) y (Ω_d) son las deceleraciones angulares de la rueda trasera y delantera respectivamente.

- (P) es el peso del vehículo.
- (R_{rt}) y (R_{rd}) son las resistencias a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- (F_{ft}) y (F_{fd}) son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- (F_{zt}) y (F_{zd}) son las reacciones normales a la superficie en los puntos de contacto de las ruedas trasera y delantera respectivamente.
- (θ) es la pendiente del terreno.
- (h) es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- (a_x) es la deceleración del vehículo.

Como ya se ha visto anteriormente, la adherencia de las ruedas depende de la fuerza normal a la superficie y del coeficiente de rozamiento, por ello es lo primero que se ha de conocer. Estas fuerzas normales se obtiene haciendo momentos respecto de cada uno de los apoyos.

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{zd} = \frac{P \cdot \cos \theta \cdot L_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \text{sen} \theta \right) \cdot h}{L} \quad (119)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot \cos \theta \cdot L_2 - \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \text{sen} \theta \right) \cdot h}{L} \quad (120)$$

Una vez se conocen las fuerzas normales a la superficie en los puntos de apoyo se pueden calcular las máximas fuerzas de frenado en cada eje, que corresponderán con los límites de adherencia.

$$F_{fd} = \mu \cdot F_{zd} \quad (121)$$

$$F_{ft} = \mu \cdot F_{zt} \quad (122)$$

La máxima fuerza de frenado aplicable al conjunto de la máquina sin que esta se bloquee y deslice es la suma de las fuerzas máximas de cada eje.

$$F_{f, \max} = F_{fd} + F_{ft} \quad (123)$$

El reparto óptimo de la fuerza de frenado se puede recoger en gráficas que representan la deceleración relativa en la frenada respecto al reparto de cargas en los ejes. En la figura 2.62 se observa la curva para un valor de $\mu = 0,8$. Este reparto se ha de estudiar siempre que se quiera funcionar sobre los límites de bloqueo.

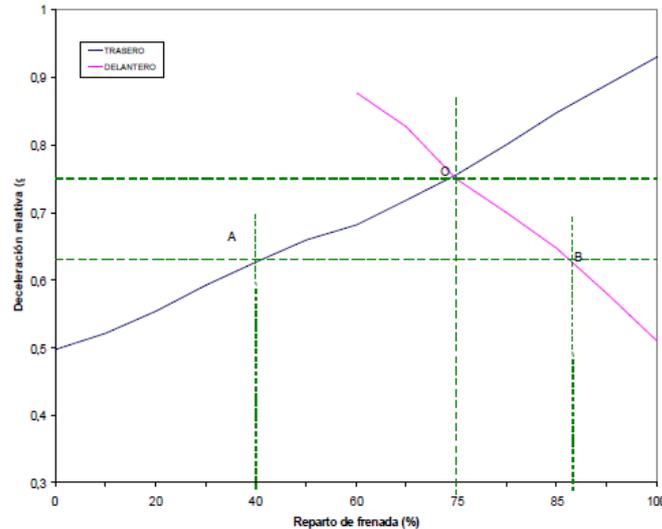


Figura 2.62 Reparto óptimo de frenado

7.11.2 Fuerza y par de frenado

Respecto a los cálculos, la fuerza de frenado total se obtiene de aplicar la 2ª ley de Newton al vehículo, considerado un sólido rígido.

$$F_{f,Total} = m \cdot a \quad (125)$$

En cuanto al par de frenado, se obtiene de realizar el producto entre la fuerza de frenado total y el radio de los neumáticos, si se quiere calcular el par de una rueda hay que sustituir el par de frenado total por el de la rueda.

$$T_{f,Total} = F_{f,Total} \cdot R \quad (126)$$

7.11.3 Distancia y tiempo de frenado

La distancia y tiempo de frenado se calculan mediante la cinemática del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado.

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (127)$$

$$s = s_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (128)$$

7.11.4 Tipos de frenos utilizados

Dentro del abanico de máquinas que necesitan disponer de sistema de frenado los más habituales son dos, los frenos de discos sumergidos o en baño de aceite y los frenos de zapatas internas o de tambor.

7.11.4.1 Freno de discos en baño de aceite

El principio de funcionamiento se basa en los embragues de fricción, donde la superficie de dos discos entra en contacto y por medio de la fricción logran sincronizar sus velocidades, en el caso del freno, esa velocidad es cero.

La disposición de los discos consiste en intercalar un disco de fricción fijado al semieje palier que gira con él, y otro de acero fijado al puente o eje que se mantiene estático.

La localización del sistema de frenado puede variar, ya que se puede colocar en distintas ubicaciones.

- **Freno en el palier externo**

El freno se monta en un extremo del palier justo antes de la llanta, la capacidad de frenado es alta, se disipa mejor el calor, deja espacio en el diferencial para la instalación de un mecanismo de bloqueo del diferencial y el acceso a los discos de fricción es más sencillo. Por el contrario hace que cubo de rueda sea más complejo y voluminoso.

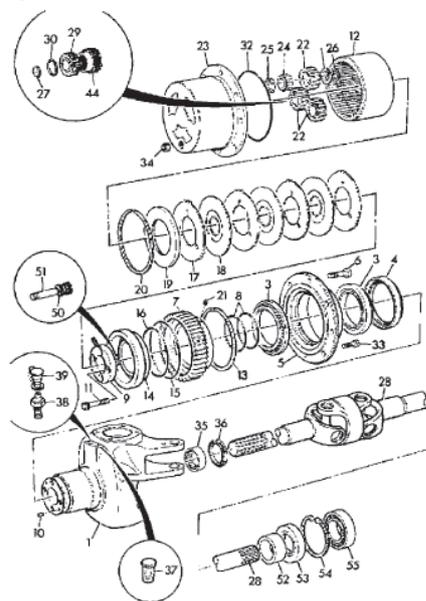


Figura 2.63 Freno de discos sumergidos en palier externo

- **Freno en el palier interno**

Esta disposición consiste en colocar los discos inmediatamente después de la salida del palier del grupo cónico. Los grupos cónicos son de grandes dimensiones si se desea instalar un dispositivo de bloqueo del diferencial. Se suele utilizar en máquinas muy pesadas ya que posee gran capacidad de frenado.

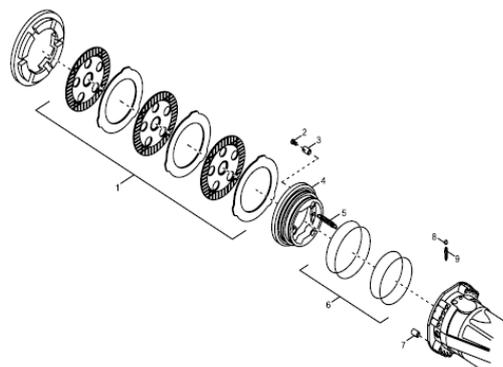


Figura 2.64 Freno de discos sumergidos en palier interno (Spicer)

7.11.4.2 Freno de zapatas internas (tambor)

El freno de tambor es un tipo de freno en el que la fricción se causa por un par de zapatas o pastillas que presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio, el cual está conectado al eje o la rueda.

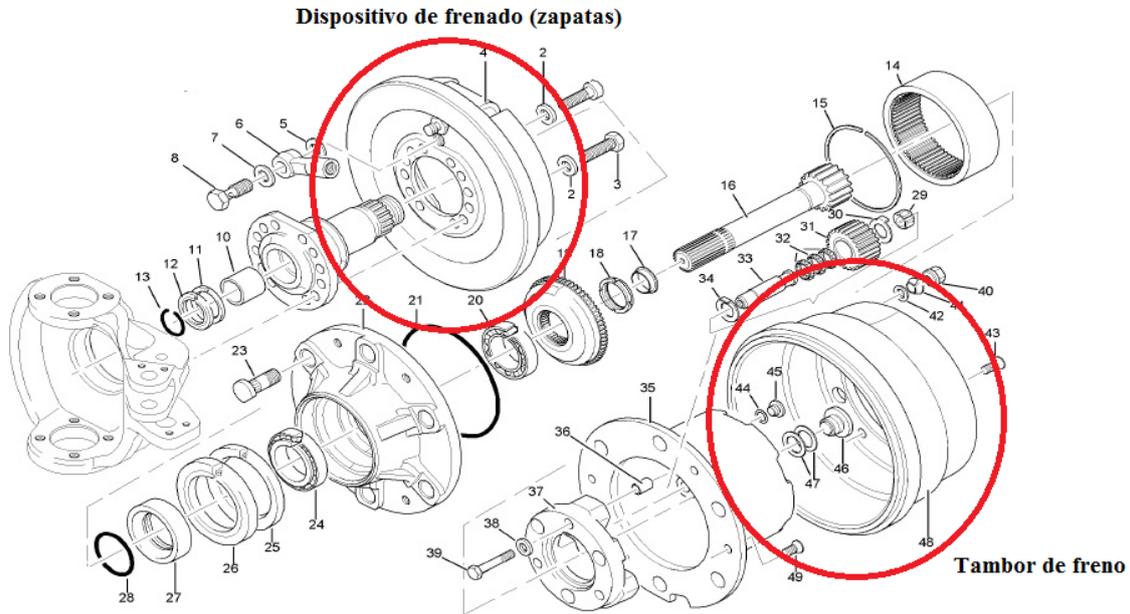


Figura 2.65 Freno de zapatas (Excavadora Neuson 6502RD)

Hoy en día los fabricantes de maquinaria se decantan por implantar frenos de discos en baño de aceite, ya que disipan mejor el calor generado, el desgaste es casi nulo y la capacidad de frenado es muy buena. Otra razón de peso para instalar este tipo de frenos es la problemática de los frenos de tambor, ya que el mantenimiento es mayor debido al desgaste, la capacidad de frenado es pobre en comparación con los de discos, y pierden gran capacidad de frenado cuando se mojan.

7.12 Freno de estacionamiento

7.12.1 Planteamiento del fenómeno de retención

El freno de estacionamiento se ha de seleccionar a partir de un valor de par determinado por la situación límite en la que puede estacionar el vehículo. En esta situación límite, a efectos de cálculo, se considera el vehículo estacionado en una pendiente algo mayor de la que puede superar.

La fuerza (F_p) producto de la gravedad se obtiene de igual modo que la resistencia por pendiente mostrada anteriormente.

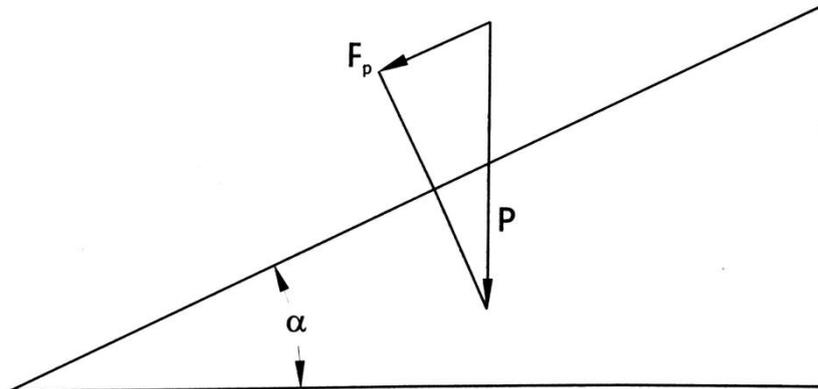


Figura 2.66 Fuerza debida a la pendiente

$$F_p = P \cdot \text{sen} \alpha \quad (129)$$

Una vez calculada la fuerza (F_p), el par que tiene que soportar el freno es igual al par que genera esa fuerza en las ruedas dividido por las relaciones de transmisión que sufre a lo largo de la transmisión.

Suponiendo que el freno de estacionamiento se sitúa en el árbol de transmisión, el par que tiene que ser capaz de soportar es:

$$T_{\min} = F_p \cdot r_{rueda} / i_{\text{Red. epicycloidal}} / i_{\text{Diferencial}} \quad (130)$$

7.12.2 Pendiente de retención

Según la DIRECTIVA 98/12/CE, la pendiente mínima en la que ha de poder estacionar un vehículo es de un 18%, siendo la fuerza de accionamiento inferior a 600 [N].

2.2.2. Dispositivo de frenado de estacionamiento

2.2.2.1. El freno de estacionamiento con el que esté equipado el remolque o semirremolque deberá poder mantener detenido, cargado y aislado del vehículo tractor el remolque o semirremolque sobre un declive ascendente o descendente del 18 %. La fuerza ejercida sobre el mando no deberá sobrepasar 600 N.

Figura 2.67 Extracto de la DIRECTIVA 98/12/CE

7.12.3 Tipos de freno utilizados

De los diferentes tipos de frenos existentes, los más comunes son los frenos de disco y los de zapatas, siendo menos comunes los de discos.

7.12.3.1 Freno de disco

Esta disposición consiste en intercalar un disco de freno en un punto de la transmisión, normalmente entre la salida de la caja de cambios y el árbol de transmisión. Tiene buen par de retención, el mecanismo es sencillo y apenas requiere mantenimiento.

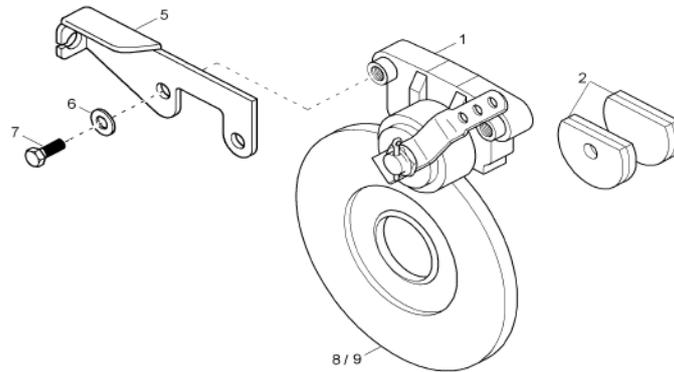


Figura 2.68 Freno de estacionamiento de disco

7.12.3.2 Freno de zapatas

Esta disposición es idéntica a la del freno de disco, solo que en vez de un disco se colocan zapatas y un tambor de frenado. Como todos los frenos de zapata, tiene el inconveniente de la suciedad y el agua que puedan entrar en el tambor y disminuir la capacidad de frenado.

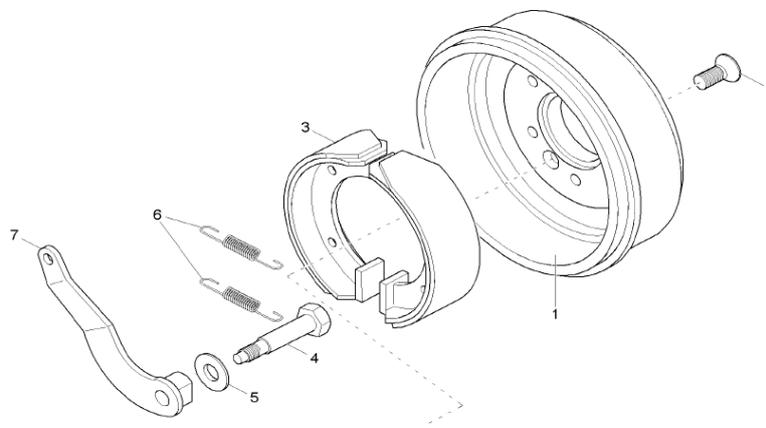


Figura 2.69 Freno de estacionamiento de zapatas

7.12.3.3 Freno de discos en baño de aceite

Este tipo de frenos tienen gran capacidad de frenado, pero por son más caros que los anteriores, lo que hace que apenas se instalen en maquinaria de poco tonelaje.

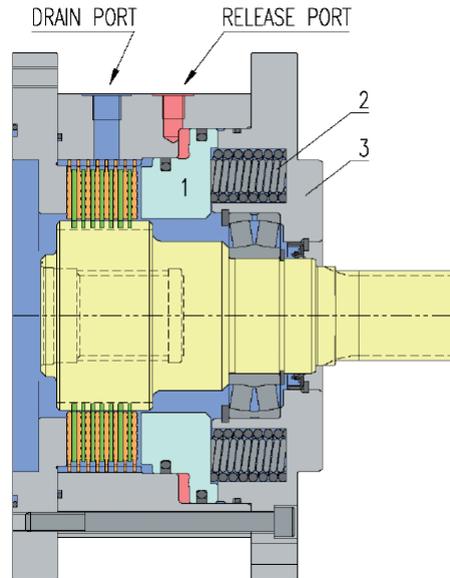


Figura 2.70 Freno de estacionamiento de discos (Parker)

7.12.4 Selección de un freno de disco

El fabricante Tolomatic proporciona un procedimiento para la selección de discos y pinzas de freno adecuados para actuar como freno de estacionamiento. Cada pinza de freno tiene sus propias fórmulas de selección para obtener el diámetro del disco y la fuerza de aplicación.

El tipo de pinza de freno puede ser diferente en función de las necesidades, ya sea de accionamiento hidráulico o mecánico, pero las fórmulas para cada caso variarán en función del modelo de pinza.

Se van a exponer las fórmulas necesarias para el cálculo de una pinza de freno en particular, el modelo (ME10 Mechanical Brake), ya que parece apropiado para funcionar como freno de estacionamiento.

Disc Sizing Equations

"L" LONG LEVER(3.50"):

$$\text{DYNAMIC TORQUE(IN.-LBS.)} = 5.38 \times \text{BRAKING RADIUS(IN.)} \times \text{LEVER FORCE (LBS)}$$

$$\text{STATIC(PARKING) TORQUE(IN.-LBS.)} = 2.69 \times \text{BRAKING RADIUS(IN.)} \times \text{LEVER FORCE (LBS)}$$

"M" MACHINE CAM(1.75") & "S" SHORT LEVER(1.75"):

$$\text{DYNAMIC TORQUE(IN.-LBS.)} = 2.69 \times \text{BRAKING RADIUS(IN.)} \times \text{LEVER FORCE (LBS)}$$

$$\text{STATIC(PARKING) TORQUE(IN.-LBS.)} = 1.345 \times \text{BRAKING RADIUS(IN.)} \times \text{LEVER FORCE (LBS)}$$

$$\text{BRAKING RADIUS(IN.)} = [\text{DISC DIAMETER} \div 2] - 0.624$$

Figura 2.71 Fórmulas de cálculo de freno Tolomatic ME10

Si se dispone del valor de torque necesario para cumplir los requisitos de freno en pendiente, se selecciona un disco de diámetro adecuado y se obtiene la fuerza necesaria de aplicación.

8. Resultados finales

Habiendo estudiado las posibles alternativas en cuanto a los sistemas de transmisión y a los sistemas de freno se ha llegado a la conclusión de implantar una transmisión hidrostática con motor de pistones axiales, caja de transferencia, diferencial de bloqueo manual por discos de fricción y reductores de rueda, y para el frenado se ha optado por utilizar frenos de discos en baño de aceite situados en el palier interno.

A continuación se describen las razones por las cuales se ha optado por estos elementos y los resultados finales. Si se desea ver los cálculos se ha de ir al (Anexo 2. Cálculos).

8.1 Elección del circuito hidráulico

La transmisión hidrostática optimiza el par disponible del motor térmico a las ruedas, siendo su objetivo final obtener velocidades de salida variables mientras que la velocidad de entrada es constante.

La transmisión se compone de dos componentes separados, una bomba variable de pistones axiales, ensamblada en el motor térmico y que recibe directamente el movimiento del volante mediante una junta elástica. El motor hidráulico del tipo de pistones axiales, con cuerpo inclinado, ensamblado en un reductor de dos velocidades que transmite la potencia a los diferenciales y estos a las ruedas. La bomba y el motor hidráulico están conectados entre si mediante tubos flexibles como así también los diversos accesorios necesarios para el funcionamiento tales como depósito, filtro, retorno, etc.

Para invertir el sentido de la marcha es suficiente con girar el plato de la bomba haciendo que envíe caudal y presión en sentido opuesto.

La disposición de los elementos es similar a la de la figura 2.72 con la diferencia de que en el caso de la máquina a estudio es de tracción total.

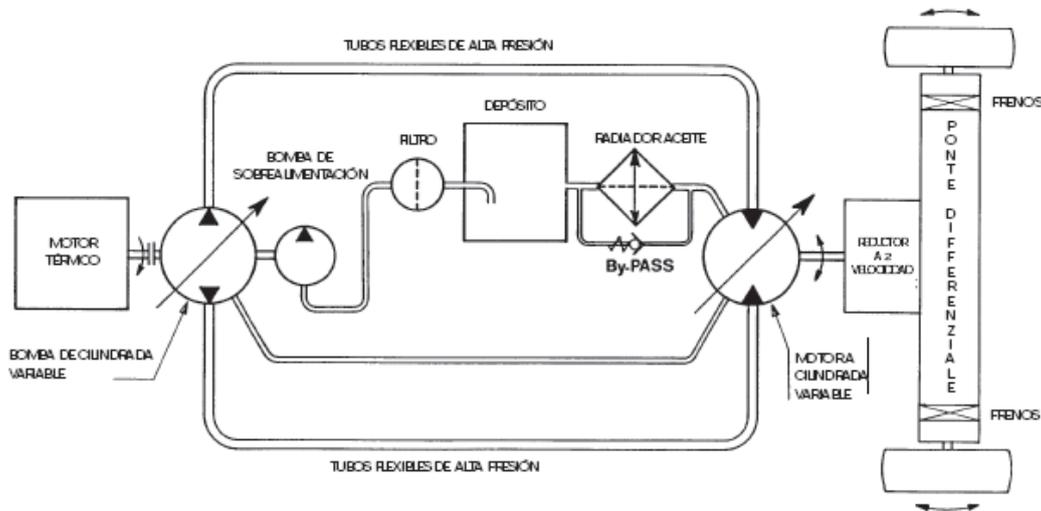


Figura 2.72 Circuito hidrostático cerrado y reversible

8.1.1 Descripción del funcionamiento

Si el motor fuera de cilindrada constante, la curva de potencia sería la mostrada en la figura 2.73, la potencia crece junto con las revoluciones del motor, siendo el par casi constante. Esta configuración requeriría de la implantación de una caja de cambios, lo cual incrementa el coste y la complejidad del sistema.

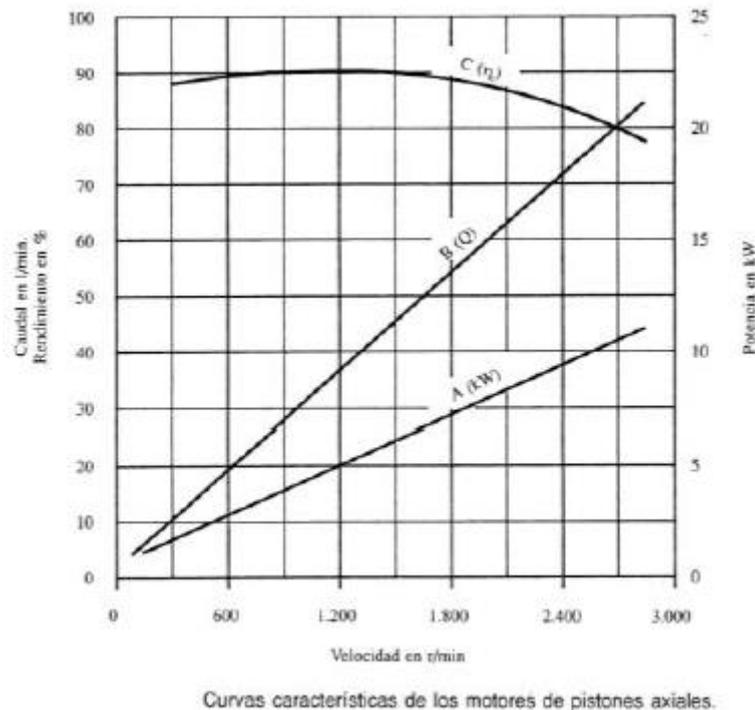


Figura 2.73 Motor pistones axiales con cilindrada fija

Sea ahora una transmisión hidrostática de velocidad variable y pártase de que al número de revoluciones de entrada del accionamiento permanezca constante (para motores de combustión interna en el campo del momento de rotación más favorable), produciéndonos esto un caudal (Q) y una presión (P), determinados por la fórmula

anterior y cuya representación se observa en la (Fig. 2.74). Si se tiene en cuenta que el número de revoluciones del motor hidrostático es directamente proporcional al caudal de entrada y su momento de rotación lo es a la presión, resulta, como consecuencia la hipérbola del momento de rotación a potencia constante (Fig. 2.75), que si suponemos, caso más frecuente, que entre los motores hidrostáticos y las ruedas haya reductores la hipérbola anterior se transforma en la hipérbola de tracción-velocidad (Fig. 2.76), en la cual, y a través de la velocidad máxima y la tracción máxima se determina el campo de variación teórico de un accionamiento hidrostático.

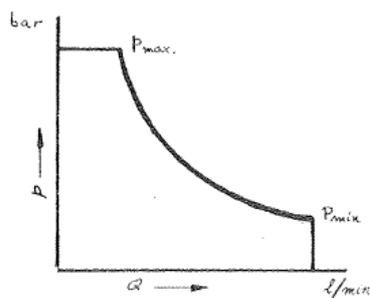


Figura 2.74 Presión/caudal

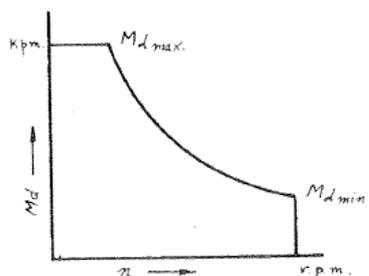


Figura 2.75 Par/velocidad

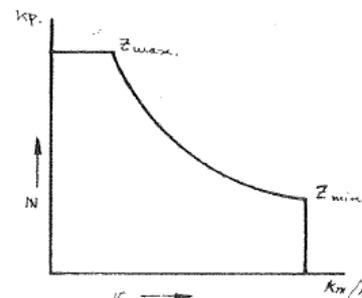


Figura 2.76 Fuerza/velocidad

En el punto cero del sistema, la bomba de caudal variable está con ($\alpha = 0$), pero, por el contrario, el motor de caudal variable tiene su máximo ángulo de desviación. A partir de este momento, a medida que se aumenta el ángulo α de la bomba, se disminuye el del motor, con esto se consigue que, en el momento de arrancar la bomba, envíe poco aceite y el motor arranque con poca velocidad y gran par. A medida que se van alcanzado velocidades mayores, se va invirtiendo el proceso, de forma que el aumento de velocidad de traslación exija siempre proporcionalmente cada vez menos circulación de aceite. Con esto se consigue eliminar la necesidad de utilizar una caja de cambios para adaptar la curva del motor a la ideal de tracción, en la que la potencia es constante, lo que proporciona pares elevados a bajas velocidades de giro y reducidos a altas.

Si no se tienen en cuenta las pérdidas y se limita la entrada de potencia, se obtiene la curva de par mostrada en la figura 2.77, donde es posible ver que la máxima salida de par se consigue con la mínima velocidad de salida. Sin embargo hay una velocidad (n_{2min}) donde la salida de par empieza a disminuir debido a que no hay suficiente entrada de potencia, por lo que el mínimo par se alcanza a la máxima velocidad.

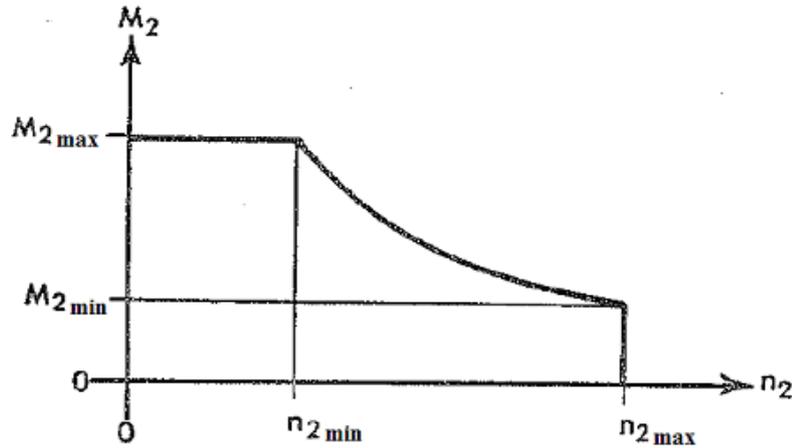


Figura 2.77 Evolución del par con la velocidad

En el caso de la potencia, no puede ser alta en el momento del arranque, ya que el par sería muy elevado y las ruedas patinarían, por ello se limita la potencia y cuando se alcanza determinada velocidad correspondiente a una tercera parte de la velocidad máxima, se mantiene constante como se observa en la figura 2.78.

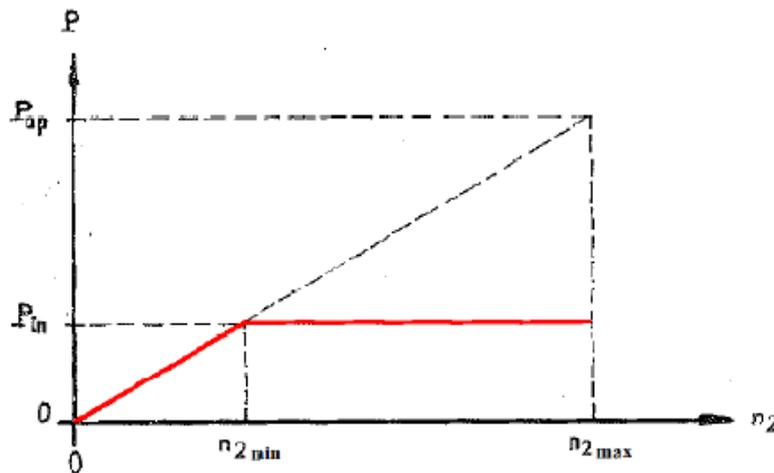


Figura 2.78 Evolución de la potencia con la velocidad

8.2 Elección del motor hidráulico

8.2.1 Datos de partida

Los datos con los que entraremos son la potencia y el par obtenidos del cálculo de especificaciones (Anexo 1. Ap.2) y unos límites de presión y de velocidad que sean razonables.

La potencia máxima que requiere el sistema y que ha de proporcionar el motor es de $N = 74,41 \text{ [C.V.]} = 54,728 \text{ [kW]}$. Ya que es más representativo, en el catálogo se proporcionan los valores máximos de par y velocidad de giro, siendo la potencia es el

producto de ambos. Si se quiere alcanzar la velocidad máxima, el par a velocidad máxima proporcionado por el motor ha de ser igual al par resistente a velocidad máxima, luego:

$$N = 54,728 \text{ [kW]}$$

En cuanto al par, para cumplir las especificaciones de la máquina y llegar a la velocidad de 8 [km/h], ha de tener un par en las ruedas a esa velocidad de 10.725,44 [N·m]. A pesar de todo, el par es

$$T(3600 \text{ rpm}) = 10.725,44 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

En cuanto a las presiones, los motores funcionan normalmente con presión nominal de 400 [bar] y una máxima de 450 [bar], dado que son presiones muy elevadas para no sobredimensionar los elementos y trabajar con presiones menores se limitará la presión nominal de la bomba a 330 [bar]. Esto hace que para obtener los mismos resultados se tenga que incrementar del mismo modo el caudal de la bomba.

$$P_n = 330 \text{ [bar]}$$

Las velocidades que alcanzan estos motores en régimen máximo son muy elevadas, pero puesto que el vehículo no se desplaza muy rápido y con objeto de no realizar reducciones muy grandes de velocidad a lo largo de la transmisión se limitará la velocidad de giro a 3600 [rpm], lo cual alargará también la vida de los componentes. La velocidad en la cual se alcanza la máxima potencia, que va a ser constante, suele ser una tercera parte de la velocidad máxima de giro, en este caso se delimitará en 1300 [rpm].

$$n_{\max} = 3600 \text{ [rev/min]}$$

$$n_{\min} = 1300 \text{ [rev/min]}$$

El catálogo a su vez nos proporciona una tabla con fórmulas (figura 6.2.4) para la elección de sus motores, y con los cuales se obtendrán los parámetros del motor y facilitar la elección del más adecuado.

Determining the operating characteristics

Input flow	$q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	[L/min]	
Speed	$n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$	[min ⁻¹]	$V_g =$ Displacement per revolution in cm ³
Torque	$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$	[Nm]	$\Delta p =$ Differential pressure in bar
Power	$P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$	[kW]	$n =$ Speed in rpm
			$\eta_v =$ Volumetric efficiency
			$\eta_{mh} =$ Mechanical-hydraulic efficiency
			$\eta_t =$ Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

Tabla 2.17 Fórmulas catalogo Bosch RexRoth

El fabricante no define el rendimiento volumétrico, ya que varía dependiendo del régimen en el que trabaje el motor, para determinarlo se requieren pruebas de laboratorio, pero se puede suponer que oscila entre los valores siguientes:

	Rendimiento volumétrico	Rendimiento mecánico
Calidad normal	0,89	0,96
Calidad buena	0,96	

Tabla 2.18 Rendimientos en motores de pistones axiales*

*Datos obtenidos del libro “Aplicaciones de la ingeniería: Maquinaria hidráulica en embarcaciones”

Para este estudio se tomarán valores de rendimiento volumétrico y mecánico de 0,96.

Con los valores de potencia, presión y velocidad máxima de giro aún no se puede elegir un motor, ya que se ha de conocer cómo va a ser su funcionamiento, para ello se ha dispuesto de una hoja de cálculo que simulará con las fórmulas anteriores (figura 2.17) y los datos de partida el funcionamiento del motor.

8.2.2 Elección del motor

Comenzaremos por el dato característico del motor, la cilindrada máxima, para ello se sabe que en la velocidad límite donde se alcanza la potencia máxima, la presión y la cilindrada son también máximas.

$$n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g} \rightarrow V_g = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{n} \quad (131)$$

En la fórmula anterior se necesita saber el caudal en ese instante:

$$N = \frac{q_v \cdot \Delta p \cdot \eta_v \cdot \eta_{mh}}{600} \rightarrow q_v = \frac{N \cdot 600}{\Delta p \cdot \eta_v \cdot \eta_{mh}} \quad (132)$$

Una vez se disponen de todos los datos, se obtiene la cilindrada máxima, que define el motor que se ha de seleccionar. En el caso a estudio, la cilindrada que se necesita es de 79,73 [cm³], por lo que el motor elegido es RexRoth A6VM-80. Cabe decir que no es casualidad que se ajuste casi perfectamente a la cilindrada disponible en un motor del catálogo, se ha jugado con los valores de presión y velocidad hasta dar con este motor que satisface las necesidades.

Tablas de valores

Tamaño nominal	TN	80	Tamaño nominal	TN	80
Cilindradageométrica ¹⁾ , por rotación	$V_{g\text{ máx}}$ cm ³	80	Torque ⁴⁾ para $V_{g\text{ máx}}$ y $\Delta p = 400$ bar para $V_{g\text{ máx}}$ y $\Delta p = 350$ bar	T Nm	509
	$V_{g\text{ mín}}$ cm ³	0		T Nm	446
	$V_{g\text{ x}}$ cm ³	51			
Velocidad de rotación máxima ²⁾ (respetando el caudal máximo admisible)	para $V_{g\text{ máx}}$	n_{nom} min ⁻¹	3900	Resistencia a torsión	
	para $V_{g} < V_{g\text{ x}}$ (ver diagrama abajo)	$n_{\text{máx}}$ min ⁻¹	6150	$V_{g\text{ máx}}$ hasta $V_{g}/2$	$c_{\text{mín}}$ KNm/rad 16
	para $V_{g\text{ 0}}$	$n_{\text{máx}}$ min ⁻¹	7350	$V_{g}/2$ hasta 0 (interpolado)	$c_{\text{máx}}$ KNm/rad 48
Caudal ³⁾ para n_{nom} y $V_{g\text{ máx}}$	$q_{v\text{ máx}}$ L/mín	312	Momento de inercia accionamiento rotativo	J_{TW} kgm ²	0.008
			Aceleración angular máxima	α rad/s ²	24000
			Volumen de llenado	V L	1.2
			Masa (aprox.)	m kg	34

Tabla 2.19 Motor Rexroth A6VM 80

Después de haber analizado la curva de potencia mínima, y el comportamiento del motor en la situación límite, se observa que en todos los instantes se obtiene un par y una potencia superiores a los necesarios y se alcanza la velocidad máxima, ya que el par resistivo se iguala al proporcionado por el motor a velocidad máxima.

A continuación se muestran las curvas obtenidas del estudio, en la figura 2.80 se representan el par y la potencia en función de la velocidad, y en la 2.81 la presión en función del caudal, y se ve que ambas coinciden con lo mostrado anteriormente en el apartado 8.1.1 de este mismo documento. Los valores y cálculos llevados a cabo para obtener las curvas se pueden ver en el (Anexo 2 Ap.1).

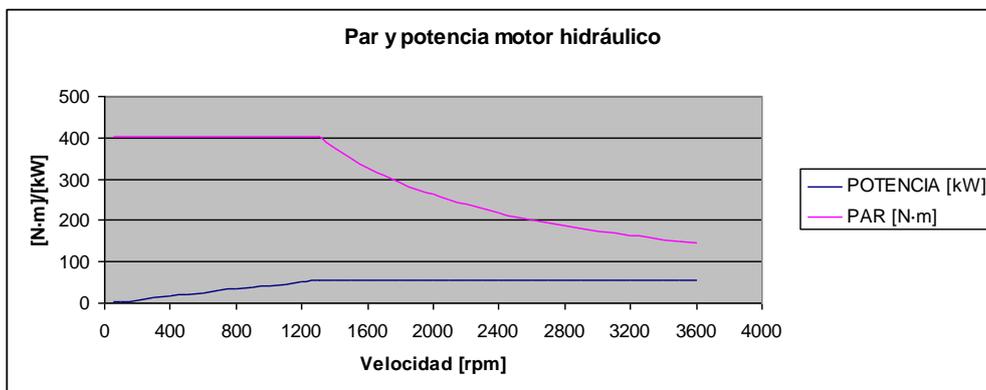


Figura 2.79 Par y potencia del motor

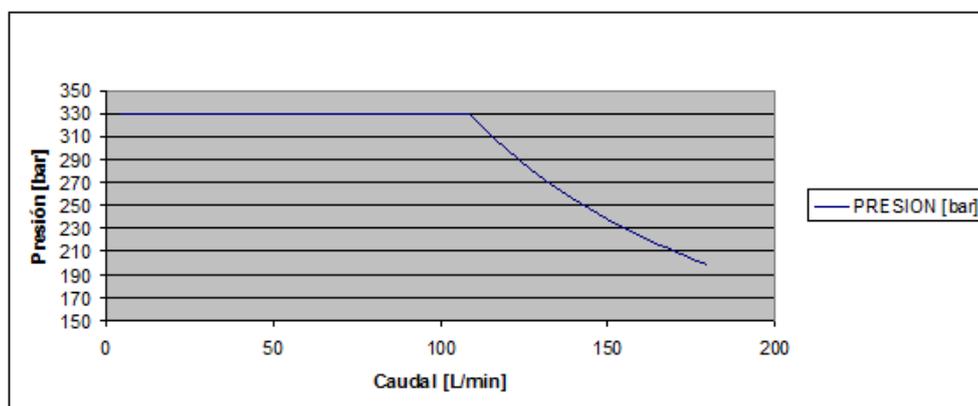


Figura 2.80 Presión y caudal del motor

Eje de salida del motor

El eje de salida del motor se acopla al eje primario de la transmisión mediante un estriado fijado por el fabricante siguiendo la norma DIN 5480.

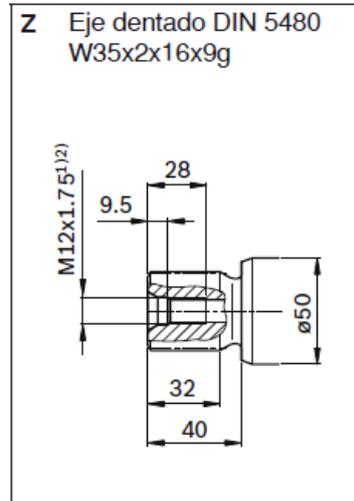


Figura 2.81 Eje de salida del motor

8.3 Caja de transferencia

8.3.1 Descripción del funcionamiento

Las marchas se accionan en parado, pulsando un botón por lo que no se necesita instalar un embrague y el sincronizador queda bastante sencillo. El punto muerto es necesario por si por alguna avería es necesario remolcar la máquina. El accionamiento de las marchas puede ser tanto electrónico con relés y actuadores, como hidráulico, siendo más común este último.

La marcha atrás invierte el sentido de giro del motor hidráulico y sólo se puede conectar cuando la marcha lenta está seleccionada, ya que no se espera que se circule con la marcha larga hacia atrás, en situación de trabajo sí es frecuente su uso.

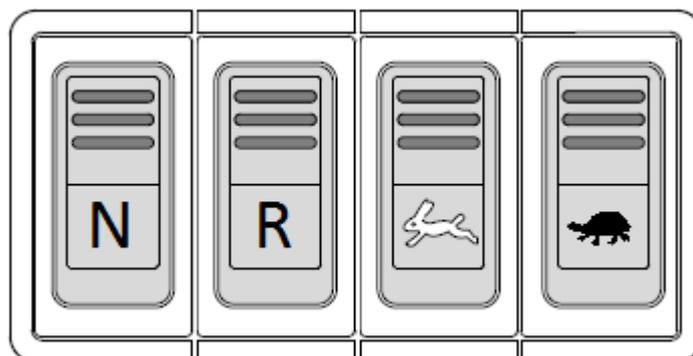


Figura 2.82 Botones de marcha

8.3.2 Engranajes utilizados

Los engranajes de dientes helicoidales comportan un movimiento más silencioso que los de dientes rectos, y suelen tener mayor duración, por ello se suelen utilizar en cajas de cambio. Las dos ruedas exteriores en contacto deben tener hélices en sentido contrario, siendo sus ejes paralelos (axoides cilíndricos), y el contacto entre dientes es una línea recta.

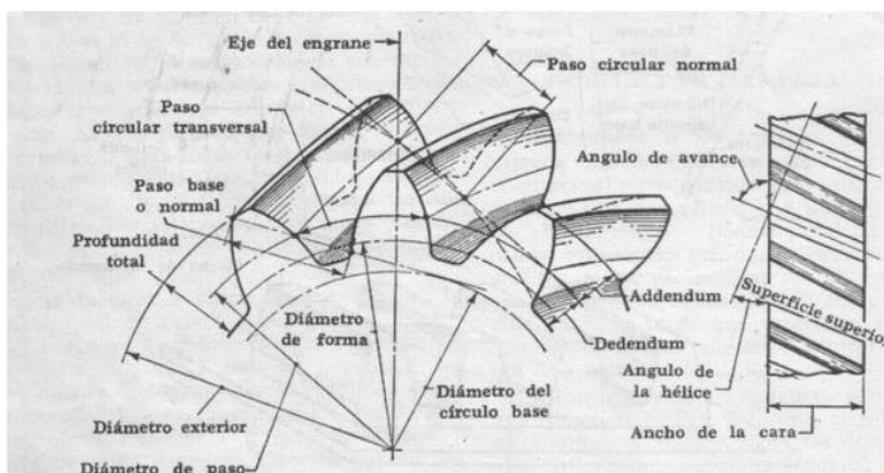


Figura 2.83 Engranaje cilíndrico helicoidal

8.3.3 Disposición de los ejes

Tal y como se ha calculado previamente, las relaciones de transmisión para cada marcha son ($i=1.31$) para la marcha rápida y ($i=4,1$) para la marcha lenta, con lo que en ambas se reduce la velocidad del eje de entrada y se aumenta el par.

El objetivo del diseño es el cumplimiento de las relaciones de transmisión y crear un dispositivo lo más compacto posible. Por ello la primera idea es la de disponer de dos ejes con dos juegos de engranajes (Figura 2.84) pero se ha descartado tras realizar los cálculos, ya que para la marcha lenta se necesita una gran desmultiplicación y el engranaje reductor necesario es demasiado grande.

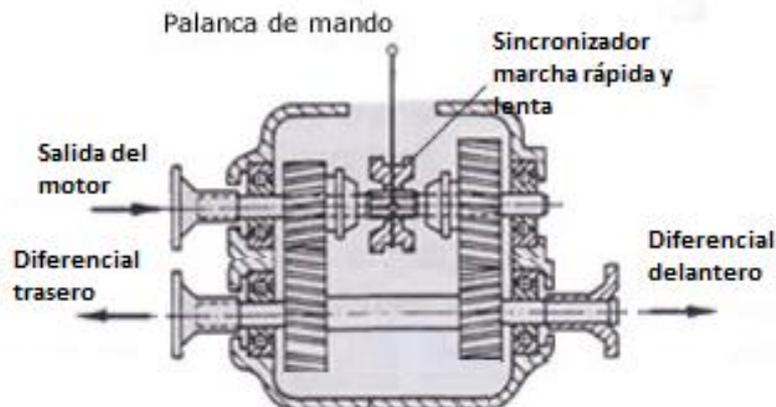


Figura 2.84 Caja de transferencia con dos árboles de engranajes

Con la restricción de espacio, se ha llegado a la conclusión de añadir un tercer eje (Figura 2.85) que permita reducciones sucesivas, siendo más costosa la fabricación pero reduciendo considerablemente las medidas de la caja de transferencia.

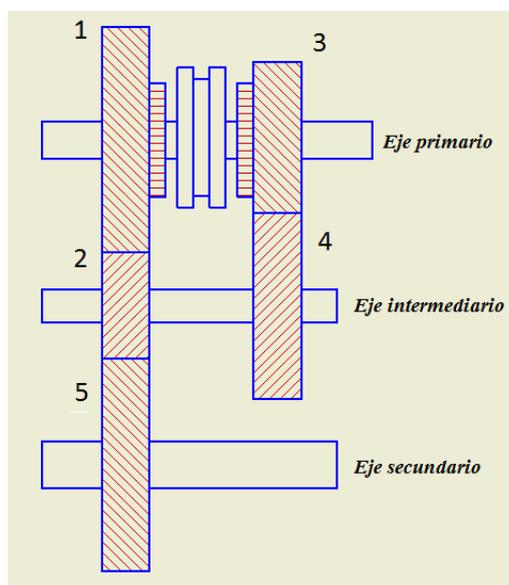


Figura 2.85 Caja de transferencia con tres árboles de engranajes

En la figura 2.85 se muestra la denominación de cada engranaje y de cada eje, siendo el juego de engranajes izquierdo para la marcha larga, y el derecho para la corta.

8.3.4 Cálculo de los engranajes

Para el cálculo de los engranajes se parte de la relación de transmisión, la potencia y la velocidad de giro, con estos tres valores se han de calcular todos los parámetros de los engranajes.

En el (Anexo 2, Ap. 3.1) se muestran los cálculos detallados para la obtención del módulo en base a duración y desgaste.

8.3.4.1 Número de dientes

La relación de transmisión entre un engranaje y otro se determinó iterativamente hasta alcanzar unos valores que se aproximaran de forma precisa a los teóricos, para ello se juega con el número de dientes de cada engranaje. Después de realizar los cálculos iterativos se obtiene:

$$z_1 = 26 \quad z_2 = 18 \quad z_3 = 17 \quad z_4 = 37 \quad z_5 = 34$$

Siendo las relaciones de transmisión entre cada juego de engranajes las siguientes:

$$r_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{26} = 0,692 \quad r_{25} = \frac{z_5}{z_2} = \frac{34}{18} = 1,88 \quad r_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{37}{17} = 2,176$$

Con ello si se realiza el cálculo de la relación de transmisión total de cada marcha teniendo en cuenta la entrada y la salida se obtiene:

$$r_L = r_{12} \cdot r_{25} = 0,692 \cdot 1,88 = 1,3$$

$$r_c = r_{34} \cdot r_{25} = 2,176 \cdot 1,88 = 4,11$$

De este modo se aproximan bastante a las teóricas, que son (1,31) para la marcha larga y (4,1) para la marcha corta.

8.3.4.2 Parámetros que influyen en el cálculo

Estas constantes se determinan bien por estudios empíricos, por normalización o bien porque son valores habituales.

El ángulo de presión (α) se toma como 20° , ya que es habitual que los útiles de tallado tengan ese valor. El ángulo de la hélice (β_a) se toma como 20° , ya que para helicoidales a velocidad media suele oscilar entre 15° y 25° .

El factor de guiado (ψ) se considera 10, valor para engranajes con un acabado normal.

Los factores de Lewis están tabulados dependiendo del número de dientes, por lo que se recurre directamente a las tablas.

$$Y_{17} = 0,303 \quad Y_{18} = 0,309$$

El material utilizado para la fabricación es un acero templado 20MnCr5, cuyas características mecánicas son:

Resistencia a tracción	$\sigma_t = 100 - 130 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{yp} = 70 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$
Dureza Brinell	$HB = 600 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e = 47 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$
Solicitación admisible (velocidades elevadas)	$\sigma_{adm} = 2200 - 3400 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$
Módulo de Young	$E = 2.100.000 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$

Tabla 2.20 Propiedades del acero 20MnCr5

Al ser una caja reductora para maquinaria, en tablas se estima una duración entre 20.000 – 40.000 horas. Los fabricantes de maquinaria cuantifican los años en cantidades

de 1000 a 1200 horas de trabajo en este tipo de máquinas, por ello 20.000 horas parece un valor aceptable.

8.3.4.3 Cálculo del módulo

La potencia se va a tomar como máxima y constante, ya que es la que se da en las situaciones con mayor sollicitación.

$$N = 74,5 [C.V.] = 54.79 [kW]$$

El par varía según la curva mostrada en las especificaciones, por ello se tomará el par máximo y el par correspondiente a la velocidad máxima.

$$T_{\max} = 403,36 [N \cdot m] = 4111,72 [kg \cdot cm] \text{ a } 1300 [rpm]$$

$$T_{\max \cdot vel} = 145,65 [N \cdot m] = 1484,7 [kg \cdot cm] \text{ a } 3600 [rpm]$$

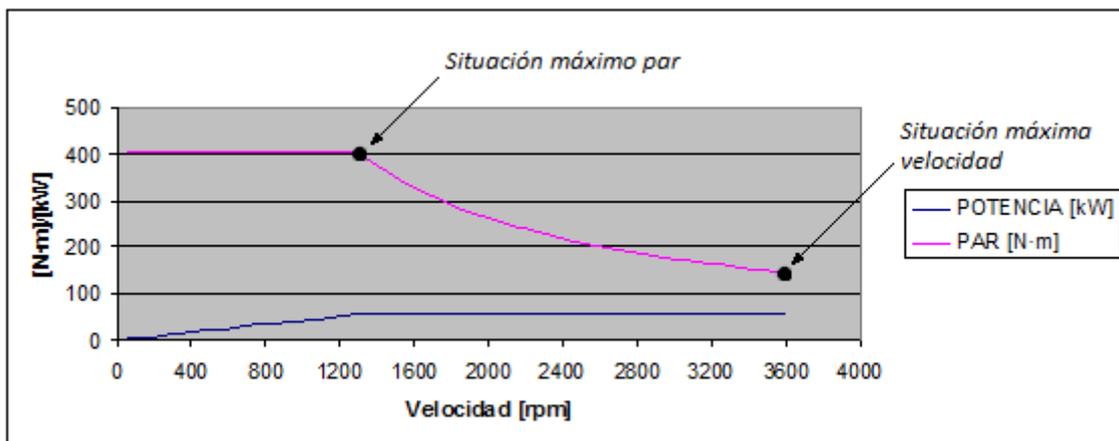


Figura 2.86 Situaciones críticas de par y potencia

Los cálculos del módulo para cada engranaje se han de realizar teniendo en cuenta las situaciones más críticas, en este caso la situación de máximo par y máxima velocidad, y como hay dos marchas, se ha de repetir el cálculo con cada una.

Si se realizan los cálculos a resistencia y desgaste en cada situación, nos lleva a obtener los siguientes valores de módulo en cada engranaje.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i+1) \cdot \cos^4 \beta_a}{K_{adm} \cdot \psi \cdot z^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (\text{Cálculo a duración})$$

$$m \geq 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{N [CV] \cdot \cos \beta_a}{\omega [rpm] \cdot z \cdot \psi \cdot \sigma [kg/cm^2] \cdot Y}} \quad (\text{Cálculo a desgaste})$$

Engranaje 2	
Marcha corta (máximo par)	$m \geq 0,54 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,46 \text{ cm}$ (resistencia)
Marcha corta (máxima velocidad)	$m \geq 0,43 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,33 \text{ cm}$ (resistencia)
Marcha larga (máximo par)	$m \geq 0,43 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,31 \text{ cm}$ (resistencia)
Marcha larga (máxima velocidad)	$m \geq 0,34 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,38 \text{ cm}$ (resistencia)

Tabla 2.21 Módulo mínimo engranaje (2)

Engranaje 3	
Marcha corta (máximo par)	$m \geq 0,46 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,36 \text{ cm}$ (resistencia)
Marcha corta (máxima velocidad)	$m \geq 0,37 \text{ cm}$ (duración) $m \geq 0,26 \text{ cm}$ (resistencia)

Tabla 2.22 Módulo mínimo engranaje (3)

Sólo se han estudiado los engranajes más pequeños, ya que son los que soportan mayores esfuerzos. En el caso del engranaje (2) el módulo tomado es ($m=6$), ya que es el inmediatamente mayor de la tabla de módulos normalizados. En el caso del engranaje (3) el módulo tomado es ($m=5$) por el mismo motivo que el anterior.

8.3.4.5 Distancia entre ejes

Una vez obtenido el módulo se ha de calcular la distancia entre los axoides de los engranajes, para ello se utiliza la fórmula que relaciona el módulo con el radio de los engranajes, siendo la distancia entre axoides la suma de radios primitivos.

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

Los resultados obtenidos son 140,47 [mm] para el juego de la marcha larga y 143,66 [mm] para la marcha corta. La distancia entre ejes ha de ser la misma, por lo que se modifica el ángulo de la hélice en el juego de engranajes de la marcha corta a ($\beta = 16^\circ$) para que coincidan ambos valores. Tras haber modificado un parámetro del engranaje, se comprueba después que el módulo no sufre variación.

En el eje secundario se obtiene el valor de 166,01 [mm], donde no hay que modificar nada porque sólo entran en juego dos engranajes.

8.3.4.5 Dimensionado de los engranajes**- Radio de los engranajes**

Aplicando la fórmula que relaciona el módulo con el radio primitivo y el ángulo de la hélice se obtiene:

$$R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos \beta_a}$$

$$R_1 = 83 \text{ mm}$$

$$R_2 = 57,46 \text{ mm}$$

$$R_3 = 44,21 \text{ mm}$$

$$R_4 = 96,22 \text{ mm}$$

$$R_5 = 108,546 \text{ mm}$$

- Anchura de los engranajes

La anchura se obtiene a partir del módulo y el factor de guiado, los juegos que engranan tienen que tener la misma anchura.

$$b = \psi \cdot m$$

Juego engranajes 1, 2 y 5

$$b = 60 \text{ mm}$$

Juego engranajes 3 y 4

$$b = 50 \text{ mm}$$

8.3.4.6 Fuerzas en engranajes

En el (Anexo 2. Ap. 3.3) se calculan todas las fuerzas que actúan en cada engranaje.

Para el cálculo de los ejes, y rodamientos es necesario saber las fuerzas que generan los engranajes durante su funcionamiento. Al ser helicoidales se generan tres fuerzas, una axial, una radial y una tangencial, que es la que transmite el par.

$$F_t = \frac{T}{R} \quad F = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta_a} \quad F_a = F \cdot \sin \beta \quad F_r = F \cdot \sin \alpha$$

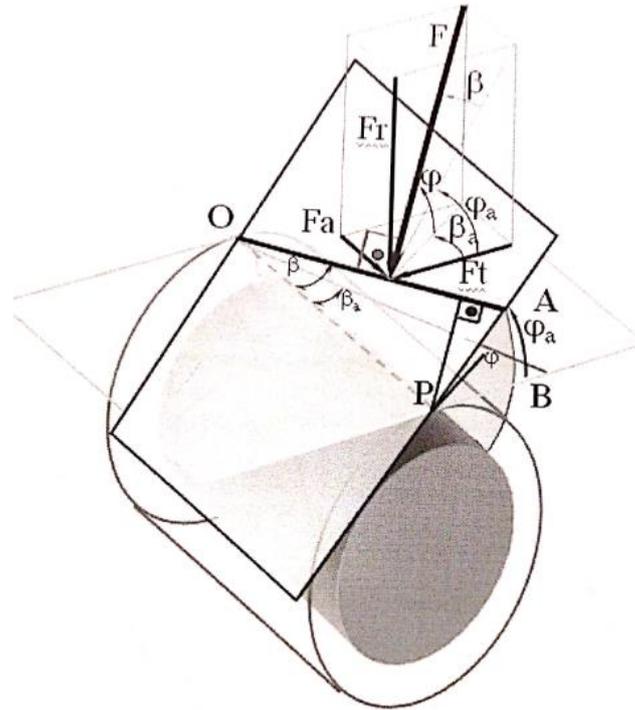


Figura 2.87 Fuerzas en engranajes helicoidales

- **Ángulos de presión e inclinación de la hélice**
 Puesto que en las fórmulas aparecen ángulos que no se conocen, se han de calcular mediante relaciones obtenidas geoméricamente.

$$tg \alpha_a = tg \alpha \cdot \cos \beta_a$$

$$tg \beta = tg \alpha \cdot \cos \alpha_a$$

Marcha larga	Marcha corta
$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
$\alpha_a = 21,28^\circ$	$\alpha_a = 20,73^\circ$
$\beta = 18,73^\circ$	$\beta = 18,79^\circ$
$\beta_a = 20^\circ$	$\beta_a = 16^\circ$

Tabla 2.23 Ángulos principales de los engranajes

A continuación se calculan con las fórmulas vistas anteriormente las fuerzas en cada engranaje, teniendo en cuenta la situación en la que se encuentran.

- **Engranaje 1**
 El engranaje (1) sólo transmite potencia al engranaje (2) cuando se conecta la marcha larga, cuando no, gira libre.

Marcha larga	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 4.859,76 [N]$	$F_t = 1.754,81 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 1.882,32 [N]$	$F_r = 679,69 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 1.767,23 [N]$	$F_a = 638,13 [N]$

Tabla 2.24 Fuerzas en engranaje (1), marcha larga

- **Engranaje 2**

El engranaje (2) trabaja siempre, ya que es el encargado de transmitir la potencia del eje intermediario al secundario.

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 15.275,17 [N]$	$F_t = 5.515,73 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 5.916,51 [N]$	$F_r = 2.136,4 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 5.554,77[N]$	$F_a = 2.005,78[N]$

Tabla 2.25 Fuerzas en engranaje (2), marcha corta

Marcha larga	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 4.857,72 [N]$	$F_t = 1.754,08 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 1.881,53 [N]$	$F_r = 679,4 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 1.766,5 [N]$	$F_a = 637,86[N]$

Tabla 2.26 Fuerzas en engranaje (2), marcha larga

- **Engranaje 3**

El engranaje (3) sólo transmite potencia al engranaje (4) cuando se conecta la marcha corta, cuando no, gira libre.

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 9.123,73 [N]$	$F_t = 3.294,5 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 3.454,59 [N]$	$F_r = 1.247,42 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 3.253,38 [N]$	$F_a = 1.174,77 [N]$

Tabla 2.27 Fuerzas en engranaje (3), marcha corta

- **Engranaje 4**

El engranaje (4) sólo transmite potencia al eje intermediario cuando se conecta la marcha corta, cuando no, gira con el eje pero sin transmitir potencia. Las fuerzas coinciden con las del engranaje (3) ya que son reacciones de las mismas.

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 9.121,92 [N]$	$F_t = 3.293,85 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 3.453,9 [N]$	$F_r = 1.247,17 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 3.252,74 [N]$	$F_a = 1.174,53 [N]$

Tabla 2.28 Fuerzas en engranaje (4), marcha corta

- **Engranaje 5**

El engranaje (5) trabaja siempre, ya que es el encargado de transmitir la potencia del eje intermediario al secundario. Las fuerzas coinciden con las del engranaje (2), ya que son las reacciones de las mismas.

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 15.275,17 [N]$	$F_t = 5.515,73 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 5.916,51 [N]$	$F_r = 2.136,4 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 5.554,77[N]$	$F_a = 2.005,78[N]$

Tabla 2.29 Fuerzas en engranaje (5), marcha corta

Marcha larga	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 4.857,72 [N]$	$F_t = 1.754,08 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 1.881,53 [N]$	$F_r = 679,4 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 1.766,5 [N]$	$F_a = 637,86[N]$

Tabla 2.30 Fuerzas en engranaje (5), marcha larga

El sentido de la fuerza radial es constante, siempre atacando al eje, pero la tangencial y axial varían dependiendo del sentido de la marcha como se observa en las figuras (2.88, 2.89 y 2.90).

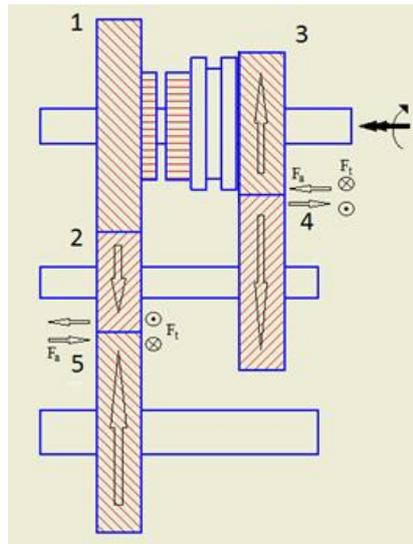


Figura 2.88 Fuerzas marcha corta hacia delante

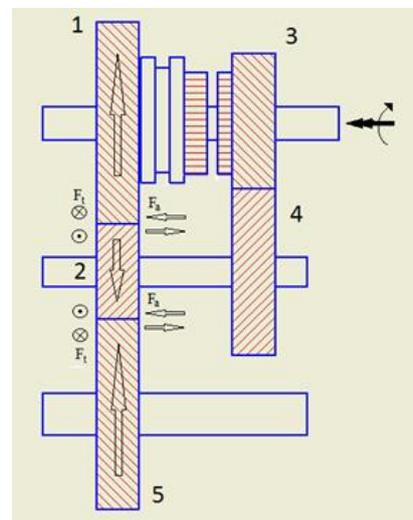


Figura 2.89 Fuerzas marcha larga hacia delante

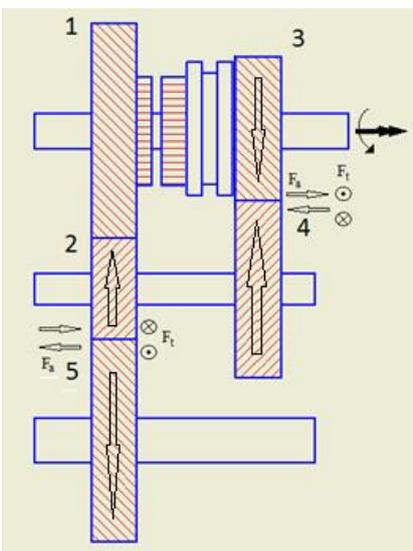


Figura 2.90 Fuerzas marcha corta hacia atrás

8.3.5 Cálculo de los ejes

Para poder dimensionar los ejes se han de conocer las tensiones, y para ello las fuerzas interiores en los mismos, luego se han de calcular. En este caso se utilizará un software 2D (CESPLA), y ya que los ejes se calculan en tres dimensiones, se han de realizar dos cálculos y superponer los resultados.

Una vez conocidas las fuerzas y momentos, se calcula el diámetro mínimo en la sección más crítica mediante el código ASME.

El material utilizado es un acero SAE 1045, de uso común en ejes por sus propiedades de dureza y ductilidad.

La carga axial que se genera depende del sentido de giro del eje, y puesto que va a girar en ambos sentidos, será de igual valor pero sentido opuesto.

Las longitudes de los ejes se han estimado teniendo en cuenta los elementos que van montados en los ejes, las separaciones entre elementos, los rodamientos, etc... Aun así difieren en pocos [mm] del resultado final debido a las grandes dimensiones de los rodamientos.

En esta apartado sólo se va a mostrar la situación más crítica, para ver el estudio completo donde se obtienen las cargas y se muestran los cálculos más detalladamente, se ha de ir al (Anexo 2, Ap. 3.4).

8.3.5.1 Dimensionado en base a tensiones

- Eje primario

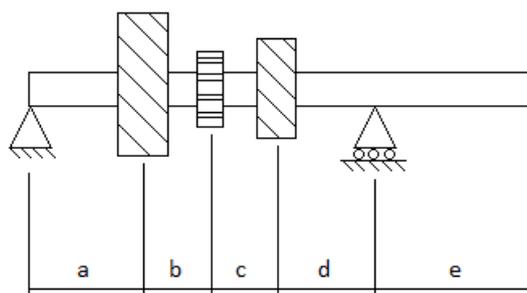


Figura 2.91 Dimensiones aproximadas del eje primario

$$a = 52,5 \text{ [mm]}$$

$$b = 60 \text{ [mm]}$$

$$c = 55 \text{ [mm]}$$

$$d = 52,5 \text{ [mm]}$$

$$e = 58,5 \text{ [mm]}$$

En el eje primario la fuerza tangencial, axial y radial se transmiten directamente desde el engranaje, pero el par se transmite mediante el sincronizador. Por ello a la hora de calcular el diámetro del eje, en el engranaje

(1) no se ha de tener en cuenta el par torsor, ya que es cero, en el engranaje (3) si se ha de tener en cuenta, ya que el punto crítico se encuentra antes del sincronizador.

La situación más crítica se da cuando estando conectada la marcha corta se alcanza el máximo par.

Realizando el cálculo mediante el código ASME, el diámetro mínimo en la sección donde se monta el engranaje (1) es 27,7 [mm].

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_e = 0,027 [m] = 27,7 [mm]$$

Realizando el cálculo mediante el código ASME, el diámetro mínimo en la sección donde se monta el engranaje (3) es 34 [mm].

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_e = 0,034 [m] = 34 [mm]$$

- Eje intermediario

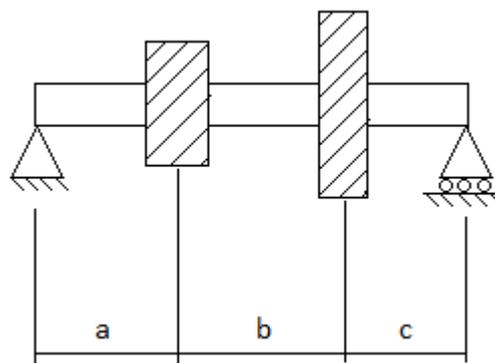


Figura 2.92 Dimensiones aproximadas del eje intermediario

$$a = 52,5 [mm]$$

$$b = 115 [mm]$$

$$c = 47,5 [mm]$$

En el eje intermediario la fuerza se transmite de los engranajes al eje directamente, ya que estos están fijados mediante un estriado.

De nuevo la situación más crítica se da cuando estando conectada la marcha corta se alcanza el máximo par.

Realizando el cálculo mediante el código ASME, el diámetro mínimo en la sección donde se monta el engranaje (2) es 40,2 [mm].

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_e = 0,0402 [m] = 40,2 [mm]$$

- Eje secundario

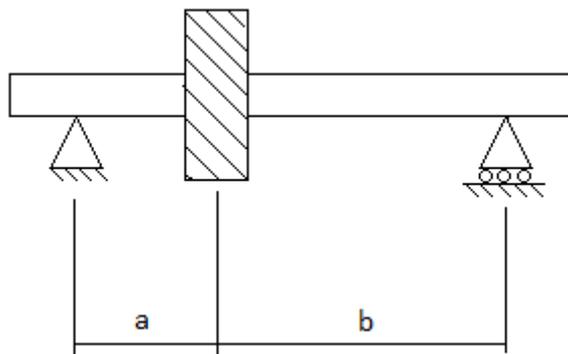


Figura 2.93 Dimensiones aproximadas del eje secundario

$$a = 52,5 [mm]$$

$$b = 162,5 [mm]$$

En el eje secundario la fuerza se transmite del engranaje al eje directamente, ya que este está fijado mediante un estriado.

De nuevo la situación más crítica se da cuando estando conectada la marcha corta se alcanza el máximo par.

Realizando el cálculo mediante el código ASME, el diámetro mínimo en la sección donde se monta el engranaje (5) es 46,1 [mm].

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_e = 0,0461 [m] = 46,1 [mm]$$

8.3.5.2 Comprobación en base a deflexiones

Se ha de comprobar que los valores de flecha y de ángulo girado son inferiores a los admitidos por los engranajes y rodamientos. Los apoyos (a) y (b) en las figuras anteriormente mostradas son el izquierdo y derecho respectivamente.

Deflexiones admisibles	
Engranaje $P < 10$ Dientes/pulg.	0,010 pulg. = 0,0254 mm
Engranaje $11 < P < 19$	0,005 pulg. = 0,0127 mm
Engranaje $20 < P < 50$	0,003 pulg. = 0,00762 mm

Tabla 2.31 Deflexiones admisibles por los engranajes

A la tabla se entra con la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo.

$$P = Z / D_p$$

Pendientes admisibles	
Rodamientos rodillos cónicos	0,0005 - 0,0012 rad
Rodamientos de rodillos cilíndricos	0,0008 - 0,0012 rad
Rodamientos de ranura profunda	0,001 - 0,003 rad
Rodamientos de bolas	0,026 - 0,052 rad
Rodamientos autoalineantes	0,026 - 0,0052 rad

Tabla 2.32 Ángulos admisibles por los rodamientos

Las deflexiones y los ángulos girados por los ejes se van a calcular siguiendo las fórmulas de la figura 2.94.

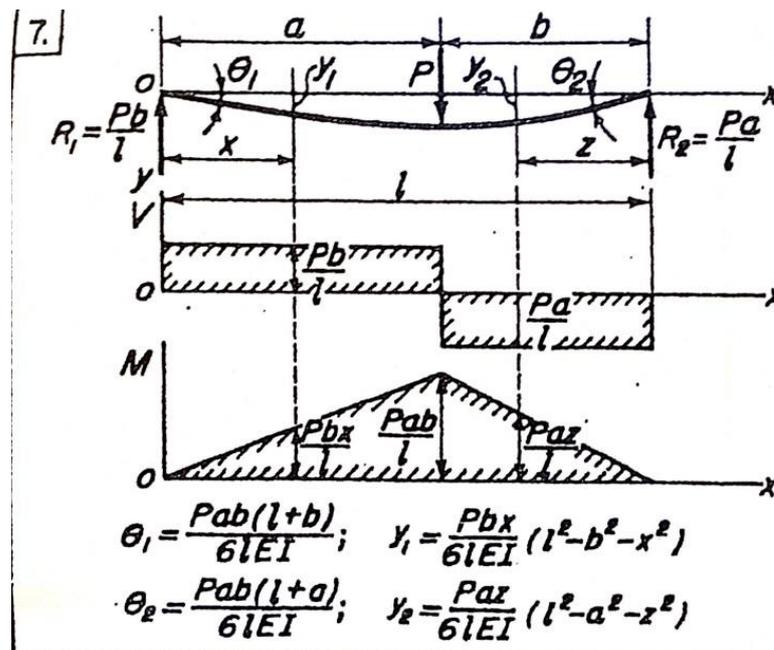


Figura 2.94 Cálculo de flechas y ángulos girados

- Eje primario

Se toma el valor que tiene el eje a efectos de resistencia de materiales, en la sección donde va montado el engranaje (1) se acopla un casquillo, que sumado al diámetro del eje hace que sea 34 [mm].

La flecha máxima se estudia en el punto donde se monta el engranaje (3), ya que se considera que es donde mayor flecha hay.

$$P = \frac{Z}{D_p} = \frac{26}{83 [mm] \cdot \frac{1 [pulg]}{2,54 [mm]}} = 0,79 \text{ Dientes / pulg.}$$

$$y = \frac{P \cdot b \cdot x}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} \cdot (l^2 - b^2 - x^2) = 5,18 \cdot 10^{-3} [mm]$$

$$0,00518 [mm] < 0,0254 [mm]$$

El ángulo girado en los apoyos se calcula con la misma hipótesis de carga.

$$\theta_a = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} = 8,03 \cdot 10^{-5} [rad]$$

$$\theta_b = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} = 1,14 \cdot 10^{-4} [rad]$$

$$0,0000803 [rad] < 0,0005 [rad]$$

$$0,000114 [rad] < 0,0005 [rad]$$

- Eje intermedio

En el eje intermedio los engranajes están fijados al eje mediante un estriado, luego las fuerzas se transmiten directamente. También hay dos puntos de aplicación de fuerzas, por lo que se han de calcular las deflexiones que produce cada fuerza en el punto más crítico y sumarlas vectorialmente.

La sección más crítica en cuanto a la deflexión es la que monta el engranaje (2), ya que es donde mayor fuerza se aplica.

$$P = \frac{Z}{D_p} = \frac{18}{57,46 [mm] \cdot \frac{1 [pulg]}{2,54 [mm]}} = 0,79 \text{ Dientes / pulg.}$$

Fuerzas engranaje (2)

$$y_1 = \frac{P \cdot b \cdot x}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} \cdot (l^2 - b^2 - x^2) = 4,29 \cdot 10^{-3} [mm]$$

$$y_1 = 21,17^\circ$$

Fuerzas engranaje (4)

$$y_2 = \frac{P \cdot b \cdot x}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} \cdot (l^2 - b^2 - x^2) = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ [mm]}$$

$$y_2 = -20,73^\circ$$

Realizando la suma vectorial de las dos deflexiones se obtienen las componentes de la deflexión resultante y su módulo.

$$y_{total} = \sqrt{y_1^2 + y_2^2} = 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$$

$$0,00575 \text{ [mm]} < 0,0254$$

El ángulo girado en los apoyos se calcula del mismo modo, sólo que en este caso se suman directamente.

Fuerza engranaje (2)

$$\theta_a = 9,4 \cdot 10^{-5} \text{ [rad]}$$

$$\theta_a = 6,72 \cdot 10^{-5} \text{ [rad]}$$

Fuerza engranaje (4)

$$\theta'_a = 3,66 \cdot 10^{-5} \text{ [rad]}$$

$$\theta'_b = 5,34 \cdot 10^{-5} \text{ [rad]}$$

El ángulo total girado en cada apoyo será la suma de los obtenidos con cada fuerza.

$$\theta_a = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ [rad]} < 0,0005$$

$$\theta_a = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ [rad]} < 0,0005$$

- Eje secundario

El engranaje (5) va montado sobre un estriado, por lo que las fuerzas se transmiten directamente al eje.

$$P = \frac{Z}{D_p} = \frac{34}{108,54 \text{ [mm]} \cdot \frac{1 \text{ [pu lg]}}{2,54 \text{ [mm]}}} = 0,79 \text{ Dientes / pu lg.}$$

$$y = \frac{P \cdot b \cdot x}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} \cdot (l^2 - b^2 - x^2) = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$$

$$0,0028 \text{ [mm]} < 0,0254 \text{ [mm]}$$

El ángulo girado en los apoyos se calcula con la misma hipótesis de carga.

$$\theta_a = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (l+b)}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} = 5,44 \cdot 10^{-5} \text{ [rad]}$$

$$\theta_b = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot l \cdot E \cdot I} = 3,85 \cdot 10^{-4} \text{ [rad]}$$

$$0,0000544 \text{ [rad]} < 0,0005 \text{ [rad]}$$

$$0,000385 \text{ [rad]} < 0,0005 \text{ [rad]}$$

8.3.5.3 Comprobación en base a vibraciones

Sólo se va a comprobar con las deflexiones calculadas, en el caso de que el valor de la velocidad crítica se aproxime al de la velocidad real, se realizaría un estudio más completo teniendo en cuenta la acción de todas las fuerzas.

$$\omega_{\text{eje}} \ll \omega_{\text{critica}} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(\omega_i \cdot y_i)}{\sum(\omega_i \cdot y_i^2)}}$$

- Eje primario

$$\omega_{\text{critica}} = 13.139,83 \text{ [rpm]} \gg 1.300 \text{ [rpm]}$$

- Eje intermediario

$$\omega_{\text{critica}} = 12.473,02 \text{ [rpm]} \gg 600 \text{ [rpm]}$$

- Eje secundario

$$\omega_{\text{critica}} = 17.874,21 \text{ [rpm]} \gg 317 \text{ [rpm]}$$

8.3.6 Estriado de los ejes

Los estriados de los ejes para los acoplamientos de los engranajes y el sincronizador van a seguir la norma DIN 5472, constando de 6 estrías y aproximando el diámetro interior al diámetro del eje en los engranajes, y el exterior en el sincronizador. No se realizan los cálculos a resistencia porque se estima que cumplen ampliamente las solicitaciones de par.

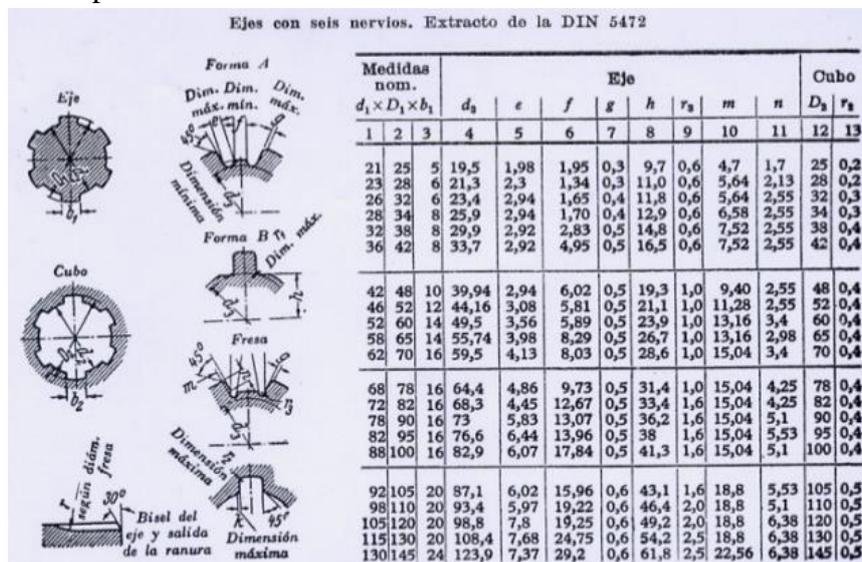


Figura 2.95 Ejes con seis nervios Norma DIN 5472

Eje primario

$D_e = 35$ [mm]

$D_1 = 34$ [mm]

Medidas nom. $d_1 \times D_1 \times b_1$			Eje								Cubo	
1	2	3	d_2	e	f	g	h	r_2	m	n	D_2	r_1
28	34	8	25,9	2,94	1,70	0,4	12,9	0,6	6,58	2,55	34	0,3

Figura 2.96 Estriado eje primario

Eje intermediario

$D_e = 40,2$ [mm]

$d_1 = 42$ [mm]

Medidas nom. $d_1 \times D_1 \times b_1$			Eje								Cubo	
1	2	3	d_2	e	f	g	h	r_2	m	n	D_2	r_1
42	48	10	39,94	2,94	6,02	0,5	19,3	1,0	9,40	2,55	48	0,4

Figura 2.97 Estriado eje intermediario

Eje secundario

$D_e = 46,1$ [mm]

$d_1 = 46$ [mm]

Medidas nom. $d_1 \times D_1 \times b_1$			Eje								Cubo	
1	2	3	d_2	e	f	g	h	r_2	m	n	D_2	r_1
36	42	8	33,7	2,92	4,95	0,5	16,5	0,6	7,52	2,55	42	0,4
46	52	12	44,16	3,08	5,81	0,5	21,1	1,0	11,28	2,55	52	0,4

Figura 2.98 Estriado eje secundario

8.3.7 Dimensionado del sincronizador

El sincronizador se ha dimensionado teniendo en cuenta que su diámetro máximo ha de estar por debajo de la circunferencia base del engranaje más pequeño, y también lo suficientemente alejado del eje como para resistir las tensiones.

Su dimensionado se ha basado en aspectos más bien funcionales, y se ha comprobado su resistencia mediante el estudio de los dientes como si fueran chavetas.

Las dimensiones del sincronizador son:

Diámetro exterior	70
Número de dientes	20
Altura del diente	5 [mm]
Anchura del diente	4,71 [mm]
Longitud total	10 [mm]
Longitud activa	6 [mm]

Tabla 2.33 Dimensiones de los dientes del sincronizador

El estudio del fallo a cortadura y por aplastamiento de los dientes revela que para que fallen los dientes, la fuerza que se ha de aplicar es 130 mayor que la máxima aplicada en servicio.

Para ver los cálculos de ha de acudir al (Anexo 2, Ap. 3.5), donde se estudian los dientes del sincronizador.

8.3.8 Rodamientos

La caja de transferencia monta tres tipos diferentes de rodamientos en los ejes, cada uno de ellos se ha elegido teniendo en cuenta las sollicitaciones a las que están sometidos.

En los apoyos se han utilizado rodamientos cilíndricos de rodillos cónicos puesto que soportan cargas axiales y radiales elevadas.

Para que los engranajes del eje primario giren locos cuando no están transmitiendo potencia se han utilizado rodamientos de agujas, los cuáles soportan la carga radial de los engranajes.

Debido a que los engranajes helicoidales generan una carga axial y ésta se ha de transmitir al eje desde los engranajes, se han colocado rodamientos de agujas axiales que no soportan carga cuando giran, pero que transmiten la carga axial cuando se encuentran estáticos girando solidarios al eje.

Los cálculos completos sobre los que se ha basado la elección de los rodamientos se pueden observar en el (Anexo 2, Ap. 3.6).

8.3.8.1 Fuerzas en los rodamientos

Las fuerzas que actúan sobre los rodamientos se han obtenido del estudio para dimensionar los ejes, ya que las reacciones en los apoyos son las fuerzas que soportan

los rodamientos cónicos. Las fuerzas en los rodamientos de agujas se toman del cálculo de las fuerzas que generan los engranajes.

Puesto que no siempre actúan las mismas cargas, se han supuesto seis situaciones de carga (cuatro marcha hacia delante y dos marcha hacia atrás), generando cada una un daño a fatiga en los rodamientos, y que cuya resultante es la vida de los rodamientos. Estas situaciones y el tiempo que actúan se muestran a continuación.

Situación	Porcentaje de horas	Velocidad [rpm]	Número de vueltas (L_i)
Marcha corta máx. par	15 %	1.300	$234 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel.	30 %	3.600	$1296 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. par	10 %	1.300	$156 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. vel.	20 %	3.600	$864 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. par (M.A.)	10 %	1.300	$156 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel. (M.A.)	15 %	3.600	$648 \cdot 10^6$

Tabla 2.34 Situaciones de carga en rodamientos

6.3.8.2 Rodamientos de agujas

Los rodamientos de agujas se han seleccionado teniendo en cuenta su capacidad estática de carga, ya que cuando soportan carga radial se encuentran estáticos con respecto al eje.

La carga estáticas se ha de mayorar introduciendo un factor de seguridad estático en función del uso que se vaya a dar a los rodamientos.

Máquina que utiliza la guía LM	Condiciones de carga	Límite más bajo de f_s
Maquinaria industrial general	Sin vibración ni impacto	1,0 a 3,5
	Con vibración o impacto	2,0 a 5,0
Máquina-herramienta	Sin vibración ni impacto	1,0 a 4,0
	Con vibración o impacto	2,5 a 7,0

Tabla 2.35 Factor de seguridad estático*

*Tabla obtenida de un manual de THK.

Cada rodamiento soporta la mitad de carga radial que se genera en el engranaje, ya que van montados en parejas.

- Rodamientos engranaje (1)

Las situaciones en las que trabajan los rodamientos del engranaje (1) son cuando la macha larga está conectada y funcionando en sentido marcha hacia delante.

En el engranaje (1) la fuerza radial equivalente a las dos situaciones de carga, teniendo en cuenta el tiempo que actúa cada una, resulta en $F_{eq} = 1.058,86 [N]$.

$$C_0 = f_s \cdot F_0 = 3 \cdot 1.058,86 [N]$$

$$C_0 = 3.176,58 [N] \ll 83.000 [N]$$

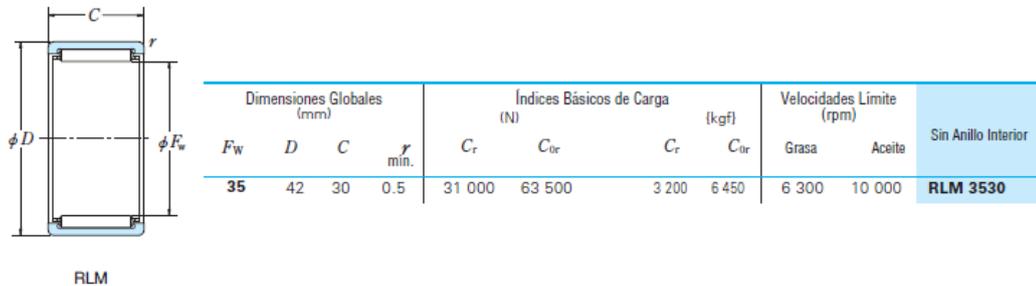


Figura 2.99 Rodamiento de agujas engranaje (1), (NSK)

En el engranaje (1) se monta el rodamiento anterior escogido del catálogo del fabricante NSK con referencia RLM 3530.

- **Rodamientos engranaje (3)**

Las situaciones en las que trabajan los rodamientos del engranaje (3) son cuando la macha corta está conectada y funcionando en sentido marcha hacia delante o marcha hacia atrás.

En el engranaje (3) la fuerza radial equivalente a las dos situaciones de carga, teniendo en cuenta el tiempo que actúa cada una, resulta en $F_{eq} = 2.987,15 [N]$.

$$C_0 = f_s \cdot F_0 = 3 \cdot 2.987,15 [N]$$

$$C_0 = 8.961,45 [N] \ll 41.000 [N]$$

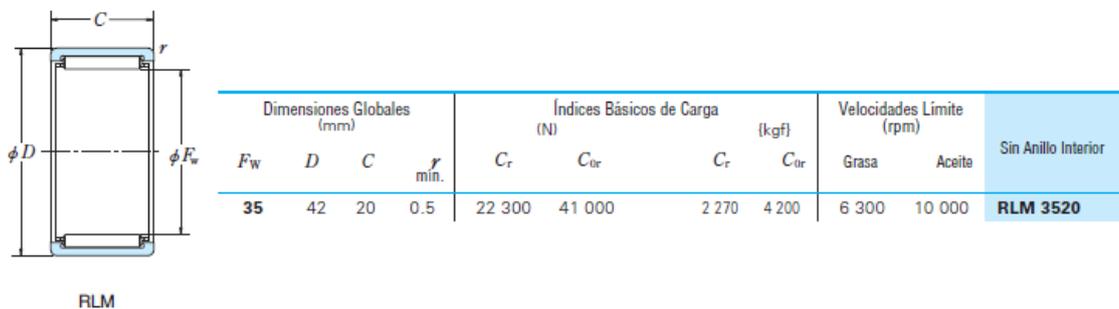


Figura 2.100 Rodamiento de agujas engranaje (3), (NSK)

En el engranaje (3) se monta el rodamiento anterior escogido del catálogo del fabricante NSK con referencia RLM 3520.

8.3.8.3 Rodamientos de agujas axiales

Los rodamientos de agujas axiales se han seleccionado teniendo en cuenta su capacidad estática de carga, ya que cuando soportan carga axial se encuentran estáticos con respecto al eje.

La carga estáticas se ha de mayorar introduciendo un factor de seguridad estático en función del uso que se vaya a dar a los rodamientos.

Se han escogido rodamientos que poseen una pestaña que se acopla con el engranaje y no permite deslizar longitudinalmente a los rodamientos de agujas. Este montaje se puede denominar como rodamiento compuesto.

- Rodamientos engranaje (1)

Las situaciones en las que trabajan los rodamientos del engranaje (1) son cuando la macha larga está conectada y funcionando en sentido marcha hacia delante. Por simetría en ambos lados del engranaje se colocan los mismos rodamientos, y aunque uno no trabaja nunca, no permite que el engranaje se salga de su posición de trabajo.

En el engranaje (1) la fuerza axial equivalente a las dos situaciones de carga, teniendo en cuenta el tiempo que actúa cada una, resulta en $F_{eq} = 1.058,86 [N]$.

$$C_0 = f_s \cdot F_0 = 3 \cdot 1.058,86 [N]$$

$$C_0 = 3.176,58 [N] \ll 83.000 [N]$$

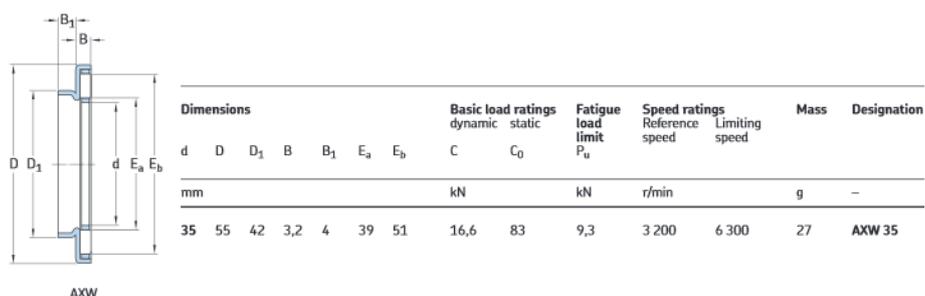


Figura 2.101 Rodamiento de agujas axiales (SKF)

En el engranaje (1) se monta el rodamiento anterior escogido del catálogo del fabricante SKF con referencia AXW 35.

- Rodamientos engranaje (3)

Las situaciones en las que trabajan los rodamientos del engranaje (3) son cuando la macha corta está conectada y funcionando en sentido marcha hacia delante o hacia atrás. En ambos lados del engranaje se colocan los mismos

rodamientos ya que las fuerzas que soporta uno marcha hacia delante son las mismas que soporta el otro marcha hacia atrás.

En el engranaje (3) la fuerza axial equivalente a las dos situaciones de carga, teniendo en cuenta el tiempo que actúa cada una, resulta en $F_{eq} = 1.949,12 [N]$.

$$C_0 = f_s \cdot F_0 = 3 \cdot 1.949,12 [N]$$

$$C_0 = 5.847,38 [N] \ll 83.000 [N]$$

El rodamiento elegido es el mismo que en los casos anteriores, ya que por geometría es el más adecuado.

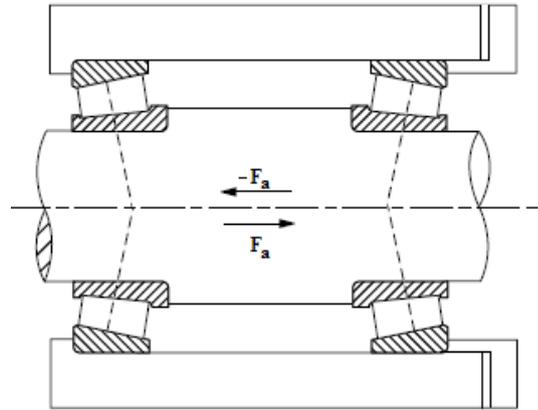
8.3.8.4 Rodamientos de rodillos cónicos

Para la selección de los rodamientos se ha seguido el procedimiento marcado por el fabricante Timken. Puesto que es un proceso iterativo, se ha traspasado este procedimiento a una hoja de cálculo Excel con el fin de ser más eficientes a la hora de realizar los cálculos. Estos cálculos se pueden ver en el (Anexo 2, Ap.3.6.4) ya que son demasiado extensos como para ser mostrados a continuación.

El montaje de todos los rodamientos va a ser directo, tal y como se muestra en la figura 2.102.

Thrust Condition	Net Bearing Thrust Load	Dynamic Equivalent Radial Load
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$ $P_B = F_{rB}$
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - m \cdot F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$

Tabla 2.36 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente



Direct mounting

Figura 2.102 Montaje directo (m=1)

Las fuerzas que soporta cada rodamiento se han obtenido del estudio de los ejes como anteriormente se ha visto, por lo que si se quiere ser preciso se han de tener en cuenta todas las situaciones de carga. En las fórmulas de la tabla 2.36 se observa que dependiendo de la condición de empuje se han de utilizar unas fórmulas u otras, dependiendo básicamente de la dirección de la carga axial.

Dependiendo del sentido de la marcha, la fuerza axial va en un sentido o en otro, por lo que se han de utilizar fórmulas diferentes para calcular la fuerza radial equivalente. Para solucionarlo se ha calculado en cada caso la fuerza radial y se ha obtenido una fuerza radial equivalente resultante mediante la fórmula siguiente:

$$F_{eq}^a \cdot (l_1 + l_2 + \dots + l_n) = F_{e1}^a \cdot l_1 + F_{e2}^a \cdot l_2 + \dots + F_{en}^a \cdot l_n$$

Una vez obtenida la carga radial equivalente en cada rodamiento de la pareja, se calcula la carga dinámica equivalente de cada rodamiento, que es la mínima que ha de tener el rodamiento que se ha de seleccionar del catálogo.

$$C = \frac{F_{eq} \cdot L^{1/a} \cdot FA}{90^{1/a}}$$

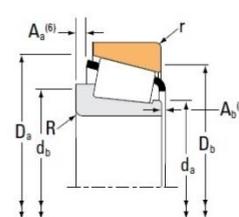
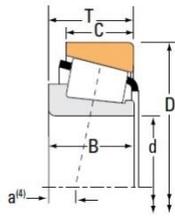
Puesto que a la primera iteración no se obtiene el rodamiento final, se sigue iterando, cambiando la (K) de cada rodamiento según catálogo hasta que la pareja de rodamientos sea la adecuada.

- Rodamientos eje primario

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • TYPE TS

TYPE TS



	Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
	Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Factors ⁽²⁾ Y	Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
							C ₉₀	C ₉₀				
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf				
Rod. A	35.000 1.3780	80.167 3.1562	29.370 1.1563	105000 23500	0.37	1.64	27100 6100	17000 3820	1.60	119000 26800	3480	3422
Rod. B	45.000 1.7717	90.000 3.5433	27.783 1.0938	127000 28500	0.28	2.11	32900 7400	16000 3600	2.05	144000 32400	435-S	430X

	Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight kg lbs.	
	Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C _g
				Max Shaft Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	Shoulder Dia. d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	Shoulder Dia. D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.	
Rod. A	29.771 1.1721	23.812 0.9375	-8.6 -0.34	1.5 0.06	43.5 1.71	46.0 1.81	3.3 0.13	74.0 2.91	68.0 2.68	1.4 0.05	1.0 0.04	29.9	11.2	0.0781	0.72 1.59
Rod. B	29.900 1.1772	22.225 0.8750	-9.1 -0.36	2.0 0.08	51.0 2.01	55.0 2.17	2.0 0.08	84.0 3.31	81.0 3.19	1.6 0.06	0.5 0.02	42.5	11.3	0.0805	0.80 1.76

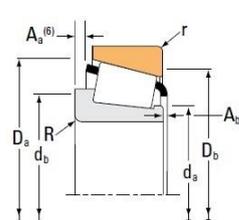
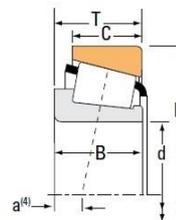
Figura 2.103 Rodamientos cónicos eje primario (Timken)

- Rodamientos eje intermedio

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • TYPE TS

TYPE TS



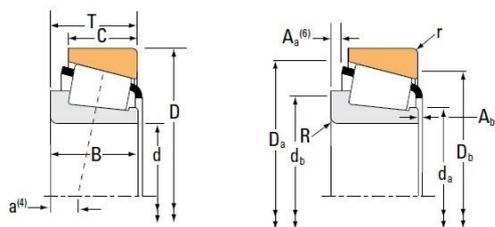
	Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
	Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Factors ⁽²⁾ Y	Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
							C ₉₀	C ₉₀				
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf				
Rod. A	38.100 1.5000	90.488 3.5625	39.688 1.5625	199000 44700	0.28	2.11	51500 11600	25100 5640	2.05	204000 45900	4375	4335
Rod. B	38.100 1.5000	111.125 4.3750	38.100 1.5000	172000 38700	0.30	2.02	44600 10000	22700 5090	1.97	206000 46200	542	532A

	Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight kg lbs.	
	Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C _g
				Max Shaft Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	Shoulder Dia. d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	Shoulder Dia. D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.	
Rod. A	40.386 1.5900	33.338 1.3125	-15.0 -0.59	1.5 0.06	51.0 2.01	53.0 2.09	3.3 0.13	85.0 3.35	77.0 3.03	2.2 0.09	0.6 0.03	52.9	14.3	0.0872	1.31 2.89
Rod. B	36.957 1.4550	30.162 1.1875	-12.2 -0.48	3.5 0.14	49.0 1.93	55.0 2.17	3.3 0.13	100.0 3.94	95.0 3.74	2.7 0.10	1.0 0.04	64.3	16.1	0.0938	1.96 4.30

Figura 2.104 Rodamientos cónicos eje intermedio (Timken)

- **Rodamientos eje secundario**

TAPERED ROLLER BEARINGS
SINGLE-ROW • TYPE TS
TYPE TS



	Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
	Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
							C ₉₀	C _{a90}				
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf				
Rod. A	44.450 1.7500	120.650 4.7500	41.275 1.6250	207000 46600	0.31	1.91	53800 12100	28900 6510	1.86	244000 54800	615	612
Rod. B	44.450 1.7500	120.650 4.7500	41.275 1.6250	207000 46600	0.31	1.91	53800 12100	28900 6510	1.86	244000 54800	615	612

	Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
	Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C ₀
				Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a d _b		Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a D _b		A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kg lbs.	
Rod. A	41.275 1.6250	31.750 1.2500	-14.0 -0.55	3.5 0.14	56.0 2.20	62.0 2.44	3.3 0.13	110.0 4.33	105.0 4.13	3.8 0.15	1.9 0.08	75.9	16.2	0.0694	2.42 5.34
Rod. B	41.275 1.6250	31.750 1.2500	-14.0 -0.55	3.5 0.14	56.0 2.20	62.0 2.44	3.3 0.13	110.0 4.33	105.0 4.13	3.8 0.15	1.9 0.08	75.9	16.2	0.0694	2.42 5.34

Figura 2.105 Rodamientos cónicos eje secundario (Timken)

8.3.8.5 Ajuste de los rodamientos

Cada catálogo recomienda unos ajustes tanto en el eje como en el alojamiento para cada rodamiento dependiendo de la situación de trabajo. Tras analizar las condiciones de las cargas y de acuerdo con los fabricantes se han obtenido los siguientes ajustes:

Tipo de rodamiento	Ajuste
Rodamientos de agujas	k5 – N7
Rodamientos de agujas axiales	h8 – H9
Rodamientos de rodillos cónicos	n6 – J7

Tabla 2.37 Ajuste de los rodamientos del transfer

8.3.9 Retenes

Los retenes solo se van a montar en las salidas y la entrada al motor, con el fin de que no entre suciedad ni húmedas, y que la valvulina de la caja no salga al exterior.

Para la selección de catálogo se han tenido en cuenta las velocidades periféricas de giro del eje y el tamaño del alojamiento.

En la entrada del motor, sobre el eje primario, se ha colocado un retén radial Simmerring® con el mismo diámetro que el eje. También se han de tener en cuenta los ajustes y dimensiones del alojamiento.

RETENES RADIALES SIMMERRING® EPIDOR



Referencia	d	D	b	b1	Material	Código
BASLX7	45	55	7		ACM	387.514

Rugosidad superficial del eje

En la zona de contacto con el labio de estanqueidad deben cumplirse los siguientes valores de rugosidad:

- Rz= 1-5 µm.
- Ra= 0,2-0,8 µm
- Rmax= 6,3 µm.

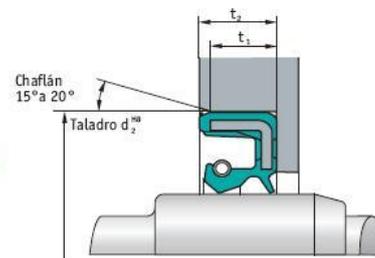
Tolerancias

Tolerancia del eje: ISO h 11
Tolerancia de ovalización: IT 8

Chafilanes

Para facilitar el montaje y evitar la rotura del elastómero de la carcasa el alojamiento ha de tener un chaflán de entrada según se indica en la **tabla**:

Anchura del retén (b)	t1 min (0.85 x b)	t2 min (b + 0.3)
7	5,95	7.3



Dimensiones de los chafilanes y alojamientos

Figura 2.106 Retén eje primario

En las salidas de la caja se han colocado retenes del mismo tipo, solo que con el diámetro correspondiente.



Referencia	d	D	b	b1	Material	Código
BASL	44,5	62	10	8	ACM	387.339

Rugosidad superficial del eje

En la zona de contacto con el labio de estanqueidad deben cumplirse los siguientes valores de rugosidad:

- Rz= 1-5 µm.
- Ra= 0,2-0,8 µm
- Rmax= 6,3 µm.

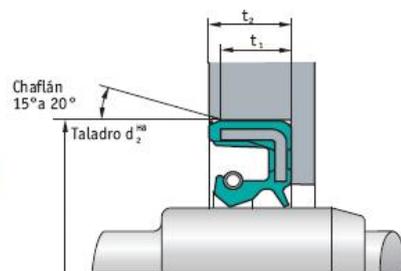
Tolerancias

Tolerancia del eje: ISO h 11
Tolerancia de ovalización: IT 8

Chafilanes

Para facilitar el montaje y evitar la rotura del elastómero de la carcasa el alojamiento ha de tener un chaflán de entrada según se indica en la **tabla**:

Anchura del retén (b)	t1 min (0.85 x b)	t2 min (b + 0.3)
10	8.5	10.3



Dimensiones de los chafilanes y alojamientos

Figura 2.107 Retén eje secundario

8.3.10 Tapa de cierre

Para el alojamiento del retén del eje primario y como tope del rodamiento, se ha colocado una tapa de cierre fijada con tornillos a la estructura. La zona que hace de tope para el rodamiento tiene la medida justa indicada por el fabricante en el catálogo, y en el alojamiento del retén también se ha tenido en cuenta el chaflán necesario para su correcto montaje.

La tapa irá fijada a la estructura mediante tornillos de cabeza hexagonal con métrica 10 y longitud de 25 [mm].



Figura 2.108 Tornillos de la tapa de cierre

8.3.11 Tuercas del eje secundario

Para hacer posible el desmontaje de la caja de transferencia, los acoplamientos de los ejes de transmisión se han de poder desmontar, para ello se han colocado unas tuercas autoblocantes en el eje secundario.

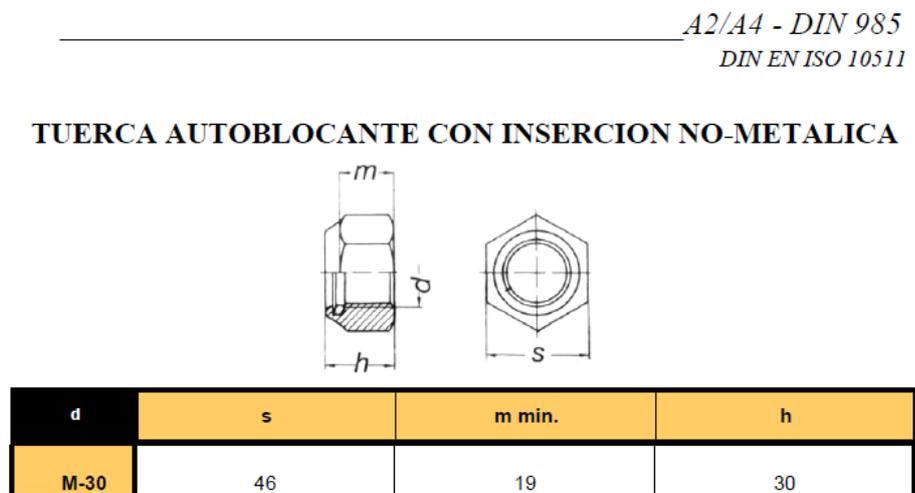


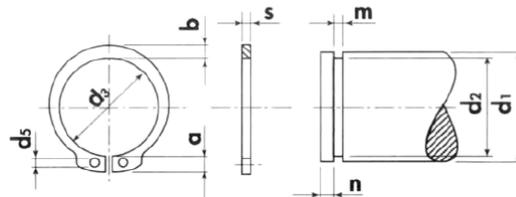
Figura 2.109 Tuercas eje secundario

8.3.12 Otros elementos

Además de todo lo anterior, se han colocado arandelas en los ejes para que se transmita fuerza de un elemento a otro a través de ellas, un casquillo en el eje primario y un anillo de seguridad que lo retiene en su sitio.

A2 - DIN 471

ANILLO DE SEGURIDAD EXTERIOR



Medida Nominal	anillo de seguridad					Ranura alojamiento anillo		
Ø EJE d1	s	d5	d3	b ≈	a max.	d2	m (H13)	n (min.)
28	1,5	2	25,9	3,2	4,7	26,6	1,6	2,1
45	1,75	2,5	41,5	4,7	6,7	42,5	1,85	3,8

Figura 2.110 Anillo de seguridad eje primario

La pista de rodadura de uno de los rodamientos de agujas axiales si viene en el catálogo.

Dimensions Washers				Masses Washers		Designations		
d	d ₁ , D	B	r _{1,2} min	LS, WS	AS	Raceway washer	Thrust washer	Shaft washer
mm				g		-		
35	52	3,50	0,6	32	9	LS 3552	AS 3552	WS 81107

Figura 2.111 Pista de rodadura

Las arandelas y el casquillo no se pueden seleccionar de catálogo, por lo que se tendrán que fabricar.

8.4 Grupo cónico (Diferencial)

8.4.1 Disposición de los diferenciales

Puesto que la transmisión ha de ser de tracción total permanente, los diferenciales se colocarán uno en cada eje (puente).

Puesto que el par y la velocidad de entrada a los diferenciales son los mismos en ambos, se puede simplificar el cálculo si sólo se calcula uno de ellos y se utiliza el mismo con diferente disposición en el otro. Esto es posible si se colocan los

diferenciales de forma correcta, haciendo que los palieres de salida giren en el mismo sentido.

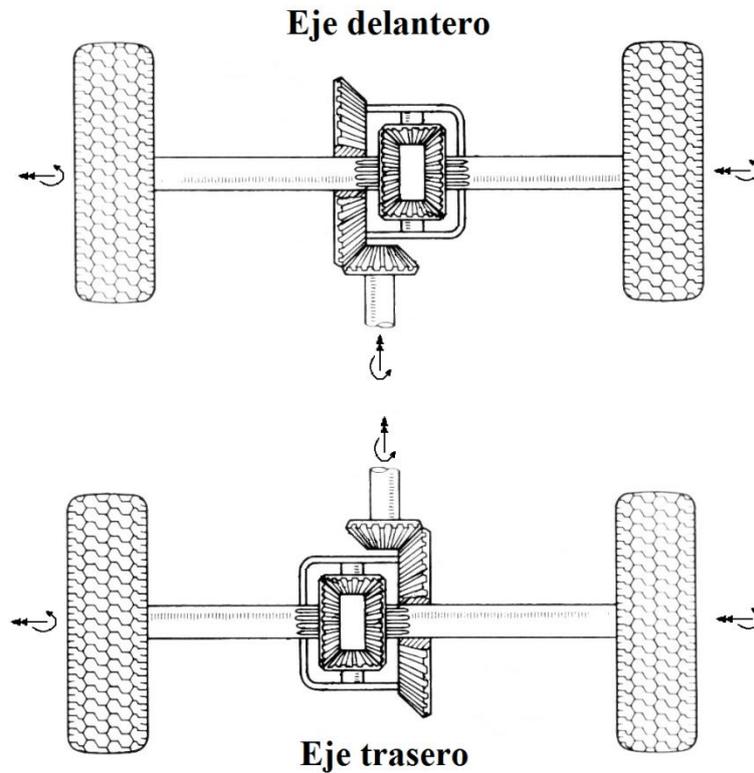


Figura 2.112 Disposición de los diferenciales

8.4.2 Engranajes utilizados

Los engranajes que se han utilizado son cónicos de dientes rectos, dado que transmiten gran par, no giran a muchas revoluciones y permiten cambiar la dirección del par de salida.

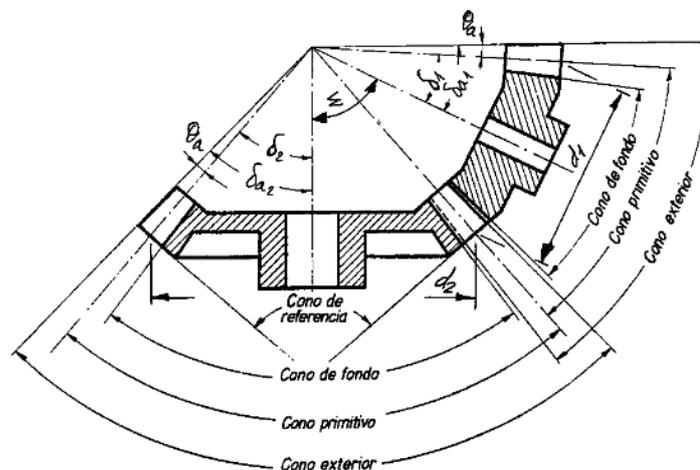


Figura 2.113 Engranajes cónicos de dientes rectos

Debido a que el cálculo del módulo en engranajes cónicos es complejo, se ha tomado el máximo valor de módulo utilizado a lo largo de la transmisión, siendo este ($m = 6$).

8.4.3 Dimensionado de planetarios y satélites

El primer paso para dimensionar correctamente el grupo cónico es empezar por los satélites y planetarios, y una vez obtenidos estos, dimensionar la corona y el piñón, de forma que sólo hay una restricción de diámetro mínimo de la corona y no máximo, lo cual podría dar problemas.

La relación de transmisión entre los satélites y planetarios no tiene gran relevancia, por lo que se ha determinado un número de dientes a conveniencia.

$$z_{satélites} = 10 \qquad z_{planetarios} = 15$$

Los parámetros que se han tomado para el dimensionado son los habituales, siendo el ángulo de presión ($\alpha = 20^\circ$), el ángulo entre ejes ($\delta = 90^\circ$) y la relación entre anchura y longitud generatriz ($b/l = 1/3$).

Tras los cálculos para dimensionar los engranajes se obtienen los siguientes datos característicos.

Módulo normal	$m = 6$ [mm]	$m = 6$ [mm]
Número de dientes	$z_{satelite} = 10$	$z_{planetario} = 15$
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
Diámetro primitivo	$D_{P.satelite} = 60$ [mm]	$D_{P.planetario} = 90$ [mm]
Diámetro exterior	$D_{Ext.satelite} = 70$ [mm]	$D_{Ext.planetario} = 96,6$ [mm]
Altura del diente	$h_{satelite} = 13,5$ [mm]	$h_{planetario} = 13,5$ [mm]
Ángulo primitivo	$\delta_{P.satelite} = 33,43^\circ$	$\delta_{P.planetario} = 56,57^\circ$
Ángulo exterior	$\delta_{Ext.satelite} = 39,71^\circ$	$\delta_{Ext.planetario} = 62,85^\circ$

Tabla 2.38 Características de los planetarios y satélites

8.4.4 Dimensionado de piñón y corona

La relación de transmisión entre la corona y el piñón está fijada de antemano en ($i = 3$), y se ha de elegir un número de dientes que cumpla esta relación y que a su vez proporcione un diámetro suficiente a la corona para poder albergar en su interior satélites y planetarios. Tras iterar el número de dientes que se obtiene es:

$$z_{piñón} = 12 \qquad z_{planetarios} = 36$$

Los parámetros que se han tomado para el dimensionado son los habituales, siendo el ángulo de presión ($\alpha = 20^\circ$), el ángulo entre ejes ($\delta = 90^\circ$) y la relación entre anchura y longitud generatriz ($b/l = 1/3$).

Tras los cálculos para dimensionar los engranajes se obtienen los siguientes datos característicos.

Módulo normal	$m = 6 \text{ [mm]}$	$m = 6 \text{ [mm]}$
Número de dientes	$z_{\text{piñón}} = 12$	$z_{\text{corona}} = 36$
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
Diámetro primitivo	$D_{P.\text{piñón}} = 72 \text{ [mm]}$	$D_{P.\text{corona}} = 216 \text{ [mm]}$
Diámetro exterior	$D_{\text{Ext. piñón}} = 83,4 \text{ [mm]}$	$D_{\text{Ext. corona}} = 219,78 \text{ [mm]}$
Altura del diente	$h_{\text{piñón}} = 13,5 \text{ [mm]}$	$h_{\text{corona}} = 13,5 \text{ [mm]}$
Ángulo primitivo	$\delta_{P.\text{piñón}} = 18,43^\circ$	$\delta_{P.\text{corona}} = 71,57^\circ$
Ángulo exterior	$\delta_{\text{Ext. piñón}} = 21,44^\circ$	$\delta_{\text{Ext. corona}} = 74,58^\circ$

Tabla 2.39 Características del piñón y la corona

8.4.5 Fuerzas en los engranajes

Los engranajes cónicos generan fuerzas axiales, radiales y tangenciales, por ello se han de estudiar cuidadosamente, ya que las cargas en el diferencial tienen muchos puntos de aplicación debido al número de engranajes.

Se han estudiado todas las situaciones más críticas, cuando se conecta la marcha larga hacia delante y la marcha corta hacia delante y hacia atrás. Se van a tener en cuenta las situaciones donde el par y la velocidad son máximos.

Las fuerzas que se generan dentro de la jaula debido a los satélites y planetarios no se estudian ya que se anulan y no tienen influencia sobre las reacciones en los apoyos.

Todas las fuerzas se han obtenido en el (Anexo2, Ap. 4.3) donde quedan reflejadas para su consulta.

- Piñón

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 22,91 \cdot 10^3 \text{ [N]}$	$F_t = 8,27 \cdot 10^3 \text{ [N]}$
Fuerza radial	$F_r = 8,34 \cdot 10^3 \text{ [N]}$	$F_r = 2,85 \cdot 10^3 \text{ [N]}$
Fuerza axial	$F_a = 2,63 \cdot 10^3 \text{ [N]}$	$F_a = 0,95 \cdot 10^3 \text{ [N]}$

Tabla 2.40 Fuerzas en el piñón, marcha corta

Marcha larga	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 7,26 \cdot 10^3 [N]$	$F_t = 2,62 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 2,5 \cdot 10^3 [N]$	$F_r = 0,9 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 0,83 \cdot 10^3 [N]$	$F_a = 0,3 \cdot 10^3 [N]$

Tabla 2.41 Fuerzas en el piñón, marcha larga

- **Corona**

Marcha corta	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 22,91 \cdot 10^3 [N]$	$F_t = 8,27 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 2,63 \cdot 10^3 [N]$	$F_r = 0,952 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 7,91 \cdot 10^3 [N]$	$F_a = 2,85 \cdot 10^3 [N]$

Tabla 2.42 Fuerzas en la corona, marcha corta

Marcha larga	Máximo par	Máxima velocidad
Fuerza tangencial	$F_t = 7,26 \cdot 10^3 [N]$	$F_t = 2,62 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza radial	$F_r = 0,836 \cdot 10^3 [N]$	$F_r = 0,301 \cdot 10^3 [N]$
Fuerza axial	$F_a = 2,5 \cdot 10^3 [N]$	$F_a = 0,905 \cdot 10^3 [N]$

Tabla 2.43 Fuerzas en la corona, marcha larga

8.4.6 Selección de rodamientos

8.4.6.1 Tipo de rodamientos

En el diferencial hay dos juegos de rodamientos, unos se colocan en el eje de entrada, y otros en la jaula del diferencial. Como ya se sabe, en los engranajes cónicos se generan fuerzas axiales, radiales y tangenciales, siendo los rodamientos los encargados de transmitir esas reacciones a los apoyos. Cuando se presentan este tipo de cargas, los rodamientos más adecuados son los de rodillos cónicos, que pueden soportar cargas axiales y radiales elevadas.

En el (Anexo 2, Ap. 4.4) se muestra el proceso de selección de los rodamientos del diferencial.

El montaje de los rodamientos de la jaula va a ser directo, puesto que facilita el desmontaje y hace más sencillo el alojamiento.

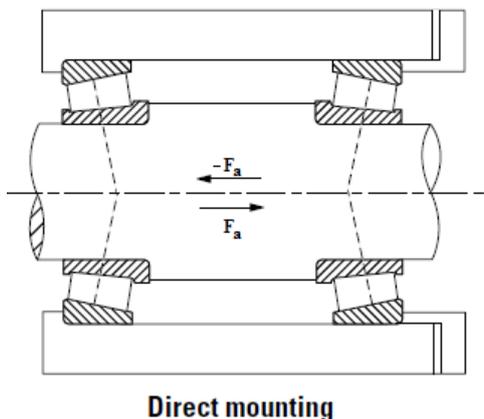


Figura 2.114 Montaje directo (m=1)

El montaje de los rodamientos del piñón va a ser indirecto, puesto que de este modo se transmiten mejor las cargas a los alojamientos.

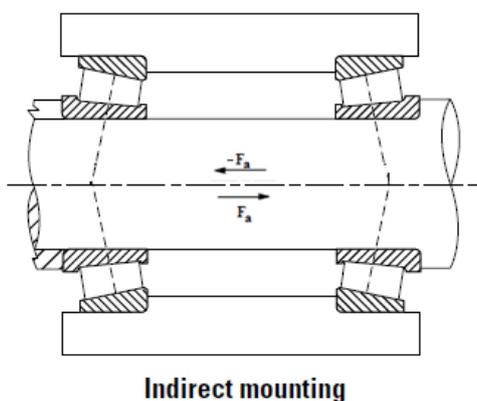


Figura 2.115 Montaje indirecto (m=-1)

Los radios interiores y alojamientos de los rodamientos se han obtenido mediante un predimensionado de la jaula del diferencial. Estos valores pueden variar mínimamente en la disposición final.

El cálculo de los rodamientos se ha realizado mediante el método que propone el catálogo de Timken, atendiendo en cada caso a las condiciones de montaje, puesto que el parámetro (m) que distribuye la carga axial varía dependiendo de si el montaje es directo o indirecto.

8.4.6.2 Vida de los rodamientos

La vida de los rodamientos se estima en 20.000 horas, las cuales están repartidas en diferentes situaciones de carga como se muestra a continuación.

La velocidad de giro se ha de tener en cuenta para saber el porcentaje de daño que provoca cada situación.

$$L_i \text{ [rev]} = \text{tiempo func. [min]} \cdot n \text{ [rpm]}$$

Situación	Porcentaje de horas	Velocidad [rpm]	Número de vueltas (L_i)
Marcha corta máx. par	15 %	317	$57 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel.	30 %	878	$316 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. par	10 %	1000	$120 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. vel.	20 %	2769,23	$664,6 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. par (M.A.)	10 %	317	$38 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel. (M.A.)	15 %	878	$158 \cdot 10^6$

Tabla 2.44 Situaciones de carga en los rodamientos del piñón

Situación	Porcentaje de horas	Velocidad [rpm]	Número de vueltas (L_i)
Marcha corta máx. par	15 %	105,69	$19 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel.	30 %	292,63	$105,3 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. par	10 %	333,33	$40 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. vel.	20 %	923	$221,5 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. par (M.A.)	10 %	105,69	$12,7 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel. (M.A.)	15 %	292,63	$52,7 \cdot 10^6$

Tabla 2.45 Situaciones de carga en los rodamientos de la corona

8.4.6.3 Selección de rodamientos

El procedimiento de selección que se ha seguido es el mismo que se ha utilizado para calcular los rodamientos de la caja de transferencia, luego no se considera necesario volver a explicarlo.

En cuanto a las fuerzas que se ejercen en los rodamientos, la fuerza tangencial es la única que varía dependiendo del sentido de la marcha, pero el módulo de la fuerza radial equivalente resultante de la combinación de la fuerza radial y tangencial es el mismo marcha hacia delante y marcha hacia atrás, lo que ha simplificado el cálculo.

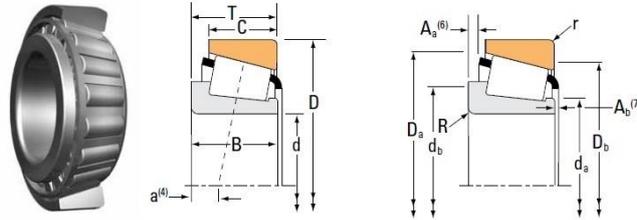
Debido a que hay dos tipos de montaje, directo e indirecto, lo único que varía es el signo de la fuerza axial debido al parámetro (m).

Thrust Condition	Net Bearing Thrust Load	Dynamic Equivalent Radial Load
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$ $P_B = F_{rB}$
$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} - m \cdot F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - m \cdot F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$

Tabla 2.46 Fórmulas para el cálculo de la carga radial equivalente

Los rodamientos escogidos del catálogo tras iterar con el procedimiento de selección son los mostrados a continuación.

TAPERED ROLLER BEARINGS
SINGLE-ROW • TYPE TS
TYPE TS

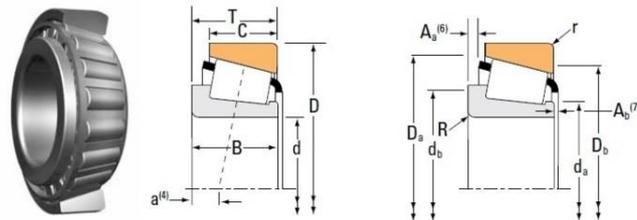


	Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number			
	Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	C ₉₀₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
Rod. A	120.000 4.7244	170.000 6.6929	25.400 1.0000	145000 32600	0.46	1.31	37600 8450	29500 6640	1.27	231000 52000	JL724348	JL724314
Rod. B	140.000 5.5118	195.000 7.6772	29.000 1.1417	203000 45700	0.50	1.19	52700 11800	45400 10200	1.16	304000 68400	JP14049	JP14010

	Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight kg lbs.	
	Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		G _c
				Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kg lbs.
Rod. A	25.400 1.0000	19.050 0.7500	7.9 0.31	3.3 0.13	127.0 5.00	132.0 5.20	3.3 0.13	163.0 6.42	156.0 6.14	2.7 0.10	1.2 0.05	170.2	70.6	0.1472	1.62 3.56
Rod. B	27.000 1.0630	21.000 0.8268	11.9 0.47	3.0 0.12	148.0 5.83	153.0 6.02	3.0 0.12	189.0 7.44	182.0 7.17	2.6 0.10	4.2 0.17	219.5	68.2	0.1133	2.29 5.06

Figura 2.116 Rodamientos cónicos de la jaula del diferencial

TAPERED ROLLER BEARINGS
SINGLE-ROW • TYPE TS
TYPE TS



	Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number			
	Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	C ₉₀₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
Rod. A	47.625 1.8750	123.825 4.8750	36.512 1.4375	214000 48200	0.74	0.81	55500 12500	70100 15800	0.79	208000 46800	72188C	72487
Rod. B	47.625 1.8750	117.475 4.6250	33.338 1.3125	177000 39700	0.63	0.96	45800 10300	49100 11000	0.93	166000 37300	66187	66462

	Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight kg lbs.	
	Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		G _c
				Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kg lbs.
Rod. A	31.750 1.2500	23.812 0.9375	-0.3 -0.01	3.5 0.14	62.0 2.44	69.0 2.72	3.3 0.13	111.0 4.37	100.0 3.94	5.0 0.19	2.0 0.08	50.2	16.4	0.0751	1.69 3.74
Rod. B	32.791 1.2910	25.400 1.0000	2.0 0.08	0.8 0.03	67.0 2.64	69.0 2.72	3.3 0.13	116.0 4.57	102.0 4.02	4.7 0.18	4.4 0.18	57.4	15.9	0.0825	2.18 4.81

Figura 2.117 Rodamientos cónicos del piñón

8.4.6.4 Ajuste de los rodamientos

Cada catálogo recomienda unos ajustes tanto en el eje como en el alojamiento para cada rodamiento dependiendo de la situación de trabajo. Tras analizar las condiciones de las cargas y de acuerdo con los fabricantes se han obtenido los siguientes ajustes:

Tipo de rodamiento	Ajuste
Rodamientos de rodillos cónicos	n6 – J7

Tabla 2.47 Ajuste de los rodamientos cónicos

8.4.7 Retén del piñón

Los retenes solo se van a montar en la entrada al diferencial, con el fin de que no entre suciedad ni húmedas, y que la valvulina no salga al exterior.

Para la selección de catálogo se han tenido en cuenta las velocidades periféricas de giro del eje y el tamaño del alojamiento.

En la entrada del eje de transmisión se ha colocado un retén radial Simmerring® con el mismo diámetro que el eje. También se han de tener en cuenta los ajustes y dimensiones del alojamiento.



Referencia	d	D	b	b1	Material	Código
BASL	100	120	12		NBR	387.345

■ Configuración del alojamiento

- Tolerancia ISO H 8
- Retenes tipo BA
 - $R_{max} < 25 \mu m$
 - $R_a = 1,6$ a $6,3 \mu m$
 - $R_z = 10$ a $25 \mu m$

- Chafilanes

Para facilitar el montaje y evitar la rotura del elastómero de la carcasa el alojamiento ha de tener un chaflán de entrada según se indica en la **tabla**:

Anchura del retén (b)	t1 min (0.85 x b)	t2 min (b + 0.3)
12	10.3	12.3

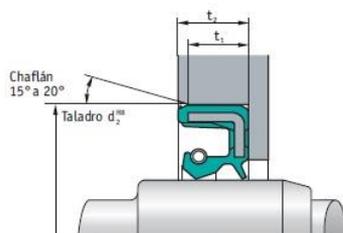
■ Diseño del eje

- Tolerancias
 - Tolerancia del eje: ISO h 11
 - Tolerancia de ovalización: IT 8

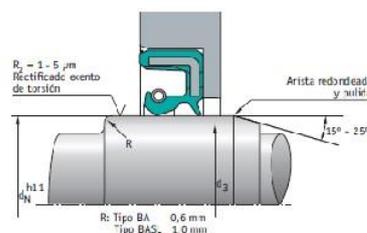
- Rugosidad superficial del eje

En la zona de contacto con el labio de estanqueidad deben cumplirse los siguientes valores de rugosidad:

- $R_z = 1-5 \mu m$.
- $R_a = 0,2-0,8 \mu m$
- $R_{max} = 6,3 \mu m$.



Dimensiones de los chafilanes y alojamientos



Montaje de un retén radial SIMMERRING® sobre un escalón con arista viva en el eje y ajuste de apriete

Figura 2.118 Retén del piñón

8.4.8 Bloqueo del diferencial

8.4.8.1 Elección del sistema de bloqueo

Vistos los diferentes tipos de bloqueos manuales, el más eficaz y adecuado parece ser el de bloqueo por discos de fricción. Debido a la probable instalación de un sistema de frenado mediante discos en baño de aceite, lo más acertado es disponer del mismo método para el bloqueo y el frenado.

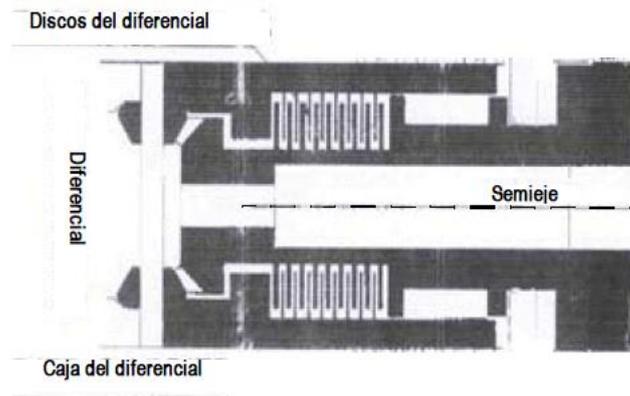


Figura 2.119 Bloqueo del diferencial mediante discos de fricción

Los cálculos completos sobre las características del bloqueo, discos de fricción y presiones de accionamiento están recogidos en el (Anexo 2, Ap. 4.5)

8.4.8.2 Determinación del par de bloqueo

La situación más crítica se presenta cuando se conecta la marcha corta y una de las ruedas gira libre, en ese caso el par que le llega a esa rueda es el 100%. Para equilibrar esa diferencia de par es necesario que los discos de bloqueo proporcionen un salto del 100% de par.

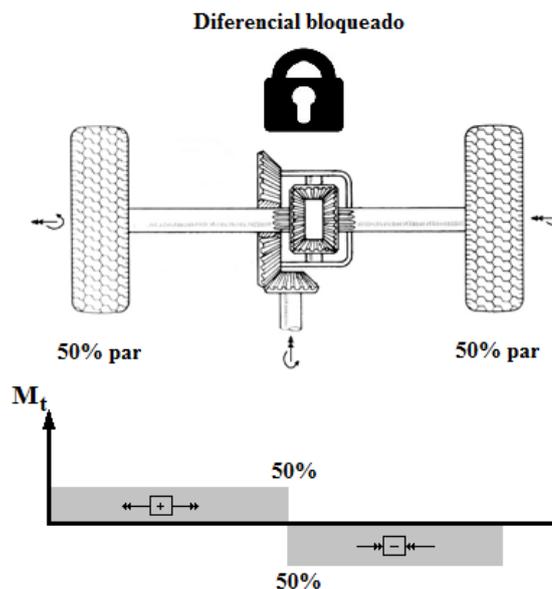


Figura 2.120 Distribución de par con diferencial bloqueado

El valor de ese par es el de salida del motor, multiplicado por las relaciones de la marcha corta y el diferencial, y a su vez dividido por dos debido a que la tracción es total.

$$T = T_{motor} \cdot i_{mc} \cdot i_{dif} / 2 [N \cdot m]$$

$$T = 2.480,66 [N \cdot m]$$

8.4.8.3 Discos de fricción

Los discos de fricción se han calculado teniendo en cuenta los valores del coeficiente de rozamiento proporcionados por el fabricante “Hangzhou Wencheng Machinery Co. Ltd” y la geometría obtenida mediante un dimensionado previo de los elementos de la jaula del diferencial.

Como resultado se obtiene unos discos de fricción de bronce y contradiscos de acero con coeficiente de rozamiento ($\mu = 0,13$), un área de presión de radios $r_{int.} = 33 [mm]$ y $r_{ext} = 49 [mm]$, un espesor de disco de 3 [mm] y una separación entre discos de 0,5 [mm].

Tras un procedimiento de iteración se ha dispuesto de 4 discos de bronce unidos al palier y 5 contradiscos de acero fijados a la jaula.

8.4.8.4 Fuerza de accionamiento

Para conocer la fuerza de accionamiento que origina el par de bloqueo se ha aplicado la fórmula para el cálculo de embragues con hipótesis de presión constante, ya que el desgaste es mínimo.

$$T_{roz} = m \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

$$F_a = 38.298,5[N]$$

8.4.8.5 Muelles de retorno

Para que el sistema de accionamiento vuelva a su posición inicial tras el cese de la presión se ha dispuesto una corona con 10 muelles del fabricante “Oldisfer” como los mostrados en la tabla 2.48.

MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8							
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	 Largo	Carga Máx DaN	 Bloque	
10,00	1,20	18	4,0	4,50	22458	CA	0,7607	3,423	13,50	8,672	6,60	

Tabla 2.48 Muelle de compresión del bloqueo

El desplazamiento máximo del elemento de accionamiento es de ($\delta = 5$ [mm]), mientras que el muelle puede comprimirse hasta 11,4 [mm], luego no hay restricción de movimiento.

Aplicando la ley de Hooke se obtiene que la fuerza necesaria para comprimir los muelles teniendo en cuenta el desplazamiento (δ), es de:

$$F_{mT} = n \cdot k \cdot \delta$$
$$F_{mT} = 380 \text{ [N]}$$

8.4.8.6 Presión en la cámara de accionamiento

Para saber la presión necesaria en la cámara de accionamiento es preciso saber la fuerza resultante que se quiere obtener por medio de la presión, para ello se han de sumar las fuerzas de bloqueo y de compresión de los muelles.

$$F_p = F_{mT} + F_a]$$
$$F_p = 37.918,5 \text{ [N]}$$

El área sobre la que actúa la presión se ha dimensionado teniendo en cuenta los elementos y el tamaño del diferencial.

$$r_{\text{int.}} = 38 \text{ [mm]}$$
$$r_{\text{ext}} = 110 \text{ [mm]}$$
$$A = \pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)$$

La presión total mínima a aplicar en la cámara de accionamiento es:

$$P \text{ [MPa]} = \frac{F_p \text{ [N]}}{A \text{ [mm}^2\text{]}}$$
$$P = 1,14 \text{ [MPa]} = 11,4 \text{ [bar]}$$

Teniendo en cuenta el posible desgaste de los discos y otros imprevistos, la presión que se proporcionará a la cámara de accionamiento será de 13 [bar].

8.4.9 Juntas tóricas

8.4.9.1 Selección de juntas

Debido a que el desplazable que presiona el sistema de bloqueo del diferencial está accionado hidráulicamente, a modo de sellado se dispone de dos juntas tóricas. La junta interior funciona a modo estanqueidad de cilindro y la exterior a modo de estanqueidad del pistón, a pesar de que se encuentren situadas ambas en el mismo elemento.

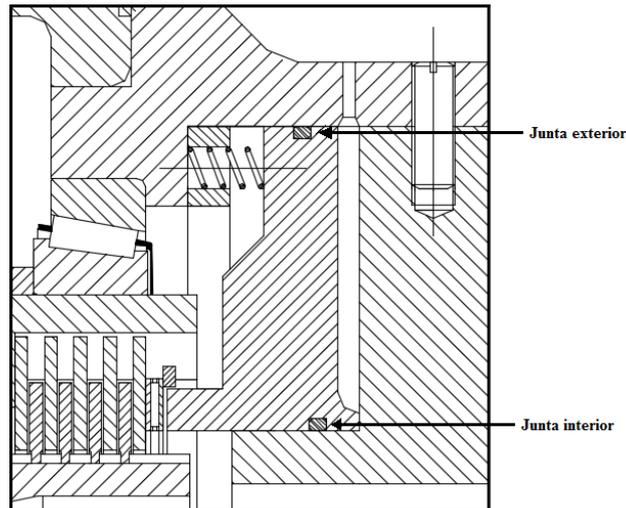


Figura 2.121 Juntas tóricas del bloqueo

Las juntas tóricas se han seleccionado del catálogo del fabricante “Elastotech s.l.r”, así como el dimensionado de los alojamientos.

Las juntas obtenidas del catálogo son:

- Junta interior:

Referencia	d_i	d_s
6300	75,57	5,33

- Junta exterior:

Referencia	d_i	d_s
6850	215,27	5,33

8.4.9.2 Dimensionado de los alojamientos

En cuanto a los alojamientos, como se ha dicho anteriormente, se ha de tener en cuenta si la estanqueidad es del pistón o del cilindro, como se indica en la tabla 2.49. Se ha tenido en cuenta a la hora de seleccionar los alojamientos que sean los apropiados para la estanqueidad dinámica de líquidos.

Tabla 4.10 – dimensiones de los alojamientos y de las piezas para la realización de elementos para la estanqueidad dinámica de líquidos.

Fluogum Nr.	d_i	d_s	b = anchura del alojamiento b1 = anchura del alojamiento con un anillo anti-extrusión b2 = anchura del alojamiento con dos anillos anti-extrusión			Estanqueidad pistón			Estanqueidad cilindro		
			b	b1	b2	dg	dc	dp	da	dg	df
2-371	215,27	5,33	7,2	8,7	10,2	226	235	235	220	229	220
2-337	75,57	5,33	7,2	8,7	10,2	77	86	86	76	85	76

Tabla 2.49 Dimensionado de los alojamientos de los O-Ring

En la tabla 2.50 a continuación se observa el detalle de cómo han de ser los alojamientos, siendo el adecuado en nuestro las medidas de la cuarta columna.

	1,80 ± 0,08	2,65 ± 0,09	3,55 ± 0,10	5,30 ± 0,13	7,00 ± 0,15
Sección O - Ring ds (mm)					
Profundidad del alojamiento t (mm)	1,45	2,20	3,05	4,65	6,2
Deformación de los O - Ring (mm)	0,16 a 0,48	0,26 a 0,64	0,27 a 0,70	0,37 a 0,93	0,50 a 1,05
Deformación de los O - Ring (%)	9 a 25	10 a 23	8 a 19	7 a 17	7 a 15
Profundidad del alojamiento b (mm)	2,4 a 2,6	3,6 a 3,8	4,8 a 5,0	7,2 a 7,4	9,6 a 9,8
b1 con un anillo anti-extrusión (mm)	3,5 a 3,7	4,7 a 4,9	5,8 a 6,0	8,7 a 8,9	12,0 a 12,2
b2 con dos anillos anti-extrusión (mm)	4,6 a 4,8	5,8 a 6,0	6,8 a 7,0	10,2 a 10,4	14,4 a 14,6
Radio ri (mm)	0,2 a 0,4	0,2 a 0,4	0,4 a 0,8	0,4 a 0,8	0,4 a 0,8

Tabla 2.50 Detalle de los alojamientos de los O-Ring

8.4.10 Uniones atornilladas

En cuanto al cálculo de los elementos de fijación, se ha de calcular el número de elementos y comprobar que resisten las sollicitaciones. Se han calculado dos tipos de uniones atornilladas, la unión de la corona con la jaula del diferencial y la unión entre la entrada al diferencial delantero y la salida de la caja de transferencia.

Los datos de los que se parte para calcular la unión son el par máximo, el número de tornillos, el coeficiente de rozamiento, el número de pares de caras en contacto y la distancia entre el tornillo y el eje de simetría.

Los cálculos relativos a las uniones atornilladas se encuentran en el (Anexo 2, Ap. 4.6).

8.4.10.1 Unión de la corona a la jaula del diferencial

Los datos de partida son:

$$T = 2.480,66 [N \cdot m]$$

$$m = 2$$

$$\mu = 0,2$$

$$d = 0,0838 [m]$$

$$n = 10$$

Con estos valores se obtiene la fuerza en cada unión (F), la fuerza de la precarga (F_p), la tensión en cada tornillo (σ_{Fp}) y el par de apriete (T_p).

$$F = 1.480,1 \text{ [N]}$$

$$F_p = 7.400,5 \text{ [N]}$$

$$\sigma_{Fp} = 127,6 \text{ [MPa]}$$

$$T_p = 14,8 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Finalmente se obtiene que son necesarios diez tornillos de métrica M10, paso grueso y clase 4.6, con un par de apriete de 14,8 [N·m].

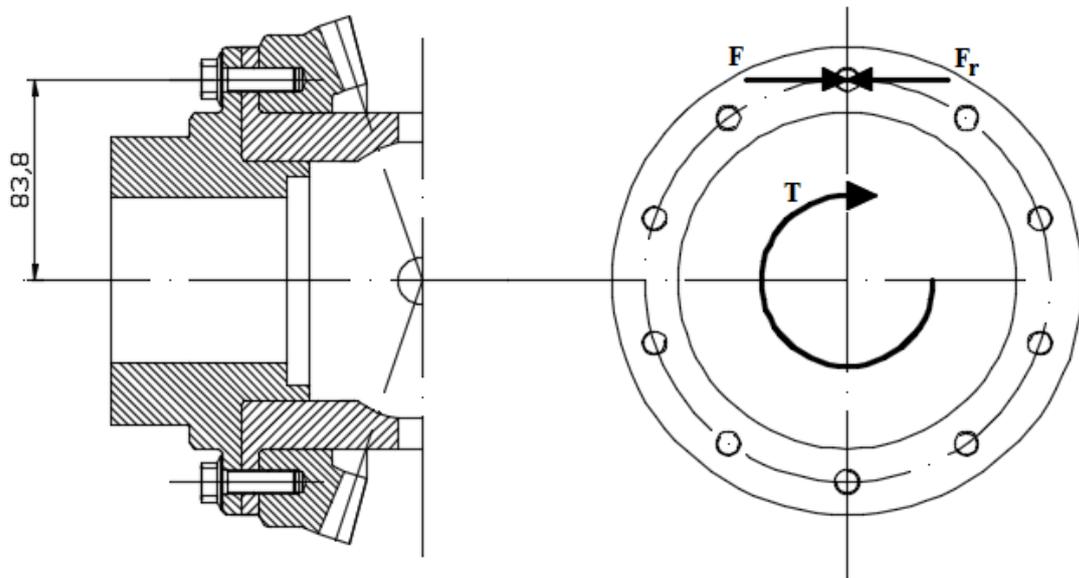


Figura 2.122 Unión atornillada de la corona del diferencial

8.4.10.2 Unión de la caja de transferencia y el diferencial

Los datos de partida son:

$$T = 826,88 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$m = 2$$

$$\mu = 0,5$$

$$d = 0,0635 \text{ [m]}$$

Con estos valores se obtiene la fuerza en cada unión (F), la fuerza de la precarga (F_p), la tensión en cada tornillo (σ_{Fp}) y el par de apriete (T_p).

$$F = 1.085,14 \text{ [N]}$$

$$F_p = 2.170,28 \text{ [N]}$$

$$\sigma_{Fp} = 37,41 \text{ [MPa]}$$

$$T_p = 4,34 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Finalmente se obtiene que son necesarios seis tornillos de métrica M10, paso grueso y clase 4.6, con un par de apriete de 4,34 [N·m].

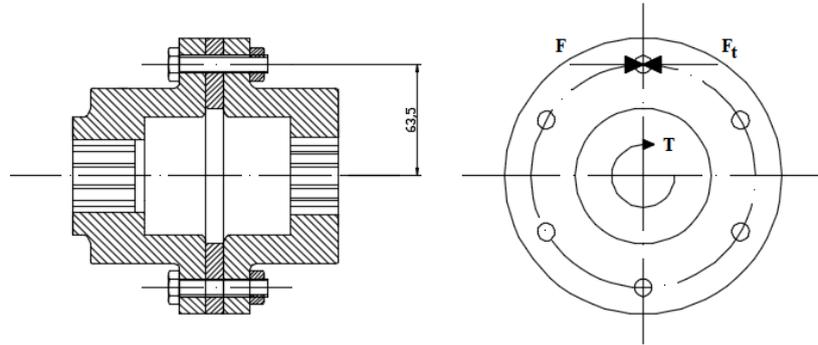


Figura 2.123 Unión atornillada entre el transfer y el diferencial

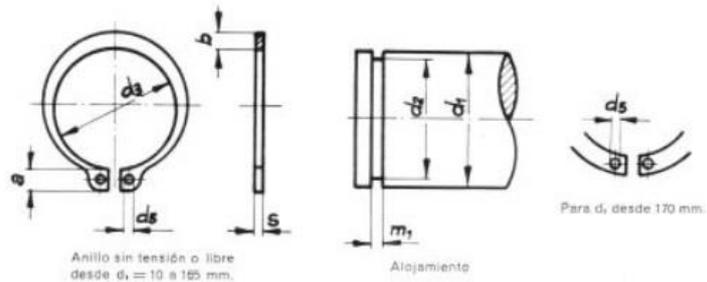
8.4.11 Otros elementos de catálogo

Para completar el conjunto del diferencial se necesitan otros elementos que han sido seleccionados de catálogo por sus características geométricas y su funcionalidad.

8.4.11.1 Circlips

Los circlips o arandelas de seguridad son necesarios para mantener ciertos elementos en su posición.

Anillos elásticos para ejes DIN 471 (Cota 30805)

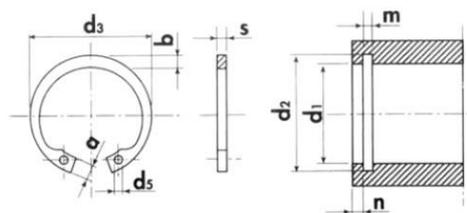


Diámetro del eje d_1	ANILLO ELÁSTICO							ALDJIAMIENTO		
	Espesor s tol h11	d_3 tol.	a máx.	b ~	d_5 mín.	Peso kg. 1.000 piezas	d_2 tol.	m_1 tol. H12		
140	4	133	+0,63 -1,26	12	11,2	4	110	136 h13	4,15	

Figura 2.124 Circlip exterior de la jaula del diferencial

A2 - DIN 472

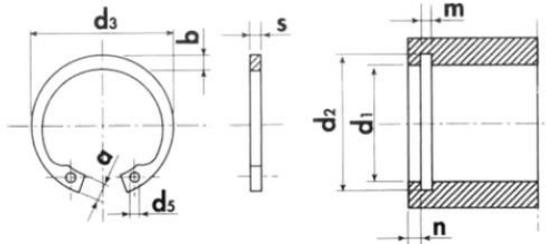
ANILLO DE SEGURIDAD INTERIOR



Medida Nominal	anillo de seguridad					Ranura alojamiento anillo		
\varnothing AGUJERO d_1	s	d_5	d_3	$b \approx$	a max.	d_2	m (H13)	n (min.)
100	3	3,5	105,5	8,4	9,2	103,5	3,15	5,3

Figura 2.125 Circlip interior de la jaula del diferencial

ANILLO DE SEGURIDAD INTERIOR



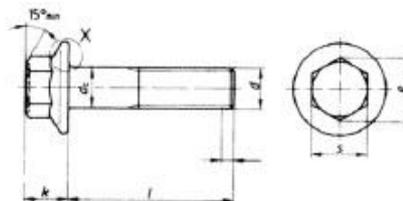
Medida Nominal	anillo de seguridad					Ranura alojamiento anillo		
Ø AGUJERO d1	s	d5	d3	b ≈	a max.	d2	m (H13)	n (min.)
42	1,75	2,5	45,5	4,1	5,9	44,5	1,85	3,8

Figura 2.126 Circlip interior del planetario del diferencial

8.4.11.1 Tornillos y tuercas

Los tornillos y tuercas se encargan de fijar elementos mediante uniones no permanentes, para su selección se han realizado estudios tensionales.

TORNILLO HEXAGONAL CON ARANDELA ESTAMPADA



dc	22,3
k	9,2
s	15
e	16,5

L	d	M-10
30		*

Figura 2.127 Tornillo de la corona del diferencial y uniones

A2/A4 - DIN 985
 DIN EN ISO 10511

TUERCA AUTOBLOCANTE CON INSERCIÓN NO-METÁLICA

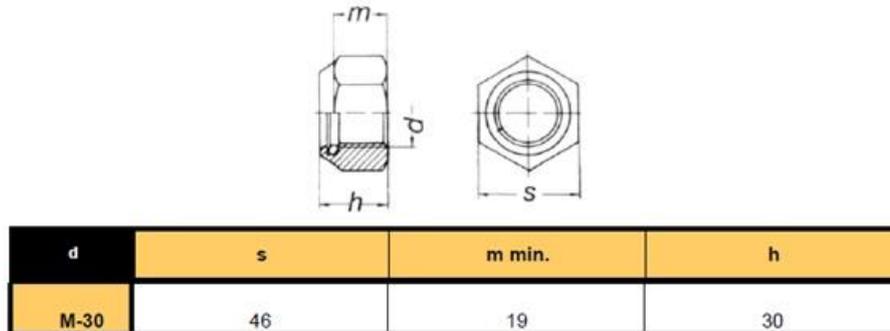


Figura 2.128 Tuerca del piñón del diferencial

8.5 Reductores de rueda (epicicloidales)

8.5.1 Engranajes utilizados

Los engranajes utilizados para los reductores de rueda son cilíndricos de dientes rectos, puesto que transmiten grandes pares y no generan fuerzas axiales. El ruido que puedan generar no es un inconveniente, ya que la velocidad de giro no es elevada.

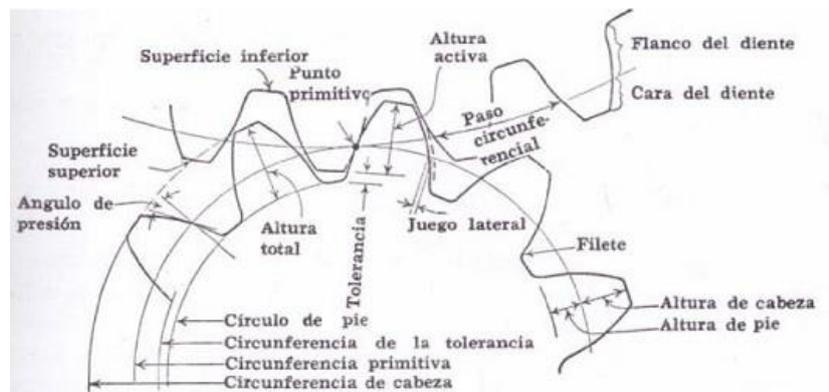


Figura 2.129 Engranaje dientes rectos

8.5.2 Número de dientes

Conocida la relación de transmisión y las restricciones de montaje que presentan los engranajes epicicloidales los números de dientes son:

Planetario	$z_p = 14$
Satélites	$z_s = 28$
Corona	$z_c = 70$

Tabla 2.51 Número de dientes en los engranajes del reductor

Se observa que se cumplen las restricciones de montaje:

$$z_c + z_p = 70 + 14 = 84 \text{ (múltiplo de 3 y ambos pares)}$$

$$z_c - 1 = 69 \text{ (múltiplo de 3)}$$

$$z_s - 1 = 27 \text{ (múltiplo de 3)}$$

$$z_c = z_p + 2 \cdot z_s \rightarrow 70 = 14 + 2 \cdot 28$$

8.5.3 Módulo de los engranajes

Para la determinación del módulo se ha realizado un proceso de iteración con el que se obtienen unos radios primitivos estimados para el cálculo de las relaciones de transmisión. El proceso de iteración se puede ver en el (Anexo 2, Ap. 5.2).

Una vez con todos los datos de partida, se calcula el módulo a resistencia y a desgaste en la situación más crítica, dándose cuando aparece el máximo par con la marcha corta conectada.

Finalmente el módulo de los engranajes se determina en:

$$m = 4$$

8.5.4 Dimensiones de los engranajes

Una vez conocido el módulo se puede proceder a dimensionar los engranajes.

- Radios primitivos

Planetario	$R_{pp} = 28 \text{ mm}$
Satélites	$R_{ps} = 56 \text{ mm}$
Corona	$R_{pc} = 140 \text{ mm}$

Tabla 2.52 Radios primitivos de los engranajes del reductor

- Anchura de los engranajes

La anchura de los engranajes viene dada por el factor de forma y el módulo.

$$b = 40 \text{ mm}$$

- Distancia entre ejes

La corona y el planetario son concéntricos, por lo que no precisa de cálculo, pero si es necesario saber dónde se sitúan los satélites.

$$d = 84 \text{ mm}$$

8.5.5 Fuerzas en engranajes

Las fuerzas debidas a la transmisión que se generan en los engranajes se anulan, por lo que no se han estudiado.

Hay otras fuerzas que aparecen cuando el vehículo se pone en movimiento, debidas al par torsor que se transmite al portasatélites. Estas fuerzas si se han de estudiar para seleccionar los rodamientos y calcular el alojamiento de los mismos.

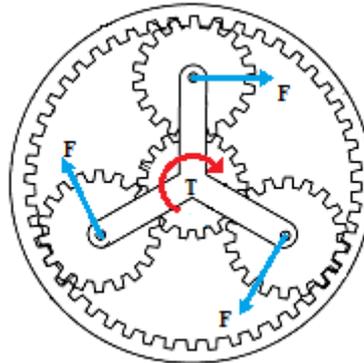


Figura 2.130 Fuerzas en el portasatélites

$$F = \frac{T}{R_{portasat} \cdot 3}$$

Luego si se quiere seleccionar los rodamientos, se ha de saber el valor de esas fuerzas en cada situación de carga. Las situaciones que se van a estudiar son cuatro, las dos marchas en situaciones de máximo par y máxima velocidad. No se estudia la marcha hacia atrás ya que las fuerzas obtenidas tras el cálculo serían las mismas que en marcha hacia delante, solo que con sentido opuesto.

La distancia entre el punto de aplicación de las fuerzas y el centro del eje es la suma de los radios primitivos del planetario y del satélite.

$$R_{portasat} = R_{pp} + R_{ps}$$

$$R_{portasat} = 28 + 56 = 84 \text{ [mm]}$$

Tras los cálculos las fuerzas en cada situación son las mostradas a continuación

Situación	Fuerza
Marcha corta máximo par	$F = 37.056 \text{ [N]}$
Marcha corta máxima velocidad	$F = 10.035,5 \text{ [N]}$
Marcha larga máximo par	$F = 8.879,92 \text{ [N]}$
Marcha larga máxima velocidad	$F = 8.879,92 \text{ [N]}$

Tabla 2.53 Fuerzas en el vano del portasatélites

8.5.6 Dimensionado del portasatélites

Con las fuerzas calculadas en el apartado anterior se calcula el diámetro mínimo que han de tener los voladizos del portasatélites para soportar las sollicitaciones. Este cálculo se realiza mediante resistencia de materiales suponiendo la carga distribuida y el apoyo empotrado.

Los cálculos completos se encuentran en el (Anexo 2, Ap. 5.5).

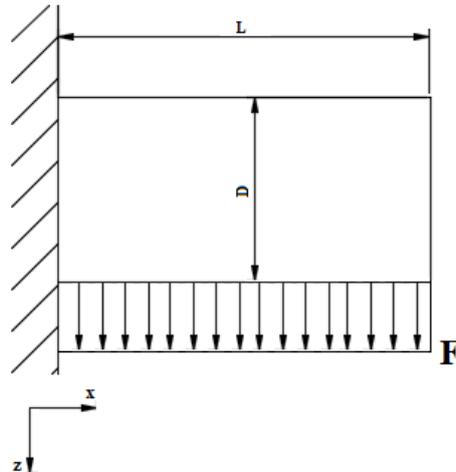


Figura 2.131 Alojamiento de los satélites en el portasatélites

El empotramiento es la sección más crítica, dándose el estado tensional más peligroso cuando actúa la fuerza de mayor magnitud. Las tensiones en los puntos (A) y (B) de la figura 2.132 son las utilizadas para el dimensionado del voladizo.

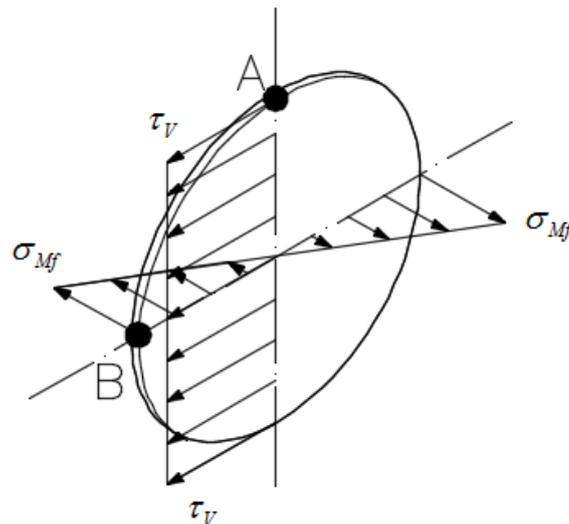


Figura 2.132 Tensiones en los puntos (A) y (B) del voladizo

Tras los cálculos el diámetro mínimo en el empotramiento es de 36 [mm], pero finalmente se da un diámetro de más de 50 [mm] en el empotramiento y de 40 [mm] en el resto de las secciones.

8.5.7 Rodamientos

Los rodamientos de rodillos cilíndricos son los elegidos para montar los satélites, ya que son los únicos que soportan las enormes cargas en un espacio reducido.

8.5.7.1 Velocidad angular de los satélites

Para saber el régimen de giro de los rodamientos y por ende poder calcular la vida de los mismos, se necesita obtener la velocidad de giro de los satélites. Esta se calcula mediante rodadura pura, teniendo en cuenta que el diente que engrana con la corona tiene velocidad nula, y el diente que engrana con el planetario tiene la velocidad máxima.

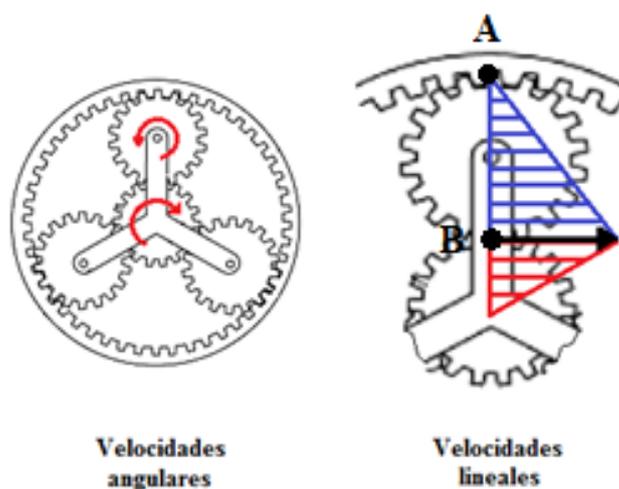


Figura 2.133 Representación de velocidades

Si se considera rodadura pura se cumple que:

$$V_B = V_A + \omega \cdot \overline{AB}$$

Teniendo en cuenta que la velocidad en el punto (A) es cero y que el segmento \overline{AB} es el diámetro del satélite:

$$\omega_s = \frac{V_B}{2 \cdot R_{ps}}$$

Los regímenes de giro en cada situación de carga se muestran en la tabla 2.54.

Situación	Velocidad angular
Marcha corta máximo par	$\omega_s = 2,77 \text{ [rad / s]}$
Marcha corta máxima velocidad	$\omega_s = 7,66 \text{ [rad / s]}$
Marcha larga máximo par	$\omega_s = 8,66 \text{ [rad / s]}$
Marcha larga máxima velocidad	$\omega_s = 24,16 \text{ [rad / s]}$

Tabla 2.54 Velocidades angulares de los satélites

8.5.7.2 Vida de los rodamientos

Para el cálculo a fatiga de los rodamientos es necesario conocer el tiempo que actúa cada carga y el daño que provoca.

Situación	Porcentaje de horas	Velocidad [rad/s]	Velocidad [rpm]	Número de vueltas (L_i)
Marcha corta máx. par	15 %	2,77	26,45	$4,76 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel.	30 %	7,66	73,14	$26,33 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. par	10 %	8,66	82,69	$9,92 \cdot 10^6$
Marcha larga máx. vel.	20 %	24,16	230,71	$55,37 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. par (M.A.)	10 %	2,77	26,45	$3,17 \cdot 10^6$
Marcha corta máx. vel. (M.A.)	15 %	7,66	73,14	$13,16 \cdot 10^6$

Tabla 2.55 Situaciones de carga en los rodamientos de los satélites

8.5.7.3 Selección de rodamientos

El procedimiento de selección es idéntico al utilizado en los casos anteriores, variando algunas de las fórmulas, en cualquier caso, el procedimiento con los cálculos completos se encuentra en el (Anexo 2, Ap. 5.6.3).

Finalmente se obtiene que para soportar la capacidad dinámica de carga es necesario disponer de dos rodamientos por cada engranaje como los mostrados en la figura 2.134 del catálogo NSK.

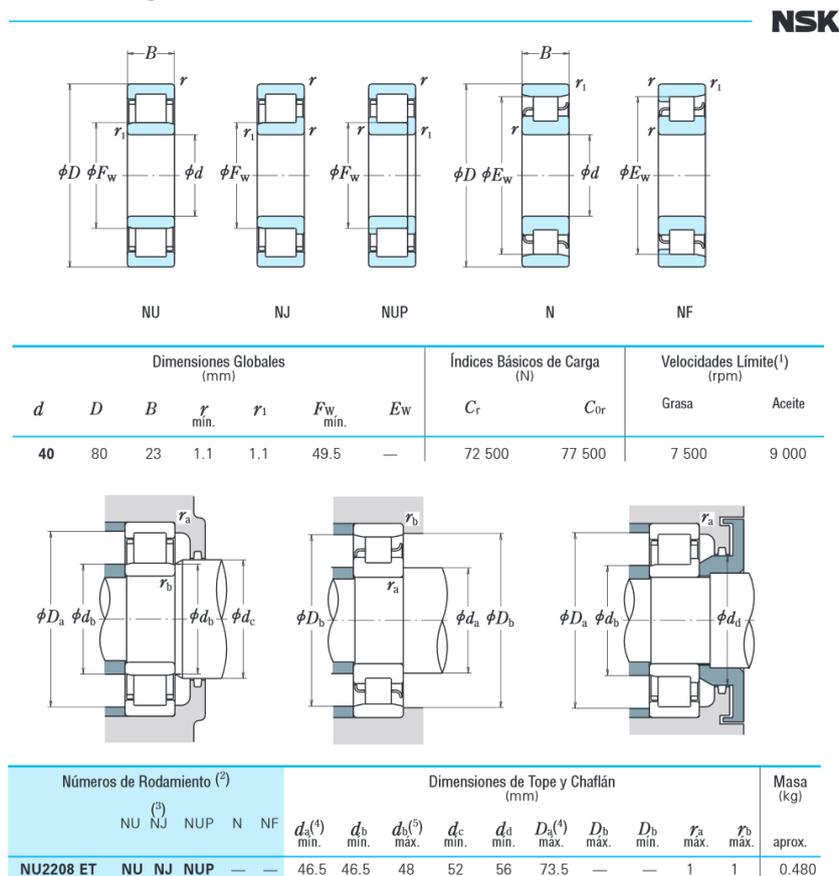


Figura 2.134 Rodamiento de los satélites (NSK)

Debido a las condiciones de carga, los ajustes del eje y del alojamiento serán M7-m6.

8.5.8 Otros elementos de catálogo

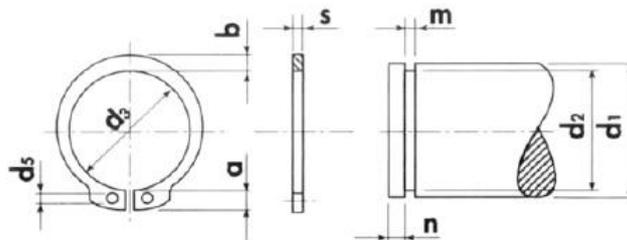
Para completar el conjunto del diferencial se necesitan otros elementos que han sido seleccionados de catálogo por sus características geométricas y su funcionalidad.

8.5.8.1 Circlips

Los circlips o arandelas de seguridad son necesarios para mantener ciertos elementos en su posición.

A2 - DIN 471

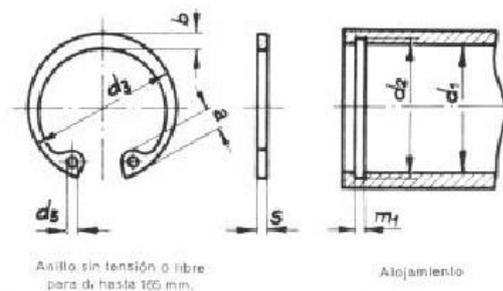
ANILLO DE SEGURIDAD EXTERIOR



Medida Nominal	anillo de seguridad					Ranura alojamiento anillo		
Ø EJE d1	s	d5	d3	b ≈	a max.	d2	m (H13)	n (min.)
40	1,75	2,5	36,5	4,4	6	37,5	1,85	3,8

Figura 2.135 Anillo de seguridad del portasatélites

Anillos elásticos para agujeros o interiores DIN 472 (Ceta 30805)



Forma de las extremidades para d₁ desde 170 mm.

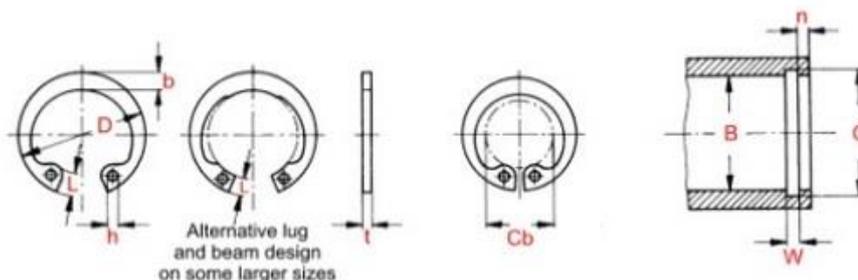
Forma de las extremidades admisible para d₁ desde 40 mm.

Diámetro del agujero d ₁	ANILLO ELÁSTICO						ALOJAMIENTO		
	Esesor s tol. H11	d ₃ tol.	a máx.	b =	d ₂ mín.	Peso kg. 1.000 piezas	d ₂ tol.	m ₁ tol. H13	
80	2,5	85,5	8,5	7	3	22	83,5	H12	2,65

Figura 2.136 Anillo de seguridad separador de rodamientos de rodillos

Standard Internal Circlips: DIN 472 Metric

Standard Internal Circlips



Bore B	Most sizes over 170mm are without lugs									Measurements in mm & kN					Code No.
	Circlip Dimensions									Groove Dimensions					
	t	Tol	D	Tol	Cb	b	L	h	Fr kN	G	Tol	W	n	Fr kN	
290	5.00	+0.00 -0.12	305.0	+2.00 -0.81	256.0	16.0	16.2	5.0	482.0	298.0	+0.81 -0.00	5.15	12.0	615.0	INT2900

Figura 2.137 Anillo de seguridad interior de la corona

8.6 Eje de transmisión

8.6.1 Selección del eje de transmisión

El procedimiento seguido para la selección del eje de transmisión es el marcado por el fabricante Ameridrives, cuyos pasos se han explicado anteriormente. En el (Anexo2, Ap. 6.6) se muestran las consideraciones y cálculos realizados para la elección del eje de transmisión.

En la selección de un eje de transmisión se han de tener en cuenta varios factores para realizar el cálculo de la vida a fatiga, siendo determinante el ángulo de operación, ya que debido a la desalineación de los ejes los rodamientos de las crucetas giran y son los que limitan la vida del eje. Si el ángulo de operación es de (0°) los rodamientos se mantienen estáticos, siendo la capacidad de carga estática mucho mayor que la dinámica y obteniendo como resultado vida a fatiga infinita.

En este caso el ángulo de operación es de (0°), pero se elige una junta cardan ante las posibles deformaciones elásticas del chasis o de los puentes durante el servicio.

Para la selección se ha tenido en cuenta el par máximo admisible y el par máximo constante, obteniendo como resultado un eje modelo U2160 tipo ST del fabricante Ameridrives. Las características de par máximo admisible están muy por encima de las que se darían en servicio, pero en este caso el limitante es el par máximo continuo de selección.

$$T_{\max} = 2.580,64 [N \cdot m]$$

$$L = 1,225 [m]$$

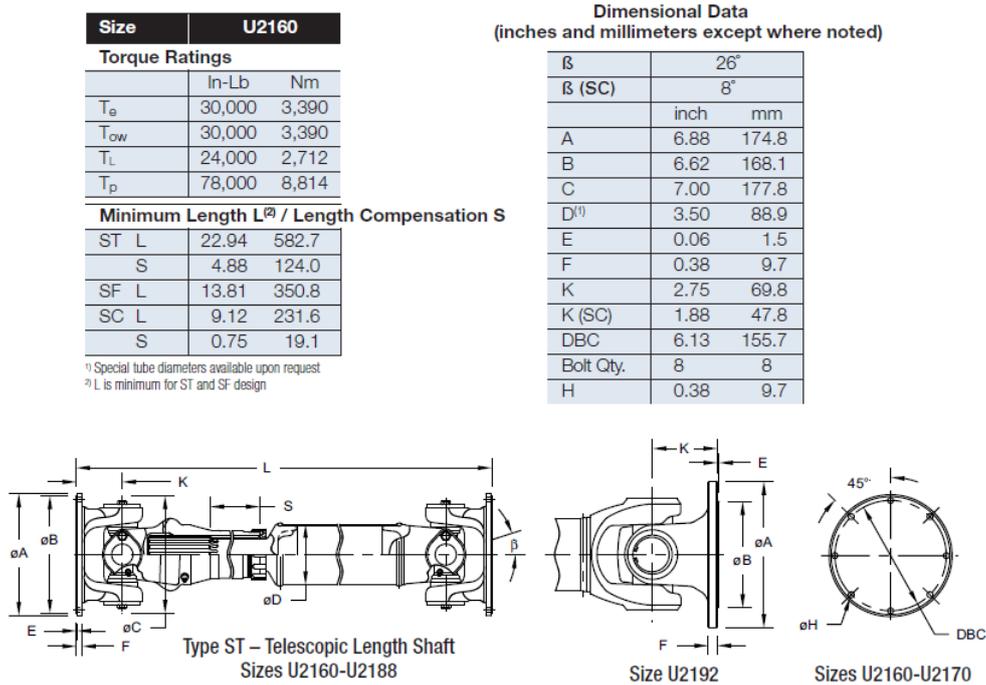


Figura 2.138 Características del árbol de transmisión elegido

Sizes U2160-U2180

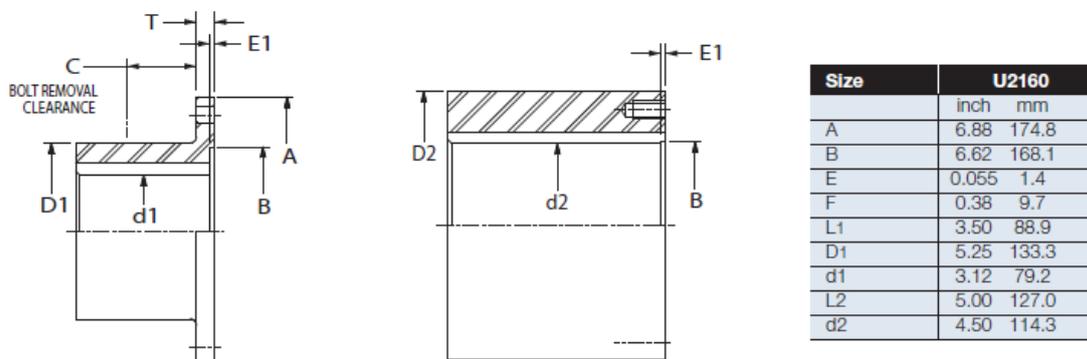


Figura 2.139 Características del acoplamiento para el modelo U2160

8.7 Semiejes palier

8.7.1 Tipo de semieje

Debido a que las cuatro ruedas de la máquina son motrices y directrices, los semiejes palier han de tener una junta cardan que permita el giro en la articulación de la mangueta. Puesto que las juntas cardan montadas de forma individual generan una velocidad angular variable a la salida, con el fin de corregirlo, se dispone de una junta cardan doble.

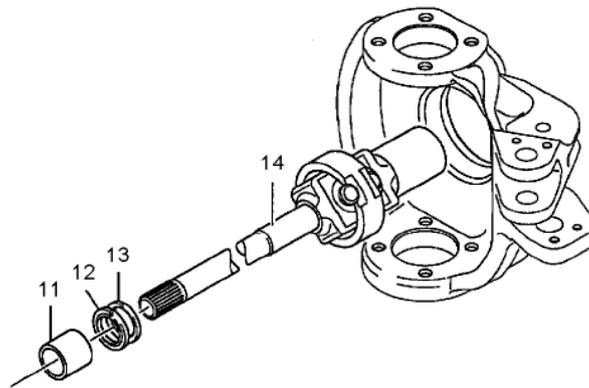


Figura 2.140 Palier cardanado

8.7.2 Cálculo del diámetro mínimo

El material utilizado es el acero SAE 1045, de uso común en ejes, con un límite de fluencia de 413 [MPa].

Para el cálculo del diámetro mínimo necesario que aguante las sollicitaciones se ha utilizado el código ASME, teniendo en cuenta que el eje está sometido a torsión pura.

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 0,5 \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_e = 0,0358 [m] = 35,8 [mm]$$

Como conclusión obtenemos que el diámetro final que van a tener los semiejes palier es de 36 [mm].

8.7.3 Estriado del eje

El semieje palier se ha de acoplar al planetario del diferencial y al planetario del reductor de rueda, por ello se precisa de un estriado que posibilite la unión fija entre dichos elementos. La norma a seguir para este tipo de acoplamiento es la DIN 5482, teniendo en cuenta que el diámetro del eje es de 36 [mm], y que el diámetro interior del ranurado no puede ser inferior a dicho valor.

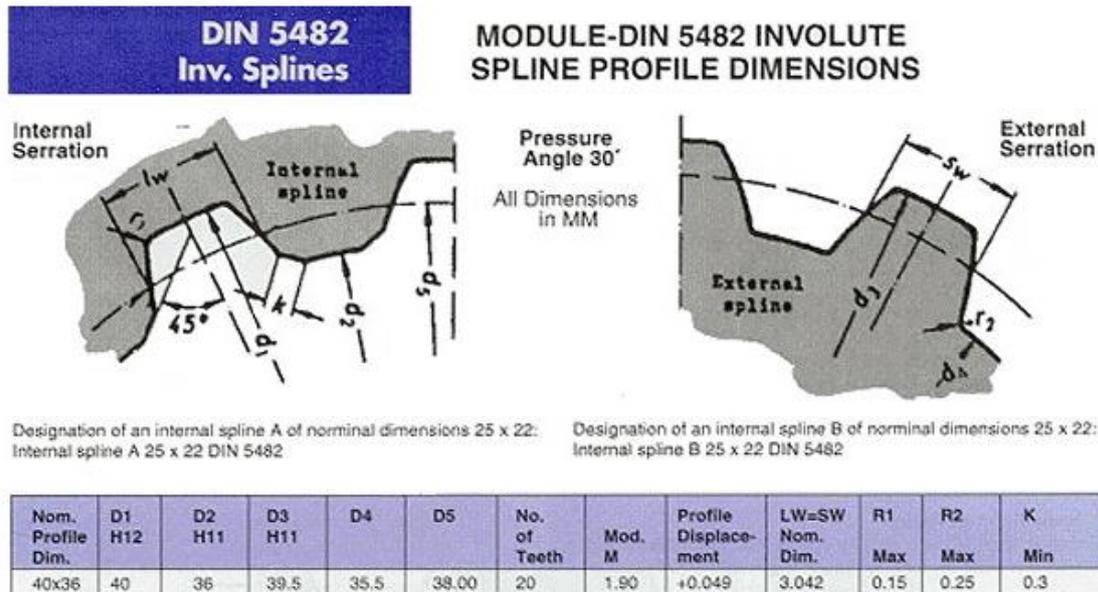


Figura 2.141 Ranurado del palier DIN 5482

8.7.4 Selección de la junta cardan

Las juntas cardan dobles se han seleccionado del catálogo del fabricante GKN, teniendo en cuenta el par constante máximo admitido por la junta y el ángulo máximo de giro.

Dentro de la variedad de juntas cardan dobles que ofrece el catálogo, se ha escogido la serie 300, la cual está específicamente diseñada para tractores y maquinaria de construcción.

La junta elegida es el tamaño B310 de la serie 300, ya que su inmediatamente inferior no cumplía los requisitos. Se observa cómo se cumplen todas las restricciones de diámetro mínimo del eje y ángulo máximo.

Size	T _{max}	β _{max}	∅ A _{max}	B	C _{min}	F _{min}	∅ G _{min}	∅ D	Y	X
	[Nm]	[deg]	[mm]							
B310	2300	52°	96.3	62	134	36	31	145	3.49	6.98
		55°		64	138	37		148	4.07	8.15
		60°		64	142	39		151	4.95	9.90

T_{max} = Functional limit torque of joint components without shafts
 G = Equivalent shaft diameter for QT-steel Rm ≥ 930 N/mm²
 D = Required space at max. deflection angle
 β = max. deflection angle

The transmission capacity of a double cardan joint decreases as the deflection angle becomes greater. Our engineers should be consulted. See diagram 'Transmission Capacity / Deflection Angle'!

Figura 2.142 Junta cardan del semieje palier

El par al que está sometido la junta es de:

$$T_{\max} = 1.240,33 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

El par de selección no es el marcado en la figura 2.142 puesto que se ha de minorar según la gráfica de la figura 2.143 teniendo en cuenta el ángulo de operación, luego el par máximo de selección es:

$$T_{\max. adm} = 2.300 [N \cdot m] \cdot 0,76 = 1.748 [N \cdot m] \text{ (para } 30^\circ\text{)}$$

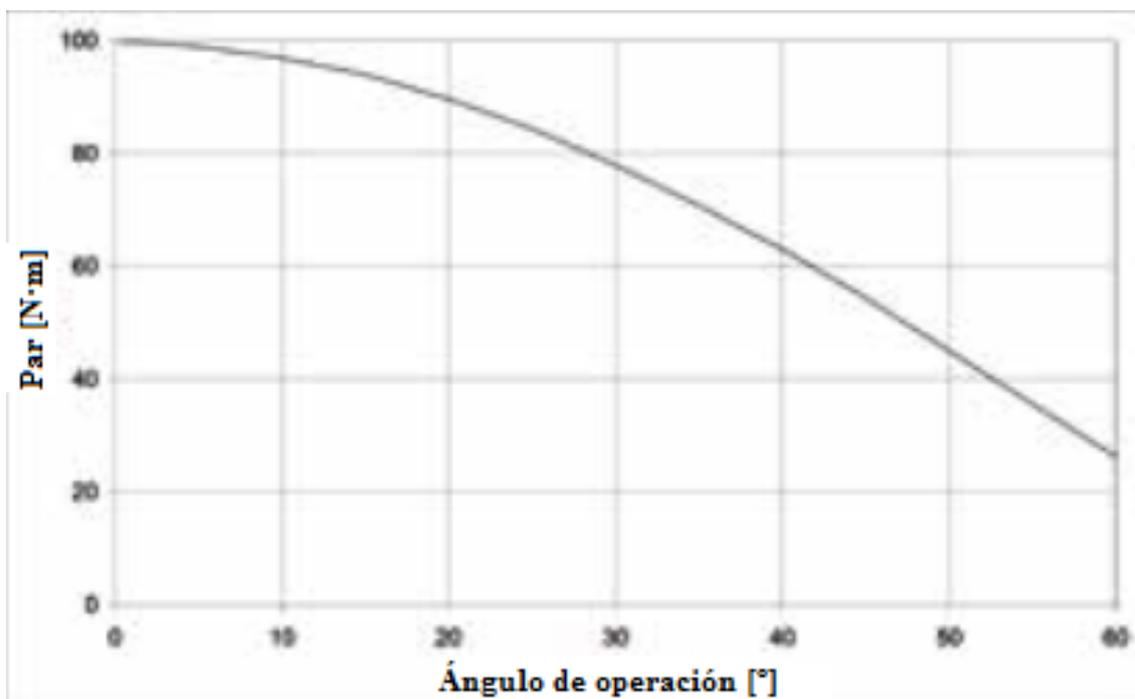


Figura 2.143 Par admisible en función del ángulo de operación

8.8 Freno de servicio

8.8.1 Consideraciones iniciales

Para el cálculo del freno de servicio se ha considerado que la máquina se encuentra descendiendo la pendiente máxima a velocidad máxima, ya que es donde se encuentran las mayores limitaciones de adherencia y distancia de frenado.

La máquina es capaz de levantar cargas de aproximadamente 2.000 [kg] en situación de trabajo, es decir, a una velocidad menor de 8 [km/h], siendo una velocidad baja en comparación con la de estudio. El peso útil de la máquina entonces se elevaría hasta los 6.200 [kg], teniendo efecto sobre la dinámica de frenado al tener mayor masa. Esto se debería tener en cuenta, pero como tampoco se ha estudiado el efecto del freno motor, el cual no es despreciable, se considera que se complementan.

El firme sobre el que se supone que circula la máquina durante el frenado es cemento ($\mu = 0,8$), la razón de ser de esta consideración es que si fuera barro, se tendría que trasladar más par de frenado al eje delantero, lo cual en esa situación sería un acierto. Por otra parte si con esa distribución de par se circula por cemento o asfalto, el gran par de frenado en las ruedas delanteras puede hacer que la carga que se traslada con el brazo telescópico se precipite debido al momento de volcamiento. Con todo esto, lo más sencillo y lógico es distribuir el par de frenado al 50% en cada eje, siempre que sea posible.

8.8.2 Dinámica de frenado

Los cálculos completos referentes a la dinámica de frenado están reflejados en el (Anexo 2, Ap. 8.2).

8.8.2.1 Efecto de la transferencia de peso en el frenado

Si se tienen en cuenta las consideraciones iniciales y las características de la máquina, la transferencia de pesos en pendiente durante la frenada se puede calcular mediante el equilibrio de momentos respecto a cada uno de los apoyos representados en la figura 2.144.

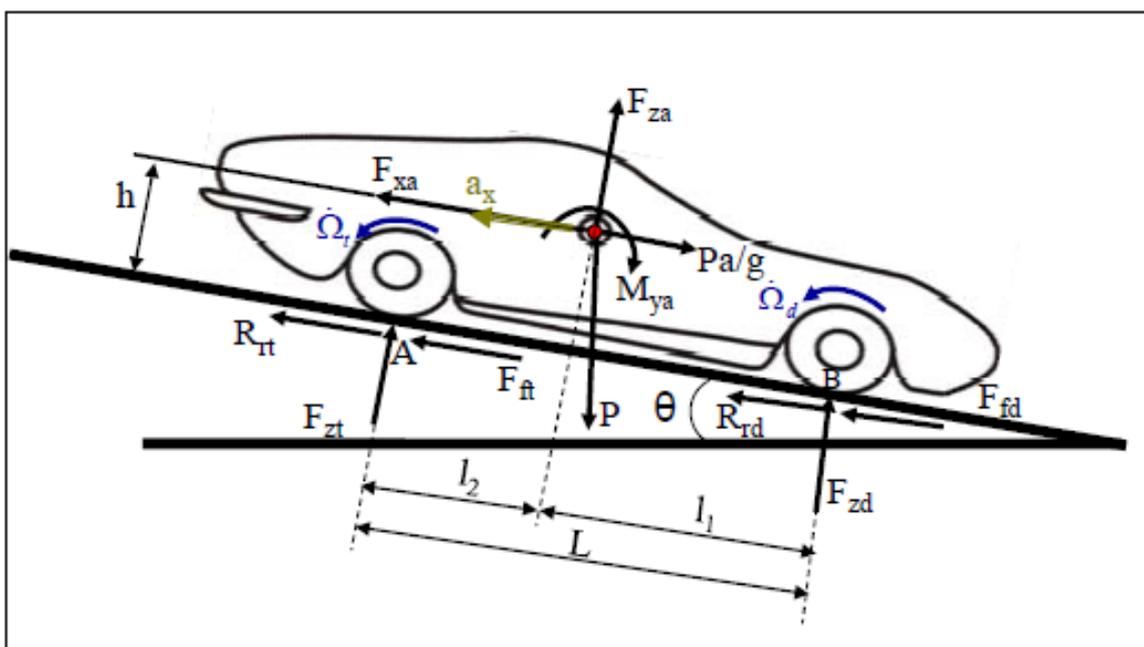


Figura 2.144 Fuerzas durante la frenada en pendiente

Como resultado de aplicar lo anterior se obtiene un reparto de cargas muy desigual en cada eje. Siendo (F_{zd}) y (F_{zt}) las normales a la superficie en los puntos de contacto.

$$F_{zd} = 27.286,88 \text{ [N]}$$

$$F_{zt} = 11.879,43 \text{ [N]}$$

Como consecuencia de la transferencia de peso, la adherencia en cada rueda es diferente, siendo mayor en las ruedas delanteras.

$$F_{fd} = \mu \cdot F_{zd} = 21.829,5 \text{ [N]}$$

$$F_{ft} = \mu \cdot F_{zt} = 9.503,54 \text{ [N]}$$

Por tanto la máxima fuerza de frenado que se puede aplicar sin que las ruedas patinen es:

$$F_{f,max} = F_{fd} + F_{ft} = 31.333 \text{ [N]}$$

8.8.2.2 Fuerza y par de frenado

Una vez conocidas las limitaciones de adherencia, se ha de comprobar que la máquina no desliza durante la frenada. La fuerza de frenado necesaria ha de ser menor que la máxima, de no ser así la máquina deslizaría.

La deceleración que ha de tener la máquina es de $(0,4 \cdot g \text{ [m/s}^2\text{)})$, ya que es un valor apropiado para una máquina de estas características.

$$F_{f,Total} = m \cdot a = 16.873,2 \text{ [N]}$$

$$F_{f,Total} = 16.873,2 \text{ [N]} < 31.333 \text{ [N]}$$

El par de frenado total en las ruedas se obtiene de multiplicar la fuerza de frenado total por el radio del neumático.

$$T_{f,Total} = F_{f,Total} \cdot R$$

$$T_{f,Total} = 7.339,8 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

El par de frenado en cada rueda se obtiene de dividir el total entre el número de ruedas.

$$T_{f,Rueda} = T_{f,Total} \text{ [N} \cdot \text{m]} / N^{\circ}_{ruedas}$$

$$T_{f,Rueda} = 1.834,9 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Debido a que los frenos se sitúan en el palier, el par de frenado sufre una multiplicación en el reductor de rueda debido a la relación de transmisión, luego el par en los frenos se obtiene como:

$$T_{f,Freno} = \frac{T_{f,Rueda}}{i_{reductor}}$$

$$T_{f,Freno} = 305,82 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

El par de frenado es menor que el par de diseño del semieje palier, por lo que no hay peligro de rotura.

$$T_{f,Freno} = 305,82 \text{ [N} \cdot \text{m]} \ll T_{max} = 1.240,33 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

8.8.2.3 Distancia y tiempo de frenado

La distancia y tiempo de frenado se calculan mediante la cinemática del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado. Se tiene en cuenta que la máquina marcha a 25 [km/h] y se detiene completamente.

- Tiempo de frenado

$$v = v_0 + a \cdot t \longrightarrow t = 1,77 \text{ [s]}$$

- Distancia de frenado

$$s = s_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \longrightarrow s = 6,14 \text{ [m]}$$

8.8.3 Discos de fricción

El número de discos de fricción se calcula en base al material del que están compuestos y a su geometría. Los fabricantes proporcionan unos valores aproximados de (μ) pero para realizar un cálculo exacto es necesario realizar ensayos con los diferentes materiales y lubricantes.

Para el freno se van a instalar discos de fricción de bronce y contradiscos de acero. Los coeficientes de rozamiento y la composición de los discos de fricción que proporciona el fabricante “Hangzhou Wencheng Machinery Co., Ltd” se muestran en la tabla 2.56.

La fórmula de esta placa base de cobre

Cu 60-70%
 Fe 5-15%
 SN 5-15%
 Pb 5-15%
 SiO2 1-5%
 C 1-5%

Rendimiento y parámetros de a base de cobre placa de fricción

Categoría	Mojado	Seco
Densidad (g/cm ³)	5.5-6.0	5.3-6.50
Dureza (HB)	15-60	25-65
Coefficiente de fricción estática (y Micro; J)	0.11-0.15	>0.40
Coefficiente de fricción cinética (y Micro; D)	0.04-0.09	0.25-0.40

Tabla 2.56 Composición y propiedades del disco de fricción de bronce

La geometría de los discos viene de haber dimensionado previamente la jaula, el planetario del diferencial y el palier, dejando un espacio para alojar los discos. Tras esto, los radios de contacto entre discos interior ($r_{int.}$) y exterior (r_{ext}) son:

$$r_{int.} = 23 \text{ [mm]}$$

$$r_{ext} = 67 \text{ [mm]}$$

En posición de reposo el espacio entre discos es de 0,5 [mm], siendo el espesor de los discos de 3 [mm].

Los discos de fricción se unen al semieje palier mediante un estriado siguiendo la norma DIN 5482. Los contradiscos se unen al puente mediante cuatro estrías.

8.8.4 Fuerza de accionamiento

La fuerza que se ha de aplicar para genera el par deseado viene dada por la fórmula:

$$T_{roz} = m \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

Donde son conocidos todos los datos a excepción del número de pares de caras en contacto, el cual en este caso, tras iterar es ($m = 4$), lo que corresponde a 2 discos de fricción y 4 contradiscos. Obteniéndose un valor de fuerza de accionamiento de:

$$T_{roz} = m \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

$$F_a = 8.069,88 \text{ [N]}$$

8.8.5 Muelles de retorno

Con el fin de simplificar el montaje y reducir los costes de fabricación, los muelles de retorno son los mismos y en mismo número los utilizados en el bloqueo del diferencial.

MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	 Largo	Carga Máx DaN	 Bloque
10,00	1,20	18	4,0	4,50	22458	CA	0,7607	3,423	13,50	8,672	6,60

Tabla 2.57 Muelle de compresión del freno EN 10270

El desplazamiento máximo del elemento de accionamiento es de ($\delta = 3 \text{ [mm]}$), mientras que el muelle puede comprimirse hasta 11,4 [mm].

$$F_m = k \cdot \delta$$

$$F_m = 2,28 \text{ [DaN]} = 22,8 \text{ [N]}$$

La fuerza necesaria para comprimir el conjunto de muelles es por tanto:

$$F_{mT} = n \cdot F_m$$

$$F_{mT} = 228 \text{ [N]}$$

8.8.6 Presión en la cámara de accionamiento

Para saber la presión necesaria en la cámara de accionamiento es preciso saber la fuerza resultante que se quiere obtener por medio de la presión, para ello se han de sumar las fuerzas de frenado y de compresión de los muelles.

$$F_p = F_{mT} + F_a = 228 \text{ [N]} + 8.436,6 \text{ [N]}$$

$$F_p = 8.664,6 \text{ [N]}$$

La fuerza resultante de aplicar una presión sobre un área de obtiene mediante la fórmula:

$$F_p[N] = P [MPa] \cdot A [mm^2]$$

Lo único que falta por saber es el valor del área sobre la que se ejerce la presión. Este valor se obtiene de haber predimensionado los elementos y la cámara de accionamiento. El elemento de accionamiento será de sección circular, con radios interior ($r_{int.}$) y exterior (r_{ext}).

$$r_{int.} = 38 [mm]$$

$$r_{ext} = 110 [mm]$$

Luego el área de presión es:

$$A = \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)$$

$$A = 33.476,8 [mm^2]$$

Y la presión total mínima a aplicar en la cámara de accionamiento es:

$$P [MPa] = \frac{F_p[N]}{A [mm^2]}$$

$$P = 0,26 [MPa] = 2,6 [bar]$$

Esta es la presión que ha de haber cuando los discos están nuevos, debido al desgaste uniforme del material de fricción, se puede aumentar la presión mediante un tornillo regulador, de forma que no se pierda capacidad de frenado.

A pesar de esto, se ha de tener cuidado con el desgaste de los discos, ya que si se aumenta la presión y los discos están muy desgastados, el aceite se calienta en exceso y degrada las juntas tóricas, eliminando la estanqueidad del sistema y perdiendo por completo la capacidad de frenado.

8.8.7 Juntas tóricas

8.8.7.1 Selección de juntas

Debido a que el desplazable que presiona el sistema de bloqueo del diferencial está accionado hidráulicamente, a modo de sellado se dispone de dos juntas tóricas. La junta interior funciona a modo estanqueidad de cilindro y la exterior a modo de estanqueidad del pistón, a pesar de que se encuentren situadas ambas en el mismo elemento.

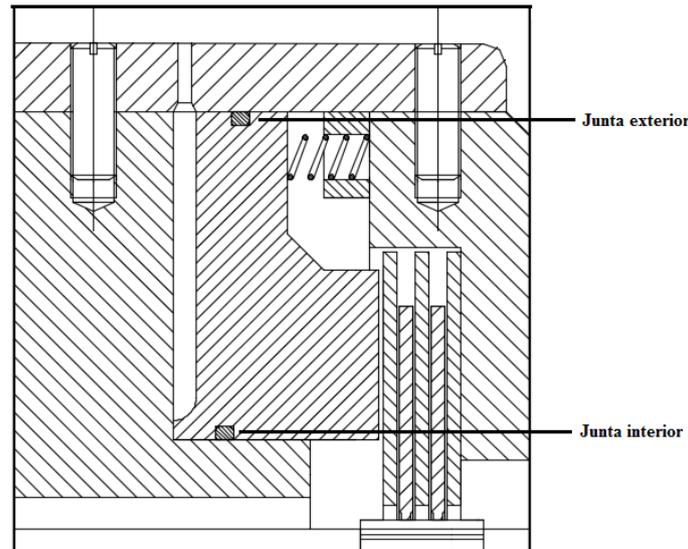


Figura 2.145 Juntas tóricas del freno

Las juntas tóricas se han seleccionado del catálogo del fabricante “Elastotech s.l.r”, así como el dimensionado de los alojamientos.

Las juntas obtenidas del catálogo son:

- Junta interior:

Referencia	di	ds
6300	75,57	5,33

- Junta exterior:

Referencia	di	ds
6850	215,27	5,33

8.8.7.2 Dimensionado de los alojamientos

En cuanto a los alojamientos, como se ha dicho anteriormente, se ha de tener en cuenta si la estanqueidad es del pistón o del cilindro, como se indica en la tabla 2.58. Se ha tenido en cuenta a la hora de seleccionar los alojamientos que sean los apropiados para la estanqueidad dinámica de líquidos.

Tabla 4.10 – dimensiones de los alojamientos y de las piezas para la realización de elementos para la estanqueidad dinámica de líquidos.

			b = anchura del alojamiento b1 = anchura del alojamiento con un anillo anti-extrusión b2 = anchura del alojamiento con dos anillos anti-extrusión			Estanqueidad pistón 			Estanqueidad cilindro 		
Fluogum Nr.	di	ds	b	b1	b2	dg	dc	dp	da	dg	df
			+0,2 0	+0,2 0	+0,2 0	h9	H8	f7	f7	H9	H8
2-371	215,27	5,33	7,2	8,7	10,2	226	235	235	220	229	220
2-337	75,57	5,33	7,2	8,7	10,2	81	90	90	80	89	80

Tabla 2.58 Dimensionado de los alojamientos de los O-Ring

En la tabla 2.59 a continuación se observa el detalle de cómo han de ser los alojamientos, siendo el adecuado en nuestro las medidas de la cuarta columna.

Sección O - Ring ds (mm)	1,80 ± 0,08	2,65 ± 0,09	3,55 ± 0,10	5,30 ± 0,13	7,00 ± 0,15
Profundidad del alojamiento t (mm)	1,45	2,20	3,05	4,65	6,2
Deformación de los O - Ring (mm)	0,16 a 0,48	0,26 a 0,64	0,27 a 0,70	0,37 a 0,93	0,50 a 1,05
Deformación de los O - Ring (%)	9 a 25	10 a 23	8 a 19	7 a 17	7 a 15
Profundidad del alojamiento b (mm)	2,4 a 2,6	3,6 a 3,8	4,8 a 5,0	7,2 a 7,4	9,6 a 9,8
b1 con un anillo anti-extrusión (mm)	3,5 a 3,7	4,7 a 4,9	5,8 a 6,0	8,7 a 8,9	12,0 a 12,2
b2 con dos anillos anti-extrusión (mm)	4,6 a 4,8	5,8 a 6,0	6,8 a 7,0	10,2 a 10,4	14,4 a 14,6
Radio ri (mm)	0,2 a 0,4	0,2 a 0,4	0,4 a 0,8	0,4 a 0,8	0,4 a 0,8

Tabla 2.59 Detalle de los alojamientos de los O-Ring

8.9 Freno de estacionamiento

Todos los cálculos en lo que se refiere al freno de estacionamiento se encuentran recogidos en el (Anexo 2, Ap. 9).

8.9.1 Determinación del par de retención

Según la DIRECTIVA 98/12/CE, la pendiente mínima en la que ha de poder estacionar un vehículo es de un 18%, siendo la fuerza de accionamiento inferior a 600 [N].

2.2.2. Dispositivo de frenado de estacionamiento

- 2.2.2.1. El freno de estacionamiento con el que esté equipado el remolque o semirremolque deberá poder mantener detenido, cargado y aislado del vehículo tractor el remolque o semirremolque sobre un declive ascendente o descendente del 18 %. La fuerza ejercida sobre el mando no deberá sobrepasar 600 N.

Figura 2.146 Extracto de la DIRECTIVA 98/12/CE

Luego se van a realizar los cálculos para seleccionar un freno que retenga la máquina en una pendiente del 25% para dar cierto margen.

Si se tiene en cuenta el peso del vehículo, la pendiente, el radio de las ruedas y las relaciones de transmisión del reductor epicicloidal y del diferencial, para un freno colocado entre la caja de transferencia y el diferencial el par de retención es:

$$F_p = 10.230,9 [N]$$

8.9.2 Tipo de freno

El tipo de freno escogido para funcionar como freno de estacionamiento es el freno de disco con actuación mecánica mediante cable. Esta elección se debe a la sencillez, coste y fiabilidad del sistema.

Dentro de los discos de freno, se ha acudido al fabricante Tolomatic para la selección del mismo, ya que el proporciona especificaciones y fórmulas de cálculo específicas para frenos de estacionamiento.

8.9.3 Selección de los elementos del freno

El freno seleccionado por su sencillez y adecuación para cumplir con las especificaciones es el modelo ME10 con palanca larga (3,5”) del fabricante Tolomatic.

Specifications

Maximum Lever Force "L" Long Lever: 225 lbs.

Maximum Lever Force "M" & "S" Levers: 450 lbs.

Accommodates disc diameters: 6 5/16", 8", 10", 12", 16"

Maximum disc diameter: none

Housing Material: Cast Aluminum

Bolts: Zinc plated grade 5

Seals: EPR seals Standard

Wearable friction material: 0.47 cu. in.

Friction Material: Replaceable, high grade

Total lining area: 1.84 sq. in.

Lever/Cam: Heat treated one-piece lever/cam or machined "V" notch cam

Tabla 2.60 Especificaciones pinza de freno modelo ME10

Las fórmulas para el cálculo de la fuerza de accionamiento son las siguientes:

Disc Sizing Equations

"L" LONG LEVER(3.50"):

DYNAMIC TORQUE(IN.-LBS.)= 5.38 x BRAKING RADIUS(IN.) x LEVER FORCE (LBS)

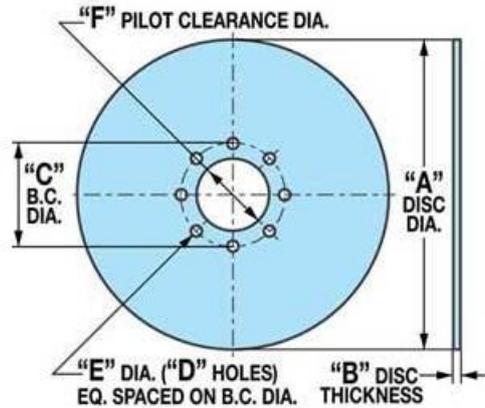
STATIC(PARKING) TORQUE(IN.-LBS.)= 2.69 x BRAKING RADIUS(IN.) x LEVER FORCE (LBS)

Tabla 2.61 Fórmulas pinza de freno modelo ME10

Como resultado de la aplicación de dichas fórmulas se obtiene un disco de freno de diámetro 12” y una fuerza de aplicación de $F_{acc} = 603 [N]$, la cual es inferior a la fuerza límite del freno pero levemente superior a la permitida por norma (600 [N]). De

todos modos se considera como válido ya que el cálculo se ha realizado para una pendiente del 25% siendo el mínimo 18%.

Los datos y geometría del freno son:



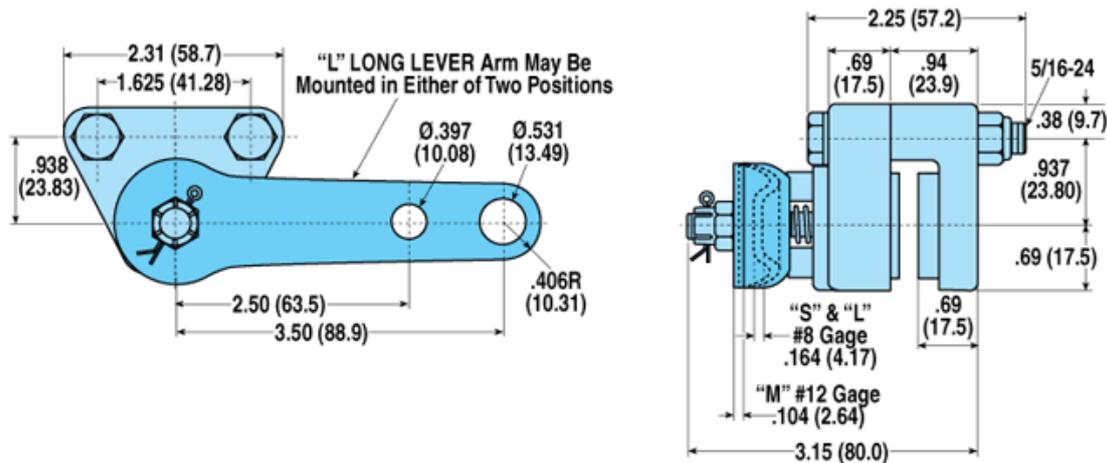
Assembly Number	A Disc Diameter (in.)	B Disc Thickness (in.)	C B.C. Diameter (in.)	D Number of Bolt Holes	E Hole Diameter (in.)	F Pilot Clearance Diameter (in.)
0804-1212	12.000	.156	4.500	4	.406	3.750

Figura 2.147 Disco de freno 12"

Long Lever Single Acting

ME10: "L" Long Lever-Single Acting Brakes

-FIXED MOUNT-FLOATING DISC-. 75 lbs. (.34 kgs.)



ME10: "L" Long Lever-Single Acting Brake Models

Model Code	Disc Thickness (in.)	Description	Assembly Number
ME10LA	5/32	Long Lever	0732-0003

Figura 2.148 Pinza de freno ME10LA

9. Planificación

El presente proyecto puede bien enmarcarse dentro de la actividad de una empresa para sí misma, es decir, un fabricante de maquinaria como puede ser JCB, Manitou, Terex... o bien puede ser un fabricante de maquinaria al que no le compensa diseñar y fabricar un elemento complejo de la máquina y para ello se dirige a un fabricante especializado en transmisiones en este caso, como son Spicer o Emmequattro.

En cualquier caso, al departamento de diseño le llegan ciertos requisitos que tiene que cumplir y necesidades que satisfacer, por ello es necesario realizar un estudio para conocer las solicitudes a las que va a estar sometido el dispositivo a diseñar.

Una vez estén claras las condiciones de contorno se han de estudiar las diferentes alternativas, teniendo en cuenta aspectos como la funcionalidad, coste de producción, mantenimiento, peso, piezas de recambio, etc...

Con una decisión tomada sobre la forma que ha de tener el producto, se empieza a profundizar en los aspectos constructivos, funcionales y resistivos, ya que el producto ha de ser funcional, tiene que poder fabricarse del modo más sencillo posible, y tiene que soportar las cargas a las que estará sometido.

Una vez se tenga el prototipo, se ha de fabricar y realizar pruebas de funcionamiento y durabilidad para cumplir con un estándar de calidad.

Si todo lo anterior es correcto, se pasa el testigo al departamento de fabricación, quienes son los encargados de diseñar los procesos de fabricación y montaje del producto final.

Para el presente proyecto se han seguido las fases mostradas a continuación en la figura 2.149.

Nombre	Fecha de ini...	Fecha de fin
• Datos de partida	15/01/15	19/01/15
• Estudio de especificaciones	19/01/15	26/02/15
• Análisis de alternativas	27/02/15	18/03/15
• Elección de alternativas	19/03/15	24/03/15
• Elección del motor hidráulico	25/03/15	30/03/15
• Diseño de componentes	30/03/15	29/05/15
• Pliego de condiciones	29/05/15	4/06/15
• Presupuesto	4/06/15	10/06/15
• Fin	10/06/15	10/06/15

Figura 2.149 Fases del proyecto de diseño

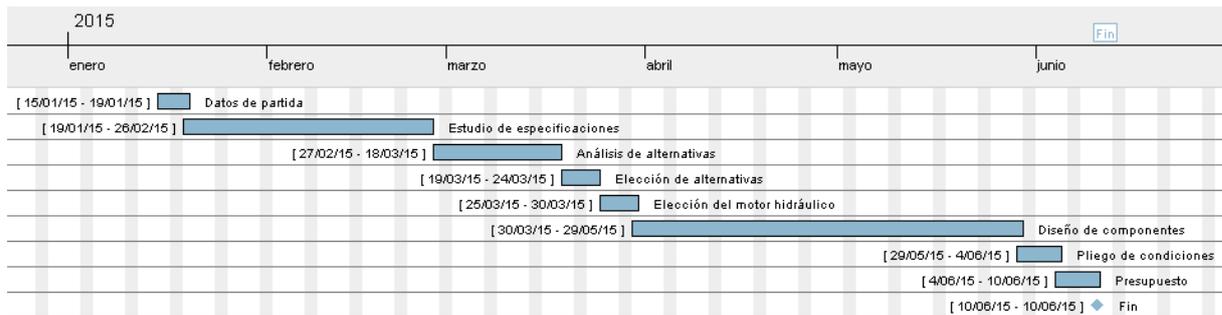


Figura 2.150 Diagrama de Gantt del proyecto

10. Orden de prioridad de los documentos

El orden de prioridad de los Documentos Básicos que consta el proyecto es el que se indica a continuación

1º Planos

2º Pliego de condiciones

3º Presupuesto

4º Memoria