Resumen

En este proyecto se pretende concebir, modelizar y analizar un actuador electromecánico de doble motor, para el frenado de estacionamiento y emergencia de vehículos (EPB DAS), conforme a una nuevo concepto de accionamiento patentado por la empresa FICO S.A. (Patente *PCT WO 2004/014707 A2*). Partiendo del esquema básico que refleja la idea patentada, e introduciendo ciertas mejoras para optimizar las posibilidades funcionales del doble accionamiento motor, se ha desarrollado la concepción del mecanismo.

El EPB DAS está formado por dos conjuntos motor – reductor independientes, que accionan por medio de transmisiones de engranajes, un husillo o una tuerca respectivamente. El avance lineal de estos elementos provoca el desplazamiento de los cables de freno unidos a los dispositivos de frenado posteriores del vehículo. Además, el sistema consta también de un muelle embrague en la salida de cada reductor, que permite el correcto funcionamiento del mecanismo cuando éste es accionado por un único motor.

Al tratarse de un sistema en que el accionamiento se produce durante un corto periodo de tiempo con una evolución del par resistente variable, y dada la importancia de evaluar el sistema en cuanto a tiempo empleado, ha sido necesaria la modelización de los procesos transitorios. El modelo implementado permite analizar el comportamiento del sistema para diferentes configuraciones, en cuanto a componentes y modo de funcionamiento. Para ello, ha sido necesario previamente, diseñar y/o seleccionar sus principales componentes.

Además, para determinar las configuraciones del EPB DAS que cumplen con las especificaciones impuestas por el fabricante, se ha establecido una estrategia de simulación. En esta estrategia se ha utilizado como criterio de simulación minimizar el tiempo de frenado en el modo de funcionamiento de dos motores intercalados. Este tipo de funcionamiento está orientado a mejorar la adaptación a la curva de frenado, reduciendo el tiempo de actuación especialmente en frenadas parciales. En cuanto al proceso de desfrenado, se ha simulado únicamente para comprobar que las configuraciones seleccionadas en la simulación de frenado cumplen las especificaciones de desfrenado.

El análisis de los diferentes casos simulados, ha puesto de manifiesto la gran variabilidad en la respuesta del EPB DAS en función de las diferentes combinaciones de motores y reducciones, consiguiendo diferentes prestaciones en cuanto a tiempo, rendimiento y consumo. Por lo tanto, este análisis presenta un conjunto de posibles configuraciones para el mecanismo que cumplen con las especificaciones del cliente, y que le permitirán hacer la selección que más se ajuste a sus necesidades. En conclusión, se ha realizado un estudio completo del mecanismo, además de desarrollar un programa con múltiples posibilidades para tomar decisiones relativas al diseño, acelerando así la etapa de desarrollo del sistema.

Sumario

RESUMEN 1

SUMARIO 3

GLOSARIO 11

INTRODUCCIÓN 19

Objetivos del proyecto 19

Alcance del proyecto 19

1. FUNDAMENTOS DE UN SISTEMA EPB 21

1.1. Descripción general del sistema EPB 21

1.1.1. Unidad de control electrónica 22
1.1.2. Actuador electromecánico 23
1.1.3. Sensores del sistema 24
1.1.4. Sistema de cableado 24
1.1.5. Dispositivo de frenado 26

1.2. Funciones principales del sistema EPB 27

1.2.1. Función estática de freno de estacionamiento 27
1.2.2. Función dinámica de freno de emergencia 28
1.2.3. Funciones de asistencia a la conducción 29
1.2.4. Función de detección y corrección de desgastes 29
1.2.5. Función de desbloqueo en caso de fallo del sistema 29

1.3. Interfaz con el usuario 29

1.3.1. Activación y desactivación del sistema 30

1.4. Tipos de actuadores de frenado de estacionamiento y emergencia 30

1.4.1. Actuadores manuales 31
1.4.2. EPB Spindle 32
1.4.3. EPB Inertial 33
1.4.4. EPB Cam 34

2. ESPECIFICACIONES DEL MECANISMO 35

2.1. Especificaciones debidas a la patente 35

2.2. Especificaciones del ciclo funcionamiento 36

2.3. Especificaciones mecánicas 37

2.4. Especificaciones eléctricas 37

3. CONCEPCIÓN Y DESARROLLO DEL MECANISMO 39

3.1. Estudio preliminar del mecanismo 39

3.1.1. Componentes principales 39
3.1.2. Modo de funcionamiento 40
3.1.3. Características de comportamiento del sistema 40

3.2. Propuesta definitiva del mecanismo de estudio 41

3.2.1. Componentes del actuador EPB DAS 42
3.2.2. Modificaciones realizadas sobre el esquema básico 43
3.2.3. Análisis del funcionamiento del sistema 48

4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES 51

4.1. Curva característica resistente del sistema 51

4.1.1. Curva característica del dispositivo de frenado 51
4.1.2. Sistema de cableado del sistema 52

4.2. Selección de los motores eléctricos 53

4.3. Selección del husillo y tuerca trapezoidal 54

4.4. Selección y cálculo de los sistemas de transmisión 55

4.4.1. Cálculo de las transmisiones de engranajes 56
4.4.2. Selección de las cajas reductoras 60

4.5. Diseño de los muelles embrague 61

4.5.1. Modo de funcionamiento 61
4.5.2. Cálculo de los muelles embrague 65

4.6. Cálculo del sistema de guiado 67

5. MODELIZACIÓN DE LOS CICLOS DE FUNCIONAMIENTO 69

5.1. Modelo de simulación del proceso de frenado 69

5.1.1. Funcionamiento del modelo de simulación 69
5.1.2. Introducción de datos en el modelo 70
5.1.3. Obtención de resultados 73

5.2. Modelo de simulación del proceso de desfrenado 73

5.3. Datos iniciales establecidos en los modelos 74

6. ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN 75

6.1. Selección del modo de funcionamiento 75

6.2. Criterios de simulación 76

6.3. Selección de los componentes del EPB DAS en la simulación 77

6.4. Estrategia de simulación del proceso de frenado 78

6.5. Estrategia de simulación del proceso de desfrenado 82

7. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS 83

7.1. Análisis de resultados del proceso de frenado 83

7.1.1. Análisis del caso 1: Cambio de etapa al 25% de la fuerza de frenado 83
7.1.2. Análisis del caso 2: Cambio de etapa al 50% de la fuerza de frenado 87
7.1.3. Análisis del caso 3: Cambio de etapa al 75% de la fuerza de frenado 90
7.1.4. Conclusiones 93

7.2. Análisis de resultados del proceso de desfrenado 97

7.3. Comparación entre el EPB DAS y el EPB Spindle 98

CONCLUSIONES 101

PRESUPUESTO 103

BIBLIOGRAFÍA 105

Listado de referencias 105

Otras referencias bibliográficas 105

Sumario Anexos I

SUMARIO 1

A. MOTORES ELÉCTRICOS 5

A.1. Características del motor 5

A.1.1. Curvas características del motor 5
A.1.2. Rango de funcionamiento 8
A.1.3. Arranque con corriente constante 8

A.2. Motores eléctricos utilizados 9

B. CONJUNTO HUSILLO - TUERCA 21

B.1. Características del conjunto husillo - tuerca 21

B.2. Husillos utilizados 21

C. TRANSMISIONES DE ENGRANAJES 27

C.1. Condiciones constructivas 27

C.2. Cálculo de la transmisión de engranajes 30

C.3. Limitaciones geométricas de engrane 32

C.4. Resistencia mecánica 36

C.5. Resultados del estudio de las condiciones geométricas y resistentes 40

D. CAJAS DE REDUCCIÓN 43

D.1. Características de las cajas reductoras 43

D.1.1. Selección de la caja de reducción 43
D.1.2. Rango de funcionamiento 46

D.2. Estudio de mercado 46

D.3. Cajas de reducción utilizadas en el modelo de simulación 55

E. CÁLCULO Y DISEÑO DEL MUELLE EMBRAGUE 57

E.1. Diseño del muelle embrague 57

E.1.1. Descripción geométrica del muelle embrague 57
E.1.2. Estado inicial de funcionamiento: Pretensado 60

E.1.3. Estado de embrague: Análisis de fuerzas 61
E.1.4. Par máximo de embrague 64
E.1.5. Estado de desembrague: Análisis de fuerzas....66
E.1.6. Par máximo de desembrague....67
E.1.7. Número de espiras efectivas 68
E.1.8. Resistencia del muelle embrague 69
E.1.9. Giro relativo entre ejes en el estado de embrague....72

E.2. Modelo de cálculo del muelle embrague....73

E.2.1. Introducción de datos 74
E.2.2. Proceso de cálculo 76
E.2.3. Resultados obtenidos 77
E.2.4. Análisis particular de un muelle embrague....78
E.2.5. Algoritmo del modelo de cálculo....79

E.3. Cálculo de los muelles embrague....81

E.3.1. Introducción de datos en el modelo de cálculo....81
E.3.2. Resultados obtenidos 83

F. CÁLCULO DEL SISTEMA DE GUIADO ____ 85

F.1. Geometría de los soportes....86

F.2. Cálculo de la guía cilíndrica....87

F.2.1. Cálculo del diámetro de la guía cilíndrica 87
F.2.2. Cálculo de la deformación de la guía cilíndrica....89

G. MODELIZACIÓN DEL PROCESO DE FRENADO____ 97

G.1. Elementos que constituyen el mecanismo 97

G.1.1. Motores eléctricos 98
G.1.2. Cajas de reducción....99
G.1.3. Muelles embrague 99
G.1.4. Transmisiones de engranajes 100
G.1.5. Husillo y tuerca trapezoidales 101
G.1.6. Sistema de cableado 102
G.1.7. Sensor de fuerza 103
G.1.8. Guiado de los soportes de las ruedas 104

G.2. Programa de simulación del proceso de frenado....106

G.2.1. Introducción de los datos en el modelo....107
G.2.2. Cálculos iniciales....115
G.2.3. Obtención del estado inicial del proceso de cálculo 117
G.2.4. Cálculo del par resistente 119
G.2.5. Cálculo del par motor y de la intensidad consumida 120
G.2.6. Proceso de cálculo 121

G.2.7. Cálculo de la fuerza resistente de los frenos....122
G.2.8. Cálculo de la fuerza axial resistente....123
G.2.9. Obtención del estado final del proceso de cálculo....124
G.2.10. Condiciones finales del proceso de cálculo....125
G.2.11. Condiciones de funcionamiento....126
G.2.12. Obtención de resultados....127

G.3. Algoritmo del programa....135

G.3.1. Macro Calcular Múltiples....135
G.3.2. Macro Calcular Configuración....140
G.3.3. Macro Borrar Resultados Anteriores....142
G.3.4. Macro Calcular Configuración Inicial....142
G.3.5. Macro Imprimir....143

H. MODELIZACIÓN DEL PROCESO DE DESFRENADO 145

H.1. Características del proceso de desfrenado....145

H.1.1. Conversión fuerza – par en el conjunto husillo – tuerca....145
H.1.2. Fuerza axial resistente....146

H.2. Funcionamiento del modelo de desfrenado....147

H.3. Resultados obtenidos....147

Sumario Anexos II

SUMARIO 1

I. RESULTADOS EPB DAS 3

I.1. Proceso de frenado mediante el motor I 20 – 1200 N 3

I.2. Fase I: Simulación independiente de la etapa I 9

I.2.1. Caso 1 (25 %): Motor I 20 – 300 N 9
I.2.2. Caso 2 (50 %): Motor I 20 – 600 N 12
I.2.3. Caso 3 (75 %): Motor I 20 – 900 N 15

I.3. Fase I: Simulación independiente de la etapa II 18

I.3.1. Caso 1 (25 %): Motor II 300 – 1200 N 18
I.3.2. Caso 2 (50 %): Motor II 600 – 1200 N 21
I.3.3. Caso 3 (75 %): Motor II 900 – 1200 N 24

I.4. Fase II: Simulación conjunta Caso 1 (20 – 300 – 1200 N) 27

I.5. Fase II: Simulación conjunta Caso 2 (20 – 600 – 1200 N) 33

I.6. Fase II: Simulación conjunta Caso 3 (20 – 900 – 1200 N) 39

I.7. Proceso de desfrenado 1200 – 20 N 45

I.8. Comparativa EPB DAS – EPB Spindle 48

I.8.1. Resultados EPB DAS 48
I.8.2. Resultados EPB Spindle 72

Glosario

EPB	Sistema electromecánico de frenado de estacionamiento *(Electromechanical Parking Brake)*
DAS	Doble actuación sobre el husillo *(Double Actuator Spindle)*

a	Distancia libre entre espiras del muelle embrague
a'	Distancia entre ejes de funcionamiento
a_o	Distancia entre ejes teórica
A_i	Anchura total del muelle embrague en estado libre
b	Anchura
c	Juego fondo del engranaje
c_{muelle}	Valor radial constante del alojamiento del muelle embrague
$c_{s\ par}$	Coeficiente de seguridad par de embrague
$c_{s\ m}$	Coeficiente de seguridad del material
C	Factor de arrollamiento del muelle
d'	Diámetro de funcionamiento del engranaje
d_o	Diámetro primitivo del engranaje
d_a	Diámetro de cabeza del engranaje
d_b	Diámetro de base del engranaje
d_f	Diámetro de pie del engranaje.
d_{inv}	Diámetro límite de la evolvente del engranaje
d_{min}	Diámetro mínimo de la barra
d_A	Diámetro activo del pie del engranaje
D_{aloj}	Diámetro del alojamiento
D_c	Diámetro de los ejes donde se aloja el muelle embrague
$D_{cor\ axial}$	Diámetro medio de la corona del rodamiento
$D_{eje\ red}$	Diámetro del eje de salida del reductor
D_{hus}	Diámetro de la rosca del husillo
D_f	Diámetro medio del muelle embrague en estado de pretensión
D_i	Diámetro medio del muelle embrague en estado libre

D_{ii}	Diámetro interior de la espira del muelle embrague
D_{if}	Diámetro interior del muelle embrague estado de pretensión
D_{int}	Diámetro en los flancos del husillo
$D_{piñón}$	Diámetro primitivo del piñón
D_{rueda}	Diámetro primitivo de la rueda
E	Módulo de elasticidad del material
E_{elec}	Energía eléctrica consumida por el sistema
E_{motor}	Energía eléctrica consumida por el motor
$F_{o\ eje}$	Fuerza de rozamiento en estado de desembrague por giro de un eje
$F_{o\ ext}$	Fuerza de rozamiento en estado de desembrague por fuerza aplicada en un extremo
F_{axial}	Fuerza axial ejercida sobre el conjunto husillo – tuerca
F_{cable}	Fuerza resistente en el soporte de cada cable del mecanismo
F_{ext}	Fuerza aplicada sobre el extremo del muelle embrague
F_{freno}	Fuerza resistente que efectúa el freno
$F_{h\ ext_i}$	Fuerza normal horizontal en el soporte interior
$F_{h\ int}$	Fuerza normal horizontal en el soporte interior
$F_{máx\ cable}$	Fuerza máxima en el actuador del cable de freno
$F_{r\ piñón}$	Fuerza radial piñón
$F_{res\ hus\text{-}tuerca}$	Fuerza axial resistente sobre el conjunto husillo – tuerca
F_{roz}	Fuerza de rozamiento
$F_{roz\ eje}$	Fuerza de rozamiento en estado de embrague por giro de un eje
$F_{roz\ ext}$	Fuerza de rozamiento en estado de embrague por fuerza aplicada en un extremo
$F_{roz\ cil}$	Fuerza de rozamiento en la guía cilíndrica
$F_{roz\ piñón\text{-}rueda}$	Fuerza de rozamiento entre piñón y rueda
$F_{roz\ trans}$	Fuerza de rozamiento en la guía transversal
F_t	Fuerza tangencial en el engrane
$F_{t\ piñón}$	Fuerza tangencial piñón
$F_{v\ aloj\ int}$	Fuerza vertical interior en el alojamiento de la rueda
$F_{v\ aloj\ ext}$	Fuerza vertical exterior en el alojamiento de la rueda

$F_{v\ int}$	Fuerza normal vertical en el soporte interior
$F_{v\ ext_i}$	Fuerza normal vertical en el soporte interior
h	Altura de la sección del alambre del muelle embrague
i_{red}	Relación de transmisión del reductor
i_{tr_i}	Relación de transmisión engranajes
I_o	Intensidad de vacío del motor eléctrico
I	Momento de inercia
I_{lim}	Intensidad limitada
$I_{máx}$	Intensidad máxima consumida por el motor eléctrico
I_{media}	Intensidad media consumida
I_{motor}	Intensidad consumida por el motor eléctrico
$I_{red\ motor}$	Inercia total reducida al eje del motor
I^{hus}	Inercia del husillo
I^{motor}	Inercia del motor eléctrico
I^{red}	Inercia del reductor reducido al eje de entrada
$J_{eje\ red\ -hus}$	Juego entre el eje del reductor y el husillo
K_A	Factor de servicio
K_{b_i}	Factor de corrección de la tensión (Factor de Wahl)
K_{bL}	Factor de duración solicitación en el pie del diente
K_{HL}	Factor de duración solicitación a presión superficial
K_I	Constante de intensidad del motor eléctrico
K_m	Factor de distribución de carga
K_{sensor}	Constante de rigidez del muelle del sensor de fuerza
K_v	Factor de velocidad
l	Longitud barra cilíndrica
l_{hus}	Longitud del husillo
L_{al}	Longitud del alambre del muelle embrague
m	Masa del husillo
m_o	Módulo del engranaje
$M(x)$	Momento flector de la barra
$M_{emb\ eje}$	Momento de embrague máximo por giro de un eje

$M_{emb\ ext}$	Momento de embrague máximo por fuerza aplicada en un extremo
$M_{des\ ext}$	Momento de desembrague máximo por fuerza aplicada en un extremo
M_{flu}	Momento torsor para alcanzar el diámetro del estado inicial
$M_{des\ eje}$	Momento de desembrague máximo por giro de un eje
M_t	Par equivalente del engranaje
n	Régimen de giro medio del engranaje
$n_{ent\ red}$	Régimen de giro del eje de entrada del reductor
n_f	Número de espiras eficaces en estado de pretensión del muelle embrague
n_i	Número de espiras activas del muelle embrague
$n_{máx}$	Régimen de giro máximo del motor eléctrico
$n_{máx\ motor}$	Régimen de giro máximo del motor.
$n_{máx\ red}$	Régimen de giro máximo en el eje de entrada del reductor
n_{motor}	Régimen de giro del motor eléctrico
$n_{sal\ red}$	Régimen de giro del eje de salida del reductor
N	Número de ciclos total del engranaje
N_y	Factor de seguridad de fluencia
p	Paso de la rosca trapezoidal
P	Presión uniforme sobre los ejes debido al muelle embrague
$P_{máx\ motor}$	Potencia máxima del motor eléctrico
P_{motor}	Potencia del motor eléctrico
$q(x)$	Función de carga
S	Sección de la espira del muelle embrague
S_y	Tensión máxima admisible a fluencia
t_o	Instante de tiempo inicial
t_f	Instante de tiempo final
t_{sim}	Tiempo de la simulación
U	Tensión de alimentación del motor eléctrico
v	Velocidad media del engranaje
$V(x)$	Función de cortante
W	Momento flector de la sección del alambre del muelle embrague
W_{frenos}	Trabajo ejercido sobre los frenos
$W_{hus-tuerca}$	Trabajo ejercido por el conjunto husillo - tuerca

W_{motor}	Trabajo motor
x_1	Distancia entre el centro del alojamiento de la rueda y la guía cilíndrica
x_2	Distancia entre la guía cilíndrica y la transversal.
x_3	Distancia entre apoyos del eje de la rueda
x_4	Distancia entre el apoyo de la rueda y el punto de contacto de la guía cilíndrica
x_5	Distancia entre el centro de la guía cilíndrica y el anclaje del cable.
x_{cable}	Desplazamiento de un cable de freno
x_{ext}	Longitud libre del extremo del muelle embrague
x_{freno}	Desplazamiento de un freno
x_{hus}	Desplazamiento del husillo
$x_{máx\ total}$	Desplazamiento máximo del actuador
x_{tuerca}	Desplazamiento de la tuerca
x_{total}	Desplazamiento lineal total del conjunto husillo – tuerca
$y(x)$	Flecha o deflexión de la barra
Y_F	Coeficiente de forma
Y_e	Coeficiente de recubrimiento
z	Número de dientes del engranaje
$z_{lím}$	Número límite de dientes del engranaje
Z_E	Factor de material
a'	Ángulo de presión aparente de funcionamiento
a_o	Ángulo de presión del engranaje
a_{motor}	Aceleración angular motor
G_{des}	Par de desembrague máximo del muelle embrague
G_{emb}	Par de embrague máximo del muelle embrague
$G_{ent\ red}$	Par en el eje de entrada del reductor
$G_{máx}$	Par máximo del motor eléctrico
$G_{máx\ red}$	Par máximo en el eje de salida del reductor
$G_{máx\ res\ red}$	Par máximo resistente en el eje de salida del reductor
G_{motor}	Par del motor eléctrico
$G_{motor\ lim}$	Par motor limitado

$G_{piñón}$	Par en el piñón
$G_{roz\ rueda}$	Par de rozamiento en la rueda
G_{rueda}	Par en la rueda
$G_{sal\ red}$	Par en el eje de salida del reductor
$G_{roz\ aloj}$	Par de rozamiento en el alojamiento
$G_{res\ hus\text{-}tuerca}$	Par resistente al avance del conjunto husillo – tuerca
d	Deformación de una espira del muelle embrague debido a una presión uniforme
Dl	Elongación máxima del muelle embrague
Dx_{sensor}	Desplazamiento del sensor de fuerza
Dt	Incremento de tiempo en el proceso de cálculo
Dq	Incremento de ángulo del muelle embrague
e_a	Recubrimiento frontal
h_{cables}	Rendimiento del sistema de cableado
$h_{carrera}$	Rendimiento de recorrido del sistema de cableado
h_{fuerza}	Rendimiento de fuerza del sistema de cableado
h_{motor}	Rendimiento del motor
h_{red}	Rendimiento del reductor
h_{tr}	Rendimiento del engranaje
h_{tot}	Rendimiento global del sistema
$h_{transmisión}$	Rendimiento del sistema de transmisión
$q(x)$	Función de la pendiente de la barra
q_{hus}	Ángulo girado por el husillo
$q_i - q_f$	Variación de ángulo del muelle embrague entre el estado libre y de pretensión
q_{motor}	Ángulo girado por el motor
q_{tuerca}	Ángulo girado por la tuerca
l	Parámetro ISO para el desplazamiento del perfil
l_{hus}	Ángulo de inclinación de la hélice de la rosca
m_{aloj}	Coeficiente de rozamiento en el alojamiento
$m_{cor\ axial_i}$	Coeficiente de rozamiento rodamiento axial
$m_{guía\ cil}$	Coeficiente de rozamiento guía cilíndrica – soporte

$m_{guía\ trans}$	Coeficiente de rozamiento guía transversal – soporte
$m_{hus-tuerca}$	Coeficiente de rozamiento entre muelle embrague y los ejes donde se aloja
$m_{muelle-eje}$	Coeficiente de rozamiento entre el husillo y la tuerca
$m_{piñón-rueda}$	Coeficiente de rozamiento entre el piñón y la rueda
r	Densidad material
$s_{adm\ muelle}$	Tensión admisible del muelle embrague
$s_{adm\ eje}$	Tensión admisible de los ejes
s_{b}	Solicitación en el pie del diente del engranaje
$s_{b\ lím}$	Límite de resistencia a rotura del material del engranaje
$s_{e\ eje}$	Límite elástico del material de los ejes
s_{eje}	Tensión máxima sobre los ejes
$s_{e\ muelle}$	Límite elástico del material del muelle embrague
s_{ext}	Tensión aplicada en el extremo del muelle embrague
s_{H}	Solicitación a presión superficial del engranaje
$s_{H\ lím}$	Límite de resistencia superficial del engranaje
s_{i}	Tensión efectuada sobre el muelle en el diámetro interior de la espira
s_{muelle}	Tensión máxima del muelle embrague efectuada
w_{o}	Velocidades inicial del motor
w_{motor}	Velocidades angular del motor
w_{hus}	Velocidad angular del husillo.
w_{f}	Velocidad angular final del motor

Introducción

La necesidad actual de aumentar el confort en los automóviles ha dado lugar al diseño de sistemas de frenado de estacionamiento y emergencia eléctricos (EPB). Aunque se trata de una tecnología bastante reciente en la industria convencional del automóvil, existen diferentes empresas que han desarrollado nuevas ideas patentables para abarcar el máximo volumen de mercado.

Este es el ámbito donde se enmarca el proyecto, ya que la necesidad de introducirse en este mercado ha hecho que empresas como FICO S.A., estén estudiando nuevas ideas para introducir mejoras en los mecanismos ya existentes y/o diseñar nuevos sistemas.

Objetivos del proyecto

El objetivo del presente proyecto es concebir, modelizar y analizar un mecanismo electromecánico de doble motor para el accionamiento del sistema de frenado de estacionamiento y emergencia en vehículos.

Para alcanzar dicho objetivo se deberá, a partir de las especificaciones técnicas de diseño y de un esquema inicial básico patentado suministrados por FICO S.A., llevar a cabo los siguientes pasos:

- Estudio del esquema inicial y desarrollo de un mecanismo funcional, teniendo en cuenta que se trata de una idea patentada y por ello, no se deberá variar significativamente su estructura básica.
- Estudio y selección de los componentes más relevantes de dicho mecanismo.
- Diseño e implementación de un modelo informático de cada uno de los ciclos de funcionamiento, que permitirá la simulación y la optimización de los diferentes componentes que forman el sistema.
- Análisis del comportamiento del sistema, a partir de los resultados obtenidos mediante las simulaciones efectuadas de las diferentes configuraciones del mecanismo.

Alcance del proyecto

El presente proyecto está concebido para su aplicación en la industria de la automoción. Se investiga y se desarrolla una propuesta patentada de la empresa FICO S.A..

1. Fundamentos de un sistema EPB

En el sector de la automoción se está extendiendo el uso de sistemas electromecánicos de frenado de estacionamiento y emergencia (EPB), reemplazando los sistemas tradicionales compuestos generalmente por una palanca o pedal de freno de estacionamiento.

No obstante, esta sustitución de la actuación del conductor por una automatizada, lleva asociada unos ciertos requisitos que determinarán de forma decisiva el proceso de diseño de un nuevo EPB. La diferente ponderación de cada uno de los requerimientos acabará comportando diferentes concepciones.

Básicamente, este tipo de sistemas están compuestos por una unidad de control electrónica, encargada de gestionar el funcionamiento del sistema, y un accionamiento mecánico que actúa sobre los frenos posteriores del vehículo (Fig. 1.1).

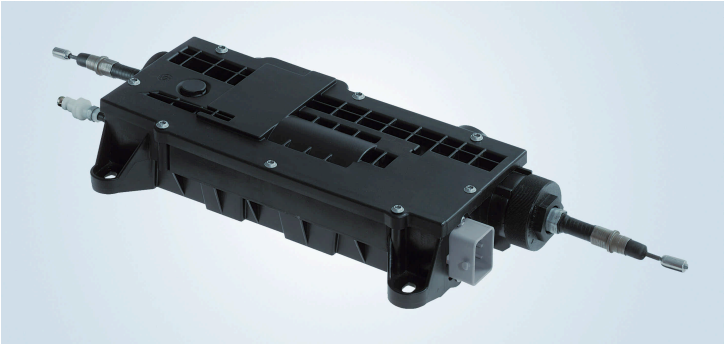


Fig. 1.1 Ejemplo de mecanismo de frenado electromecánico de estacionamiento y emergencia

En este capítulo se describirá el funcionamiento y los principales componentes que forman dicho sistema. Evidentemente se trata de una descripción general, ya que existen diversos tipos de mecanismos en el mercado y sus configuraciones pueden diferir en gran medida.

También, se efectuará un análisis de cada una de las diferentes propuestas de actuadores electromecánicos implementadas hasta el momento por la empresa FICO S.A..

Toda esta información será de gran utilidad para la concepción y el posterior análisis del actuador de doble motor, objeto del presente proyecto.

1.1. Descripción general del sistema EPB

El freno de estacionamiento y emergencia eléctrico esta constituido básicamente por los componentes que se detallan a continuación:

- Unidad electrónica de control

- Actuador electromecánico
- Sensores
- Sistema de cableado de frenado
- Frenos posteriores del vehículo

Como se muestra en el siguiente esquema (Fig. 1.2), el conductor será quien gobierne el sistema actuando sobre un conmutador o interruptor situado en el interior del vehículo.

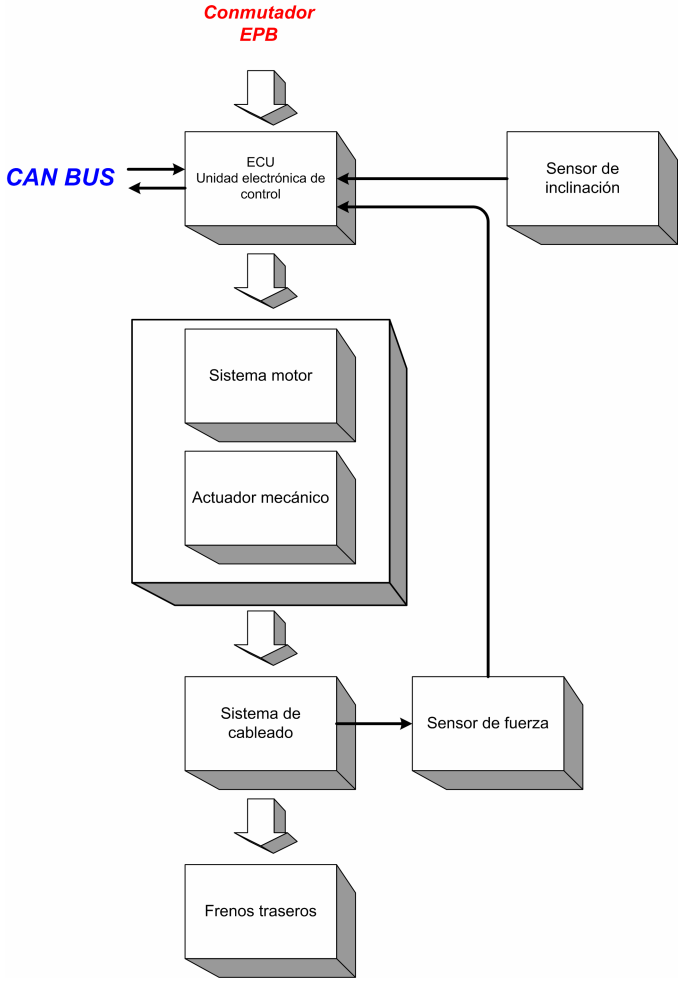


Fig. 1.2 Esquema general de los principales componentes de un sistema EPB

1.1.1. Unidad de control electrónica

La unidad de control electrónica (ECU) es el elemento encargado de gestionar el sistema. Este elemento dispone generalmente de uno o dos procesadores, en función del número de motores eléctricos que formen el actuador, encargados de recibir las señales obtenidas en los diferentes sensores del vehículo. Éstas son moduladas previamente para su interpretación, resultando una señal de consigna adaptada para gobernar el actuador electromecánico.

Toda esta información se obtiene ya que la ECU está conectada con el sistema CAN bus de información y diagnóstico del vehículo. De esta forma entra en contacto con otras señales para el correcto funcionamiento del sistema, e informa al resto del vehículo del estado en que se encuentra.

1.1.2. Actuador electromecánico

El actuador electromecánico es la parte mecánica del sistema, formado por un accionamiento eléctrico y por un actuador mecánico, que se encarga de efectuar la fuerza de frenado solicitada por la unidad de control sobre los frenos posteriores del vehículo.

Accionamiento eléctrico

El accionamiento de los sistemas EPB se realiza mediante la conversión de energía eléctrica a mecánica, aportada por uno o dos motores eléctricos de corriente continua.

La principal razón por la que se utilizan estos tipos de motores, se debe a que únicamente se dispone de corriente continua en el vehículo. Otras razones como el elevado par de arranque y la fácil regulación de la velocidad, los hacen también adecuados para este tipo de funcionamiento.

Los principales inconvenientes que presentan son el elevado pico de intensidad consumida en el arranque y el tamaño.

Existen otros tipos de motores, como los paso a paso, que podrían ser idóneos para este tipo de aplicaciones, pero su elevado coste descarta su utilización. También destacar los motores de inducción, que para una misma potencia, pueden tener un coste y tamaño menores, pero con el problema de necesitar corriente alterna.

Actuador mecánico

El mecanismo que recibe el movimiento del accionamiento eléctrico es el actuador mecánico. Su función es transformar el movimiento rotativo que proviene de los motores eléctricos en movimiento lineal sobre el sistema de cableado, mediante el cual se ejerce trabajo sobre los frenos del eje posterior del vehículo.

Este elemento está compuesto por varios componentes, que se agrupan en un sistema de transmisión y en un sistema de irreversibilidad. Mediante estos dos sistemas debe ser posible efectuar el frenado necesario del vehículo y ser capaz de mantenerlo sin que exista consumo de energía de manera continua.

1.1.3. Sensores del sistema

Para un correcto funcionamiento del sistema EPB, es necesario procesar en la unidad de control toda aquella información de las diferentes señales de las que pueda depender la acción de frenado.

En este apartado se detallan aquellas que son más relevantes para el sistema. Una de ellas, es la fuerza de frenado que efectúa el mecanismo, obtenida mediante un sensor de fuerza de frenado, y otra, el ángulo de inclinación del vehículo, obtenida mediante un sensor de inclinación o inclinómetro.

Sensor de fuerza

La función del sensor de fuerza es determinar cual es la fuerza que se está ejerciendo sobre el sistema de cableado del que estira el actuador, y realimentar con esta señal a la unidad electrónica de control. La información de este sensor permite a la ECU controlar en todo momento la fuerza de frenado que ejerce el mecanismo.

Se trata de un sensor de efecto Hall que determina el desplazamiento del cable de freno, relacionando la tensión entre dos puntos con la variación del campo magnético creado por un elemento conductor y un imán. Entre estos dos puntos, se dispone de un muelle de rigidez conocida, de manera que este desplazamiento se transforma en una señal de fuerza aplicada en el cable.

Sensor de inclinación

La función del sensor de inclinación o inclinómetro es determinar cual es el ángulo de inclinación en el que se encuentra el vehículo en cada momento. La información de éste, junto a la del sensor de fuerza, permite al mecanismo efectuar fuerzas variables de frenado dependiendo de la pendiente.

La información de este sensor no es necesaria para el funcionamiento elemental del sistema, pero mediante ésta, es posible optimizar la frenada en función de las condiciones en que se encuentre el vehículo.

1.1.4. Sistema de cableado

Existen diversos tipos de configuraciones en el modo de instalar el actuador electromecánico sobre el dispositivo de frenado de un vehículo.

Una posibilidad es mantener la estructura tradicional de cables y permitir la instalación opcional del EPB sustituyendo el accionamiento manual. En esta configuración, existen diversos tipos de sistemas de cableado (Fig. 1.3) que influirán de forma significativa en el

diseño del sistema EPB. Las prestaciones del sistema variarán en función del rendimiento de los mismos y de la forma de actuación sobre ellos.

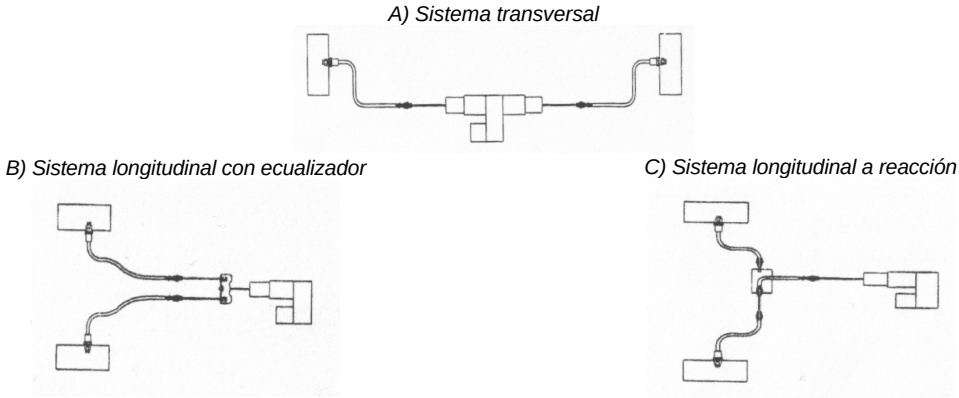


Fig. 1.3 Sistemas de cableado: A) Transversal (Strecher), B) Longitudinal (Pull) y C) Longitudinal a reacción

En el sistema de cableado transversal, el actuador electromecánico estira directamente de los dos cables de freno, siendo el propio mecanismo el responsable de equilibrar la fuerza de frenado en cada rueda. En el sistema longitudinal, el actuador estira sólo de un cable, y mediante la existencia de un elemento intermedio se consigue efectuar y equilibrar la fuerza de frenado sobre cada rueda.

En ambos casos, los cables utilizados son de idénticas características que los empleados en los sistemas tradicionales (Fig. 1.4).

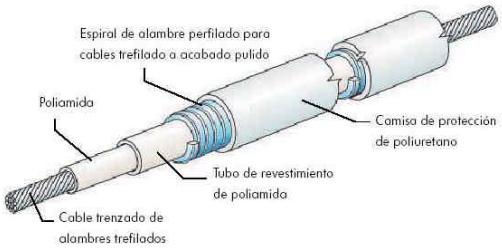


Fig. 1.4 Principales elementos de un cable de freno

En el mercado existen otro tipo de sistemas EPB en los cuales no es necesario el uso del sistema de cableado, ya que el propio mecanismo se encuentra directamente instalado sobre cada uno de los dispositivos de frenado (Fig. 1.5). Este tipo de sistemas se caracterizan por tener una electrónica de mayor complejidad al tener que equilibrar el frenado, que se efectúa de forma independiente en cada rueda.

Fig. 1.5 Sistema EPB instalado en el dispositivo de frenado

1.1.5. Dispositivo de frenado

El sistema EPB actúa sobre el dispositivo de frenado del eje posterior del vehículo. Por norma general, suele tratase de frenos de disco, ya que actualmente el sistema de frenado eléctrico de estacionamiento se instala en automóviles de gama alta.

Este tipo de dispositivo se compone por un disco metálico que gira solidario con la rueda y que es presionado axialmente por dos pastillas de material sintético, que a su vez son empujadas por una pinza (Fig. 1.6). El rozamiento de la pastilla contra el disco es el encargado de transformar la energía cinética de giro en energía calorífica.

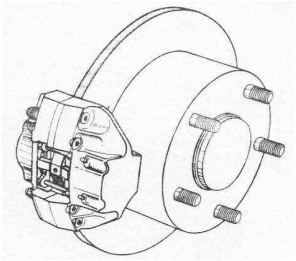


Fig. 1.6 Dispositivo de frenado de disco

Existe también la posibilidad de instalar el sistema EPB en el dispositivo de frenado de tambor (Fig. 1.7). La ventaja de este sistema respecto al anterior se encuentra en el coste. En cambio, su menor eficiencia, hace que normalmente se utilice en las ruedas posteriores de vehículos de inferior gama.

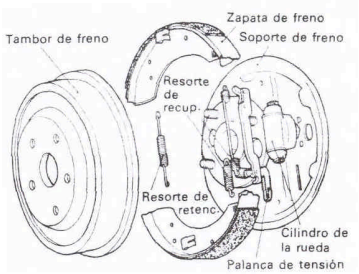


Fig. 1.7 Dispositivo de frenado de tambor

El tambor se compone por un cilindro hueco que gira solidario con la rueda, en el interior del cual se encuentran las zapatas que rozan contra el tambor y transforman la energía cinética en energía calorífica. Las zapatas están compuestas de un armazón metálico y de un forro de material sintético que roza contra el tambor.

En cualquiera de los casos, es necesario conocer el comportamiento del freno para el correcto diseño del sistema. A grandes rasgos, el frenado de la rueda depende del recorrido que efectúe el cable, obteniendo un comportamiento similar al de dos resortes en paralelo que no comienzan a actuar en el mismo punto de recorrido.

1.2. Funciones principales del sistema EPB

El sistema EPB está concebido para efectuar principalmente la función de sistema auxiliar de frenado en el vehículo.

Según la reglamentación vigente *(Normativa Eur-LEX referente a sistemas de frenado en vehículos),* todo vehículo está dotado de dos sistemas de frenado independientes; uno de ellos, el circuito principal de servicio, debe ser capaz de detener el vehículo en movimiento a voluntad del conductor. El otro circuito, el auxiliar, se emplea para bloquear generalmente las ruedas del eje trasero cuando el vehículo se encuentra estacionado o en caso de emergencia.

El EPB tiene dos modos de funcionamiento claramente diferenciados: el modo estático, correspondiente al funcionamiento como freno de estacionamiento, y el modo dinámico, correspondiente al freno de emergencia. Los términos estático y dinámico evidentemente provienen de la velocidad del vehículo en el momento del accionamiento del sistema.

Dependiendo del tipo de actuador y de su unidad de control electrónica, es posible además obtener otras funciones de gran utilidad para una conducción más confortable y segura.

1.2.1. Función estática de freno de estacionamiento

El sistema de frenado de estacionamiento de un vehículo debe permitir mantener inmóvil el vehículo sobre un declive ascendente o descendente, incluso en ausencia del conductor. Se trata de una frenada estática, ya que el vehículo ha sido previamente parado mediante el sistema de frenado principal de servicio. Las superficies activas del freno deben quedar mantenidas en posición de bloqueo por medio de un dispositivo de acción puramente mecánica. El conductor debe poder conseguir este frenado desde su asiento de una forma cómoda y fácil, pudiendo ser activado o desactivado cuando lo desee.

En este tipo de funcionamiento, la unidad de control electrónica recibe la señal de accionamiento que proviene del conductor, y en función del estado de las otras señales del

vehículo, regula el funcionamiento del actuador electromecánico para lograr efectuar el frenado adecuado a las condiciones en que se encuentra el vehículo (Fig. 1.8).

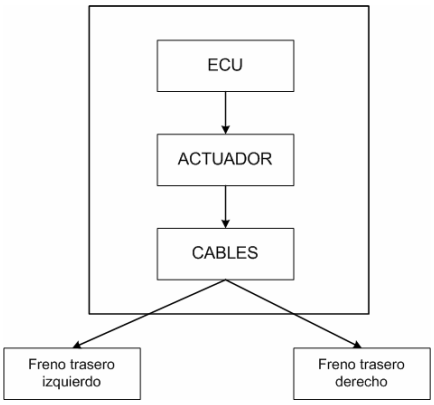


Fig. 1.8 Función de frenado de estacionamiento

1.2.2. Función dinámica de freno de emergencia

El sistema de frenado de emergencia debe permitir que en una distancia razonable, el vehículo en movimiento pueda parar en caso de fallo del freno principal de servicio. Se trata de una frenada dinámica, siendo imprescindible evitar el bloqueo de las ruedas o la descompensación del frenado del vehículo por cuestiones de estabilidad y direccionabilidad del vehículo.

En este caso, el conductor también tiene que poder efectuar este tipo de frenado desde su asiento, controlando el órgano de dirección con una de las dos manos como mínimo y de forma regulable. Cuando el conductor accione el mecanismo, éste efectuará la máxima retención posible del vehículo durante el tiempo en que el sistema EPB esté activado (Fig. 1.9).

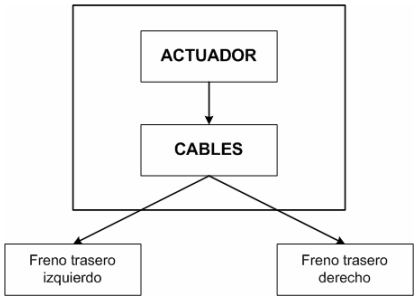


Fig. 1.9 Función de frenado de emergencia

Con la finalidad de evitar el bloqueo de las ruedas posteriores del vehículo, la fuerza aplicada sobre los frenos puede ser modulada mediante la información que proviene de los sensores de bloqueo de ruedas del ABS (*Anti-Lock Braking System*) controlando la adherencia de las ruedas del eje posterior al suelo, evitando el deslizamiento y

garantizando el frenado del vehículo.

1.2.3. Funciones de asistencia a la conducción

Además de estas dos funciones principales, los sistemas EPB pueden efectuar diversas funciones de ayuda a la conducción. Entre ellas cabe destacar la función de asistencia autoadaptable en la arrancada. Esta función, también llamada *Hill Holder*, permite arrancar el vehículo en pendientes sin sacudidas y sin que se desplace en retroceso. Para ello es necesario un sensor de control para medir el ángulo de inclinación del vehículo, además de otras señales del vehículo. El sistema de frenado de estacionamiento se activará efectuando la fuerza necesaria para que el vehículo se mantenga inmóvil, y se desactivará al comenzar la marcha.

En la misma línea de aplicación, también se puede destacar la función *Drive Away*, que consiste en retirar el freno de estacionamiento automáticamente cuando el conductor quiere empezar la marcha. Con esta función, se asegura que el vehículo no circule con el freno de estacionamiento accionado por descuido del conductor.

1.2.4. Función de detección y corrección de desgastes

Este tipo de sistema permite detectar el desgaste progresivo del dispositivo de frenado (pastillas o zapatas de freno), de forma que el mecanismo pueda autoregularse para efectuar siempre un frenado óptimo.

Esta función se lleva a cabo en el proceso de desactivación del sistema para desfrenar el vehículo. Mediante el sensor de fuerza se consigue fijar el actuador en la posición que ejerza una fuerza de frenado nula, eliminando los posibles juegos ocasionados por los desgastes.

1.2.5. Función de desbloqueo en caso de fallo del sistema

El sistema también debe poder permitir en caso de fallo, ya sea eléctrico o mecánico, desbloquear mecánicamente el sistema de frenado activado. La ejecución de esta acción debe ser razonable, aunque no es necesario que se realice por el conductor desde su asiento y con el vehículo en marcha. Por ello, se efectúa accediendo al lugar donde se ubica el mecanismo y se acciona manualmente mediante una herramienta.

1.3. Interfaz con el usuario

El sistema EPB, en su funcionamiento, necesita evaluar las diferentes señales procedentes de otros dispositivos del vehículo, relativas al estado del vehículo y a la voluntad del conductor.

El sistema debe informar, tanto al conductor como al resto de dispositivos del vehículo, de su estado y de cualquier hipotético fallo del accionamiento. De aquí el hecho que la unidad electrónica de control haga llegar estas señales al bus CAN de datos del vehículo, con el objetivo que esta información acabe llegando también al conductor, a través de los indicadores luminosos y sonoros dispuestos a tal efecto en la consola y en el cuadro del vehículo. A continuación se describen con más detalle aquellos aspectos que relacionan el usuario con el sistema de frenado electromecánico.

1.3.1. Activación y desactivación del sistema

El EPB se acciona por el conductor mediante un botón situado en la consola del vehículo. Éste debe ser diseñado de forma que no produzca una activación accidental.

Para cualquiera de las posibles operaciones, la orden del conductor será aceptada si su duración es mayor de 100 ms, de forma que también se eviten posibles activaciones involuntarias por su parte.

La activación del frenado de estacionamiento o emergencia se consigue accionando el interruptor. Esta acción puede efectuarse en cualquier tipo de situación, incluso cuando el encendido del vehículo se encuentra desconectado.

La desactivación, se efectúa de forma análoga volviendo a pulsar el interruptor del sistema, además de accionar al mismo tiempo el pedal de freno de servicio o el acelerador. Esta acción sólo es posible con el encendido del vehículo conectado.

En los casos en que el sistema actúe automáticamente (*Drive Away* y *Hill Holder*), el propio sistema mediante la ECU, controlará el funcionamiento, a partir de las diferentes señales provenientes del bus CAN del vehículo.

1.4. Tipos de actuadores de frenado de estacionamiento y emergencia

Para llevar a cabo el frenado de estacionamiento y emergencia del vehículo, tradicionalmente se han utilizado accionamientos manuales en que la dependencia de la fuerza del conductor ha estado siempre implícita. Mediante los sistemas EPB, es posible eliminar dicha dependencia, además de mejorar las frenadas dinámicas y la conducción del vehículo al emprender la marcha.

Por otro lado, la incorporación de los nuevos sistemas de frenado electromecánicos elimina del habitáculo cualquier mecanismo manual, con la consiguiente ganancia de espacio y habitabilidad para los pasajeros.

Aún así, generalmente los principales condicionantes para el diseño de estos actuadotes son el tamaño y el coste. El espacio que ocupa un EPB es en principio mayor al que ocupa un sistema de frenado de estacionamiento manual, y por ello, es necesario optimizar sus dimensiones y prever una localización adecuada en el vehículo.

1.4.1. Actuadores manuales

Tradicionalmente, el sistema de freno de estacionamiento y emergencia ha consistido en un accionamiento de palanca, llamado más usualmente freno de mano (Fig. 1.10), que actúa sobre las ruedas traseras del vehículo por medio de un sistema de varillas o cables.

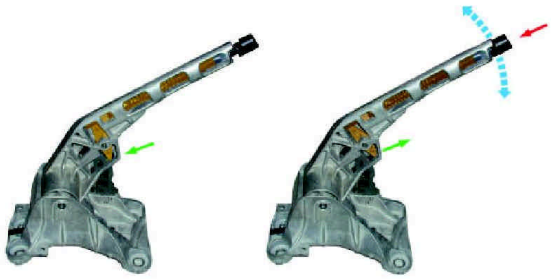


Fig. 1.10 Freno de palanca de estacionamiento

La palanca, montada sobre el soporte fijo a la carrocería, puede girar sobre un bulón de acoplamiento. En el interior del soporte, va montado un sistema de trinquete de retención con un sector dentado y una uñeta, accionado por una varilla situada en el interior de la palanca y retenida por la acción del muelle, para fijar la posición de frenado.

Existe también otro sistema de frenado de estacionamiento manual de pedal (Fig. 1.11). Este mecanismo suele mejorar al anterior en cuanto a peso y fuerza de desaplicación.

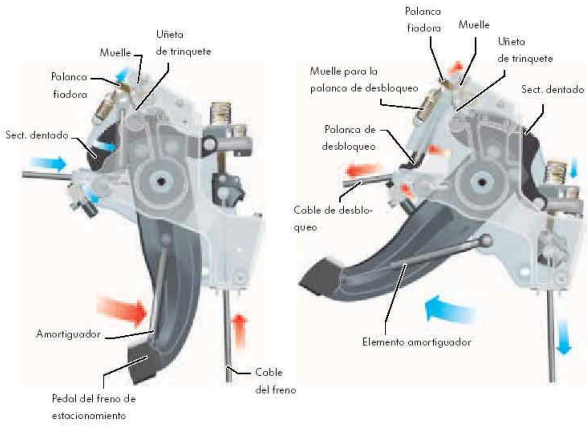


Fig. 1.11 Freno de pedal de estacionamiento

En este caso, el conductor efectúa la fuerza sobre el pedal de freno de estacionamiento que acciona los cables de frenado. En este mecanismo existe también un sistema de

trinquete unido al pedal del freno que gira sobre su soporte, quedando inmovilizado mediante una uñeta que engrana en el sector dentado.

Para desbloquear el freno de estacionamiento, el conductor debe accionar manualmente un mando, de manera que el pedal retorna de forma automática a su posición inicial.

1.4.2. EPB Spindle

El sistema EPB Spindle (Fig. 1.12) es una solución mecánicamente robusta al diseñar un actuador electromecánico. El mecanismo se caracteriza por tener un tamaño moderado y un control electrónico sencillo. Además, presenta una buena adaptación al tiempo de frenada requerido, en función de la selección de un motoreductor adecuado.

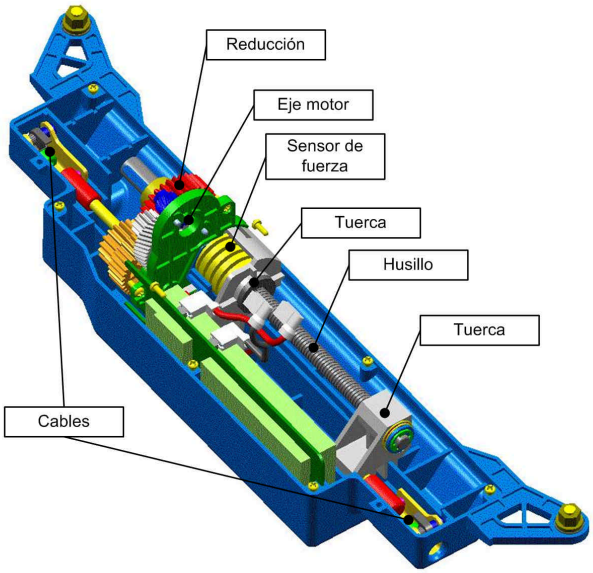


Fig. 1.12 EPB Spindle

Los componentes básicos que configuran este actuador son los siguientes:

- Motor eléctrico
- Sistema de transmisión
- Eje chaveteado
- Husillo trapezoidal
- Tuercas trapezoidales

El motoreductor acciona el giro del husillo mediante la última etapa de reducción, sobre el que se desplazan dos tuercas con el giro bloqueado. De esta forma, cuando el husillo gira, las dos tuercas se desplazan en sentido lineal, estirando de los cables de freno.

Las prestaciones energéticas del EPB Spindle no son del todo óptimas, ya que se trata de

un sistema motoreductor que trabaja contra una curva de par resistente muy variable. Esto implica que el motoreductor trabaja fuera de las condiciones de rendimiento óptimo la mayor parte del tiempo de funcionamiento. Por lo que respecta a la frenada dinámica, tampoco es un sistema idóneo, ya que para alternar frenada con desfrenada es necesario desacelerar el motor hasta la parada y volver a acelerarlo en sentido contrario.

1.4.3. EPB Inertial

El EPB Inertial (Fig. 1.13) es un sistema diseñado para dar una buena respuesta en frenadas dinámicas, ya que permite regular la fuerza sobre los frenos introduciendo variaciones sobre el régimen de giro del motor, sin necesidad en ningún caso de invertir el sentido de giro de éste.

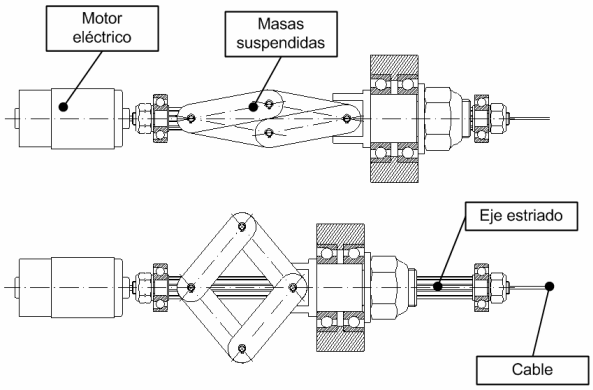


Fig. 1.13 EPB Inertial

Los principales elementos que forman este mecanismo son los siguientes:

- Motor eléctrico
- Transmisión
- Eje estriado
- Masas suspendidas

El motor eléctrico hace girar el conjunto de masas suspendidas que se separan progresivamente del eje de rotación, a una velocidad determinada por el régimen de giro del motor, obligando a una corredera a desplazarse linealmente sobre el eje, estirando así del cable.

El principal inconveniente de este sistema es que para poder alcanzar el valor de fuerza máxima de frenado, el motor debe funcionar al máximo régimen de giro. Esta energía en rotación se ha suministrado al sistema durante el frenado, y representa una pérdida de rendimiento del EPB. Por otra parte, la regulación electrónica que presenta este conjunto es complicada.

1.4.4. EPB Cam

Este sistema está concebido como una adaptación idónea a la curva característica de frenado (Fig. 1.14), ya que su diseño permite que el motor pueda trabajar en la zona de máximo rendimiento o de máxima potencia. Además, la gestión electrónica del sistema no presenta complicaciones.

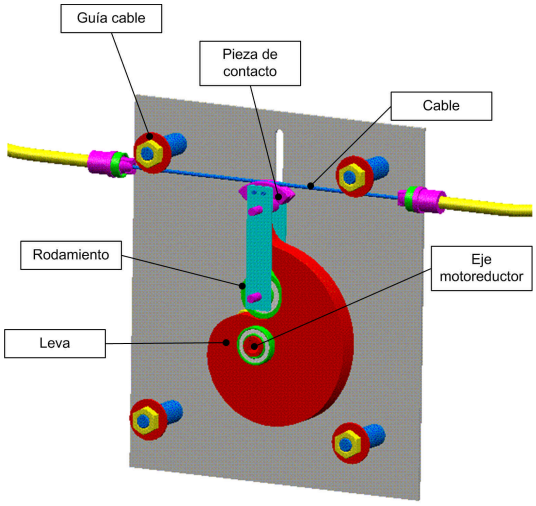


Fig. 1.14 EPB Cam

Los principales componentes del EPB Cam son:

- Motor eléctrico
- Caja de reducción
- Leva
- Actuador

Este mecanismo utiliza un motoreductor para accionar un sistema de leva y seguidor, que actúa sobre el cable de los frenos. El perfil de leva determinará el desplazamiento de los frenos y por tanto, el par resistente en el motoreductor.

Los principales inconvenientes que presenta este sistema son su tamaño, que resulta elevado debido a la leva, y el hecho que variaciones imprevistas de la curva de frenado pueden implicar modificaciones imprevistas del par resistente sobre el motor. Además, los elevados radios de curvatura de los cables y la compleja irreversibilidad del mecanismo, son puntos desfavorables para la implementación de este tipo de actuador.

Por el contrario, sus prestaciones energéticas son mejores en comparación con los casos anteriores, ya que tiene un consumo eléctrico reducido al poder funcionar el motor en óptimas condiciones durante todo el proceso. Asimismo, la ausencia de husillo, eleva el rendimiento global de forma que es posible utilizar motores de menor potencia.

2. Especificaciones del mecanismo

En este capítulo se describirán las especificaciones fijadas por el fabricante que deberá cumplir el mecanismo de frenado de estacionamiento y emergencia electromecánico de doble motor (EPB DAS) a desarrollar.

De forma general, estas especificaciones pueden clasificarse en función de si hacen referencia a la concepción del mecanismo o a su funcionamiento.

Por un lado, el hecho que el sistema se desarrolle a partir de una idea patentada, predefine la disposición y los principales elementos del mecanismo. Por otro lado, en cuanto a su ciclo de funcionamiento, es necesario que el actuador alcance y cumpla unas prestaciones funcionales –tiempo y fuerza de frenado–, además de una serie de restricciones mecánicas y energéticas.

Mediante todos estos requisitos, será posible obtener un sistema que garantice el cumplimiento de las normativas referentes al frenado de estacionamiento y emergencia de automóviles, además de la competitividad de éste frente a los EPB del mercado actual.

Obviamente, las especificaciones presentadas a continuación condicionarán el posterior diseño e implementación del mecanismo.

2.1. Especificaciones debidas a la patente

El primer conjunto de especificaciones hace referencia a la concepción del mecanismo. La existencia de un esquema básico patentado del actuador (Patente *PCT WO 2004/014707 A2*) provoca que la configuración fundamental del sistema no pueda variar significativamente respecto a éste, tanto en cuestión de componentes utilizados como en su disposición fundamental. Sin embargo, se podrán realizar modificaciones mecánicas que no interfieran con las limitaciones anteriores.

Por lo tanto, como se puede observar en el esquema básico del mecanismo (Fig. 2.1), el actuador EPB DAS deberá estar formado por dos motores eléctricos que transmitirán a un conjunto husillo – tuerca, el par necesario para trasladar los cables que unirán el sistema a los dispositivos de frenado traseros.

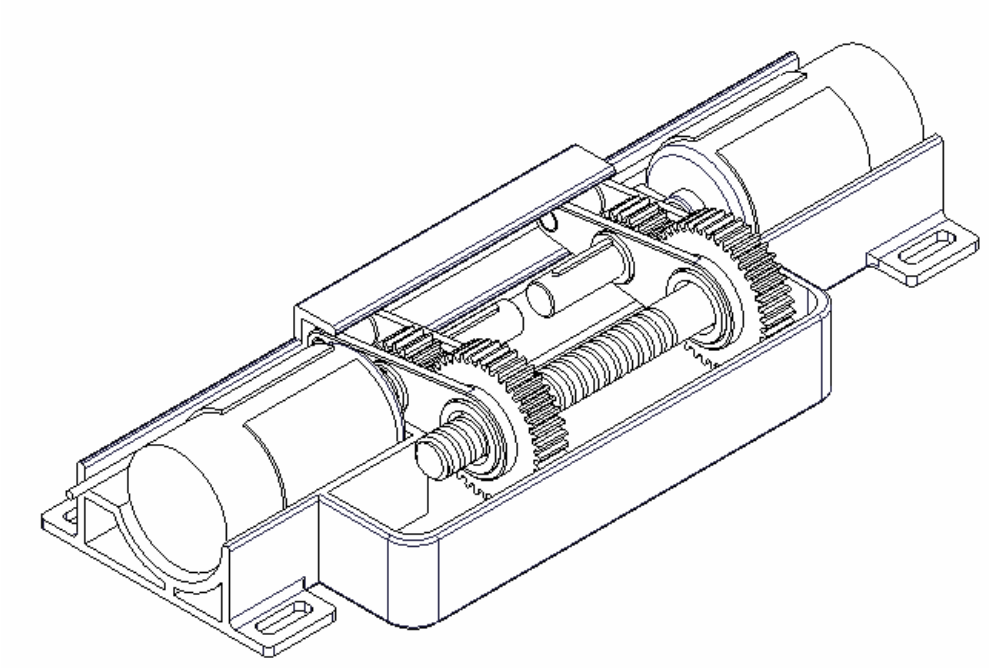


Fig. 2.1 Esquema básico del sistema EPB DAS

2.2. Especificaciones del ciclo funcionamiento

Otro tipo de especificaciones hace referencia al ciclo de funcionamiento que debe efectuar el sistema de freno de estacionamiento, el cual se divide en dos procesos, el frenado y el desfrenado.

Se entiende por operación de frenado aquella en que el sistema pasa del estado de reposo, en que no hay aplicada ninguna fuerza sobre las ruedas posteriores, a efectuar una fuerza sobre los frenos posteriores del vehículo para inmovilizarlo o aminorar su marcha. Los requerimientos de fuerza y tiempo máximo que debe cumplir el sistema en esta operación son los siguientes:

- **Fuerza de frenado:** El mecanismo debe poder ejercer una fuerza máxima sobre cada freno posterior del vehículo de 1200 N, pudiendo efectuar menor fuerza en caso necesario.

- **Tiempo de respuesta en el ciclo de frenado:** El sistema debe ser capaz de aplicar la fuerza máxima en cada freno en un tiempo equivalente al que requiere un accionamiento manual. El fabricante recomienda que el tiempo de funcionamiento de frenado esté alrededor de un segundo. No obstante, el actuador se considerará válido siempre y cuando este tiempo sea inferior a 1,5 s.

- **Recorrido máximo:** El máximo recorrido de cada uno de los cables de freno que debe permitir efectuar el actuador es de 30 mm.

La operación de desfrenado es la inversa de la de frenado, es decir, el sistema pasa de un estado en que se está aplicando fuerza sobre los frenos posteriores del vehículo, a un estado de reposo. Los requerimientos de esta operación se detallan a continuación.

- **Fuerza de desfrenado**: El mecanismo debe lograr efectuar el proceso inverso al ciclo de frenado, que en el peor caso significará pasar de la fuerza máxima aplicada sobre los frenos –1200 N–, al estado de reposo.

- **Tiempo de respuesta en el ciclo de desfrenado:** El actuador debe también ser capaz de efectuar el ciclo de desfrenado en un tiempo similar al que emplea un accionamiento manual. Este tiempo no debe ser superior a 1 s, siendo recomendable los valores inferiores a 0.75 s.

Todas estas prestaciones están directamente vinculadas con el tipo de curva característica resistente del dispositivo de frenado trasero del vehículo, que relaciona la fuerza de frenado con el recorrido que deberá efectuar el mecanismo. En función del vehículo y del tipo de dispositivo de frenado que tenga, estas especificaciones de funcionamiento variarán (Véase Capítulo 4, apartado 4.1).

2.3. Especificaciones mecánicas

Además de las especificaciones relativas a los procesos de frenado y desfrenado, existen otros aspectos mecánicos que también deben ser considerados:

- **Simetría en la aplicación de las fuerzas de frenado o autoequilibrado:** el sistema debe aplicar de forma simétrica las fuerzas en los dos frenos posteriores. El desequilibrio máximo entre las fuerzas correspondientes al freno de cada rueda es recomendable que no supere el 1%, aunque la normativa vigente admite un 10%.

- **Irreversibilidad de la fuerza de frenado:** el sistema debe ser capaz de mantener cualquier fuerza aplicada sobre los frenos de forma constante sin necesidad de aportar energía al sistema.

2.4. Especificaciones eléctricas

Finalmente, también se debe tener en cuenta que el sistema estará accionado por dos motores eléctricos alimentados por la batería del vehículo, de forma que se debe limitar su consumo. En caso contrario, la batería se podría descargar en exceso e interferir en el funcionamiento tanto del vehículo en general, como del sistema EPB.

A tal efecto, la unidad electrónica de control a través de la cual se alimentan los motores, no debe permitir que la intensidad total consumida supere el valor de 100 A.

3. Concepción y desarrollo del mecanismo

Una vez descritas las principales especificaciones que debe garantizar el sistema EPB DAS, a continuación se describirá el proceso efectuado para concebir y desarrollar el mecanismo objeto de este proyecto.

Partiendo de las especificaciones mecánicas y de patente, se ha efectuado un análisis preliminar del esquema básico, sobre el cual se han introducido una serie de modificaciones en diferentes elementos, con el fin de optimizar su funcionamiento.

De esta forma, surgirá la propuesta final del actuador electromecánico modelizada en el programa de simulación. En el siguiente capítulo se diseñarán y/o seleccionarán los principales componentes del mecanismo resultado de este desarrollo.

3.1. Estudio preliminar del mecanismo

El primer paso a efectuar para llegar a la concepción final del EPB DAS, es analizar el esquema básico en cuanto a sus principales componentes y a su modo de funcionamiento.

3.1.1. Componentes principales

Los componentes básicos que deben configurar el EPB DAS se muestran en el siguiente esquema (Fig. 3.1).

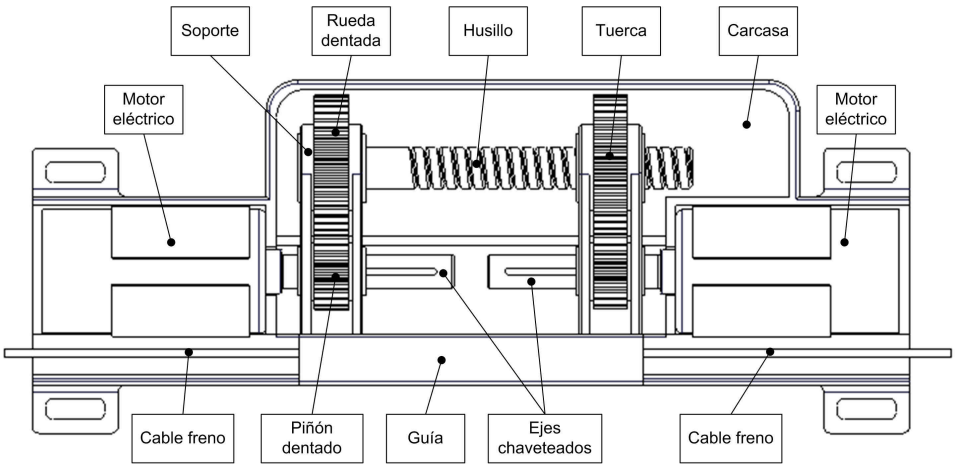


Fig. 3.1 Partes principales del esquema inicial del sistema EPB DAS

El freno electromecánico debe estar formado, como se observa en la figura anterior, por un accionamiento eléctrico formado por dos motores y por un accionamiento mecánico compuesto principalmente por los siguientes elementos:

- Sistemas de transmisión (piñón – rueda)

- Sistema de irreversibilidad (conjunto husillo – tuerca)
- Sistema de guiado (ejes de salida de los motores y guía transversal)

Además, destacar otros componentes como los conjuntos flotantes o soportes y el sistema de cableado, de gran importancia en el desarrollo conceptual del mecanismo. Señalar también, que cada conjunto flotante está formado por una estructura de soportes donde se encuentra alojada una pareja de engranajes y anclado uno de los cables de freno.

3.1.2. Modo de funcionamiento

Este actuador está formado por dos motores eléctricos opuestos que accionan independientemente a dos ejes chaveteados, que mediante una pareja de engranajes cilíndricos que deslizan sobre ellos, hacen girar un husillo y una tuerca respectivamente. El avance lineal debido al movimiento rotativo de éstos elementos, provoca el desplazamiento axial de cada uno de los conjuntos flotantes, donde se encuentran alojados el sistema de transmisión y el cable de freno correspondiente. De esta forma se produce el estiramiento de los cables, aumentando la fuerza ejercida sobre cada uno de los dispositivos de frenado.

El frenado y desfrenado del vehículo sólo es posible si actúan de forma simultánea los dos motores, al no tener ni el husillo ni la tuerca el giro impedido. Es por ello que si el sistema fuera accionado por un único motor, no se produciría el avance lineal del conjunto husillo – tuerca, responsable del desplazamiento de los cables.

3.1.3. Características de comportamiento del sistema

Una de las principales características de este mecanismo, se encuentra en el frenado equilibrado que se obtiene en cada una de las ruedas posteriores del vehículo. Esto es posible, debido al grado de libertad que tienen las estructuras de soportes flotantes, para deslizar axialmente sobre el sistema de guiado, formado por los ejes de los motores y por una guía transversal.

Por otra parte, es importante destacar también la irreversibilidad de giro introducida por el conjunto husillo-tuerca. De este modo, se consigue que el sistema mantenga cualquier fuerza de frenado sin necesidad que los motores estén en funcionamiento de forma continua.

Por el contrario, la estructura inicial que presenta el EPB DAS tiene diversos puntos que pueden ser mejorados, los más importantes se especifican a continuación:

- La existencia en el mecanismo de dos motores eléctricos, introduce la posibilidad de efectuar múltiples estrategias de funcionamiento, obteniendo diferentes prestaciones. Pero para ello, es preciso que el actuador tenga un comportamiento

que no dependa del accionamiento simultáneo de los dos motores.

- La fiabilidad aportada por la existencia de los dos motores, debería ser un punto fuerte de este sistema, de manera que en caso de fallo de uno de ellos, el otro pudiera garantizar un mínimo frenado. En la configuración actual del mecanismo esto no es posible, porque en caso de fallo de uno de los motores el sistema no ejercería su función.

- La desalineación geométrica existente entre el conjunto husillo – tuerca y los cables de freno, puede provocar enclavamientos de los conjuntos flotantes y del conjunto husillo – tuerca, además de someter al sistema de guiado a elevadas solicitaciones.

3.2. Propuesta definitiva del mecanismo de estudio

Teniendo en cuenta las consideraciones del apartado anterior sobre el esquema básico del EPB DAS, se han efectuado una serie de modificaciones en diferentes elementos del actuador, llegando a la concepción definitiva del mecanismo (Fig. 3.2).

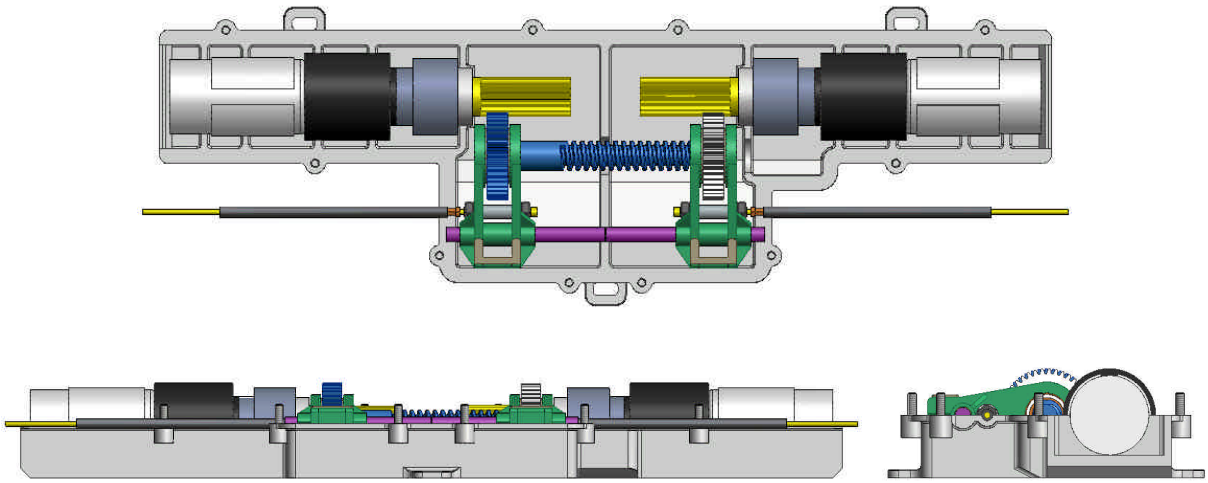


Fig. 3.2 Planta, alzado y vista lateral derecha del sistema EPB DAS

A parte de intentar mejorar los puntos débiles del mecanismo presentado en el esquema básico, el criterio adoptado para alcanzar la configuración final, ha sido minimizar también el volumen ocupado.

Las modificaciones implementadas continúan estando protegidas por la patente del sistema, al no haber efectuado ningún cambio en la estructura fundamental del mecanismo.

Por lo tanto, en este apartado a parte de presentar y analizar la propuesta definitiva, se detallan cuales han sido las razones que han motivado las diferentes modificaciones.

3.2.1. Componentes del actuador EPB DAS

Los principales componentes que forman el mecanismo, se presentan a continuación (Fig. 3.3 y Tabla 3.1).

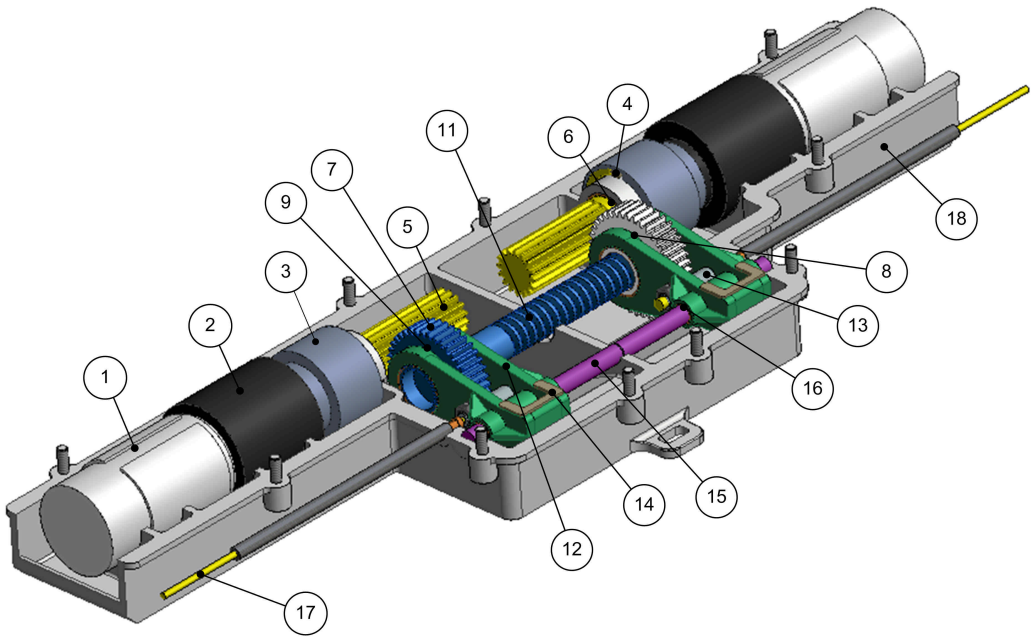


Fig. 3.3 Componentes principales del sistema EPB DAS

Tabla 3.1 Componentes principales del EPB DAS

Nº elemento	Designación	Unidades
1	Motor eléctrico	2
2	Caja reductora	2
3	Eje salida reductor	2
4	Conjunto muelle embrague	2
5	Piñón	2
6	Cojinete piñón	2
7	Rueda dentada	2
8	Rodamiento axial	2
9	Cojinete rueda	4
10	Tuerca trapezoidal	1
11	Husillo trapezoidal	1
12	Conjunto soporte o flotante	2
13	Anclaje cables-soporte	2
14	Guía transversal	4
15	Guía cilíndrica	1
16	Cojinete soporte-guía	2
17	Cable accionamiento freno	2
18	Carcasa	2

La propuesta definitiva del EPB DAS está formada por un accionamiento eléctrico de dos motores, y por un accionamiento mecánico compuesto por diferentes sistemas:

- *Sistemas de transmisión:* El actuador dispone de un sistema de transmisión para cada motor, formado por una caja de reducción y por una transmisión de engranajes de una etapa (piñón – rueda).

- *Sistema de irreversibilidad:* Al igual que en el esquema inicial, se ha mantenido el conjunto husillo – tuerca para garantizar la irreversibilidad en la fuerza de frenado.

- *Sistemas de bloqueo:* Se ha incorporado en la salida de cada conjunto motor – reductor un sistema de bloqueo que permite variar el tipo de funcionamiento, de modo que ha dejado de ser imprescindible el funcionamiento simultáneo de los dos motores. Además, mediante la incorporación de este sistema se ha mejorado la fiabilidad del actuador.

- *Sistema de guiado:* Este sistema está formado por una guía transversal y una barra cilíndrica, que garantizan el correcto desplazamiento lineal de los conjuntos flotantes (conjuntos soportes).

3.2.2. Modificaciones realizadas sobre el esquema básico

Como se puede observar en la Fig. 3.3 se han realizado diversas modificaciones en el mecanismo de partida. Estos cambios pueden agruparse en tres bloques, en función de los puntos a mejorar del sistema inicial:

- ***Sistema de transmisión:*** Para garantizar una reducción adecuada en cada uno de los motores, y alcanzar así las especificaciones de las operaciones de frenado y desfrenado, se ha introducido una caja de reducción a la salida de cada uno de los motores.

- ***Desalineación de los cables de freno:*** La desviación de los cables de frenado respecto al eje del conjunto husillo – tuerca puede provocar el mal funcionamiento de diferentes elementos, de modo que para evitarlo se han propuesto los siguientes cambios respecto al esquema básico:

  - Modificación de la posición de los cables de freno.

  - Sustitución de los ejes chaveteados de salida de los motores y los piñones por unos piñones de dentado recto en la salida de las cajas de reducción.

  - Introducción de una guía cilíndrica en sustitución al guiado de los ejes chaveteados de salida de los motores.

- ***Accionamiento independiente de los motores:*** Para conseguir que el EPB DAS pueda actuar mediante un sólo motor se ha introducido en la salida de cada reductor un sistema de bloqueo para evitar el giro de los piñones en caso que su motor correspondiente no se encuentre accionado.

Sistema de transmisión

El sistema de transmisión de cada motor debe estar formado como mínimo por una etapa de engranajes cilíndricos, que transmitirán y transformarán el par aportado por el correspondiente motor al conjunto husillo-tuerca. Aún así, el hecho de utilizar solamente una etapa de engranajes, puede ser insuficiente para lograr alcanzar la reducción idónea para efectuar la fuerza de frenado necesaria.

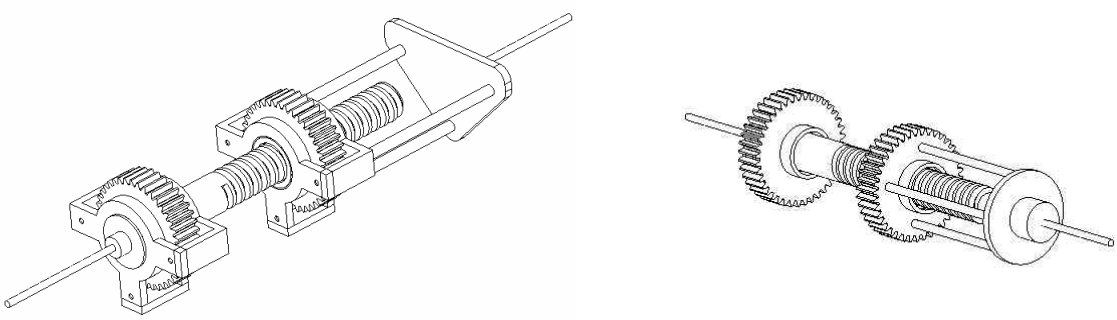
Por ello, ya que es probable la necesidad de efectuar reducciones más elevadas, se ha introducido una caja reductora en la salida de cada motor. La principal razón para optar por este tipo de reducción, ha sido no aumentar excesivamente el tamaño global del actuador. Además, de esta forma, se asegura que independientemente de la reducción a efectuar, la posición de los ejes de salida sea siempre la misma.

Desalineación de los cables de freno

La desalineación de los cables de freno respecto al eje del conjunto husillo – tuerca es la causa responsable que sobre el sistema existan diversos elementos sometidos a elevados esfuerzos, como son los ejes chaveteados, los conjuntos flotantes y el propio conjunto husillo – tuerca. Con la intención de minimizar estos esfuerzos, se ha modificado la posición de los cables para reducir en la medida de los posible esta desviación. Además, para lograr que los soportes flotantes no se enclaven, ha sido necesario optimizar el sistema de guiado. Para ello, se ha introducido una guía cilíndrica en sustitución al guiado efectuado por los ejes chaveteados. El conjunto formado por éstos últimos y los piñones, ha sido a su vez sustituido por unos piñones de dentado recto.

Modificación de la posición de los cables

Para optimizar la posición de los cables de frenado se han estudiado diversas alternativas. Por un lado, la mejor solución consistiría en alienar los cables de freno con el eje de rotación del conjunto husillo – tuerca (Fig. 3.4).



a) b)

Fig. 3.4 Posibles disposiciones de los cables de frenado alineados al conjunto husillo – tuerca

Aún siendo el mejor posicionamiento para minimizar los esfuerzos, para implementar esta solución sería necesario anclar cada cable a cada uno de los soportes mediante un elemento que permitiera sobresalir el husillo sobre la tuerca. Estos elementos provocarían interferencias con otros componentes del sistema, de modo que para evitarlas se debería aumentar en exceso el tamaño del mecanismo.

Por lo tanto se ha concluido anclar los cables a los soportes a la mínima distancia permitida para no interferir en el giro de las ruedas dentadas alojadas en los conjuntos flotantes (Fig. 3.5).

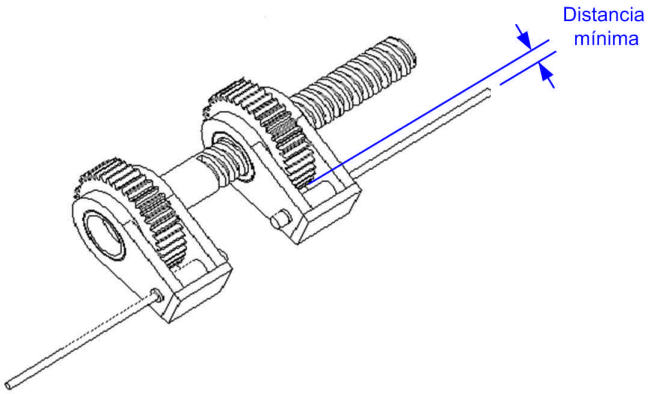


Fig. 3.5 Disposición del sistema de cableado desalineado

Sustitución de los ejes chaveteados

La compleja función de guiado a efectuar entre el eje chaveteado y el piñón, ha dado lugar a la desvinculación de los piñones de los conjuntos flotantes, de forma que su única función sea transmitir el par a la correspondiente rueda, además de permitir el deslizamiento entre ellos. Para ello, la solución adoptada ha consistido en sustituir el conjunto formado por el eje chaveteado y el piñón por un piñón de dentado recto de equivalente longitud a la del eje chaveteado (Fig. 3.6).

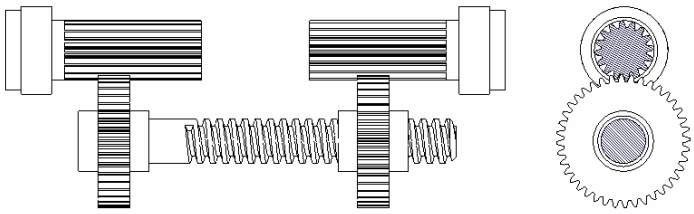


Fig. 3.6 Esquema de la transmisión de engranajes

De este modo, al eliminar el guiado mediante el eje chaveteado, el deslizamiento se traslada a la zona de engrane entre el piñón y la rueda correspondiente, de forma que no existen esfuerzos externos que influyan en el correcto avance lineal de los conjuntos flotantes. Asimismo, con esta nueva configuración el desgaste debido al deslizamiento queda distribuido uniformemente en los dientes del piñón y no únicamente en la chaveta. Es por ello, que es necesario utilizar engranajes de dentado recto, para garantizar el correcto deslizamiento de los dos conjuntos flotantes.

Mediante esta modificación, como también se detallará a continuación, se ha mejorado el funcionamiento y el comportamiento tanto de los soportes flotantes como de su sistema de guiado.

Por último, destacar que con esta solución se disminuye el número de componentes que forman el sistema.

Modificaciones en el sistema de guiado

Debido a las modificaciones efectuadas en los componentes que forman cada conjunto flotante, ha sido necesario modificar tanto la estructura de estos conjuntos, como la de los sistemas de guiado.

Por lo que respecta a los conjuntos flotantes, su estructura ha sido variada de modo que en la concepción final del actuador sólo deben alojar las ruedas dentadas y los anclajes de los cables de frenado.

Por otro lado, el sistema de guiado de estos elementos ha sufrido variaciones importantes. El sistema de guiado debe asegurar el correcto engrane y deslizamiento de cada una de las ruedas con su respectivo piñón. Además, éste debe asegurar el correcto funcionamiento del conjunto husillo – tuerca, minimizando los esfuerzos a flexión a que podría estar sometido. Para conseguirlo, se ha introducido una barra cilíndrica y una superficie transversal de apoyo, ésta última muy similar a la del esquema inicial (Fig. 3.7).

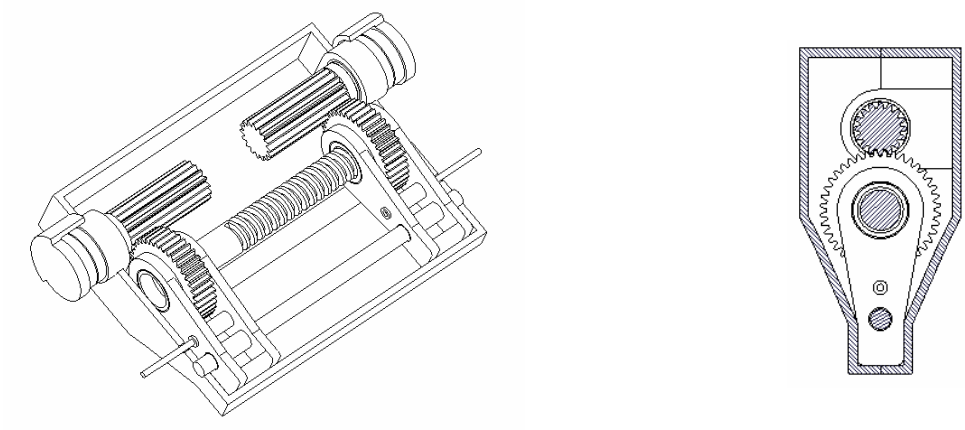


Fig. 3.7 Esquema del sistema de guiado

Accionamiento independiente de los motores

Una de las ventajas que ofrece la existencia de dos motores eléctricos, es la posibilidad de variar el modo de funcionamiento del sistema dependiendo del número de motores que se encuentren accionados.

Para conseguir que el EPB DAS pueda actuar mediante un sólo motor se ha introducido en la salida de cada reductor un sistema de bloqueo. Cada uno de estos sistemas tiene la función de bloquear el giro del piñón en caso que su motor correspondiente no se encuentre en funcionamiento, mientras que permite el giro del piñón si el motor está accionado (Fig. 3.8).

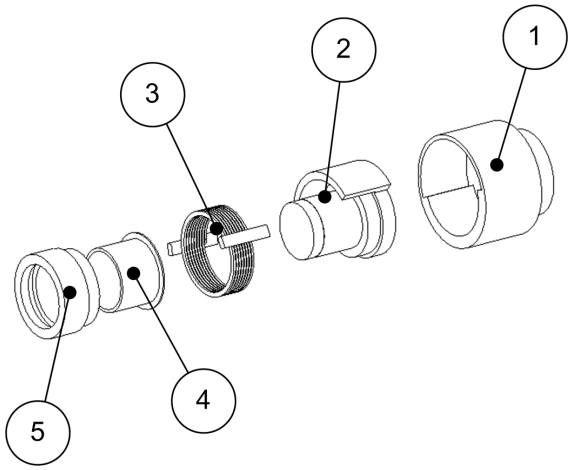


Fig. 3.8 Esquema básico del mecanismo de bloqueo

Básicamente, el sistema de bloqueo está formado por un eje exterior de salida del reductor [1], que acciona un eje del piñón [2] que se encuentra alojado en un cojinete antifricción [4]. Un resorte helicoidal (muelle embrague) [3], que se encuentra alojado y pretensado en el eje del piñón y la carcasa [5], es el elemento encargado de permitir o impedir mediante su abertura o su apriete el giro del eje del piñón dependiendo si el par es transmitido del

conjunto motor – reductor al piñón o de forma inversa respectivamente.

En el siguiente capítulo, se efectuará un análisis y descripción más detallada de este sistema y principalmente del muelle embrague, puesto que se trata de un elemento innovador.

3.2.3. Análisis del funcionamiento del sistema

El actuador EPB DAS debe realizar el proceso de frenado y desfrenado del vehículo (Fig. 3.9), siendo el primero más crítico ya que en el proceso de frenado la energía aportada al sistema corresponde al trabajo de los frenos y a las pérdidas (mecánicas y eléctricas). En cambio, en el proceso de desfrenada la energía aportada corresponde únicamente a las pérdidas del sistema.

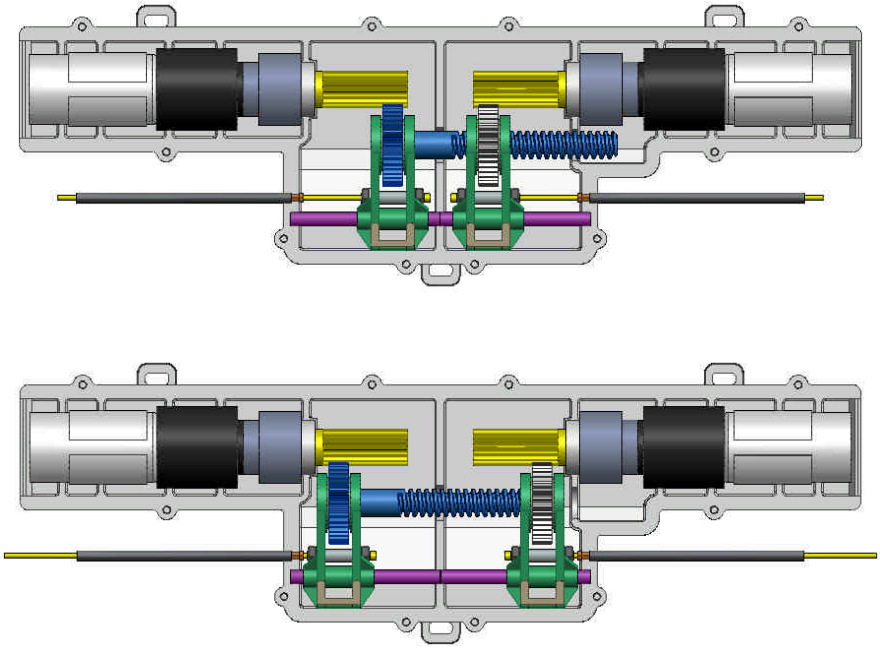


Fig. 3.9 Estados principales del EPB DAS: Frenado y desfrenado

Una de las principales ventajas que tiene el sistema EPB DAS, son las diversas posibilidades de funcionamiento con las que se pueden efectuar estos dos procesos. Esto es debido a que en el actuador existen dos conjuntos de accionamiento independientes.

Los diferentes modos de funcionamiento se pueden clasificar en función del número de motores que accionen el mecanismo durante el proceso de frenado o desfrenado:

- *Un motor:* En este caso, un único motor es el responsable de efectuar todo el proceso. Obviamente, no es razonable este modo de funcionamiento en el frenado y por lo tanto, sólo se realizará en caso de fallo de uno de los motores. En cambio, puede tenerse en cuenta en el proceso de desfrenado.

- *Motores intercalados:* El mecanismo permite realizar el ciclo de funcionamiento en dos etapas, en cada una de las cuales actuará uno de los motores. Por lo tanto, se podrán utilizar diferentes motores y reducciones para alcanzar un óptimo funcionamiento de los elementos en cada una de estas etapas.

- *Motores simultáneos:* Otra posible estrategia de funcionamiento es efectuar todo el proceso simultáneamente con los dos motores. Este modo de funcionamiento puede ser adecuado para efectuar frenadas dinámicas.

- *Motores intercalados parcialmente simultáneos:* Existe también la posibilidad de combinar los dos modos de funcionamiento anteriores, de modo que durante una etapa solamente funcione une de los motores, mientras que en la otra trabajen los dos simultáneamente.

- *Motores simultáneos con sentido de giro opuesto:* En el caso de efectuar frenadas de emergencia, el hecho de poder invertir el giro de uno de los motores mientras el otro está aún actuando, permite mejorar la eficacia de las frenadas dinámicas, al ser más fácil la regulación del sistema.

Para determinar que modo de funcionamiento es el más idóneo para la aplicación que debe alcanzar este mecanismo, será necesario realizar un análisis más detallado de cada uno de ellos. Pero para ello es imprescindible seleccionar y diseñar los principales elementos del actuador. Por lo tanto, este análisis se desarrollará más adelante, en el Capítulo 6.

4. Cálculo y selección de los principales componentes

En este capítulo se realizará la selección y/o diseño de los principales elementos del mecanismo desarrollado con anterioridad. Para ello, será necesario describir la curva resistente del actuador, ya que condiciona en gran medida las características que deberán tener los diferentes componentes.

Los sistemas de guiado, de bloqueo y de transmisión –piñón y rueda– serán diseñados, mientras que los motores eléctricos, las cajas de reducción y el conjunto husillo – tuerca se seleccionarán de catálogos comerciales.

Posteriormente, mediante el modelo de simulación será posible verificar que dichos elementos cumplen las especificaciones del mecanismo (Véase Capítulo 2).

4.1. Curva característica resistente del sistema

Uno de los puntos básicos que condicionan el proceso de diseño del mecanismo es la curva característica del freno que se encuentre instalado en el vehículo. Ésta caracteriza, junto con el sistema de cableado, la curva resistente que deberá vencer el actuador.

4.1.1. Curva característica del dispositivo de frenado

La curva característica fuerza – recorrido del dispositivo de frenado, la cual se ha obtenido directamente del fabricante, está formada por dos tramos lineales de diferente pendiente (Fig. 4.1).

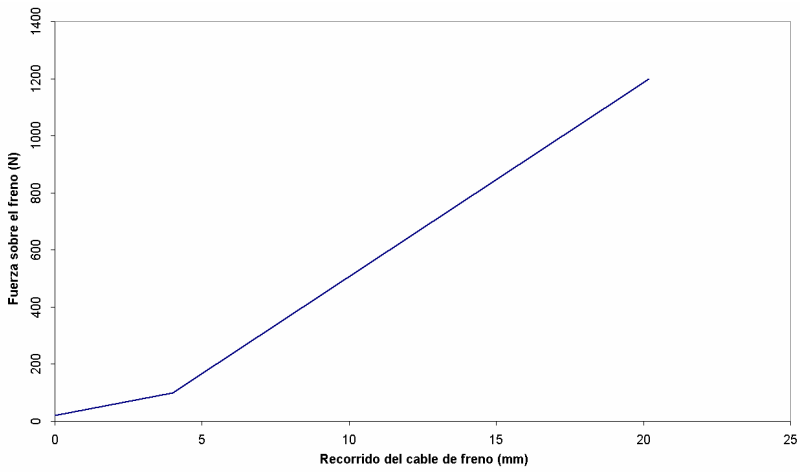


Fig. 4.1 Curva característica resistente de frenado de automóvil

En el primer tramo, la curva tiene una rigidez de 20 N/mm, con un pretensado inicial de 20 N. A partir de los 4 mm de recorrido del cable, en el segundo tramo de la curva, la rigidez aumenta hasta 68 N/mm.

La existencia de dos partes diferenciadas en la curva se debe a que en un primer tramo de estiramiento del cable, el sistema tiende a eliminar los posibles juegos del dispositivo de frenado (pastilla de freno o zapata). En cambio, en el segundo tramo, al estar todo el sistema ya tensado, un aumento del desplazamiento del cable se traduce en una mayor fuerza de frenado.

Destacar por último, que en el punto de máxima frenada (1200 N) el recorrido efectuado por cada dispositivo de frenado es de 20.18 mm.

4.1.2. Sistema de cableado del sistema

Juntamente con la curva característica del dispositivo de frenado montado en el vehículo, la curva resistente que verá el actuador dependerá también del rendimiento del sistema de cableado que se encargue de trasladar tanto la fuerza como el desplazamiento, de la salida del mecanismo a los frenos del vehículo.

El sistema EPB DAS tiene una configuración de cableado transversal, de forma que el mecanismo estira directamente de uno de los frenos traseros, y gracias al montaje flotante del conjunto husillo-tuerca, el otro se desplaza en sentido contrario. De esta forma, el desplazamiento total efectuado se reparte de forma prácticamente equitativa entre los dos frenos. Por lo tanto, el mecanismo debe efectuar la fuerza necesaria sobre un freno y el doble de recorrido que sea necesario para aplicar esta fuerza en un freno.

El cálculo de la curva resistente del mecanismo no resulta sencillo, ya que es necesario introducir el concepto de rendimiento de fuerza y rendimiento de carrera del sistema de cableado. El rendimiento de fuerza deriva del hecho que el cable pierde tensión debido a los rozamientos existentes en el guiado (funda del cable) desde la salida del mecanismo hasta el dispositivo de frenado (tambor o disco). Por otro lado, el rendimiento de carrera es consecuencia del alargamiento elástico que existe en el cable debido a la fuerza que soporta.

Los valores de estos rendimientos se han obtenido directamente a partir de ensayos experimentales que reproducen el montaje del sistema de cableado, y son los descritos en la siguiente tabla.

Tabla 4.1 Valores de los rendimientos de fuerza y carrera

Rendimiento de fuerza	0.95
Rendimiento de carrera	0.90

De este modo, las expresiones para calcular la curva resistente que verá el mecanismo serán las siguientes:

$$F_{cable} = \frac{F_{freno}}{h_{fuerza}} \quad \text{(Ec. 4.1)}$$

$$x_{total} = \frac{2 \cdot x_{freno}}{h_{carrera}} \quad \text{(Ec. 4.2)}$$

siendo F_{cable} la fuerza resistente en el soporte de cada cable del mecanismo, F_{freno} la fuerza resistente que efectúa el freno, h_{fuerza} y $h_{carrera}$ los rendimientos de fuerza y recorrido del cable respectivamente, x_{total} el desplazamiento del mecanismo y x_{freno} el desplazamiento del freno.

Además, es importante tener en cuenta también el efecto causado por la presencia del sensor de efecto Hall. Dicha presencia provoca una pérdida de recorrido del cable de los frenos respecto al recorrido efectuado por el husillo y la tuerca del mecanismo, debido a la compresión que sufre el resorte que compone el sensor. Introduciendo este concepto en las ecuaciones anteriores, las expresión definitiva de recorrido total efectuado por el mecanismo es la siguiente:

$$x_{total} = \frac{2 \cdot x_{freno}}{h_{carrera}} + \frac{F_{cable}}{K_{sensor}} \quad \text{(Ec. 4.3)}$$

siendo K_{sensor} la constante de rigidez del muelle del sensor Hall, de valor 250 N/mm.

4.2. Selección de los motores eléctricos

Los motores utilizados en el sistema EPB DAS son de corriente continua de excitación independiente con imán permanente en el estator. La características más relevantes de estos motores, se detallan en el Anexo A.

La selección de los motores eléctricos adecuados para el mecanismo variará dependiendo del modo de funcionamiento y de las prestaciones –tiempo, fuerza a efectuar e intensidad consumida–. Es por ello que ha sido necesario escoger una serie de motores que permitan modelizar las diferentes estrategias de funcionamiento del actuador.

Debido al hecho que el sistema trabaja en régimen transitorio y también a que en este estado del proceso de diseño, aún no se han definido los sistemas de transmisión, el criterio más indicado para seleccionar los motores ha sido la restricción de consumo eléctrico. La aplicación de este criterio implica que la intensidad máxima consumida por un motor no supere la especificada por el fabricante (100 A).

Además, se ha tenido en cuenta para centrar el rango de búsqueda, las características de los motores utilizados por FICO S.A. en aplicaciones similares.

Por lo tanto, se han seleccionado motores de diferentes prestaciones para poder estudiar de forma completa mediante el programa de simulación, su influencia en el comportamiento y respuesta del mecanismo.

Teniendo en cuenta todo lo comentado anteriormente, se presentan en la Tabla 4.2 los diferentes motores seleccionados con sus características principales.

Tabla 4.2 Características principales de los motores eléctricos utilizados

Designación comercial	Voltaje [V]	Par máximo [mN·m]	Régimen máximo [min^{-1}]	Constante intensidad [mN·m/A]	Intensidad vacío [A]	Intensidad máxima [A]	Potencia máxima [W]
Johnson HC610G	12	100.4	29679	4.01	1.27	26.31	78
Mabuchi RS-545RH-4522	12	111.0	27800	4.01	1.3	28.99	81
Mabuchi RS-540SH/SF-5045	12	230.0	17500	6.39	0.95	36.97	105
HTBRR03606505B-0001	12	203.5	22800	4.56	1.8	46.45	121
Johnson HC785LG	12	410.3	11358	10.73	1.28	39.54	122
Mabuchi RS-545SH-5018	12	214.0	24000	4.90	1.3	44.99	134
HTBRR04206003B-0001	12	363.0	16350	6.44	2	58.38	155
HTBRR03605705B-0003	12	343.4	19000	5.49	1.45	64.04	171
Johnson HC683XLLG	12	459.1	14517	7.08	1.03	65.91	174
Mabuchi RS-550PC-7527	12	421.0	18200	6.11	1.15	70.02	201
Johnson HC783LG	12	617.6	15690	6.37	1.78	98.81	254

La utilización de motores de mayor potencia lleva asociado un coste también mayor, de forma que en cuanto se pueda se utilizará el motor de menor potencia con el cual sea posible alcanzar las especificaciones.

4.3. Selección del husillo y tuerca trapezoidal

El husillo y la tuerca del mecanismo tienen la característica de ser de roscado trapezoidal. El dimensionado del husillo determina de forma directa la métrica de la tuerca, y por lo tanto, ésta ha sido definida en función del husillo escogido.

El criterio inicial para efectuar una primera selección entre los husillos existentes en el mercado, ha sido el volumen ocupado por el conjunto husillo – tuerca en el mecanismo. Por un lado, el tamaño del husillo (diámetro) debe garantizar que la tuerca pueda alojarse en la rueda dentada correspondiente, y por otro, que el desplazamiento del husillo no interfiera con otros elementos del sistema (motor, reductor y conjunto muelle embrague).

De este modo, se han escogido seis husillos de diámetro ajustado al espacio disponible, recogidos dentro de las normas DIN 103 y DIN 378 (Tabla 4.3). Las principales

características de éstos, se recogen en el Anexo B.

Tabla 4.3 Listado de husillos seleccionados

Designación comercial	Paso [mm]	Diámetro de rosca [mm]	Diámetro de flancos [mm]	Ángulo inclinación [º]	Masa [kg/mm]	Inercia [kg·mm^2/m]
TR 10 x 2	2	10	9	4.046	0.5	5.1
TR 10 x 3	3	10	8.5	6.410	0.466	4
TR 12 x 3	3	12	10.5	5.197	0.746	10.3
TR 14 x 3	3	14	12.5	4.369	1.04	20.4
TR 14 x 4	4	14	12	6.057	1.21	16
TR 16 x 4	4	16	14	5.197	1.2	29.6

De todos los husillos anteriores, se ha seleccionado únicamente uno para realizar el análisis del mecanismo mediante la simulación, ya que sino el grado de indeterminación en referencia a los componentes del mecanismo, aumentaría mucho el coste computacional del algoritmo de simulación.

Para ello, se ha tenido en cuenta que para asegurar el correcto funcionamiento de otros elementos como el muelle embrague, es conveniente que el conjunto husillo – tuerca realice el recorrido necesario para frenar, en el mínimo número de vueltas. Es por lo tanto lógico afirmar que el husillo a utilizar deberá tener un paso elevado. Por otra parte, destacar que para un mismo paso, cuanto mayor sea el diámetro del husillo menor será su rendimiento. Así, de entre todas las posibilidades presentadas se ha seleccionado el husillo TR 14x4 y su tuerca correspondiente, ya que es una solución de compromiso entre el recorrido mínimo y el rendimiento de este conjunto de elementos.

4.4. Selección y cálculo de los sistemas de transmisión

Cada sistema de transmisión presente en el actuador, está formado, tal y como ya se ha comentado, por una caja reductora y una pareja de engranajes, también referenciada en este documento como transmisión de engranajes. Por lo tanto, la reducción total aplicada a cada motor será el producto de las relaciones de transmisión de cada uno de estos componentes.

Para analizar el comportamiento del mecanismo mediante la simulación, será oportuno obtener un rango de valores de reducción total en cada motor en intervalos constantes, para lograr observar la influencia de estos elementos en el funcionamiento del mecanismo.

Existen dos posibilidades para conseguir este rango de valores. Por un lado, a partir de los reductores presentes en el mercado, se podrían diseñar las transmisiones de engranajes correspondientes para lograr los diferentes valores de reducción total deseados. Por otro, se podría efectuar el planteamiento inverso, es decir, diseñar una única transmisión de engranajes y alcanzar mediante distintos reductores ideales, los valores de reducción total.

Esta ambigüedad implica, en función de la decisión, ciertas ventajas e inconvenientes a valorar. En el primer caso, la dependencia de la selección de las cajas de reducción con la variedad de productos del mercado, y la limitación existente en el diseño de las transmisiones de engranajes, hacen difícil la obtención de un intervalo constante en los valores de reducción total para efectuar un correcto estudio del sistema. En el segundo caso, el principal inconveniente deriva de la necesidad de tener que fabricar reductores a medida.

La solución adoptada ha sido la segunda, ya que diseñar una única pareja de engranajes para cada motor, resulta útil para el cálculo de otros componentes que dependen del sistema de transmisión, como son el sistema de bloqueo y el de guiado.

A parte, entrando en detalle en las transmisiones de engranajes, es importante también asegurar el autoequilibrado del frenado en cada rueda. Para ello, será necesario utilizar en cada motor la misma pareja de engranajes. De esta forma, el comportamiento de cada conjunto flotante será prácticamente idéntico.

Por lo tanto, una vez fijadas las parejas de engranajes, el rango de valores de la reducción total necesaria a efectuar, se conseguirá mediante diferentes cajas reductoras. Es importante señalar también, que no existe motivo alguno para imponer que las dos cajas reductoras presentes en el actuador tengan las mismas características.

4.4.1. Cálculo de las transmisiones de engranajes

Cada transmisión de engranajes está formada por una rueda y un piñón cilíndricos de dentado recto. Las dos parejas de engranajes se han calculado de acuerdo a condiciones constructivas, geométricas de engrane y de resistencia mecánica (Véase Anexo C).

Condiciones constructivas

Las limitaciones constructivas se resumen en las siguientes tres condiciones que deben cumplir las transmisiones de engranajes:

- El diámetro de cabeza máximo para todos los engranajes, que viene fijado por el espacio disponible, debe ser menor o igual a 44 mm para no interferir con la carcasa.

- El diámetro de pie mínimo para las ruedas dentadas debe ser mayor o igual a 27 mm, al estar limitado por el hecho que cada una de ellas debe alojar el husillo o la tuerca correspondiente.

- La distancia teórica entre ejes de los engranajes debe permitir que el husillo no interfiera con el eje de salida del reductor (Fig. 4.2).

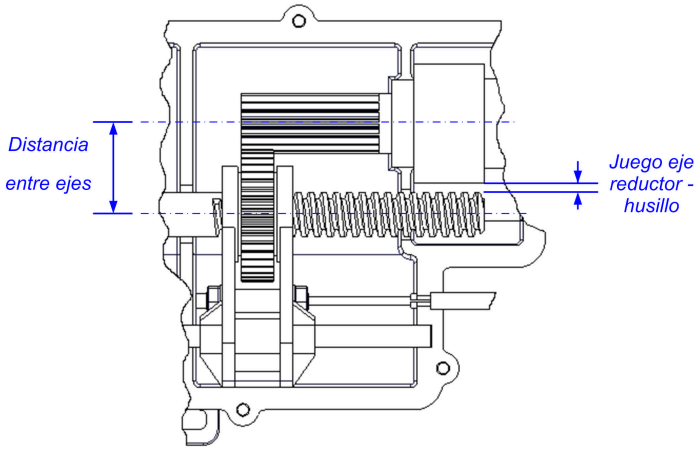


Fig. 4.2 Parámetros geométricos que condicionan la distancia entre ejes de la transmisión

Condiciones geométricas de engrane

Para un correcto engrane entre el piñón y la rueda correspondiente, se debe cumplir con una serie de condiciones geométricas [Riba, 2000a]:

- *Número mínimo de dientes*: Para evitar la existencia de interferencia entre la cabeza de la herramienta de generación y el pie del diente, es necesario que el número de dientes del engranaje sea mayor a un determinado valor límite.

- *Recubrimiento mínimo*: El recubrimiento indica la continuidad del engrane entre dos engranajes. Es necesario asegurar que antes que una pareja de dientes deje de estar en contacto las dos siguientes ya lo hayan iniciado.

- *Interferencia de funcionamiento*: Se debe evitar la interferencia de funcionamiento que puede producirse entre el extremo superior del flanco del diente de un engranaje y la zona del pie del diente del otro engranaje.

- *Juegos de fondo mínimos*: En el engrane del piñón y la rueda, se debe comprobar que el juego de fondo, distancia entre la cabeza de un engranaje y el pie del otro, sea superior a un valor mínimo.

Condiciones de resistencia mecánica

Los engranajes deben soportar los esfuerzos dinámicos que sufre el sistema a lo largo de su vida útil. Por ello, es importante considerar la resistencia a fatiga efectuando las siguientes comprobaciones [Fernández, 2002]:

- *Resistencia en el pie del diente*
- *Resistencia a presión superficial (presiones de Herzt)*

Proceso de cálculo

Para calcular la pareja de engranajes se han tenido en cuenta inicialmente las limitaciones constructivas. En función de éstas, se han estudiado varios casos considerando el número de dientes del piñón comprendido entre 14 y 18, de acuerdo con la bibliografía consultada [Riba, 2000a], [Moliner, 1992] y [Niemann, 1973a]. Además, se ha fijado el módulo de engrane igual a la unidad y el ángulo de presión de 20º. Las configuraciones obtenidas que cumplen con estas condiciones se detallan en el Anexo C. De entre todas ellas, se ha escogido únicamente una pareja de engranajes para proseguir con el diseño.

La transmisión de engranajes seleccionada ha sido la formada por un piñón de 16 dientes y una rueda dentada de 40. Por lo que respecta al piñón, aunque el más pequeño sería el más adecuado por cuestiones de espacio, tanto de la propia transmisión como del eje de salida del reductor, la necesidad de asegurar el correcto deslizamiento axial entre la rueda y el piñón, ha condicionado la elección a un número de dientes superior al mínimo. En cuanto a la rueda, debido a los esfuerzos en el sistema de guiado, ha sido conveniente minimizar su diámetro. Pero por otro lado, la necesidad de garantizar una distancia de seguridad (juego eje reductor – husillo, Fig. 4.2) ha derivado en la selección de una rueda de tamaño intermedio.

Una vez seleccionada la pareja de engranajes que se ha considerado más adecuada para implementar en el mecanismo, se ha comprobado que cumple con las limitaciones geométricas de engrane y de resistencia mecánica. La Tabla 4.4 muestra cómo los resultados obtenidos de este proceso son satisfactorios en concordancia con las condiciones impuestas.

Tabla 4.4 Parámetros característicos de la transmisión de engranajes seleccionada

			Piñón	Rueda
Parámetros geométricos	Número de dientes	z	16	40
	Anchura engranaje	b [mm]	47	10
	Ángulo de presión	a [º]	20	
	Módulo real	m_0	1	
	Suma desplazamientos	? x	0.4	
	Parámetro recomendación ISO	?	0.7	
	Relación de transmisión	i	2.5	
	Desplazamiento de perfil	x	0.414	-0.014
	Diámtero primitivo	d_o [mm]	16	40
	Diámetro de cabeza	d_a [mm]	18.79	41.93
	Diámetro límite de evolvente	d_{inv} [mm]	15.17	38.38
	Diámetro de pie	d_f [mm]	14.33	37.47
	Diámetro activo de pie	d_A [mm]	15.27	38.90
	Diámetro de base	d_b [mm]	15.04	37.59
	Ángulo de presión de funcionamiento	a'	22.02	
	Distancia entre ejes de funcionamiento	a'	28.38	
	Diámetro de funcionamiento	d'	16.22	40.54
	Recubrimiento frontal	e_a	1.454	
	Juego de pie	c [mm]	0.25	0.25
	Suplemento de cabeza de perfil normalizado	c_o [mm]	0.25	
Condiciones geométricas de engrane	Número de dientes mínimo	z_{lim}	10.01	17.34
	Juego de pie		OK	OK
	Interferencia de funcionamiento		OK	OK
	Recubrimiento frontal	$e_{a\ min}$	OK	
Material	Material		Acero F-1120	
	Módulo de Young	E [MPa]	210000	
	Límite resistencia a rotura	$s_{b\ lím}$ [MPa]	125	
	Límite resistencia superficial	$s_{H\ lím}$ [MPa]	620	
Parámetros de funcionamiento	Par equivalente	M_t [N·m]	0.884	2.211
	Fuerza tangencial	F_t [N]	109.05	
	Régimen de giro	n [min^{-1}]	1864	746
	Velocidad lineal	v [m/s]	1.58	
	Ciclos de funcionamiento	N	3107456	1242982
Resistencia en el pie del diente	Factor de servicio	K_A	0.8	
	Factor de velocidad	K_V	0.799	
	Factor de distribución de carga	K_m	1	
	Coeficiente de forma	Y_F	2.33	2.39
Resistencia en el pie del diente	Coeficiente de recubrimiento	Y_e	0.688	
	Factor de fatiga	K_{BL}	1.124	1.232
	Tensión admisible	s_{adm} [MPa]	140.5	153.98
	Solicitación en el pie del diente	s_b [MPa]	27.31	28.04
Resistencia de presión superficial	Factor de material	Z_E	271.11	
	Factor de duración de picado	K_{HL}	1.215	1.416
	Tensión admisible	s_{adm} [MPa]	753.34	
	Solicitación en el pie del diente	s_H [MPa]	446.19	

4.4.2. Selección de las cajas reductoras

Una vez determinadas las transmisiones de engranajes, es necesario definir un conjunto de cajas reductoras que permitan alcanzar relaciones de transmisión totales, en un rango de valores que aseguren el correcto funcionamiento de los motores seleccionados (2.5 ÷ 30 aproximadamente). Además, para lograr un análisis completo sobre la relación de transmisión idónea para cada motor, se debe minimizar el intervalo entre valores de reducción total, considerándose óptimos incrementos comprendidos entre 1 y 1.5.

La elección de las cajas de reducción viene determinada principalmente por la relación de transmisión. Pero además, existen otros requisitos que deben cumplir para asegurar su correcto funcionamiento a lo largo de la vida útil del sistema. Entre los más importantes destacan la velocidad y par máximos admisibles. Estos dos parámetros, dependen en gran medida de las condiciones de funcionamiento a las que se encuentre sometido el reductor. El rendimiento, la inercia y la lubricación son también factores a tener en cuenta.

La condición de funcionamiento más desfavorable que debe soportar el reductor, tendrá lugar cuando el mecanismo efectúe la máxima fuerza de frenado, mientras el motor trabaja a un régimen elevado de giro. En estas condiciones, el caso más crítico teniendo en cuenta las características de los motores seleccionados, sería aquél en que el reductor debería soportar una velocidad en el eje de entrada de 20000 min^{-1}. Asimismo, el par efectuado sobre el eje de salida del reductor tendría un valor del orden de los 1200 mN·m. Este valor es el resultado del par máximo del eje del piñón (Tabla 4.4) teniendo en cuenta los rozamientos del sistema. Por lo tanto, estos son los valores máximos admisibles para la determinación de estos componentes.

Después de realizar un estudio de mercado teniendo en cuenta todo lo anterior, se han encontrado cajas de reducción planetarias que alcanzan los requisitos de funcionamiento, como por ejemplo las series 42-C y 32-C de una y dos etapas respectivamente, de la marca comercial *Maxon* (Véase Anexo D). Aún así, debido a que no se han encontrado reductores con la suficiente variedad como para lograr completar el rango de reducción total en el intervalo indicado, se ha considerado oportuno crear cajas reductoras a medida.

Esta decisión ha sido tomada debido a que en caso de la fabricación en serie del EPB DAS, los fabricantes de reductores consultados, han confirmado la viabilidad de fabricar las dos cajas reductoras óptimas del actuador.

Para definir las cajas de reducción, se ha utilizado información del estudio efectuado de los reductores comerciales aptos para esta aplicación. Estos datos han sido la base para establecer los parámetros característicos de los reductores necesarios para la simulación del actuador (relación de transmisión, rendimiento e inercia). La Tabla 4.5 presenta los reductores ideados considerando el incremento de la relación de transmisión total de 1.25.

Tabla 4.5 Cajas reductoras utilizadas en la modelización

Designación	Relación transmisión del reductor	Rendimiento	Inercia [kg·mm^2]	Relación de transmisión total
Caja reductora i = 1.5	1.5	0.9	1.6	3.75
Caja reductora i = 2	2	0.9	1.6	5
Caja reductora i = 2.5	2.5	0.9	1.5	6.25
Caja reductora i = 3	3	0.9	1.4	7.5
Caja reductora i = 3.5	3.5	0.9	1.4	8.75
Caja reductora i = 4	4	0.9	1.4	10
Caja reductora i = 4.5	4.5	0.9	1.2	11.25
Caja reductora i = 5	5	0.9	1.2	12.5
Caja reductora i = 5.5	5.5	0.9	1.2	13.75
Caja reductora i = 6	6	0.81	0.91	15
Caja reductora i = 6.5	6.5	0.81	0.91	16.25
Caja reductora i = 7	7	0.81	0.91	17.5
Caja reductora i = 7.5	7.5	0.81	0.91	18.75
Caja reductora i = 8	8	0.81	0.91	20
Caja reductora i = 8.5	8.5	0.81	0.91	21.25
Caja reductora i = 9	9	0.81	0.91	22.5
Caja reductora i = 9.5	9.5	0.81	0.91	23.75
Caja reductora i = 10	10	0.81	0.91	25
Caja reductora i = 10.5	10.5	0.81	0.91	26.25
Caja reductora i = 11	11	0.81	0.91	27.5
Caja reductora i = 11.5	11.5	0.81	0.91	28.75
Caja reductora i = 12	12	0.81	0.91	30

4.5. Diseño de los muelles embrague

Los muelles embrague, junto al eje de salida del reductor y al piñón, forman un sistema unidireccional de transmisión de potencia. Es decir, este conjunto une dos ejes (salida del reductor y piñón) con la particularidad de inmovilizar el eje del piñón si éste intenta girar en cualquiera de los dos sentidos, mientras que permite que éste gire, si es el reductor el responsable de efectuar el movimiento.

En este punto, se entrará en detalle en las principales características de funcionamiento de los muelles embrague. Además, se diseñarán los dos muelles presentes en el EPB DAS con la ayuda de un modelo de cálculo, *'Selección muelle embrague.xls'*, de gran utilidad para esta y otras múltiples aplicaciones.

4.5.1. Modo de funcionamiento

Para comprender el papel que juega el muelle embrague en el mecanismo, se introducirán de forma general, los principios básicos de funcionamiento de este elemento. Posteriormente, se desarrollará el análisis del muelle como parte del sistema de bloqueo de las transmisiones del actuador.

Funcionamiento general del muelle embrague

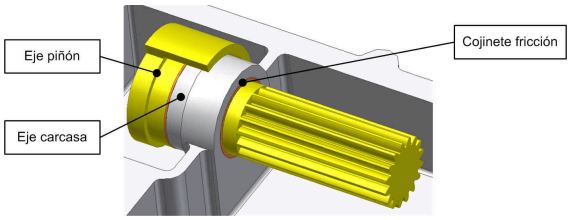
El muelle embrague consiste en un resorte helicoidal pretensado sobre una superficie cilíndrica. La característica más importante de este elemento es la variación que experimenta su diámetro al ejercer una deformación sobre el mismo. Dependiendo de si el momento efectuado sobre el muelle es en el sentido del arrollamiento de las espiras o no, el muelle tenderá a disminuir su diámetro (estado de bloqueo o embrague) o a aumentarlo (estado de desbloqueo o desembrague), respectivamente (Fig. 4.3).

Fig. 4.3 Funcionamiento básico de un muelle embrague, estado de bloqueo y desbloqueo.

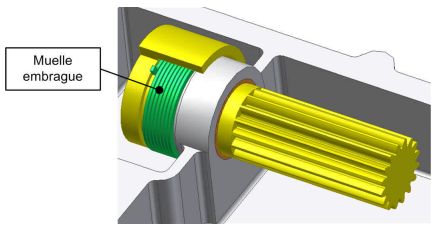
Para efectuar el bloqueo, el muelle se contrae intensificándose la fricción existente entre las superficies en contacto, llegándose al enclavamiento. Para desbloquear el muelle se requiere un esfuerzo reducido (par de desembrague) para lograr ensancharlo, disminuyendo así la fricción inicial existente entre el muelle y la superficie cilíndrica. En este estado, el muelle permite transmitir par.

Integración del muelle embrague en el sistema de bloqueo

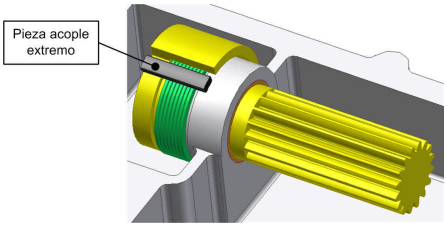
El muelle embrague se encuentra alojado sobre el eje del piñón y el de la carcasa de forma equitativa. El eje de salida del reductor envuelve el conjunto formado por el muelle embrague, el eje del piñón y el eje de la carcasa (Fig. 4.4).



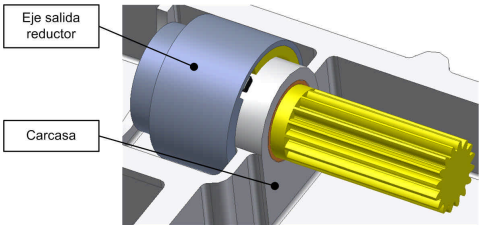
A) Esquema del alojamiento del muelle



B) Esquema de la disposición del muelle



C) Pieza acople del extremo del muelle



D) Sistema de bloqueo en el actuador

Fig. 4.4 Elementos principales que componen el sistema de bloqueo del eje piñón

La disposición de los diferentes elementos del sistema de bloqueo no es arbitraria, sino que contribuye de forma activa en el correcto funcionamiento del muelle embrague, y por lo tanto del mecanismo.

Buen ejemplo de ello, es la forma que presentan los ejes del piñón y del reductor. Por un lado, su disposición y concepción permite que los extremos del muelle queden ubicados entre estos dos elementos, pudiendo ambos actuar sobre el muelle mediante una lengüeta, garantizándose así la transmisión de par entre ellos. Es por ello que el ángulo que forman los extremos del muelle no puede tener un valor cualquiera, ya que es necesario que tanto el eje del piñón como del reductor puedan actuar sobre el muelle en cualquiera de los dos sentidos de giro (Fig. 4.5).

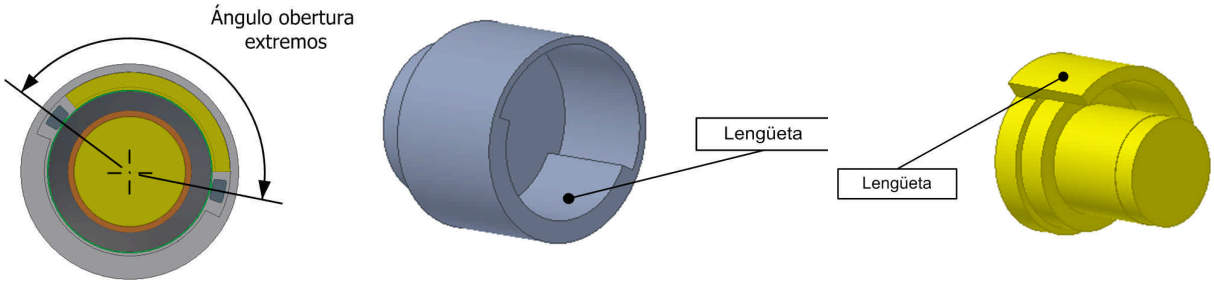


Fig. 4.5 Esquemas del sistema de bloqueo del eje del piñón

Por otro lado, destacar que el espacio disponible para los extremos del muelle (obertura de seguridad) y por debajo de las lengüetas de los ejes, permite la existencia de un cierto juego, imprescindible para el correcto funcionamiento del muelle.

Asimismo, las piezas acopladas en los extremos del muelle, tienen la función de asegurar la correcta transmisión entre ejes y muelle, de modo que la fuerza aplicada sobre los extremos del muelle sea transversal. En caso contrario se podrían producir deformaciones no deseadas en esta parte del muelle, interfiriendo en el modo de funcionamiento normal del mismo.

Por último, decir que el eje de la carcasa es el elemento responsable de que el muelle pueda efectuar el bloqueo del sistema, al ser una parte fija del mecanismo.

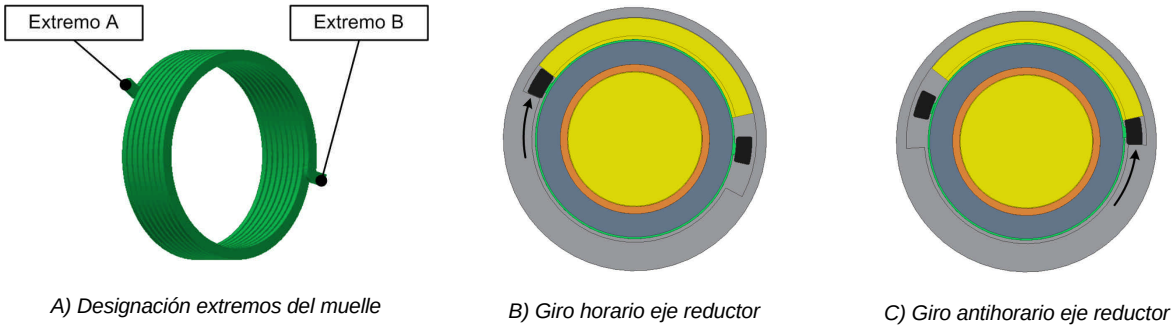
Tipos de funcionamiento del sistema de bloqueo

El muelle embrague se encuentra inicialmente pretensado, de modo que se consigue que en el caso que el eje del piñón intente girar en cualquier sentido, el muelle tienda a cerrarse, provocando una mayor interferencia eje – muelle, imposibilitando así el movimiento. En cambio, si el giro proviene del eje de salida del reductor, el muelle tiende a abrirse permitiendo el movimiento de los dos ejes.

Estados de desembrague

En caso de transmitir el motor, el eje de salida del reductor contacta con uno de los dos extremos del muelle, siempre en el sentido contrario al arrollamiento de las espiras, de forma que su diámetro aumenta al efectuar sobre éste el par de desembrague. De esta forma, se consigue vencer el pretensado inicial. El desbloqueo o desembrague tiene lugar siempre y cuando el par generado en la salida del reductor sea mayor al par resistente en los piñones.

Existen dos estados de desembrague en función del sentido de giro del conjunto motor–reductor correspondiente, que presentan pequeñas diferencias en el modo de actuación del muelle. Cuando el eje de salida del reductor gira en sentido horario (Fig. 4.6 A y B) llega a tocar el extremo A del muelle. Al tratarse de un movimiento contrario al arrollamiento de las espiras, el muelle tiende a aumentar su diámetro, permitiendo la transmisión de par. El otro extremo del muelle se encuentra libre y gracias al espacio disponible entre el eje del piñón y el muelle, este último no quedará clavado.



A) Designación extremos del muelle *B) Giro horario eje reductor* *C) Giro antihorario eje reductor*

Fig. 4.6 Estados de desembrague del muelle embrague

En el caso que el giro del eje de salida sea el contrario, en sentido antihorario, el eje entra en contacto con el extremo B del muelle (Fig. 4.6 A y C), tendiendo a abrir las espiras que se encuentran sobre el eje de la carcasa. Por el contrario, el movimiento que efectúa el eje del piñón, tendería a cerrarlo, pero el hecho que el par se transmita antes al muelle que al eje del piñón, asegura el correcto deslizamiento del muelle embrague sobre el eje de la carcasa.

Estados de embrague

El estado de bloqueo tiene lugar cuando el piñón tiende a hacer girar el motor correspondiente que no se encuentra accionado. Dependiendo de si el mecanismo se encuentra en el proceso de frenado o desfrenado, el piñón tiende a rotar en sentido horario o antihorario, de modo que existen también dos estados de embrague.

En el caso que el piñón tienda a girar en sentido antihorario, el mismo giro relativo sobre el

muelle, que es en el sentido del arrollamiento de las espiras (contacto del eje piñón con el extremo A (Fig. 4.7 A)), provoca una mayor interferencia entre el muelle y los ejes donde se encuentra alojado, alcanzándose el estado de bloqueo.

A) Giro antihorario eje piñón

B) Giro horario eje piñón

Fig. 4.7 Estados de bloqueo del muelle embrague

En el otro caso, cuando el piñón tiende a girar en sentido horario, su propio movimiento tiende a abrir las espiras del muelle que se encuentran en contacto con éste, posibilitando así su giro. De este modo, el movimiento efectuado provoca que el eje del piñón entre en contacto con el extremo B del muelle (Fig. 4.7 B), de forma que se actúa sobre las espiras que se encuentran sobre el eje de la carcasa, en el sentido del arrollamiento.

4.5.2. Cálculo de los muelles embrague

Para el correcto funcionamiento del sistema de frenado electromecánico, es imprescindible efectuar el diseño de esta pieza, ya que asegura la irreversibilidad de giro de los ejes de los piñones. Para ello, se ha desarrollado un programa informático que permite calcular las dimensiones y los parámetros característicos del muelle. Además, es importante destacar que al ser los dos sistemas de transmisión de idénticas características, los dos muelles presentes en el mecanismo serán también iguales, por lo que únicamente ha sido necesario calcular uno de ellos. En el Anexo E se presentan el análisis mecánico y la implementación del programa, además de los resultados obtenidos.

El modelo de cálculo ha permitido, a partir de ciertos datos de entrada (Tabla 4.6) y delimitando los intervalos de posibles valores referentes a anchura y altura de la sección, y número de espiras, determinar todos aquellos muelles que garanticen bloquear el eje del piñón en el caso más desfavorable (par máximo de embrague de 1150 mN·m). Para más detalle, consultar el Anexo E.

De los resultados obtenidos, se ha buscado un muelle con el par de desembrague mínimo, anchura total no superior a 9 mm y ángulo entre sus extremos alrededor de 180º para su correcta implementación en el sistema de bloqueo. El muelle seleccionado y sus principales características se muestran a continuación (Tabla 4.7).

Tabla 4.6 Datos de entrada del muelle embrague calculado

Datos iniciales del muelle y de los ejes	Diámetro interior inicial muelle	D_{ii} [mm]	24.6
	Diámetro exterior ejes	D_c [mm]	25
	Coeficiente de rozamiento muelle-ejes	μ	0.15
Rango de geometría	Anchura sección	b [mm]	0.7 – 1.0
	Altura sección	h [mm]	1.0 – 1.4
	Número de espiras iniciales	n_i	6 - 10
Material muelle	Módulo de Young muelle	E [MPa]	210000
	Límite elástico muelle	$s_{e\ muelle}$ [MPa]	810
	Coeficiente de seguridad del material	$c_{s\ m}$	1.5
	Tensión máxima admisible	$s_{adm\ muelle}$ [MPa]	586.67
Prestaciones	Par embrague máximo	$?_{emb}$ [mN·m]	1150
	Coeficiente de seguridad del par	$c_{s\ par}$	1.5

Tabla 4.7 Características principales del muelle embrague calculado

Parámetros geométricos	Altura sección	h [mm]	1.2
	Anchura sección	b [mm]	0.75
	Número de espiras iniciales	n_i	9.42
Otros parámetros	Sección alambre	S [mm^2]	0.9
	Número de espiras por eje	n_a	4.71
	Diámetro medio inicial	D_i [mm]	25.8
	Anchura total muelle inicial	A_i [mm]	7.81
	Longitud total alambre	L_{al} [mm]	763.25
	Diámetro medio muelle pretensado	D_f [mm]	26.2
	Número de espiras finales	n_f	9.27
	Deformación geométrica estado libre - pretensado	? [mm]	11.83
	Variación ángulo estado libre - pretensado	$(?_i - ?_f)$ [rad]	0.9
	Momento de inercia	I [mm^4]	0.11
	Momento flector	W [mm^3]	0.18
Estado de embrague o bloqueo	Par embrague máximo corregido	$?_{emb\ máx}$ [mN·m]	1725
	Tensión maxima muelle	s_{muelle} [MPa]	155.17
	Tensión máxima ejes	s_{eje} [MPa]	9.31
	Incremento de longitud estado bloqueo	?l [mm]	0.1
	Incremento de ángulo estado bloqueo	?? [º]	0.5
Estado de desembrague	Par máximo desembrague	$?_{des}$ [mN·m]	20.64
Fluencia del muelle	Factor arrollamiento	C	21.5
	Factor Wahl	K_{bi}	1.06
	Momento torsor a fluencia	M_{flu} [mN·m]	26.84
	Tensión muelle fluencia	s_i [MPa]	158.13
	Tensión maxima admisible fluencia	S_y [MPa]	880
	Coeficiente fluencia	N	5.57

4.6. Cálculo del sistema de guiado

En el mecanismo existen dos sistemas de guiado –guía cilíndrica y guía transversal–, necesarios para un correcto posicionamiento y translación lineal de cada uno de los soportes de las ruedas. Las funciones principales que debe realizar el sistema de guiado son:

- Asegurar el engrane adecuado en cada una de las transmisiones de engranajes.
- Evitar posibles situaciones de enclavamiento que pueden aparecer en el conjunto husillo – tuerca o en el movimiento lineal de los soportes, derivados de la desalineación existente entre este conjunto y los anclajes de los cables de freno.

El guiado cilíndrico está formado por una barra fija a la carcasa, donde se alojan los soportes mediante unos cojinetes de fricción. Por otra parte, el guiado transversal está formado por dos superficies planas de fricción solidarias a cada uno de los soportes, mediante las cuales se asegura el deslizamiento de los soportes respecto la carcasa (Fig. 4.8).

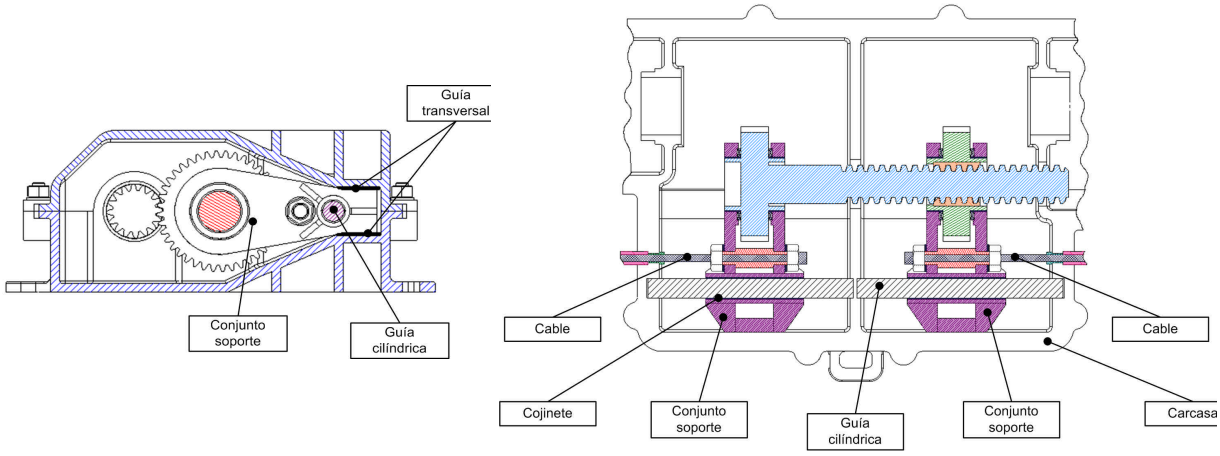


Fig. 4.8 Sistemas de guiado del actuador

La guía cilíndrica debe soportar elevados esfuerzos a flexión, debidos a la desalineación que presentan los cables de frenado y a las fuerzas resultantes de las transmisiones de engranajes. En cuanto a la guía transversal, ésta debe soportar básicamente esfuerzos debidos a las fuerzas tangenciales del dentado de las ruedas.

Por todo ello, se ha efectuando un análisis más detallado sobre la guía cilíndrica al tratarse de un elemento básico en el funcionamiento del EPB DAS, y al estar sometido a elevadas solicitaciones. En el Anexo F se especifican los cálculos realizados, que han consistido en un análisis de resistencia de materiales para obtener el diámetro óptimo de la barra y la deformación máxima que puede experimentar.

La determinación de estos parámetros ha sido necesaria para poder garantizar que este sistema de guiado cumple con sus funciones básicas, a la vez que su tamaño es coherente con las dimensiones del actuador.

Para efectuar este estudio, se ha debido fijar la geometría de los soportes de las ruedas, considerando que los dos soportes presentes en el mecanismo tienen idénticas dimensiones, ya que las dos transmisiones de engranajes también son iguales.

Los resultados obtenidos considerando el material de la guía acero F-1250, han sido los siguientes:

- Diámetro de la guía: 8 mm
- Flecha máxima: 0.03 mm
- Inclinación máxima: 0.0015 rad

El valor obtenido del diámetro de la guía concuerda con la geometría del sistema. Por otra parte, la flecha máxima obtenida, es admisible para lograr un engrane adecuado aún cuando los conjuntos soporte se encuentran en la situación más crítica. Además, si se presta atención al diagrama de pendientes (Fig. 4.9) se observa que el ángulo máximo que cada soporte debe asumir es de 0.085º. Por lo tanto la superficie roscada del conjunto husillo – tuerca debe asumir una desalineación total máxima de aproximadamente 0.17º. Este valor puede asumirse teniendo en cuenta que los juegos que existirían en los conjuntos soporte derivados del proceso de fabricación, serían más elevados.

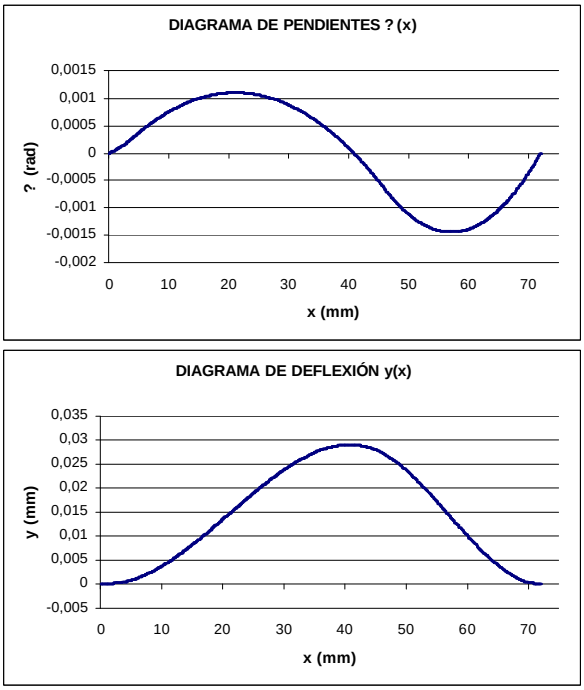


Fig. 4.9 Diagramas de pendiente y de deflexión de la barra cilíndrica (x longitud de la barra)

5. Modelización de los ciclos de funcionamiento

En este capítulo se explicará el funcionamiento de los modelos de simulación de la respuesta del EPB DAS. Estos modelos son una herramienta de gran utilidad, ya que permiten analizar los diferentes modos de funcionamiento del actuador, además de permitir al usuario simular otros componentes diferentes a los seleccionados, introduciendo los datos necesarios en el programa de forma rápida y sencilla.

Por lo tanto, en este capítulo se detallarán cuales son los datos de entrada necesarios, el proceso de cálculo y los resultados que permiten obtener estos programas.

5.1. Modelo de simulación del proceso de frenado

El modelo de simulación del proceso de frenado, *'Proceso de frenado EPB DAS.xls'*, consiste en un programa informático diseñado con el software *Microsoft Excel* e implementado con programación en *Visual Basic*. Mediante este modelo se pueden determinan las características mecánicas, eléctricas y energéticas para las posibles configuraciones del mecanismo. Para llegar a este modelo ha sido necesario realizar un análisis de los principales componentes que forman el actuador, utilizando la notación I y II para facilitar su análisis (Fig. 5.1).

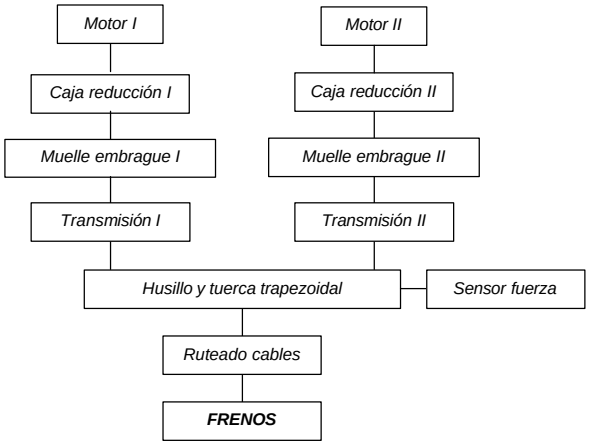


Fig. 5.1 Elementos principales del freno de estacionamiento y emergencia eléctrico

5.1.1. Funcionamiento del modelo de simulación

Como se puede observar en el esquema de funcionamiento del modelo de simulación de la respuesta del EPB DAS (Fig. 5.2), el usuario debe introducir un conjunto de datos iniciales, a partir de los cuales el programa genera el estado inicial del mecanismo. A continuación, empieza un proceso de cálculo incremental, en el que a partir del estado inicial se calcula el estado final como resultado de su evolución en un pequeño incremento de tiempo,

definido también por el usuario. Si este estado final no corresponde con las condiciones finales del proceso de cálculo, se retorna al modelo como estado inicial de la siguiente iteración. Este proceso se repite hasta alcanzar los resultados finales de la simulación.

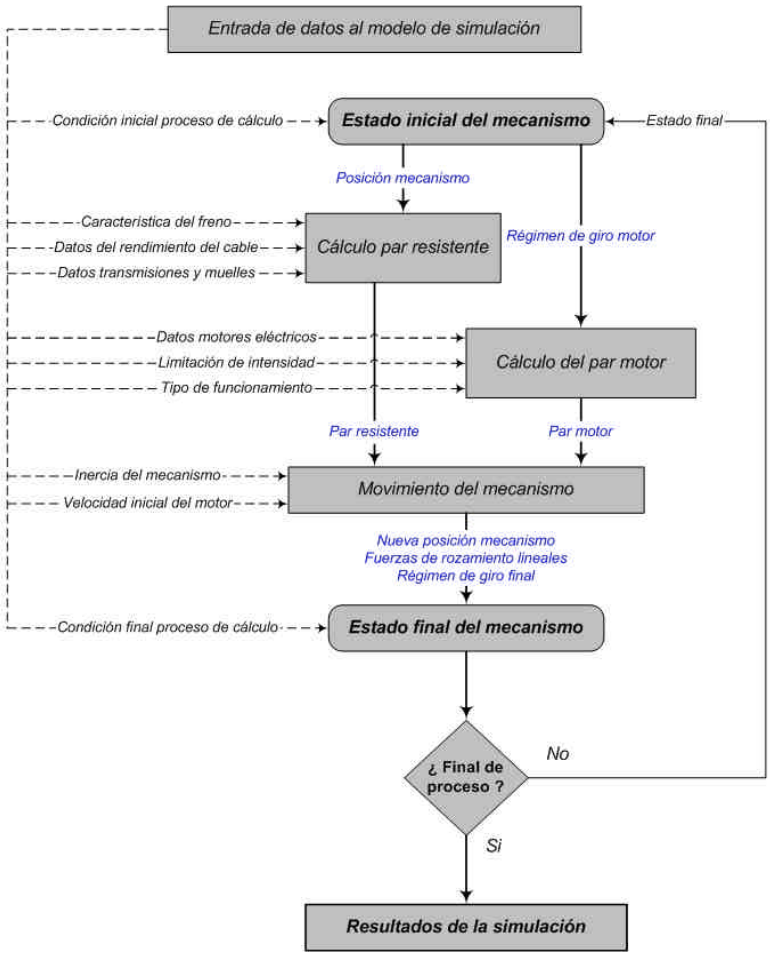


Fig. 5.2 Esquema de funcionamiento del modelo de simulación de la respuesta del mecanismo

El modelo consta de varias hojas de cálculo llamadas *'Entrada de datos', 'Cálculos iniciales', 'Proceso de cálculo', 'Resultados', 'Hoja resultados', 'Múltiples' y 'Listado de fabricantes'.* Para entrar en detalle, se recomienda la consulta del Anexo G, donde se describe de forma detallada el funcionamiento de este programa. Aún así, a continuación se describen de forma simplificada los conceptos más importantes.

5.1.2. Introducción de datos en el modelo

El primer paso que se debe efectuar para analizar una configuración del mecanismo es la entrada de datos. Para ello, existen en el modelo las hojas de cálculo *'Múltiples'* y *'Entrada de datos'* –que permiten al usuario realizar un análisis de varias configuraciones o de una en particular respectivamente–, donde se deben introducir los datos de entrada referentes a los siguientes doce categorías.

Codificación del caso: Se puede asignar a cada configuración del mecanismo un código que permita su rápida y fácil identificación en posteriores procesos de análisis.

Motores eléctricos: Se deben introducir los índices de los motores (I y II) que accionarán el mecanismo (Tabla 5.1), que se puede encontrar en la hoja *'Listado fabricantes'*, junto con sus principales características.

Tabla 5.1 Listado de motores eléctricos disponibles en el modelo de simulación

Índice motor	Designación comercial
m 01	Johnson HC610G
m 02	Mabuchi RS-545RH-4522
m 03	Mabuchi RS-540SH/SF-5045
m 04	HTBRR03606505B-0001
m 05	Johnson HC785LG
m 06	Mabuchi RS-545SH-5018
m 07	HTBRR04206003B-0001
m 08	HTBRR03605705B-0003
m 09	Johnson HC683XLLG
m 10	Mabuchi RS-550PC-7527
m 11	Johnson HC783LG

Cajas de reducción: Igual que en el caso anterior, se debe introducir el índice de las cajas de reducción (Tabla 5.2).

Tabla 5.2 Listado de cajas de reducción disponibles en el modelo de simulación

Índice caja reductora	Designación
r 01	Sin reductor
r 02	Caja de reducción (i = 1,5)
r 03	Caja de reducción (i = 2)
r 04	Caja de reducción (i = 2,5)
r 05	Caja de reducción (i = 3)
r 06	Caja de reducción (i = 3,5)
r 07	Caja de reducción (i = 4)
r 08	Caja de reducción (i = 4,5)
r 09	Caja de reducción (i = 5)
r 10	Caja de reducción (i = 5,5)
r 11	Caja de reducción (i = 6)
r 12	Caja de reducción (i = 6,5)

Índice caja reductora	Designación
r 13	Caja de reducción (i = 7)
r 14	Caja de reducción (i = 7,5)
r 15	Caja de reducción (i = 8)
r 16	Caja de reducción (i = 8,5)
r 17	Caja de reducción (i = 9)
r 18	Caja de reducción (i = 9,5)
r 19	Caja de reducción (i = 10)
r 20	Caja de reducción (i = 10,5)
r 21	Caja de reducción (i = 11)
r 22	Caja de reducción (i = 11,5)
r 23	Caja de reducción (i = 12)

Muelles embrague: Los datos necesarios en el modelo por lo que respecta al muelle embrague son el par de embrague y de desembrague.

Transmisiones de engranajes: Para cada transmisión de engranajes, se deben introducir aquellos datos referentes a la geometría tanto del piñón como de la rueda (número de dientes, anchura y módulo) y el rendimiento.

Husillo y tuerca trapezoidal: De la misma forma que en el caso de los motores y de las cajas de reducción, se debe introducir el índice del tipo de husillo utilizado (Tabla 5.3), además su longitud y la transmisión a la que es solidario (I o II).

Tabla 5.3 Listado de husillos trapezoidales disponibles en el modelo de simulación

Índice husillo	Designación comercial
h 01	TR 10 x 2
h 02	TR 10 x 3
h 03	TR 12 x 3
h 04	TR 14 x 3
h 05	TR 14 x 4

Rendimientos del sistema de cableado: Se deben introducir los rendimientos de fuerza y de carrera de los cables de frenado.

Característica fuerza – recorrido del freno: En el modelo se debe establecer la curva característica del freno que se desee analizar. Para cada tramo de la curva, se debe introducir su rigidez y recorrido, además del pretensado inicial.

Otros parámetros: Existen parámetros que afectan a la simulación que normalmente no es necesario modificar como son:

- Coeficientes de rozamiento (husillo–tuerca, piñón–rueda, guías–soporte y cojinetes)
- Parámetros geométricos (Diámetros alojamientos piñón y rueda)
- Constante del muelle del sensor de fuerza

Materiales: Se deben introducir en el modelo los índices del material de los principales elementos del sistema para el cálculo de las inercias.

Parámetros de simulación: Una vez caracterizados los elementos funcionales del mecanismo, es necesario introducir las variables de simulación. Estas variables son aquellas que definen los parámetros límite en la simulación del actuador, así como el incremento temporal de cada iteración de cálculo.

Parámetros de funcionamiento: Para finalizar la entrada de datos en el modelo de simulación, se precisa introducir cual es el modo de funcionamiento del sistema. Para ello se debe definir el modo de funcionamiento, el cambio de etapa; y las condiciones iniciales y finales del mecanismo. Además, también es posible limitar la intensidad máxima consumida por el sistema.

Una vez introducidos los datos, para iniciar el proceso de cálculo, se debe pulsar el botón *Calcular Casos Múltiples o Calcular Caso Particular*, disponibles en la hoja *'Múltiples' o 'Entrada datos'*, respectivamente. Así, se ejecuta la macro encargada de controlar todo el proceso de cálculo, y repetirlo para todas las configuraciones introducidas.

5.1.3. Obtención de resultados

Una vez el programa ha finalizado el proceso de cálculo, en la hoja *'Hoja de resultados'* (Fig. 5.3) aparece toda la información referente a las características y los resultados de la simulación efectuada.

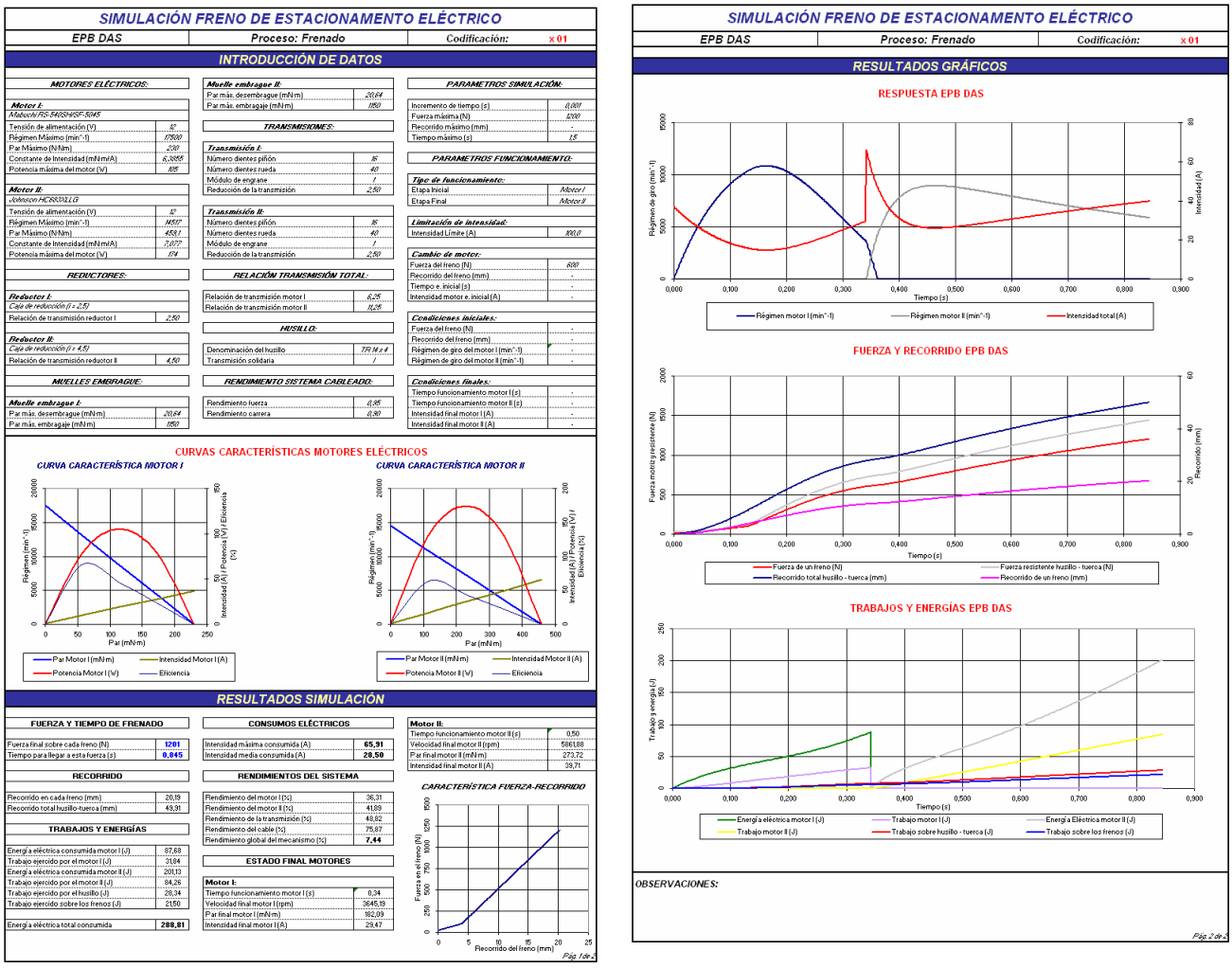


Fig. 5.3 Ejemplo de 'Hoja Resultados' (página 1 y página 2)

En la parte superior de la página 1 de la figura anterior, bajo el título *Introducción de datos*, aparecen las principales características de los elementos del caso analizado, así como las prestaciones que debe alcanzar y el modo de funcionamiento. En esta misma página aparecen los resultados numéricos de la simulación. En la página 2 se representa gráficamente, el análisis de la respuesta en cuanto a consumos, fuerzas y recorridos, y trabajos y energías.

5.2. Modelo de simulación del proceso de desfrenado

El modelo de simulación del proceso de desfrenado, que se encuentra en el archivo *'Proceso de desfrenado EPB DAS.xls'*, es muy similar al modelo anterior, ya que ambos

simulan procesos contrarios. Básicamente, las diferencias entre el proceso de frenado y el de desfrenado en cuanto al comportamiento de los elementos que forman el actuador, derivan de la fuerza axial que se efectúa sobre el conjunto husillo – tuerca y de los rozamientos soportes – guías.

Además, es importante resaltar en cuanto a los resultados obtenidos, que el rendimiento de la transmisión del sistema no es significativo. Esto es debido a que durante este proceso, el mecanismo no ejerce trabajo sobre los frenos, sino que simplemente los libera y son ellos mismos, juntamente con el sistema de cableado, los que devuelven parte del trabajo aportado por el mecanismo en el proceso de frenado anterior. Para ampliar esta información se recomienda la consulta del Anexo H.

5.3. Datos iniciales establecidos en los modelos

En este punto se detallan los valores fijados de los parámetros necesarios para la simulación posterior del EPB DAS, que no han sido especificados en el capítulo anterior y que se mantienen constantes para todas las configuraciones del mecanismo.

Por un lado, mencionar que el índice del husillo trapezoidal ya seleccionado (TR 14 x 4) es el h 05. Además, su longitud es de 94 mm y se ha considerado solidario a la rueda I. Por otro lado, en la Tabla 5.4, se detallan los coeficientes de rozamiento asignados, considerando los tipos de materiales que estén en contacto y el tipo de lubricación que exista. Cabe decir que se ha considerado el caso más desfavorable, contacto seco [Larburu, 2001]. Como excepción, en el caso de los guiajes se ha supuesto un contacto lubricado, al estar el material antifricción previamente lubricado. Estos valores deberían ajustarse en función del diseño del EPB DAS.

Tabla 5.4 Coeficientes de rozamiento dinámicos utilizados en la simulación

Coeficiente rozamiento	Tipo de contacto	μ_{roz}
Rozamiento piñón - rueda	Acero – Acero	0.1
Rozamiento alojamiento piñón /rueda	Cojinete	0.04
Rozamiento husillo-tuerca	Acero – Bronce	0.18
Rozamiento guías	Acero – Antifricción	0.08
Rozamiento corona axial	Rodamiento axial de agujas	0.002

Por último, en la Tabla 5.5 se muestran diferentes parámetros geométricos del sistema.

Tabla 5.5 Parámetros geométricos utilizados en la simulación

Parámetro geométrico	[mm]
Diámetro alojamiento piñón I y II	19
Diámetro alojamiento rueda I	14
Diámetro alojamiento rueda II	19
Diámetro medio corona rodamiento axial rueda I	17
Diámetro medio corona rodamiento axial rueda II	23

6. Estrategia de simulación

Los programas desarrollados que simulan el ciclo de funcionamiento del EPB DAS, son una herramienta de gran utilidad para analizar de forma rápida y sencilla múltiples configuraciones del actuador. De esta forma, implementando una buena estrategia de simulación, será posible optimizar los diferentes componentes que forman el sistema para lograr alcanzar las prestaciones deseadas del mecanismo.

Aún así, simular el comportamiento del sistema para todos los posibles modos de funcionamiento, supone un coste computacional y de análisis muy elevado. Es por ello, que se efectuará un estudio inicial para acotar el campo de trabajo a un único modo de funcionamiento para cada proceso (frenado y desfrenado).

6.1. Selección del modo de funcionamiento

El actuador EPB DAS puede realizar los procesos de frenado y desfrenado mediante diversos modos de funcionamiento (Véase Capítulo 3). No obstante, tal y como se ha comentado, sólo se simulará uno para cada proceso. Destacar que se analizará la función de frenado de estacionamiento del actuador, pero no las frenadas dinámicas.

Los modos de funcionamiento de dos motores simultáneos, un único motor o motores intercalados parcialmente simultáneos han sido descartados. En el primer caso, el accionamiento con dos motores equivale aproximadamente al modo de funcionamiento mediante un sólo motor de potencia igual a la suma de los dos anteriores. Por otro lado, tampoco resulta interesante simular el comportamiento de un sólo motor, ya que existen otros actuadores equivalentes a este funcionamiento, como el EPB Spindle. En el último caso, el mayor consumo eléctrico de este modo de funcionamiento respecto al caso de dos motores intercalados, ha motivado su descarte.

Por lo tanto, para el ciclo de frenado, se ha considerado oportuno simular únicamente el funcionamiento mediante dos motores intercalados. Esta decisión ha sido tomada, ya que este modo de funcionamiento está orientado a mejorar la adaptación a la curva de frenado, reduciendo el tiempo de actuación, especialmente en frenadas parciales. Esto es posible, debido a la existencia de dos conjuntos motor – reductor en el sistema, de manera que cada uno de ellos realiza un tramo o etapa de la curva resistente de frenado (Fig. 6.1).

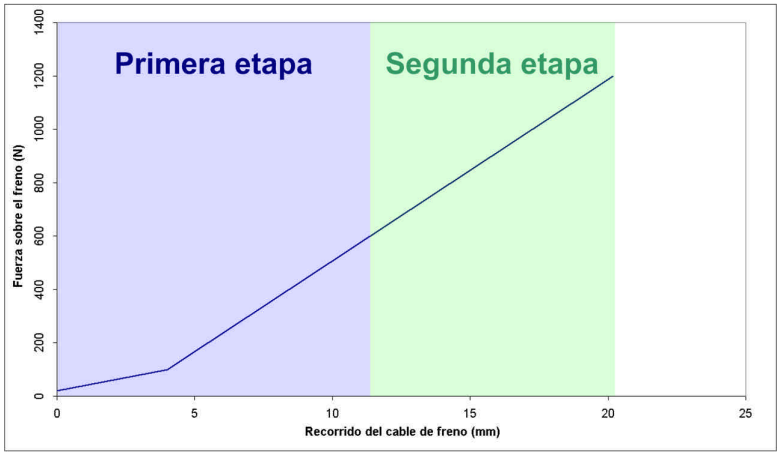


Fig. 6.1 Ejemplo división de la curva de frenado según modo de funcionamiento de motores intercalados

Para definir de forma completa este modo de funcionamiento, es necesario determinar exactamente dónde se encuentra el punto de división (o cambio de etapa) de las dos etapas de funcionamiento en que se divide el proceso de frenado. Aunque existen múltiples opciones, se han seleccionado tres puntos en función de la fuerza que debe realizar el conjunto motor – reductor que actúe en la primera etapa, de modo que éste efectúe el 25%, 50% o 75% de la fuerza total de frenado. La Tabla 6.1 resume los tres casos generales de funcionamiento que serán estudiados:

Tabla 6.1 Descripción de las etapas a efectuar por cada conjunto motor – reductor en cada caso

Caso de funcionamiento	Fuerza de frenado en la etapa I [N]	Fuerza de frenado en la etapa II [N]
Caso 1 (25 %)	20 – 300	300 – 1200
Caso 2 (50 %)	20 – 600	600 – 1200
Caso 3 (75 %)	20 – 900	900 – 1200

Por lo que respecta al proceso de desfrenado, se ha decido simular el modo de funcionamiento correspondiente a un sólo motor, al tratarse de un proceso no tan crítico como el de frenado. De este modo, será el motor que mejor se adapte a la curva resistente de desfrenado el que se encargue de realizar este proceso.

6.2. Criterios de simulación

Además de decidir el modo de funcionamiento que efectuará el mecanismo, es necesario también adoptar un criterio para realizar su simulación y análisis. Para ello es conveniente tener en cuenta la zona de funcionamiento en la que trabajará cada uno de los motores (Fig. 6.2). Si cada motor funciona alrededor de su punto de potencia máxima, se obtendrá el menor tiempo de frenado, mientras que si funciona alrededor del punto de eficiencia máxima, se optimizará el rendimiento del sistema. Aquellos motores que trabajen entre estos dos puntos, ofrecerán el mejor equilibrio entre rendimiento y potencia.

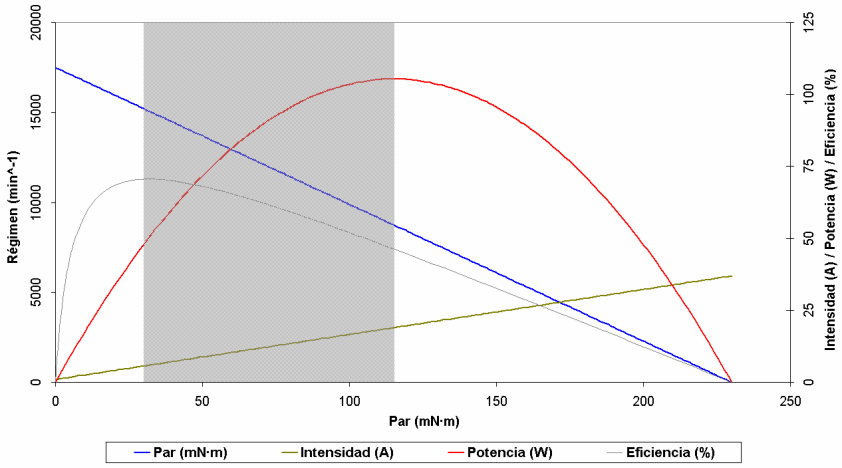


Fig. 6.2 Zona de funcionamiento óptima de un motor eléctrico

El criterio de simulación y análisis seleccionado para la obtención de las configuraciones más idóneas ha sido el de tiempo mínimo. Ha sido necesario definir este criterio en este punto, ya que influye en la selección de componentes a simular, en la estrategia de simulación y obviamente en el análisis de resultados.

6.3. Selección de los componentes del EPB DAS en la simulación

Los principales componentes del sistema han sido seleccionados o diseñados en el Capítulo 4. De todos ellos, los únicos que no se han determinado unívocamente han sido los motores eléctricos y las cajas de reducción.

Por lo tanto, una vez fijado el modo de funcionamiento y definido el criterio de tiempo mínimo, son las combinaciones entre motores y reductores las responsables de las diferentes configuraciones a simular. Estas combinaciones dan lugar a los datos necesarios para analizar y optimizar el comportamiento y la respuesta del EPB DAS. Esto se traduce en hallar para cada motor la reducción que le permita alcanzar el funcionamiento más adecuado. Es por ello, que el número de casos a simular, teniendo en cuenta todas las combinaciones entre motores y reductores seleccionados, sería demasiado elevado.

De este modo, la necesidad de disminuir este número, ha derivado en un estudio preliminar para definir un número menor de motores a simular, concretamente cinco, que sigan permitiendo analizar su influencia en el comportamiento y respuesta del mecanismo. En cambio, es necesario mantener todas las cajas de reducción seleccionadas, ya que éstas serán necesarias para optimizar el comportamiento de los motores escogidos.

El estudio efectuado ha consistido en simular el EPB DAS con un único motor realizando toda la curva de frenado, con el objetivo de determinar el motor de potencia mínima que permita alcanzar la fuerza de frenado máxima en menos de 1 s. Partiendo de la hipótesis

de que el actuador con un funcionamiento de dos motores intercalados permite mejorar este tiempo, se asegura que en los posteriores análisis se obtendrán frenadas por debajo del valor anterior (1 s, tiempo recomendado por el fabricante).

Al determinar este motor, se seleccionarán tres motores de potencia inferior a éste para determinar si las combinaciones de motores permiten mejorar las prestaciones de cada motor individualmente, y un motor de potencia superior para disponer de mayor rango de combinaciones.

La Tabla 6.2 presenta los resultados obtenidos para cada motor con la reducción correspondiente que permite alcanzar la fuerza de frenado máximo en el mínimo tiempo. En el Anexo I, apartado I.1, se detallan el resto los resultados obtenidos de reducciones.

Tabla 6.2 Características principales de los motores eléctricos simulados

Motor	Índice motor	Potencia motor [W]	Reducción total	Fuerza freno [N]	Tiempo frenado [s]
Johnson HC610G	m 01	78	30	1015	1.5
Mabuchi RS-545RH-4522	m 02	81	30	1047	1.5
Mabuchi RS-540SH/SF-5045	m 03	105	28.75	1074	1.5
HTBRR03606505B-0001	m 04	121	22.5	1200	1.297
Johnson HC785LG	m 05	122	10	1200	1.185
Mabuchi RS-545SH-5018	m 06	134	20	1200	1.159
HTBRR04206003B-0001	m 07	155	11.25	1200	0.919
HTBRR03605705B-0003	m 08	171	11.25	1200	0.831
Johnson HC683XLLG	m 09	174	8.75	1200	0.822
Mabuchi RS-550PC-7527	m 10	201	10	1200	0.709
Johnson HC783LG	m 11	254	6.25	1200	0.561

En la tabla anterior, se observa que el motor m 07 (155 W) ya ofrece un tiempo ligeramente inferior a 1s. Por lo tanto, los cinco motores que se utilizarán en la simulación de los ciclos de funcionamiento del EPB DAS serán los siguientes: **m 01** (*Johnson HC610G*, 78 W), **m 03** (*Mabuchi RS-540SH/SF-5045,* 105 W), **m 05** (*Johnson HC785LG*, 122 W), **m 07** (*HTBRR04206003B-0001*, 155 W) y **m 09** (Johnson *HC683XLLG,* 174 W).

Antes de pasar a la estrategia de simulación, es importante resaltar, que el motor que actúe durante la primera etapa será el motor I, mientras que el que actúe en la segunda etapa será el motor II, según la terminología adoptada en el Capítulo 5.

6.4. Estrategia de simulación del proceso de frenado

La estrategia de simulación del proceso de frenado tiene como objetivo encontrar para todas las posibles combinaciones de motor I y II, las configuraciones motor – reductor con las que el EPB DAS alcanza la fuerza de frenado máxima (1200 N), en el mínimo tiempo, y para cada caso de funcionamiento descrito.

El número de posibles combinaciones de motor I y II es de 15 para cada caso de funcionamiento, ya que el motor que funcione durante la segunda etapa deberá ser de potencia igual o superior al otro motor, por razones obvias, al ser la fuerza de frenado a efectuar en la etapa I siempre menor a la de la etapa II (Tabla 6.3)

Tabla 6.3 Descripción de las posibles combinaciones de motores para cada caso de funcionamiento

Primera etapa de frenado		**Segunda etapa de frenado**	
Designación comercial motor I	**Índice motor I**	**Designación comercial motor II**	**Índice motor II**
Johnson HC610G (78 W)	m 01	Johnson HC610G (78 W)	m 01
		Mabuchi RS-540SH/SF-5045 (105 W)	m 03
		Johnson HC785LG (122 W)	m 05
		HTBRR04206003B-0001 (155 W)	m 07
		Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09
Mabuchi RS-540SH/SF-5045 (105 W)	m 03	Mabuchi RS-540SH/SF-5045 (105 W)	m 03
		Johnson HC785LG (122 W)	m 05
		HTBRR04206003B-0001 (155 W)	m 07
		Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09
Johnson HC785LG (122 W)	m 05	Johnson HC785LG (122 W)	m 05
		HTBRR04206003B-0001 (155 W)	m 07
		Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09
HTBRR04206003B-0001 (155 W)	m 07	HTBRR04206003B-0001 (155 W)	m 07
		Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09
Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09	Johnson HC683XLLG (174 W)	m 09

Por lo tanto y según este objetivo, el número de posibles casos a simular, teniendo en cuenta el número de cajas reductoras (23) que se deben estudiar en cada uno de los motores para hallar el conjunto óptimo, es de 23805:

Casos generales de funcionamiento (3) x Combinaciones de motores para cada caso (15) x Reductores de motor I (23) x Reductores de motor II para cada conjunto motor – reductor I (23) = ***23805 casos***

Al ser este un número excesivo de simulaciones, se ha optado por simplificar los casos a simular. Así, la estrategia de simulación adoptada se ha divido en dos fases. En la primera fase, se simulará para cada conjunto motor – reductor, de forma independiente la etapa I y la etapa II (Tabla 6.4). Mediante esta simulación inicial, será posible determinar de forma rápida y sencilla para cada motor, el reductor con el cual se consigue efectuar la frenada parcial de la etapa correspondiente en el menor tiempo posible. De modo que el número de casos a simular es 690:

Casos generales de funcionamiento (3) x Etapas por caso (2) x Posibles motores en cada etapa (5) x Reductores para cada motor (23) = ***690 casos***

En la última columna de la siguiente tabla, se detalla la notación empleada para designar cada uno de los 690 casos a simular.

Tabla 6.4 Primera fase de casos a simular del proceso de frenado

Fuerza etapa [N]	Índice motor	Índice reductor	Codificación
20 - 300	m 01	r 01 ÷ r 23	a 01 ÷ a 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	a 24 ÷ a 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	a 47 ÷ a 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	a 70 ÷ a 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	a 93 ÷ a 115
20 - 600	m 01	r 01 ÷ r 23	b 01 ÷ b 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	b 24 ÷ b 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	b 47 ÷ b 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	b 70 ÷ b 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	b 93 ÷ b 115
20 - 900	m 01	r 01 ÷ r 23	c 01 ÷ c 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	c 24 ÷ c 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	c 47 ÷ c 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	c 70 ÷ c 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	c 93 ÷ c 115
300 - 1200	m 01	r 01 ÷ r 23	d 01 ÷ d 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	d 24 ÷ d 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	d 47 ÷ d 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	d 70 ÷ d 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	d 93 ÷ d 115
600 - 1200	m 01	r 01 ÷ r 23	e 01 ÷ e 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	e 24 ÷ e 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	e 47 ÷ e 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	e 70 ÷ e 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	e 93 ÷ e 115
900 - 1200	m 01	r 01 ÷ r 23	f 01 ÷ f 23
	m 03	r 01 ÷ r 23	f 24 ÷ f 46
	m 05	r 01 ÷ r 23	f 47 ÷ f 69
	m 07	r 01 ÷ r 23	f 70 ÷ f 92
	m 09	r 01 ÷ r 23	f 93 ÷ f 115

En la segunda fase, se realizará la simulación de todo el proceso de frenado (etapa I más etapa II) de las cuatro configuraciones más optimas de cada una de los conjuntos motor – reductor, para cada una de las posibles combinaciones de motores.

En principio, los resultados de las simulaciones de las configuraciones que hayan alcanzado los tiempos mínimos parciales en las simulaciones independientes de cada etapa, deberían ser los óptimos en cuanto a tiempo de frenado. Sin embargo, debido a la influencia de la velocidad final del motor I sobre el funcionamiento del motor II, es posible que las configuraciones de los conjuntos motor – reductor I y II que alcancen los tiempos mínimos globales de frenado, no coincidan con las que alcancen los tiempos parciales

mínimos en cada etapa, siendo muy próximas a éstas últimas. Es por ello, que a parte de simular las configuraciones óptimas en cuanto a tiempo mínimo de frenada parcial, se simularán en función de la etapa, las siguientes configuraciones:

- Para los motores de la primera etapa, se simularán también las tres reducciones mayores a la que proporciona el tiempo mínimo parcial, ya que la mayor velocidad del motor I podría compensar el aumento de tiempo de frenado en la primera etapa con una disminución en la segunda etapa, al ser más importante el efecto de la velocidad residual del motor I sobre el motor II.

- Para los motores de la segunda etapa se simularán dos reducciones superiores a la que proporciona el tiempo mínimo parcial, y una menor, ya que la velocidad final del motor I puede provocar que sea posible alcanzar la fuerza de frenado máxima mediante una reducción menor.

La Tabla 6.5 resume los casos a simular en la segunda fase de la estrategia de simulación. En esta tabla, se ha utilizado el término r_{min} para referirse de forma general a la caja de reducción que permite al motor correspondiente alcanzar un tiempo de frenado parcial mínimo. De igual forma, el subíndice numérico hace referencia a las cajas reductoras de mayor o menor relación de transmisión respecto a la mínima.

Tabla 6.5 Segunda fase de casos a simular del proceso de frenado

Etapa I		**Etapa II**		**Codificación**		
Índice motor I	**Número de reductores**	**Índice motor I**	**Número de reductores**	**Caso 1 20 – 300 – 1200**	**Caso 2 20 – 600 – 1200**	**Caso 3 20 – 900 – 1200**
m 01	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 01	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 01 ÷ g 16	h 01 ÷ h 16	i 01 ÷ i 16
m 01	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 03	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 17 ÷ g 32	h 17 ÷ h 32	i 17 ÷ i 32
m 01	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 05	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 33 ÷ g 48	h 33 ÷ h 48	i 33 ÷ i 48
m 01	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 07	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 49 ÷ g 64	h 49 ÷ h 64	i 49 ÷ i 64
m 01	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 09	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 65 ÷ g 80	h 65 ÷ h 80	i 65 ÷ i 80
m 03	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 03	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 81 ÷ g 96	h 81 ÷ h 96	i 81 ÷ i 96
m 03	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 05	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 97 ÷ g 112	h 97 ÷ h 112	i 97 ÷ i 112
m 03	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 07	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 113 ÷ g 128	h 113 ÷ h 128	i 113 ÷ i 128
m 03	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 09	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 129 ÷ g 144	h 129 ÷ h 144	i 129 ÷ i 144
m 05	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 05	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 145 ÷ g 160	h 145 ÷ h 160	i 145 ÷ i 160
m 05	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 07	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 161 ÷ g 176	h 161 ÷ h 176	i 161 ÷ i 176
m 05	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 09	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 177 ÷ g 192	h 177 ÷ h 192	i 177 ÷ i 192
m 07	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 07	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 193 ÷ g 208	h 193 ÷ h 208	i 193 ÷ i 208
m 07	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 09	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 209 ÷ g 224	h 209 ÷ h 224	i 209 ÷ i 224
m 09	$r_{min} \div r_{min+3}$	m 09	$r_{min-1} \div r_{min+2}$	g 225 ÷ g 240	h 225 ÷ h 240	i 225 ÷ i 240

Así, el número de simulaciones del proceso de frenado a efectuar en la segunda fase son:

Casos generales de funcionamiento (3) x Combinaciones de motores para cada caso (15) x Reductores de motor I (4) x Reductores de motor II para cada conjunto motor – reductor I (4) = ***720 casos***

Por lo tanto, el número total de casos a simular como resultado de la primera y segunda fase será de 1410 casos.

6.5. Estrategia de simulación del proceso de desfrenado

El proceso de desfrenado se simulará para las diferentes combinaciones de motores que alcancen el tiempo mínimo en el proceso de frenado en cada caso de funcionamiento (25%, 50% y 75%). Obviamente estas configuraciones se obtendrán una vez analizados los resultados de la simulación del proceso de frenado. Al ser el frenado el proceso más crítico, se ha considerado suficiente en este estudio comprobar que el proceso de desfrenado cumple las especificaciones para estas combinaciones , sin intentar optimizarlo, porque se trataría de un cálculo iterativo que afectaría también al frenado.

De este modo, la estrategia consistirá en simular el proceso de desfrenado para cada una de las configuraciones mencionadas, primero accionando el sistema con el conjunto motor – reductor I, y posteriormente accionando con el conjunto motor – reductor II. Es por ello que se prevé aproximadamente 90 casos de simulación de desfrenado.

Casos generales de funcionamiento (3) x Combinaciones de motores para cada caso (15)

X Conjuntos motor – reductor que pueden realizar la desfrenada en cada combinación (2) = ***90 casos***

Mediante esta estrategia, será posible encontrar cual de los dos conjuntos motor reductor (I o II) que forman cada una de las configuraciones se adapta mejor al proceso de desfrenado. Es importante señalar, que el tiempo de desfrenada deberá estar dentro de las especificaciones para poder validar el ciclo de funcionamiento completo (frenado y desfrenado) del actuador.

7. Análisis de los resultados

En este capítulo se realizará un análisis detallado de los datos obtenidos en los diferentes casos simulados, con el objetivo de conocer el comportamiento del sistema al variar los principales elementos que lo forman.

Para realizar este análisis, se considerarán como óptimos aquellos casos en que se cumplan las especificaciones del mecanismo, minimizando los tiempos de funcionamiento.

Además, se comparará la respuesta de éste mecanismo con la de otro sistema electromecánico de frenado de estacionamiento (EPB Spindle), de similar funcionamiento. De este modo, será posible determinar en una primera instancia qué lugar podría ocupar el EPB DAS en el mercado en cuanto a prestaciones.

El Anexo I incluye todos los resultados de los casos simulados para el desarrollo del siguiente análisis.

7.1. Análisis de resultados del proceso de frenado

De acuerdo a la estrategia de simulación descrita en el capítulo anterior, se han realizado las diferentes simulaciones del proceso de frenado y a continuación se presentan los resultados de cada uno de los casos generales de funcionamiento.

7.1.1. Análisis del caso 1: Cambio de etapa al 25% de la fuerza de frenado

En este apartado se presentan los resultados obtenidos al simular el motor I y II independientemente de manera que el primero efectúe el rango de frenado de 0 a 300 N y el segundo el resto hasta alcanzar la fuerza máxima de frenado de 1200 N. Posteriormente, se mostrarán también los resultados de la simulación conjunta de los dos motores.

Resultados de la simulación del motor I en la etapa 20 – 300 N

La Fig. 7.1 muestra el tiempo de frenada parcial de los diferentes motores que consiguen alcanzar los 300 N, en función de la reducción total efectuada en cada caso.

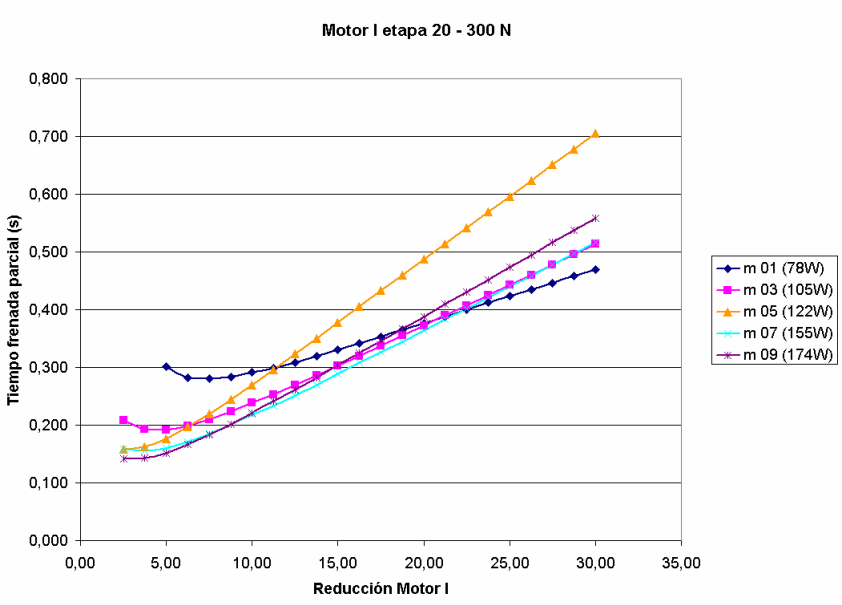


Fig. 7.1 Resultados obtenidos del motor I en la etapa 20 – 300 N

En general, las curvas de comportamiento de los diferentes motores en función de la reducción total efectuada, muestran la tendencia a presentar un valor óptimo que minimiza el tiempo de respuesta del mecanismo. A partir de éste, para una mayor reducción la respuesta del actuador es más lenta. De igual forma, para reducciones inferiores a la óptima, aumenta el tiempo de respuesta, llegando a un punto en que el sistema no es capaz de alcanzar la fuerza requerida.

En esta etapa, el motor I debe alcanzar una fuerza de frenado parcial no muy elevada, de modo que con reducciones pequeñas se consiguen los mejores tiempos. Las curvas de los motores m 01, m 03 y m 07 presentan un mínimo correspondiente a la reducción óptima. En cambio, para los motores m 05 y m 09, el mínimo coincide con la configuración de menor reducción (2.5). Se podría plantear reducir la relación de transmisión de los engranajes. Esto representaría problemas tecnológicos por limitación de espacio, que de ninguna manera se podrían justificar, por la poca mejora en tiempo que se puede prever. Además, la progresión de estas curvas deja claro que el mínimo estaría muy próximo o incluso coincidiría con el valor óptimo mostrado en la figura. Por lo tanto, se considerará válida la configuración actual del EPB DAS.

En la Tabla 7.1 se detallan los parámetros más característicos de la configuración óptima para cada motor.

Tabla 7.1 Resultados del motor I en la etapa 20 – 300 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR I 20 – 300 N						
Código	Motor I	Reducción total I	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
a 05	m 01 (78W)	7.50	0.280	2.39	26.31	20.67
a 26	m 03 (105W)	5.00	0.192	3.05	36.97	23.60
a 47	m 05 (122W)	2.50	0.158	3.36	39.54	26.20
a 71	m 07 (155W)	3.75	0.155	2.39	58.38	37.51
a 93	m 09 (174W)	2.50	0.141	2.09	65.91	46.23

A partir de los datos presentados, destaca especialmente el comportamiento del motor m 05 (122 W), ya que su respuesta es muy similar al m 07 (155 W), pero requiere una reducción menor. Además es el motor que ofrece el mayor rendimiento del sistema, debido a la menor reducción que requiere.

Resultados de la simulación del motor II en la etapa 300 – 1200 N

De igual forma, se ha simulado el comportamiento del motor II en la segunda etapa. Los resultados se detallan a continuación (Fig. 7.2):

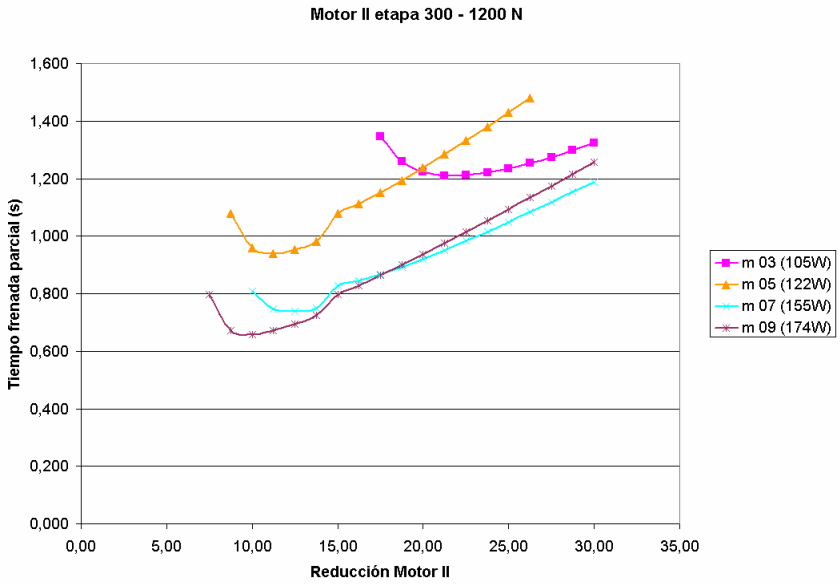


Fig. 7.2 Resultados obtenidos del motor II en la etapa 300 – 1200 N

En este caso, mediante el motor de menor potencia m 01 (78 W), no ha sido posible alcanzar la fuerza de frenado requerida con ninguna de las reducciones consideradas, en el tiempo máximo especificado. En el resto de casos, se puede observar ahora un mínimo en las curvas de comportamiento. Además, aparece un cambio brusco de pendiente en la progresión de cada curva, atribuible al cambio de una a dos etapas en la caja de reducción, ya que este cambio supone una disminución del rendimiento de este elemento. Al motor de mayor potencia este cambio no le afecta de manera tan significativa como al resto. El motor

m 03 (105 W) no presenta esta discontinuidad al necesitar en todos los casos reductores de más de una etapa para alcanzar la fuerza de frenado.

En la siguiente tabla nuevamente se muestran las configuraciones que alcanzan los tiempos mínimos parciales para el segundo tramo.

Tabla 7.2 Resultados del motor II en la etapa 300 – 1200 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR II 300 – 1200 N						
Código	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
d 39	m 03 (105W)	21.25	1.211	7.19	36.97	18.99
d 54	m 05 (122W)	11.25	0.939	9.05	39.54	19.46
d 78	m 07 (155W)	12.50	0.740	7.62	58.38	29.38
d 99	m 09 (174W)	10.00	0.658	7.83	65.91	32.12

Los datos anteriores, muestran una clara diferencia en la respuesta de los motores de menor y mayor potencia, al haber aumentado notablemente el tiempo de funcionamiento y la fuerza a efectuar en esta etapa.

En cuanto a los rendimientos del sistema, sin considerar el motor m 05 el cual proporciona el mejor rendimiento, se puede observar una diferencia significativa entre las dos etapas. En la primera, son los motores de baja potencia de los que se obtiene el mejor rendimiento, mientras que en esta etapa, a medida que aumenta la potencia de los motores aumenta también el rendimiento del mecanismo. Esto es debido a que en la etapa I, los motores de mayor potencia no alcanzan su punto óptimo de funcionamiento, ya que el tiempo de actuación es muy pequeño. A modo de ejemplo, en la Fig. 7.3 se representa la respuesta del motor m 09 en la primera etapa.

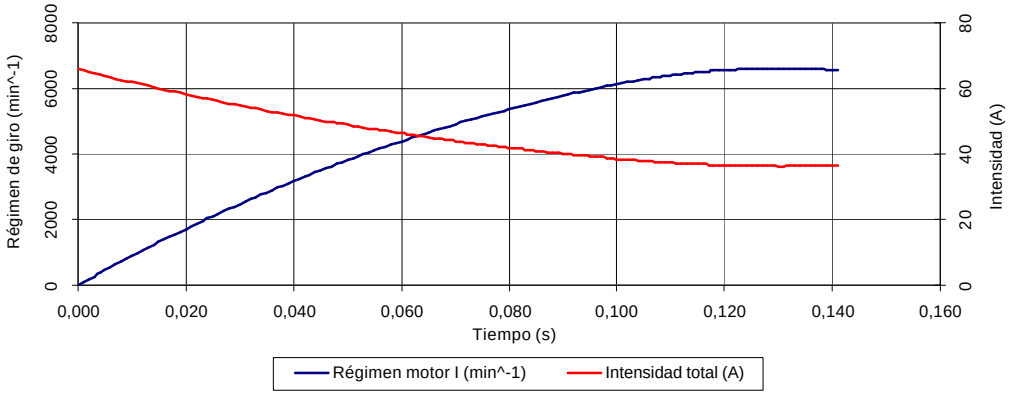


Fig. 7.3 Respuesta del motor m 09 en la etapa 20 – 300 N (Código a 93)

En la figura anterior, se puede observar que la velocidad máxima que alcanza el motor m 09 en la primera etapa, es aproximadamente de 6600 min^{-1}, de manera que no alcanza el punto óptimo de funcionamiento (punto de potencia máxima a 7258 min^{-1}).

Resultados de la simulación conjunta

Una vez se han obtenido las configuraciones óptimas de cada uno de los motores en las etapas I y II de este caso de funcionamiento, se han simulado conjuntamente aquellos conjuntos motor – reductor que han presentado los tiempos de frenada parciales mínimos, de acuerdo a la estrategia propuesta en el Apartado 6.4.

Para valorar la diferencia de tiempos de frenado en la simulación conjunta de las configuraciones que ofrecen los tiempos mínimos parciales para cada motor y las más próximas a éstas, se ha introducido un nuevo parámetro, $?t_{mín}$, que corresponde al tanto por ciento de mejora entre las configuraciones anteriores. Este parámetro permitirá concluir si de cara a nuevos estudios, sería significativo simular conjuntamente sólo las configuraciones óptimas parciales.

La Tabla 7.3 presenta para cada combinación de motores, las configuraciones óptimas en el proceso de frenado según el caso de funcionamiento 20 – 300 – 1200 N.

Tabla 7.3 Resultados de las configuraciones óptimas para el proceso de frenado 20 – 300 – 1200 N

PROCESO FRENADO 20 – 300 – 1200 N (25 %)									
Código	Motor I	Reducción total I	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]	$?t_{mín}$ [%]
g 31	m 01 (78W)	11.25	m 03 (105W)	22.50	1.383	6.85	36.97	18.93	2,67
g 42	m 01 (78W)	10.00	m 05 (122W)	11.25	1.144	7.79	39.54	20.11	1,55
g 62	m 01 (78W)	11.25	m 07 (155W)	12.50	0.964	6.85	58.38	27.15	1,23
g 74	m 01 (78W)	10.00	m 09 (174W)	10.00	0.891	6.94	65.91	29.00	0,89
g 87	m 03 (105W)	6.25	m 03 (105W)	22.50	1.287	7.19	36.97	19.35	0,92
g 102	m 03 (105W)	6.25	m 05 (122W)	11.25	1.042	8.33	39.54	20.64	0,38
g 118	m 03 (105W)	6.25	m 07 (155W)	12.50	0.866	7.19	58.38	28.77	0,12
g 134	m 03 (105W)	6.25	m 09 (174W)	10.00	0.791	7.37	65.91	30.73	0,13
g 146	m 05 (122W)	2.50	m 05 (122W)	11.25	1.005	8.31	39.54	21.45	0
g 162	m 05 (122W)	2.50	m 07 (155W)	12.50	0.828	7.17	58.38	30.18	0
g 178	m 05 (122W)	2.50	m 09 (174W)	10.00	0.753	7.34	65.91	32.40	0
g 198	m 07 (155W)	5.00	m 07 (155W)	12.50	0.803	7.05	58.38	31.65	0,37
g 214	m 07 (155W)	5.00	m 09 (174W)	10.00	0.731	7.21	65.91	33.98	0,27
g 226	m 09 (174W)	2.50	m 09 (174W)	10.00	0.712	6.80	65.91	37.00	0

Las configuraciones óptimas para las diferentes combinaciones de motores, consiguen alcanzar la fuerza de frenado en un intervalo que varia entre 1.383 s y 0.712 s. Obviamente, el menor tiempo se consigue con la combinación de dos motores iguales de la mayor potencia simulada.

7.1.2. Análisis del caso 2: Cambio de etapa al 50% de la fuerza de frenado

En este apartado se presentan los resultados obtenidos al simular el motor I y II independientemente de manera que el primero efectúe el rango de frenado de 0 a 600 N y

el segundo el resto hasta alcanzar la fuerza máxima de frenado. Posteriormente, se analizarán también los resultados de la simulación conjunta de los motores I y II.

Resultados de la simulación del motor I en la etapa 20 – 600 N

La Fig. 7.4 muestra el tiempo de frenada parcial de los diferentes motores que consiguen alcanzar los 600 N, en función de la reducción total efectuada en cada caso.

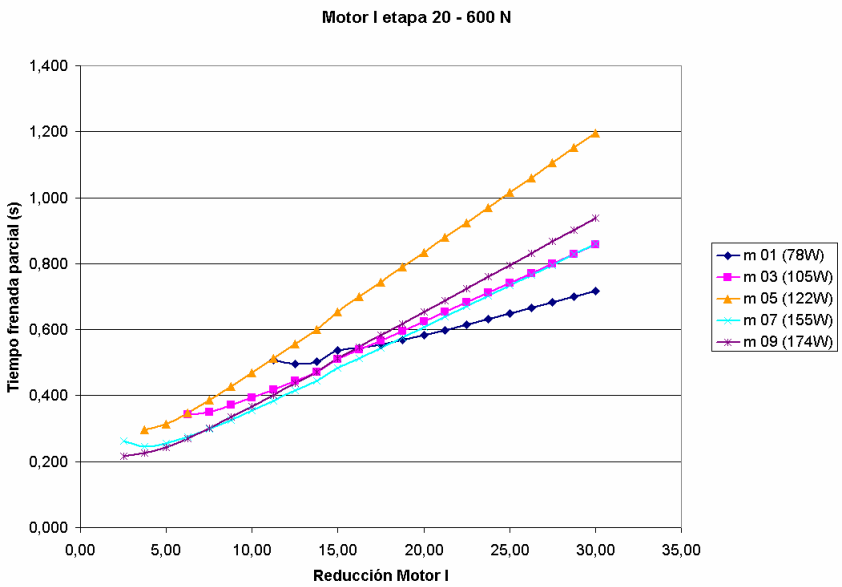


Fig. 7.4 Resultados obtenidos del motor I en la etapa 20 – 600 N

La Tabla 7.4 detalla los parámetros más característicos de la configuración óptima para cada motor.

Tabla 7.4 Resultados del motor I en la etapa 20 – 600 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR I 20 – 600 N						
Código	Motor I	Reducción total I	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
b 09	m 01 (78W)	12.50	0.497	5.38	26.31	17.51
b 27	m 03 (105W)	6.25	0.342	6.40	36.97	21.39
b 48	m 05 (122W)	3.75	0.296	7.25	39.54	21.86
b 71	m 07 (155W)	3.75	0.246	5.18	58.38	36.63
b 93	m 09 (174W)	2.50	0.217	4.82	65.91	44.59

En esta etapa, se observa un mejor comportamiento en el funcionamiento de los motores, que se traduce en un aumento del rendimiento del sistema de aproximadamente el doble del valor que presentan en la etapa I del caso anterior.

Por otro lado, al aumentar la fuerza de frenado a alcanzar, el motor más pequeño necesita una reducción significativamente mayor al resto.

Resultados de la simulación del motor II en la etapa 600 – 1200 N

Los resultados de simular el comportamiento del motor II en la segunda etapa de este caso de funcionamiento se representan en la Fig. 7.5:

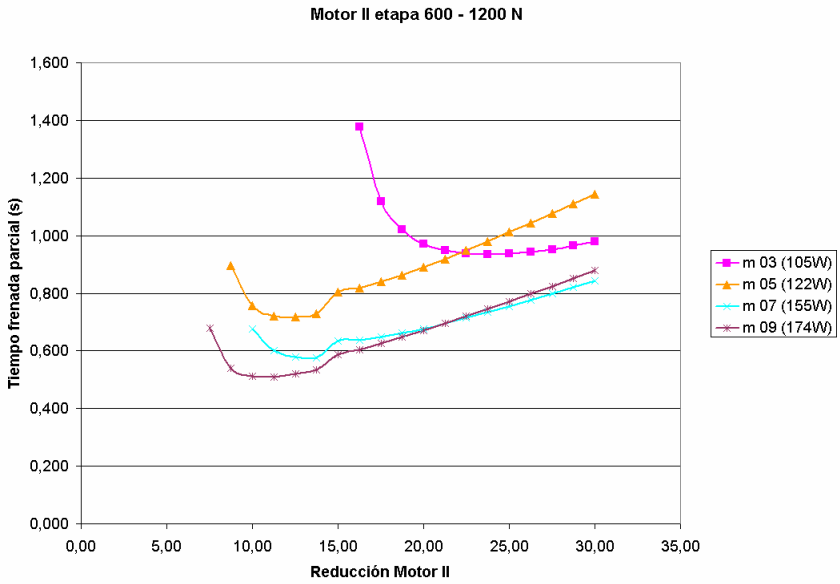


Fig. 7.5 Resultados obtenidos del motor II en la etapa 600 – 1200 N

Obviamente, el motor m 01 no alcanza con ninguna reducción la fuerza requerida de 1200 N. El resto de motores tienen un comportamiento general aproximadamente igual al descrito en el caso anterior para esta etapa, aunque las reducciones óptimas son más elevadas.

Nuevamente, se presentan los parámetros característicos para las configuraciones de los diferentes motores con las que se consiguen tiempos mínimos parciales (Tabla 7.5).

Tabla 7.5 Resultados del motor II en el etapa 600 – 1200 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR II 600 – 1200 N						
Código	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
e 41	m 03 (105W)	23.75	0.934	7.23	36.97	19.60
e 55	m 05 (122W)	12.50	0.718	9.19	39.54	20.07
e 79	m 07 (155W)	13.75	0.575	7.44	58.38	31.00
e 100	m 09 (174W)	11.25	0.509	7.84	65.91	33.15

En este caso, los resultados obtenidos muestran un comportamiento en cuanto a rendimiento del sistema e intensidad media consumida, muy similar a la etapa II del caso anterior.

También cabe destacar, que aún siendo la fuerza máxima a alcanzar la misma que en el

caso anterior, las reducciones han aumentado sensiblemente. Esto es debido a que al tratarse de un tramo de recorrido más reducido que el caso anterior (300 – 1200 N), la reducción óptima estará más adaptada a un rango de fuerzas mayor, lo que representa una reducción más elevada.

Resultados de la simulación conjunta

La Tabla 7.6 muestra para este caso de funcionamiento las configuraciones óptimas.

Tabla 7.6 Resultados de las configuraciones óptimas para el proceso de frenado 20 – 600 – 1200 N

PROCESO FRENADO 20 – 600 – 1200 N (50 %)									
Código	Motor I	Reducción total I	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]	? $t_{mín}$ [%]
h 22	m 01 (78W)	13.75	m 03 (105W)	23.75	1.399	6.82	36.97	18.77	0,64
h 38	m 01 (78W)	13.75	m 05 (122W)	12.50	1.19	8.00	39.54	18.84	0,5
h 54	m 01 (78W)	13.75	m 07 (155W)	13.75	1.054	6.95	58.38	24.45	0,38
h 70	m 01 (78W)	13.75	m 09 (174W)	11.25	0.991	7.21	65.91	25.09	0,3
h 86	m 03 (105W)	7.50	m 03 (105W)	23.75	1.261	7.28	36.97	19.51	0,24
h 102	m 03 (105W)	7.50	m 05 (122W)	12.50	1.049	8.65	39.54	19.76	0,1
h 114	m 03 (105W)	6.25	m 07 (155W)	13.75	0.909	7.17	58.38	27.47	0
h 130	m 03 (105W)	6.25	m 09 (174W)	11.25	0.845	7.44	65.91	28.50	0
h 146	m 05 (122W)	3.75	m 05 (122W)	12.50	1.008	8.62	39.54	20.63	0
h 162	m 05 (122W)	3.75	m 07 (155W)	13.75	0.866	7.41	58.38	27.93	0
h 178	m 05 (122W)	3.75	m 09 (174W)	11.25	0.801	7.70	65.91	29.04	0
h 198	m 07 (155W)	5.00	m 07 (155W)	13.75	0.797	7.20	58.38	31.20	0,62
h 214	m 07 (155W)	5.00	m 09 (174W)	11.25	0.735	7.47	65.91	32.62	0,54
h 226	m 09 (174W)	2.50	m 09 (174W)	11.25	0.701	6.87	65.91	37.14	0

Se observa que el proceso de frenado 20 – 600 – 1200 N, para la mayoría de configuraciones presenta un tiempo de frenado sensiblemente mayor al caso simulado anteriormente.

Por lo que respecta al resto de aspectos a considerar, destacar una ligera mejora general en cuanto al rendimiento del sistema.

7.1.3. Análisis del caso 3: Cambio de etapa al 75% de la fuerza de frenado

En este apartado se presentan los resultados obtenidos al simular el motor I y II independientemente de manera que el primero efectúe el rango de frenado de 0 a 900 N y el segundo el resto hasta 1200 N. Se analizarán también los resultados de la simulación conjunta de los dos motores.

Resultados de la simulación del motor I en la etapa 20 – 900 N

A continuación, la Fig. 7.6 presenta los resultados de la simulación de las diferentes configuraciones de cada uno de los motores I.

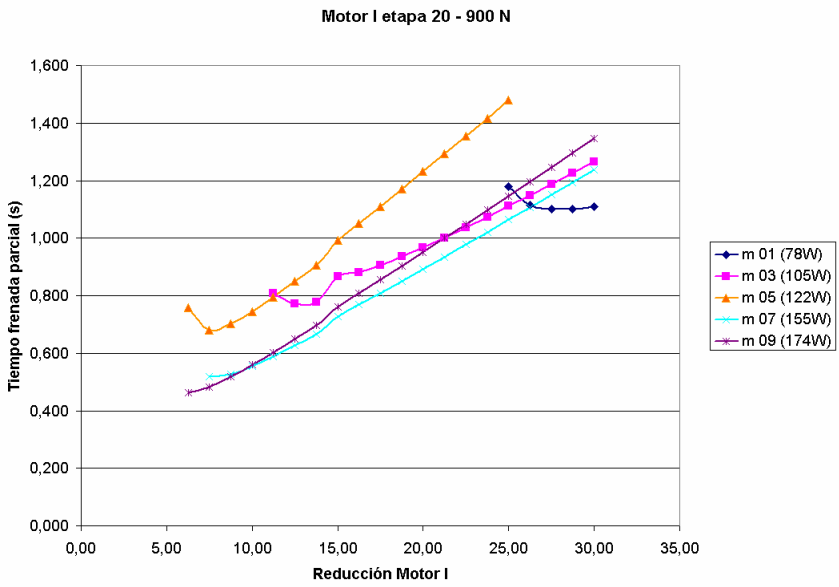


Fig. 7.6 Resultados obtenidos del motor I en la etapa 20 – 900 N

En la figura anterior se observa que el motor m 01, consigue alcanzar la fuerza requerida en este tramo mediante una reducción total muy elevada, pero el tiempo que necesita para ello es mayor al recomendado por el fabricante para efectuar todo el proceso de frenado (1 s).

La Tabla 7.7 detalla los resultados de las configuraciones de tiempo mínimo parcial:

Tabla 7.7 Resultados del motor I en la etapa 20 – 900 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR I 20 – 900 N						
Código	Motor I	Reducción total I	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
c 21	m 01 (78W)	27.50	1.101	6.58	26.31	14.07
c 32	m 03 (105W)	12.50	0.771	7.52	36.97	17.59
c 51	m 05 (122W)	7.50	0.680	8.35	39.54	17.97
c 74	m 07 (155W)	7.50	0.518	6.69	58.38	29.41
c 96	m 09 (174W)	6.25	0.463	7.13	65.91	30.90

Resultados de la simulación del motor II en la etapa 900 – 1200 N

Los resultados de simular el comportamiento del motor II en la segunda etapa de este caso de funcionamiento se representan en la Fig. 7.7.

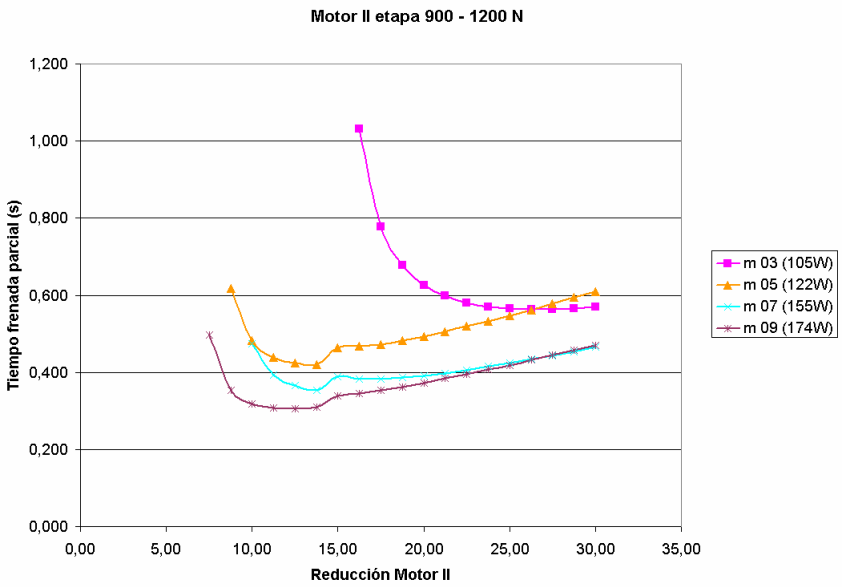


Fig. 7.7 Resultados obtenidos del motor II en la etapa 900 – 1200 N

La Tabla 7.8 presenta los resultados para las configuraciones de tiempo mínimo en el segundo tramo:

Tabla 7.8 Resultados del motor II en la etapa 900 – 1200 N (tiempo frenada parcial mínimo)

MOTOR II 900 – 1200 N						
Código	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada parcial [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]
f 43	m 03 (105W)	26.25	0.563	6.52	36.97	21.05
f 56	m 05 (122W)	13.75	0.421	8.61	39.54	21.30
f 79	m 07 (155W)	13.75	0.354	6.05	58.38	36.13
f 101	m 09 (174W)	12.50	0.306	7.08	65.91	35.65

En esta etapa, los rendimientos del sistema disminuyen ligeramente respecto a la etapa II del caso anterior (600 – 1200 N). Esto es debido, a que ésta es la etapa más crítica para el actuador, ya que el tiempo de funcionamiento es relativamente pequeño y los motores trabajan lejos del punto óptimo de rendimiento.

De igual forma que para la segunda etapa del caso anterior, las reducciones han aumentado para adaptarse mejor al rango de fuerzas y recorrido de este tramo.

Resultados de la simulación conjunta

A continuación, se presentan los resultados de las configuraciones óptimas para este caso de funcionamiento. El motor m 01 sólo consigue realizar la operación de frenado dentro de las especificaciones de tiempo máximo al trabajar junto a los motores m 07 y m 09.

En la Tabla 7.9 se puede observar como han aumentado claramente respecto a los dos casos anteriores los tiempos de frenado.

Tabla 7.9 Resultados de las configuraciones óptimas para el proceso de frenado 20 – 900 – 1200 N

PROCESO FRENADO 20 – 900 – 1200 N (75 %)									
Código	Motor I	Reducción total I	Motor II	Reducción total II	Tiempo frenada [s]	Rendimiento [%]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]	$?t_{mín}$ [%]
i 54	m 01 (78W)	28.75	m 07 (155W)	13.75	1.445	6.55	58.38	18.96	0,14
i 70	m 01 (78W)	28.75	m 09 (174W)	12.50	1.398	7.02	65.91	18.28	0,14
i 82	m 03 (105W)	12.50	m 03 (105W)	26.25	1.326	7.09	36.97	19.06	0
i 98	m 03 (105W)	12.50	m 05 (122W)	13.75	1.186	7.99	39.54	18.91	0
i 114	m 03 (105W)	12.50	m 07 (155W)	13.75	1.119	6.84	58.38	23.40	0
i 130	m 03 (105W)	12.50	m 09 (174W)	12.50	1.073	7.36	65.91	22.71	0
i 146	m 05 (122W)	7.50	m 05 (122W)	13.75	1.096	8.49	39.54	19.25	0
i 162	m 05 (122W)	7.50	m 07 (155W)	13.75	1.03	7.20	58.38	24.17	0
i 178	m 05 (122W)	7.50	m 09 (174W)	12.50	0.983	7.78	65.91	23.45	0
i 194	m 07 (155W)	7.50	m 07 (155W)	13.75	0.867	6.43	58.38	32.14	0
i 210	m 07 (155W)	7.50	m 09 (174W)	12.50	0.82	6.88	65.91	31.73	0
i 226	m 09 (174W)	6.25	m 09 (174W)	12.50	0.764	7.15	65.91	32.81	0

7.1.4. Conclusiones

Una vez presentados los resultados de todos los casos de funcionamiento, se ha realizado un análisis general más detallado, con el objetivo de proponer para cada una de las posibles combinaciones de motores, la configuración y caso de funcionamiento óptimo. Previamente otro concepto como la influencia de la velocidad final del motor I, también serán analizados en este punto.

Influencia de la velocidad final del motor I

La influencia de la velocidad final del motor I reflejada en los resultados mediante el parámetro $?t_{mín}$, es como máximo de un 2.67% en los casos estudiados. Destacar también, que este parámetro asume un peso más importante en el caso de funcionamiento 20 – 300 – 1200 N, llegando a ser inapreciable en el caso 20 – 900 – 1200 N. Esto se debe a que cuanto menor sea la fuerza del cambio de etapa más significativo será $?t_{mín}$.

De este modo, en posteriores estudios se podría valorar la opción de simular únicamente las configuraciones que ofrecen el tiempo de frenado parcial mínimo de forma independiente y posteriormente simularlas de forma combinada.

Comparación de los diferentes casos de funcionamiento

Para cada caso de funcionamiento, es posible obtener diferentes prestaciones en cuanto a tiempo de respuesta y a consumo, dependiendo de los motores utilizados en cada una de las etapas (Fig. 7.8).

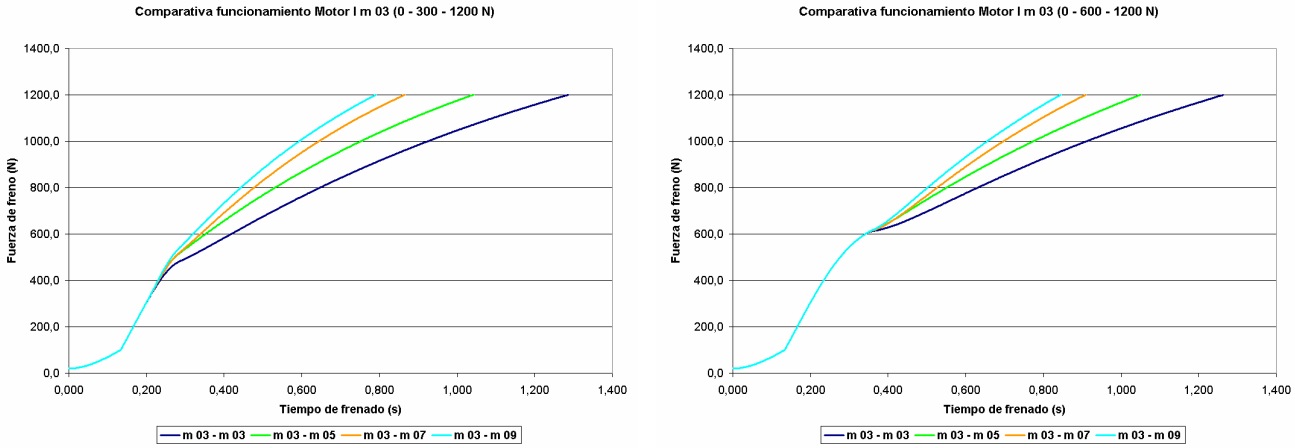


Fig. 7.8 Ejemplo respuesta combinaciones de motor I m 03 en los casos de funcionamiento del 25% y del 50%

Obviamente, las combinaciones de motores de mayor potencia son las que ofrecen un tiempo de frenado mínimo, empleando reducciones no muy elevadas. Estas últimas, requieren de reducciones elevadas para efectuar el proceso de frenado en el tiempo especificado.

Observando los tiempos de frenado óptimos en función de los diferentes casos de funcionamiento, se puede concluir que el mejor funcionamiento del EPB DAS con los motores y reducciones seleccionados, se encuentra entre el caso del 25% y el caso del 50%. En cambio, destacar que en el caso del 75%, las respuestas de las configuraciones se encuentran bastante alejadas respecto a las anteriores, especialmente para aquellas combinaciones en que el motor I sea de baja potencia (Fig. 7.9).

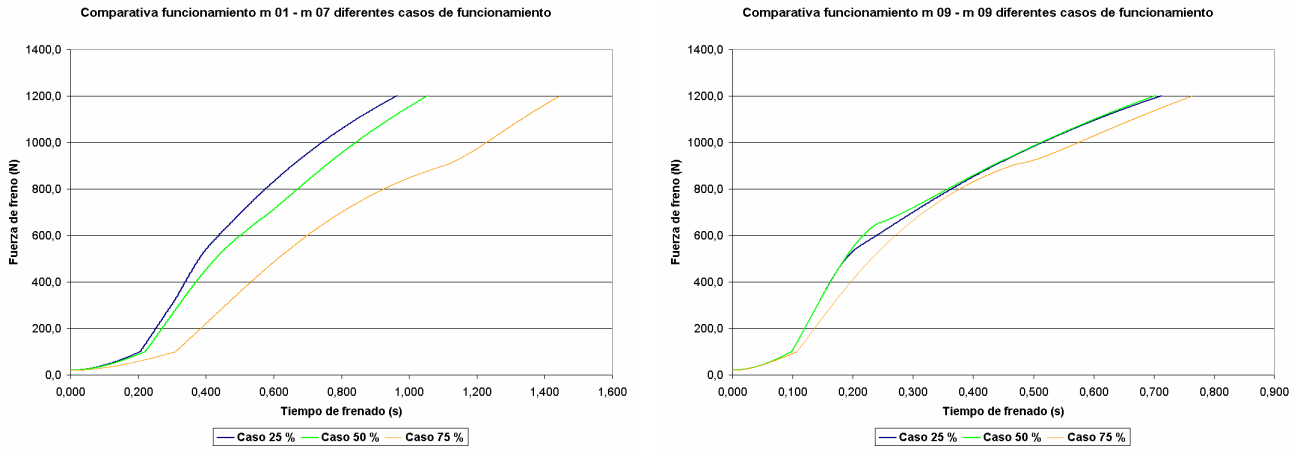


Fig. 7.9 Ejemplo respuesta de los tres casos de funcionamiento para combinaciones m 01 – m 07 y m 09 – m 09

Entre los tiempos mínimos alcanzados en el caso del 25% y del 50% para una misma combinación de motores, la diferencia en la respuesta es muy reducida, sobretodo cuando se combinan dos motores de potencia similar (Tabla 7.10).

Tabla 7.10 Mejora de respuesta de las configuraciones óptimas entre el caso de 25 % y de 50%

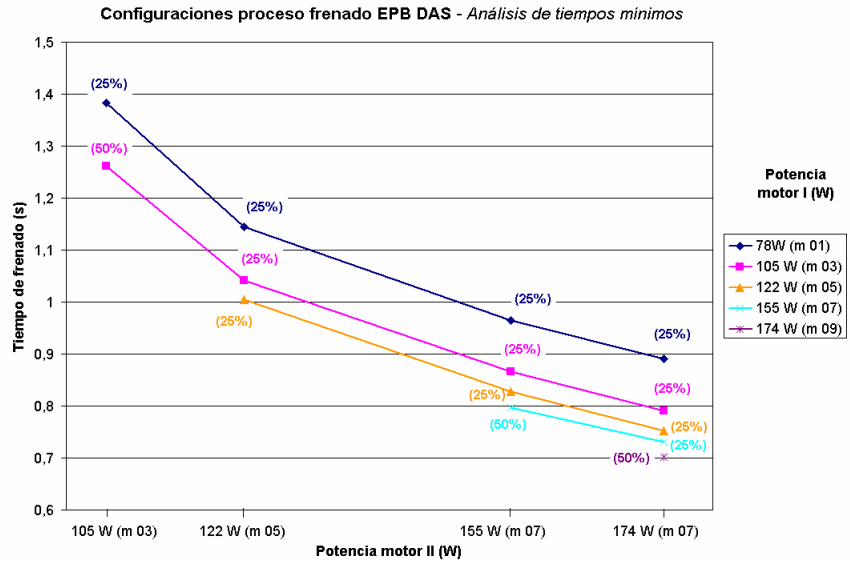
Motor I	Motor II	% Mejora 25% - 50 %
m 01 (78W)	m 03 (105W)	1.14
m 01 (78W)	m 05 (122W)	3.86
m 01 (78W)	m 07 (155W)	8.54
m 01 (78W)	m 09 (174W)	10.09
m 03 (105W)	m 03 (105W)	-2.06
m 03 (105W)	m 05 (122W)	0.67
m 03 (105W)	m 07 (155W)	4.73
m 03 (105W)	m 09 (174W)	6.39
m 05 (122W)	m 05 (122W)	0.29
m 05 (122W)	m 07 (155W)	4.39
m 05 (122W)	m 09 (174W)	5.99
m 07 (155W)	m 07 (155W)	-0.75
m 07 (155W)	m 09 (174W)	0.54
m 09 (174W)	m 09 (174W)	-1.57

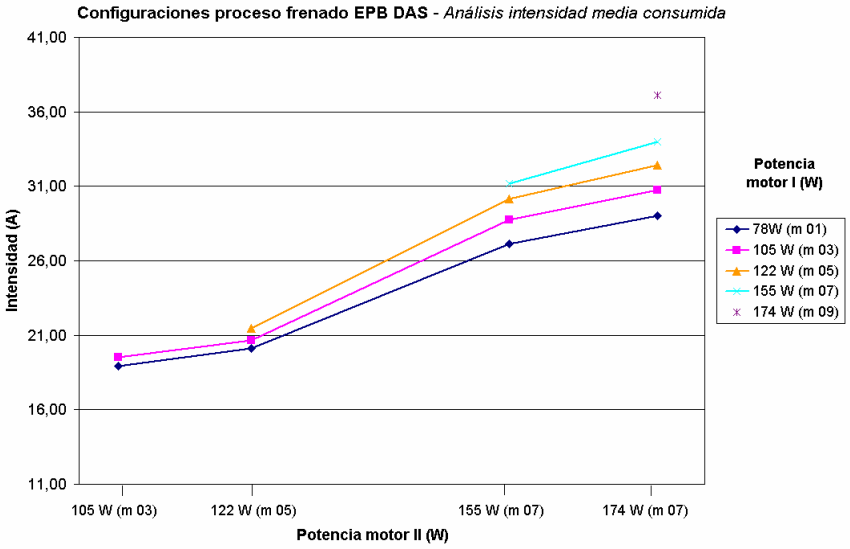
Los datos presentados en la tabla anterior, evidencian que los motores I de baja potencia combinados con motores II de elevada potencia, tienen una respuesta mejor en el caso del 25%, ya que cada uno de ellos se adapta mejor a la curva característica del freno.

Como parte final de éste análisis, se han seleccionado aquellas configuraciones para cada combinación de motores I y II, de los cuales se obtiene la respuesta, en cuanto a tiempo de frenado, más óptima. Para estos 14 casos, se ha considerado también oportuno analizar el rendimiento del sistema y la intensidad media consumida.

En cuanto al rendimiento, no hay un patrón de comportamiento general, siendo la máxima variación en los diferentes casos del 1.48 %. Por lo tanto, la intensidad total consumida en todos los casos será aproximadamente igual, mientras que la intensidad media será inversamente proporcional al tiempo de frenado.

En la Fig. 7.10 se detallan las configuraciones más óptimas. A partir de éstos resultados el cliente, podrá decidir cual es aquella configuración que se adapte mejor a sus necesidades en cuanto a tiempo de frenado, rendimiento y consumo del sistema teniendo en cuenta que el coste de cada solución será diferente.





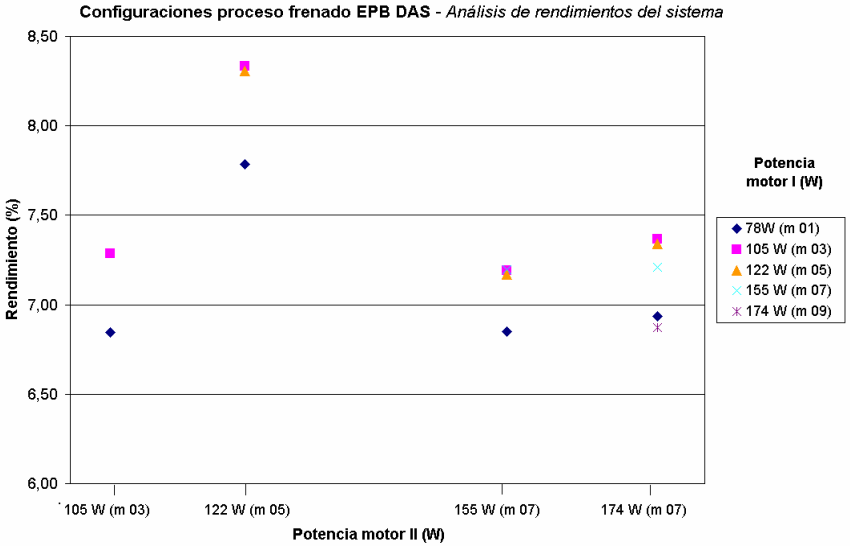


Fig. 7.10 Análisis de las configuraciones óptimas de motores para el proceso de frenado del EPB DAS

7.2. Análisis de resultados del proceso de desfrenado

Tal y como ya se ha comentado en el Capítulo 6, el proceso de desfrenado únicamente se ha simulado para las configuraciones que ofrecen tiempo mínimo de frenado en cada uno de los casos de funcionamiento. Los resultados de estas configuraciones, se detallan en el Anexo I, apartado I.7. De todos ellos, destacar que como norma general es el motor de la etapa I el que ofrece una mejor respuesta en cuanto a tiempo de desfrenado, excepto las combinaciones de motores m01 – m07 y m01 – m09 en todos los casos de funcionamiento.

En ningún caso, las combinaciones simuladas han superado el tiempo máximo establecido para realizar el proceso de desfrenado (1 s), siendo la respuesta mayor de 0.817 s para la combinación de motores m01 – m05 en el caso del 25% (Código *j 2*).

La tabla siguiente, presenta los resultados del proceso de desfrenado para las combinaciones de frenado óptimas (representadas en la Fig. 7.10). A destacar que en la columna *'Motor que efectúa el desfrenado'*, se hace referencia al motor que realiza este proceso de forma más óptima (entre motor I y II de cada combinación).

Tabla 7.11 Resultados del proceso de desfrenado de las configuraciones óptimas de frenado

PROCESO DESFRENADO 1200 – 20 N										
Código	Motor I	Reducción total I	Motor II	Reducción total II	Motor que efectúa el desfrenado	Tiempo desfrenado [s]	Intensidad máxima [A]	Intensidad media [A]	Consumo [A·s]	Tiempo frenado [s]
j 1	m 01	11.25	m 03	22.5	M I	0.791	26.31	17.33	13.71	1.383
j 2	m 01	10	m 05	11.25	M I	0.817	26.31	18.59	15.19	1.144
j 17	m 01	11.25	m 07	12.5	M II	0.677	58.38	10.77	7.29	0.964
j 18	m 01	10	m 09	10	M II	0.601	65.91	10.39	6.24	0.891
j 33	m 03	7.5	m 03	23.75	M I	0.538	36.97	15.49	8.33	1.261
j 6	m 03	6.25	m 05	11.25	M I	0.515	36.97	18.31	9.43	1.042
j 7	m 03	6.25	m 07	12.5	M I	0.515	36.97	18.31	9.43	0.866
j 8	m 03	6.25	m 09	10	M I	0.515	36.97	18.31	9.43	0.791
j 9	m 05	2.5	m 05	11.25	M I	0.423	39.54	24.62	10.41	1.005
j 10	m 05	2.5	m 07	12.5	M I	0.423	39.54	24.62	10.41	0.828
j 11	m 05	2.5	m 09	10	M I	0.423	39.54	24.62	10.41	0.753
j 40	m 07	5	m 07	13.75	M I	0.397	58.38	25.88	10.27	0.797
j 13	m 07	5	m 09	10	M I	0.397	58.38	25.88	10.27	0.731
j 42	m 09	2.5	m 09	11.25	M I	0.351	65.91	42.14	14.79	0.701

En la tabla anterior se observa que la respuesta del EPB DAS en este proceso, puede alcanzar tiempos muy inferiores a los establecidos por las especificaciones del fabricante. Dado que no se dispone de valores correctos del rendimiento del sistema, el consumo es un parámetro que puede permitir una valoración del proceso. Asimismo, puede ser ponderado con la intensidad media, ya que una intensidad media mayor no implica necesariamente un consumo elevado y en cambio puede ser un parámetro que afecte a la electrónica del sistema.

7.3. Comparación entre el EPB DAS y el EPB Spindle

Para comprobar el lugar en que se encontraría el EPB DAS dentro del mercado en cuanto a prestaciones, se han comparado los resultados obtenidos en referencia al proceso de frenado con la respuesta del EPB Spindle (Véase Capítulo 1, Apartado 1.4.2). Estos dos tipos de frenos de estacionamiento y emergencia electromecánicos, son muy similares en cuanto a los sistemas que lo forman (accionamiento eléctrico, sistema de transmisión y sistema de irreversibilidad husillo – tuerca).

El comportamiento del EPB Spindle ha sido extraído de un modelo de simulación desarrollado con anterioridad [Castro y Rovira, 2001]. Para establecer una correspondencia entre los dos actuadores que permita realizar una comparación rigurosa, ha sido necesario tener en cuenta los mismos parámetros de funcionamiento implementados en la simulación del EPB DAS. Algunos de los más destacables son la curva característica del freno, los rendimientos del sistema de cableado, el husillo y tuerca trapezoidales y la características del sensor de fuerza. Una vez introducidos estos parámetros en el modelo del EPB Spindle, ha sido necesario hallar para cada uno de los motores m 01, m 03, m 05, m 07 y m 09 la respuesta óptima. Las configuraciones del EPB Spindle resultantes se detallan en el Anexo I, apartado I.8.

En cuanto al EPB DAS, se han utilizado para este estudio los resultados de aquellas configuraciones con motor I y II de igual potencia para cada uno de los casos generales de funcionamiento, 25%, 50% y 75% (m03–m03, código g 87, h 96 y i 82; m05–m05, código g 146, h 146 y i 146; m07–m07, código g 198, h 198 y i 194; y m09–m09, código g 226, h 226 y i 226).

La Tabla 7.12 presenta los resultados de este estudio, así como la mejora en cuanto a tiempo de frenado del EPB DAS frente al EPB Spindle.

Tabla 7.12 Resultados de la respuesta del EPB DAS y del EPB Spindle

COMPARATIVA EPB Spindle – EPB DAS – Tiempos del proceso de frenado							
Motor	Tiempo frenada Spindle [s]	Tiempo frenada DAS 25% [s]	% Mejora	Tiempo frenada DAS 50% [s]	% Mejora	Tiempo frenada DAS 75% [s]	% Mejora
m 03 (105W)	1.472	1.287	12.57	1.261	14.33	1.326	9.92
m 05 (122W)	1.151	1.005	12.68	1.008	12.42	1.096	4.78
m 07 (155W)	0.894	0.803	10.18	0.797	10.85	0.867	3.02
m 09 (174W)	0.796	0.712	10.55	0.701	11.93	0.764	4.02

Como se puede observar, la mejora relativa al tiempo de frenado del EPB DAS respecto al EPB Spindle es significativa en la mayoría de configuraciones.

Para analizar de forma completa la mejora en cuanto a las prestaciones del EPB DAS respecto al EPB Spindle, es necesario considerar el comportamiento de estos sistemas a lo

largo de todo el proceso de frenado. A modo de ejemplo, en la Fig. 7.11 se muestra para una configuración de motores m 03, que la mejora del tiempo de frenado, no es constante, siendo más importante en frenadas parciales.

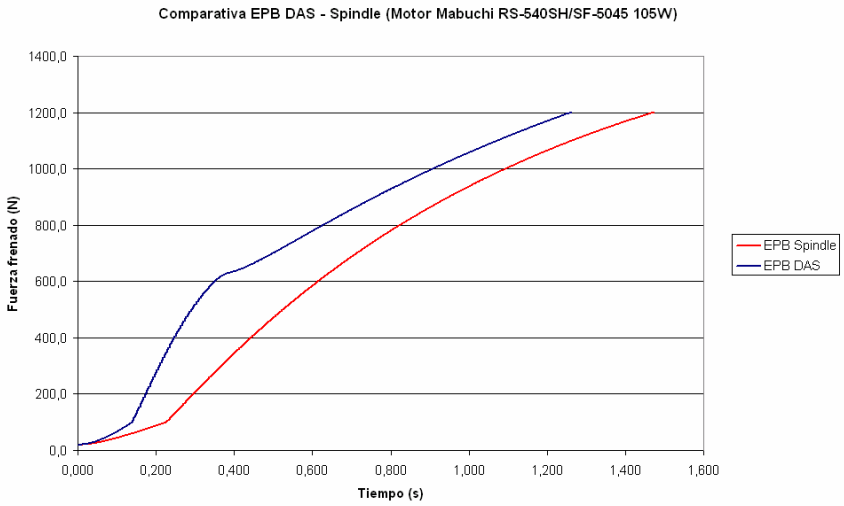


Fig. 7.11 Ejemplo de comportamiento del EPB DAS (m 03 – m 03 caso 50%) respecto EPB Spindle (m 03)

Por lo tanto, se ha efectuado una comparativa más detallada en función de los tiempos, rendimientos y consumos parciales de cada EPB (Tabla 7.13)

Tabla 7.13 Resultados de la comparación entre el EPB Spindle y el EPB DAS

COMPARATIVA EPB Spindle – EPB DAS								
Parámetros analizados	Spindle m 03	DAS 50% m03 – m03	Spindle m 05	DAS 25% m05 – m05	Spindle m 07	DAS 50% m07 – m07	Spindle m 09	DAS 50% m09 – m09
Tiempo 25 %frenada total [s]	0.368	0.210	0.267	0.158	0.232	0.16	0.199	0.141
Tiempo 50 %frenada total [s]	0.615	0.352	0.463	0.316	0.379	0.254	0.329	0.217
Tiempo 75 %frenada total [s]	0.95	0.762	0.73	0.599	0.578	0.497	0.508	0.433
Tiempo 100% frenada total [s]	1.472	1.261	1.151	1.005	0.894	0.797	0.798	0.701
Rend. frenada 25% frenado [%]	4	3.5	6.4	3.4	3.6	2.7	4.1	2.1
Rend. frenada 50% frenado [%]	8.2	7.1	10.9	6.8	7.8	6.1	8.5	4.8
Rend. frenada 75% frenado [%]	9.1	7.2	11	8.6	9.1	6.7	9.5	9.3
Rend. frenada 100% frenado [%]	7.6	7.3	8.8	8.3	7.7	7.2	7.7	6.9
Intensidad mínima [A]	3.39	3.69	3.49	13.36	7.23	20.99	6.61	26.86
Intensidad máxima [A]	36.97	36.97	39.53	39.53	58.38	58.38	65.91	65.91
Intensidad media [A]	16.1	19.51	17.7	21.45	26	31.2	29.4	37.14
Intensidad de cola [A]	27.19	23.52	29.7	27.15	43.35	36.55	49.66	39.7

A partir de los resultados, se puede concluir que el EPB DAS mejora claramente la respuesta en cuanto a tiempo de frenado, especialmente en frenadas parciales. Esto es debido a su mejor adaptación a la curva variable de frenado, al utilizar dos conjuntos motor – reductor en diferentes tramos. En frenadas parciales la reducción de tiempo puede llegar incluso a ser del orden del 40%. Este valor corresponde al motor de menor potencia simulado (m 03), ya que cuanto menor sea la potencia de los motores utilizados, mayor

será la diferencia en cuanto a tiempo de respuesta entre el EPB DAS y el Spindle.

En cuanto a la intensidad media consumida en el caso del EPB DAS, la influencia del arranque del segundo motor, provoca un aumento de este parámetro respecto al EPB Spindle (Fig. 7.12).

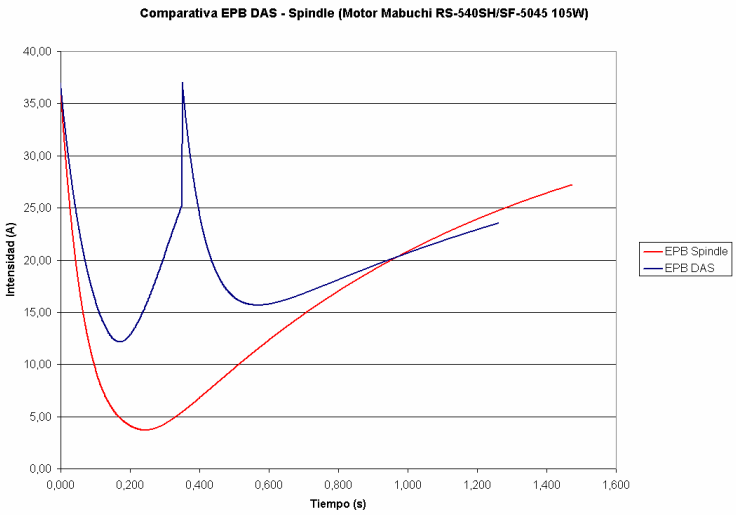


Fig. 7.12 Ejemplo de consumos del EPB DAS (m 03 – m 03 caso 50%) respecto EPB Spindle (m 03)

Conclusiones

Una de las conclusiones inmediatas que derivan de la realización de este proyecto, es la consecución de los objetivos propuestos inicialmente, de modo que se ha concebido, modelizado y analizado un actuador electromecánico de doble motor para frenado de estacionamiento y emergencia, cumpliendo con las especificaciones impuestas por el cliente.

Se han determinado a partir de un estudio del estado de la técnica, unas potencialidades del EPB DAS respecto al resto de concepciones de EPB, en cuanto a menor tiempo de respuesta y mejores frenadas dinámicas, al poder disponer éste de diferentes modos de funcionamiento.

A partir del concepto patentado (*PCT WO 2004/014707 A2*) se ha concebido un EPB DAS funcional, que mejorando la propuesta patentada, continua protegido por la misma patente.

Para alcanzar esta funcionalidad, se ha requerido la incorporación de muelles embrague en el mecanismo, desarrollándose estos elementos desde el nivel teórico hasta su diseño final. Para este diseño, se ha implementado un programa de cálculo específico exportable a otras aplicaciones.

El nuevo concepto de EPB DAS ha sido modelizado de manera que pueda simular múltiples modos de funcionamiento, optimizando las configuraciones de los distintos elementos que lo forman, para facilitar el diseño de otros EPB DAS con especificaciones distintas a las planteadas en este proyecto.

A partir de los resultados, se ha observado que la respuesta del EPB DAS depende en gran medida de la potencia de los motores, ya que cuanto mayor sea ésta, mejor será la respuesta temporal del sistema, pero mayor será también su consumo.

Asimismo, el estudio comparativo entre el actuador EPB DAS y el EPB más extendido entre los fabricantes de estos sistemas –EPB Spindle–, ha reflejado que el EPB DAS posee unas características de funcionamiento equilibradas, mejorando el tiempo de respuesta durante el proceso de frenado total hasta en un 14%, y especialmente en frenadas parciales, donde se alcanzan mejoras de hasta el 40%. De este modo, se concluye que el mecanismo desarrollado puede tener cabida en el mercado, ya que la disminución significativa del tiempo de frenado, puede ser el factor clave para que el fabricante considere oportuno asumir el mayor coste de esta solución, para mejorar así la seguridad del vehículo y sus prestaciones.

El análisis realizado ha permitido proponer un conjunto de configuraciones, en referencia a

combinaciones de motores y reductores, óptimas en cuanto a tiempo mínimo de frenado, que cumplen con las especificaciones mecánicas, eléctricas y funcionales, para el modo de funcionamiento simulado en cada proceso –motores intercalados en el proceso de frenado y un motor en el proceso de desfrenado–. Destacar que con todos los resultados presentados, el cliente podrá elegir la configuración del mecanismo que más se ajuste a sus necesidades en cuanto a prestaciones, consumos y componentes, para construir un primer prototipo si lo considerase oportuno.

En un futuro, sería imprescindible la experimentación mediante prototipos, para ajustar el modelo de simulación.

Por lo tanto, la modelización es un paso muy importante, que puede facilitar la toma de decisiones relativas al diseño, acelerando así la etapa de desarrollo del sistema EPB DAS.

Presupuesto

A continuación se muestra la valoración económica del estudio efectuado sobre el sistema EPB DAS. En esta valoración, se han desglosado las diferentes fases de su realización incluyendo en el coste horario de cada una de ellas los gastos asociados, como utilización de espacios, equipos informáticos y material de oficina.

Concepción, desarrollo y análisis del mecanismo	
360 h, 45€/h	16.200 €
Implementación de los modelos informáticos	
520 h, 45€/h	23.400 €
Obtención de resultados y análisis	
200 h, 34 €/h	6.800 €
Elaboración del informe	
120 h, 34 €/h	4.080 €
BASE	50.480 €
IVA 16 %	8.077 €
TOTAL	**58.557 €**

Bibliografía

Listado de referencias

BELLUZZI, O. *Ciencia de la construcción.* Madrid, Aguilar, 1977.

CASTRO, J. y ROVIRA, J. *PFC Anàlisi, modelització i comparació d'actuadors linials electromecànics per a l'accionament d'un sistema de fre d'estacionament i emergencia per l'automoció.* 2001. Barcelona, ETSEIB – UPC, 2001.

FERNÁNDEZ, J. *Disseny de Màquines I. Cálcul de Màquines. Quadern D5 Engranatges.* Barcelona, CPDA, 2002.

LARBURU, N. *Máquinas Prontuario.* Madrid, Parainfo, S.A., 2001.

MOLINER, P. *Engranajes.* Barcelona, CPDA-ETSEIB, 1992.

NIEMANN, G. *Tratado teórico – práctico de elementos de máquinas II.* Barcelona, Labor, 1973a.

NORTON, R. L. *Diseño de máquinas.* México, Prentice Hall, 1999.

RIBA, C. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 1.* Barcelona, Edicions UPC, 1998a.

RIBA, C. *Mecanismes i Màquines II. Transmisions d' engranatjes.* Barcelona, Edicions UPC, 2000a.

Otras referencias bibliográficas

ARIAS-PAZ, M. *Manual de automóviles.* Madrid, Dossat, 1999.

AUBLIN, M. y otros. *Systèmes mécaniques.* París, DUNOD, 1992.

BOIX, O. [et al.] *Tecnología eléctrica. Processos Industrials.* Barcelona, CPDA-ETSEIB, 2000.

DUCHENE, M. y CHARTELOTEAUX, M. *Frenos.* Bélgica, Marcombo, 1979.

DUDLEY, D. W. *Manual de engranajes.* México, C.E.C.S.A., 1983.

FAULHABER. *Miniature drive systems. Catálogo edición 2003 – 2004.* Suiza. 2003.

FENOLLOSA, J. *Unions cargolades.* Barcelona, Edicions UPC, 2000.

HTI. *Motor reference guide HTBRR03605705B-0003, HTBRR03606505B-0001 y HTBRR04206003B-0001* [http://www.htimotors.com, 22 de mayo de 2003].

JONHSON MOTOR. *Motor reference guide HC610G, HC785LG y HC683XLLG* [http://www.johnsonmotor.com, 24 de abril de 2003].

MABUCHI MOTOR. *Motor reference guide RS-545RH-4522, RS-545SH-5018,* RS-540SH/SF-5045, RS-550PC-7527 [http://www.mabuchi-motor.co.jp, 7 de mayo de 2003].

MAXON MOTOR. *High precision drives and systems*. *Catálogo 03/04.* Alemania. 2003.

NIEMANN, G. *Tratado teórico – práctico de elementos de máquinas I.* Barcelona, Labor, 1973b.

RIBA, C. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 2.* Barcelona, Edicions UPC, 1998b.

RIBA, C. *Disseny i càlcul de molles.* Barcelona, Edicions UPC, 1996.

RIBA, C. *Mecanismes i Màquines I. El frec en les màquines.* Barcelona, Edicions UPC, 2000b.

SANZ, A. *Tecnología automoción 5.* Barcelona, Edebé. 1981.

SHIGLEY, J. E. y otros. Diseño en ingeniería mecánica. México: McGRAW-HILL. 1999.

TECNOPOWER. *Husillos y tuercas trapezoidales.* [http://www.www.tecnopower.es, 9 de junio de 2004].