Resumen

El proyecto pretende definir las especificaciones básicas y el diseño mecánico de un banco de ensayo de sincros. Se define como sincro al principal elemento que actúa durante los cambios de marcha en las cajas de cambios manuales de automóvil, igualando las velocidades de engranaje y eje para posibilitar el engrane de marcha. El banco, pese a recibir el nombre de uno de sus componentes, debe ensayar la caja como un sistema completo. El diseño se enfoca a cubrir la necesidad de sustituir un banco de ensayos ya obsoleto de una empresa de automoción poseedora de un centro técnico en Barcelona. Dicha empresa emplea a nivel global una serie de normas de ensayo internas para cajas de cambio, desarrolladas en base a su experiencia y sujetas a una continua evolución.

Tras estudiar las normas de ensayo, se determina que el banco debe actuar sobre la caja mediante el eje secundario (el cual transmite el par de la caja al árbol de transmisión), el eje primario (el cual transmite el par del motor a la caja) y la palanca de cambios.

En el caso de la actuación sobre el secundario, se requiere de una elevada inercia en el accionamiento para simular un caso real. Sin embargo, también son necesarios continuos cambios de velocidad angular. Como optimización del mecanismo se ha diseñado un sistema de inercia variable. Éste ha condicionado buena parte del accionamiento, obligando a montar los discos de inercia en voladizo y exigiendo especial atención en los cálculos.

Para la actuación sobre el primario ha sido necesario reducir al máximo la aportación de inercia sobre el disco de embrague de la caja de cambios. Se ha conseguido gracias al empleo de materiales ligeros y de reducido tamaño y al desacoplamiento, mediante un embrague electromagnético, del motor eléctrico cuando no es requerido.

En la actuación sobre la palanca se ha introducido un sistema de actuadores lineales movidos por servomotores. Para esta aplicación se han optimizado los componentes empleados, adaptando los actuadores al movimiento de la palanca. Mediante herramientas de simulación se ha acabado de ajustar y verificar el funcionamiento y robustez del sistema.

Como conclusión, se ha diseñado un banco que consigue, a diferencia del banco actual, la plena adecuación a los nuevos requisitos de ensayo. Se permite ciclar sobre el secundario a velocidades variables, una nueva actuación sobre el primario permite realizar correctamente el ensayo de neutra a 1ª y se consigue un mejor comportamiento de la actuación sobre la palanca. Todo ello con un coste fácil de amortizar para un centro técnico de automoción.

Índice

Resumen 1
Índice 3
1 Glosario de términos 5
2 Prefacio 9
3 Introducción 11
3.1 Justificación 11
3.2 Objetivo 11
3.3 Alcance 11
4 Antecedentes 13
4.1 Descripción y funcionamiento de una caja de cambios 13
4.1.1 Sistema de transmisión 14
4.1.2 Sistema de control 18
4.1.3 Parámetros característicos en la medición de un cambio 20
4.2 Procedimientos de ensayo de cajas de cambios 21
4.2.1 Ensayos de durabilidad 22
4.2.2 Ensayos de prestaciones 26
4.3 Solicitaciones del banco de ensayos 28
4.3.1 Eje secundario 29
4.3.2 Eje primario 30
4.3.3 Palanca de cambios 31
4.3.4 Temperatura 31
4.4 Determinación de la secuencia de ensayo 32
4.5 Banco actual 35
5 Diseño del nuevo banco 39
5.1 Accionamiento del secundario 42
5.1.1 Inercia mínima necesaria 43
5.1.2 Condiciones de velocidad e inercia en el secundario 52
5.1.3 Determinación del motor 53
5.1.4 Sistema de inercia variable 62
5.2 Accionamiento del primario 66
5.2.1 Motor 67
5.2.2 Embrague 68
5.3 Accionamiento de la palanca de cambios 69
5.3.1 Actuadores lineales y grupos motor-reductor 70

5.3.2 Control de posición y velocidad 81
5.3.3 Sistema de amortiguación 84
5.3.4 Simulación y control de fuerza 91
5.4 Otros accionamientos 93
5.4.1 Control de temperatura 93
5.4.2 Monitorización de la vibración de la caja 94
5.4.3 Adaptación del banco a la caja 94
5.5 Sistema de control del banco 95
5.6 Prestaciones del banco 99
5.6.1 Accionamiento del secundario 99
5.6.2 Accionamiento del primario 99
5.6.3 Accionamiento de la palanca de cambios 100
5.6.4 Otros accionamientos 100
5.6.5 Sistema de control del banco 100
6 Seguridad y mantenimiento 101
6.1 Medidas de seguridad 101
6.2 Mantenimiento preventivo 102
7 Estudio medioambiental 103
8 Estudio económico y planificación 105
8.1 Estudio económico 105
8.1.1 Costes de proyecto 105
8.1.2 Costes de explotación 105
8.1.3 Estudio de rentabilidad 106
8.2 Planificación 106
9 Conclusiones 107
10 Bibliografía 109
Agradecimientos 111

ANEXO A. Cálculos complementarios
ANEXO B. Alternativas de diseño
ANEXO C. Diseño de componentes
ANEXO D. Estudio económico
ANEXO E. Pliego de condiciones
ANEXO F. Planos

1 Glosario de términos

término	unidad	descripción
primario	-	eje de la caja de cambios por el que ésta recibe par del motor
secundario	-	eje de la caja de cambios por el que ésta transmite par a la transmisión
sincro	-	anillo sincronizador de la caja de cambios
x	mm	movimiento del pomo de la palanca para selección de carril
x_{obj}	mm	posición objetivo en x a recorrer para el controlador de posición
y	mm	movimiento del pomo de la palanca para inserción de marcha
y_{obj}	mm	posición objetivo en y a recorrer para el controlador de posición
y_{accto}	mm	posición en y del patín de accto. de inserción
y_{pomo}	mm	posición en y del pomo de la palanca
$\dot{y}_{obj}$	mm/s	vel. de pomo para inicio de sincronización fijada por cond. ensayo
n_m	min^{-1}	velocidad del motor del vehículo
$n_{m.max}$	min^{-1}	velocidad del motor del vehículo para corte de inyección
$n_{m.max.pot}$	min^{-1}	velocidad del motor del vehículo para potencia máxima
$n_{m.max.par}$	min^{-1}	velocidad del motor del vehículo para par máximo
n_C	min^{-1}	velocidad crítica de un árbol
n_s	min^{-1}	velocidad de secundario
$n_{s.C}$	min^{-1}	velocidad crítica del árbol del accto. del secundario
$n_{s.N}$	min^{-1}	velocidad de par nominal secundario
$n_{s.i}$	min^{-1}	en una sincroniz., vel. inicial del secundario
$n_{s.f}$	min^{-1}	en una sincroniz., vel. final del secundario
Δn_s	min^{-1}	en una sincroniz., diferencia entre vel. máx. y mín. de secundario
$n_{s.a}$	min^{-1}	en un ciclado entre marchas, vel. inicial de la marcha *a*.
$n_{s.b}$	min^{-1}	en un ciclado entre marchas, vel. inicial de la marcha *b*.
$n_{s.max}$	min^{-1}	velocidad máxima del secundario
n_{sinc}	min^{-1}	vel. de sincronismo a 50 Hz de frec. de red de motor eléctrico
n_p	min^{-1}	velocidad de primario
$n_{p.i}$	min^{-1}	en un ciclado entre marchas, vel. de primario en la marcha inicial
$n_{p.i.sinc}$	min^{-1}	velocidad del primario previa al inicio de la sincronización
$n_{p.f}$	min^{-1}	en un ciclado entre marchas, vel. de primario en la marcha final
$n_{p.N}$	min^{-1}	velocidad de par nominal primario
$n_{p.max}$	min^{-1}	velocidad máxima del primario
$n_{m.max}$	min^{-1}	vel. máxima de los servomotores accto. palanca
V_{veh}	Km/h	velocidad del vehículo
v_{obj}	mm/s	velocidad (genérica) objetivo de los servomotores de accto. palanca

término	unidad	descripción
a_{obj}	m/s^2	solicitud de aceleración de los servomotores de accto. palanca
r_{din}	mm	radio dinámico de las ruedas motrices del vehículo
L	mm	longitud de la caja de cambios
$c_{min.ins}$	mm	carrera mínima de inserción de una caja de cambios
$c_{max.ins}$	mm	carrera máxima de inserción de una caja de cambios
$c_{min.sel}$	mm	carrera mínima de selección de una caja de cambios
$c_{max.sel}$	mm	carrera máxima de selección de una caja de cambios
η_i	-	rendimiento del sincro de la marcha i
η_{transm}	-	rendimiento de la transmisión del accto. secundario del banco
i_{gd}	-	relación del grupo diferencial
i_j	-	relación de la marcha j
k_j	-	relación entre fuerza axial en sincro j y par transmitido por éste
r_{ins}	-	relación de palanca de inserción
C_S	-	coeficiente de fluctuación de la velocidad del secundario
i_o	-	relación de transmisión óptima de los servomotores de accto. palanca
q	%	porcentaje del movimiento en y que permite desplazamiento en x
P_{fric}	W	potencia disipada por la fricción del sincro
P_{motor}	W	potencia del motor del accto. secundario del banco
P_N	W	potencia nominal del motor del accto. secundario del banco
P_m	$kg\cdot(m/s^2)^2$	potencia transitoria mínima de los servomotores
P_c	$kg\cdot(m/s^2)^2$	potencia transitoria de la carga de los servomotores
Γ_{fric}	N·m	par ejercido por la fricción del sincro
Γ_{motor}	N·m	par motor del motor del accto. secundario del banco
Γ_N	N·m	par motor nominal del motor del accto. secundario del banco
Γ_s	N·m	par secundario
$\Gamma_{s.motor}$	N·m	par motor en secundario
$\Gamma_{s.N}$	N·m	par motor nominal en secundario
$\Gamma_{s.acel.}$	N·m	par motor total disponible para aceleración en secundario
$\Gamma_{s.fren.}$	N·m	par motor total disponible para frenado en secundario
$\Gamma_{s.f}$	N·m	par freno neumático secundario
$\Gamma_{s.max}$	N·m	par máximo secundario
Γ_p	N·m	par primario
$\Gamma_{p.N}$	N·m	par nominal primario
$\Gamma_{s.max}$	N·m	par máximo primario
Γ_m	N·m	par motor de los servomotores de accto. de la palanca de cambios
$M_{s.resist}$	N·m	momento resistente secundario
$M_{p.resist}$	N·m	momento resistente primario

término	unidad	descripción
$I_{s.min}$	$kg \cdot m^2$	inercia accto. secundario mínima requerida
I_s	$kg \cdot m^2$	inercia accto. secundario
I_p	$kg \cdot m^2$	inercia reducida al primario
$I_{p.accto}$	$kg \cdot m^2$	inercia accto. primario
J_m	$kg \cdot m^2$	inercia de los servomotores de accto. de la palanca de cambios
J_c	$kg \cdot m^2$	inercia de la carga de los servomotores
W_{fric}	J	trabajo realizado por la fricción del sincro
W	J	trabajo transferido a través del secundario
ΔW	J	diferencia de trabajo transf. a vel. constante respecto a vel. variable
$\Delta E_{s.a \rightarrow b}$	J	aumento de energía. cinética entre vel. inicial de marchas *a* y *b*
$E_{p.i}$	J	en un ciclado entre marchas, energía cinética inicial de primario
$E_{p.i.sinc}$	J	energía cinética de primario al inicio de la sincronización
$E_{p.f}$	J	en un ciclado entre marchas, energía cinética inicial de primario
ΔE_p	J	en un ciclado entre marchas, aumento de energía cinética de primario
W_m	$kg \cdot (m/s)^2$	energía cinética doble de los servomotores
W_c	$kg \cdot (m/s)^2$	energía cinética doble de la carga de los servomotores
t_{obj}	s	tiempo disponible en un cambio para realizar el mov. de selección
Δt_{ins}	s	tiempo transcurrido entre extracción de marcha e inicio de sincroniz.
Δt_{sinc}	s	tiempo necesario desde su inicio para completar la sincronización.
t_{acel}	s	tiempo necesario para acelerar el accto. sec. entre dos vel.
t_{fren}	s	tiempo necesario para frenar el accto. sec. entre dos vel.
t_{estab}	s	tiempo necesario para estabilizar la vel. del accto. sec.
t_{cambio}	s	tiempo necesario para completar un cambio.
$t_{ciclo(a \rightarrow b)}$	s	tiempo necesario para completar un ciclado entre marchas *a* y *b*
t_{subst}	días	tiempo necesario para substituír un sincro
m_c	kg	masa a movimentar por el accto. del movimiento de inserción
$m_{r.accto}$	kg	masa del accto. de inserción reducida al mov. en y
F_Y	N	fuerza de inserción sobre el pomo
F_{accto}	N	fuerza del accto. de inserción sobre el sistema de amortiguación
K	1/s	constante de proporcionalidad del controlador de posición
K_V	-	ganancia de velocidad del controlador de posición
K_A	seg.	ganancia de aceleración del controlador de posición
K_P	N·s/mm	constante de proporcionalidad del controlador de velocidad
K_I	$N \cdot s^2/mm$	constante de integración del controlador de velocidad
K_{Kp}	s/mm	constante de proporcionalidad del controlador de fuerza
k_{util}	N/mm	constante de rigidez del sistema de amortiguación de inserción
c_{util}	N·s/mm	constante de amortiguación del sistema de amort. de inserción

término	unidad	descripción
k_{pomo}	N/mm	constante de rigidez de la palanca de cambios
c_{pomo}	N·s/mm	constante de amortiguación de la palanca de cambios
σ	MPa	tensión normal en una sección
τ	MPa	tensión cortante en una sección
σ_{eq}	MPa	tensión normal equivalente en una sección (carga combinada)
$\sigma_{rot.trac}$	MPa	límite de rotura del material
σ_{elast}	MPa	límite de fluencia del material
σ_{adm}	MPa	tensión máxima admisible de una pieza
$\sigma_{a.adm}$	MPa	tensión admisible a fatiga alternativa
$\sigma_{lim.fatiga}$	MPa	límite de fatiga de la probeta estándar
σ_a	MPa	tensión alternativa
σ_m	MPa	tensión media
C_B	-	factor de servicio de una pieza
S	-	coef. de seguridad para un cálculo de resistencia
T_{ensayo}	ºC	rango de temperaturas de aceite especificado para el ensayo
T_{obj}	ºC	temperatura objetivo para el control de temperatura de aceite
T_{min}	ºC	temp. de aceite por debajo de la cuál se activan los calefactores
T_{max}	ºC	temp. de aceite por debajo de la cuál se activa el ventilador de caja

Nótese que en las magnitudes relacionadas con el accionamiento de la palanca de cambios se han empleado unidades que, aunque siendo del SI, son expresadas en un orden de magnitud menor (por ejemplo, velocidad de pomo en mm/s). El objetivo es el de mantener la coherencia de las unidades con la especificación del ensayo, así como la naturaleza del accionamiento utilizado.

2 Prefacio

El presente proyecto se centra en el diseño y proyecto de un banco de ensayo de sincros. Este banco, perteneciente al sector del automóvil, ve su función cumplida en las fases previas a la producción, es decir, durante el desarrollo de los proyectos que motivan el lanzamiento de un nuevo vehículo. El desarrollo de un vehículo comprende varios lotes prototipo tras los cuales, evolucionando uno tras otro, se alcanza el diseño final para su producción y comercialización. A lo largo de todos estos lotes se hace imprescindible la validación del diseño mediante la realización de ensayos, los cuales en función del nivel de detalle se pueden agrupar en:

a) Ensayos de componentes (p.e. cigüeñal de un motor, carcasa de caja de cambios, brazo de suspensión …)
b) Ensayos de sistemas (p.e. motor, caja de cambios, suspensión …)
c) Ensayos del vehículo en su totalidad

Aunque el banco recibe el nombre de uno de los componentes de la caja de cambios (el anillo sincronizador), los ensayos que se realizan en éste son de la caja considerada como un sistema completo. El anillo sincronizador, o comúnmente denominado sincro, es el elemento principal que actúa al realizar un cambio de marcha. Su misión es la de igualar las velocidades de giro de engranaje y eje para posibilitar el engrane de la marcha. El banco se destina a ensayar el conjunto de la caja de cambios a nivel del cambio sin tener por tanto en cuenta otros aspectos tales como la transmisión de potencia proveniente del motor. Así pues la denominación del banco como “Banco de Ensayo de Sincros” se debe a la naturaleza del ensayo y no a la muestra de ensayo en si.

Otro factor clave que determina el diseño básico del banco es la disposición de la línea motriz del vehículo. En este caso el banco se destina a ensayar cajas de cambio de vehículos de tracción trasera y con motor en la parte delantera del vehículo dispuesto longitudinalmente (véase fig. 2.1). Esta configuración obliga a que los ejes de actuación del banco sobre la caja de cambio se encuentren alineados, tal y como ocurre en vehiculo con el motor y el árbol de transmisión.

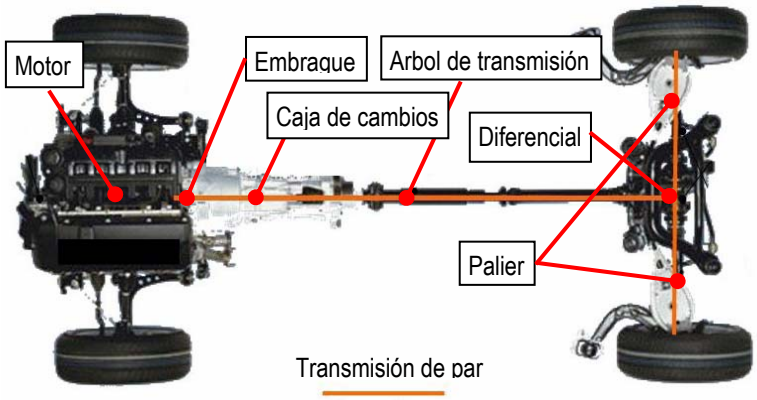


fig. 2.1

Dentro de la extensa gama de vehículos con esta disposición de la línea motriz, se acotan las cajas de cambio motivo de ensayo a las que aplican sobre vehículos todo-terreno (con motorización diesel y gasolina) y a los camiones ligeros. El hecho de acotar la gama de vehículos no implica un cambio en el diseño básico del banco, aunque resulta fundamental para el dimensionado de los elementos del mismo.

3 Introducción

Debido a la continua evolución del mercado de la automoción, los medios necesarios para el diseño y desarrollo de vehículos se están viendo obligados a estar a la altura de los nuevos requisitos. Como consecuencia muchos de los procesos ideados para el ensayo de piezas, sistemas o vehículos van quedando obsoletos. La necesidad de mejorar dichos procesos implica en muchas ocasiones la necesidad de adaptar los medios para llevarlos a cabo. En el caso de los bancos de ensayo, éstos están obligados también a adaptarse a los nuevos procesos. Si la adaptación no es posible, aparece la necesidad de un nuevo diseño.

3.1 Justificación

Invertir en la construcción de un banco de ensayos de entidad, como es el caso del presente proyecto, es una decisión que no debe ser tomada a la ligera. En el caso de una empresa de automoción con un departamento de I+D dedicado al diseño de sus cajas de cambio, la inversión en un banco actualizado está suficientemente justificada ya no sólo por la necesidad de mantener un buen nivel técnico sino también porque, dada la elevada carga de ensayos prevista, desde un punto de vista puramente económico es preferible poseer un banco propio a plena ocupación a la subcontratación a gran escala de los ensayos.

3.2 Objetivo

Realizar el diseño de un nuevo banco de ensayos de sincos mejorando las características del banco actual y consiguiendo (a diferencia de éste) una total adaptación a la norma de ensayos vigente y una actuación íntegra sobre la caja de cambios (secundario, primario y palanca). Se espera poder ensayar los sincros dentro de una gama de cajas de cambios igual o mayor a la actual (de acuerdo a las características del encargo).

3.3 Alcance

Se pretende realizar el diseño mecánico íntegro del banco de ensayos. Se calcularán todos los elementos mecánicos relevantes, utilizando herramientas de cálculo y simulación para las piezas más complejas. Se definirán las especificaciones de los equipos eléctricos, los elementos de adquisición y el sistema de gobierno del banco. Se simulará el comportamiento final del sistema de control del banco. Queda fuera del alcance del proyecto la elaboración del software de control y adquisición y la instalación eléctrica.

4 Antecedentes

El presente capítulo pretende establecer las bases para el diseño y proyección del nuevo banco de ensayos de sincros. Como es lógico el análisis de las características de los ensayos a realizar motivará la definición de las solicitaciones del banco. Sin embargo y debido a la interacción entre la caja de cambios y el banco, las solicitaciones dependen también de la respuesta de ésta.

Así pues previo al análisis de las normas que caracterizan los ensayos, es necesario estudiar el principio de funcionamiento de una caja de cambios, especialmente cuando se produce un cambio. Posteriormente el análisis de las normas de ensayo y su aplicación dentro del rango de cajas a ensayar, dará como resultado el conjunto de solicitaciones que deberá cumplir el nuevo banco.

4.1 Descripción y funcionamiento de una caja de cambios

Este apartado pretende describir los elementos, así como el funcionamiento de los mismos, presentes en la caja de cambios. Debido a los ensayos a realizar en el banco, la descripción se centrará en los elementos que intervienen en el cambio de marchas.

Cabe destacar que la caja de cambios se ensaya junto con el disco de embrague, puesto que resulta determinante en la calidad y fiabilidad del cambio. En el vehículo el cambio de marcha se produce cuando se libera la caja de cambios del motor por medio del embrague. Al producirse este desacoplamiento el volante de inercia del motor y la prensa de embrague giran solidarios al motor, mientras que el disco de embrague lo hace con la caja de cambios.

Si se considera la caja de cambios como un sistema completo dentro del vehículo, éste se puede dividir en dos subsistemas.

a) Sistema de transmisión: Engloba el cuerpo de la caja de cambios así como todos los elementos que intervienen en la transmisión de par del motor al árbol de transmisión.
b) Sistema de control: Engloba todos los elementos que permiten la selección de marchas de forma manual por parte del conductor. Este sistema generalmente está constituido por una palanca de cambios que, mediante un sistema de varillas o cables, actúa sobre la caja.

4.1.1 Sistema de transmisión

Dada la disposición del motor y de las ruedas motrices, las cajas de cambio manuales para vehículos de tracción trasera presentan la misma configuración básica en lo que a ejes principales se refiere. Tal y como se aprecia en la fig. 4.1 éstas poseen tres ejes principales:

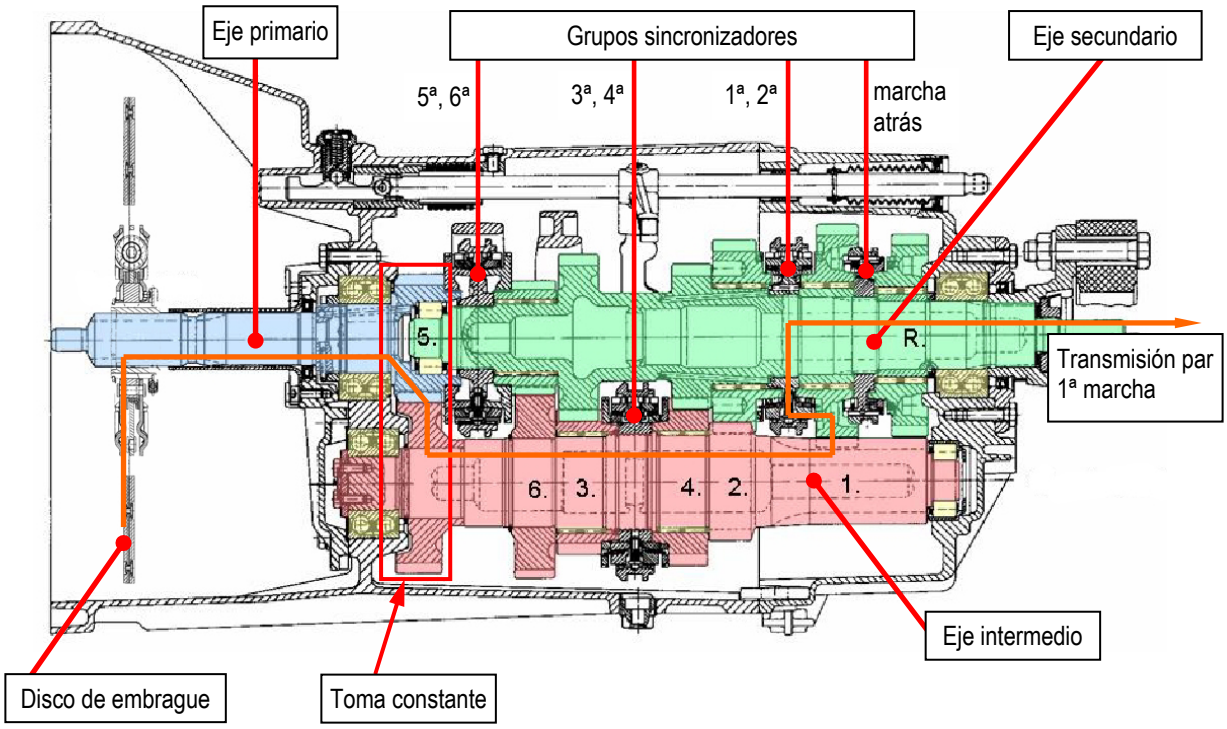


fig. 4.1

a) El eje primario (azul): por donde se transmite el par motor a la caja de cambios mediante el disco de embrague.

b) El eje intermedio (rojo): el cual recibe el par del eje primario (a través de la toma constante) transmitiéndolo a su vez a uno de los engranajes del eje secundario (en función de la marcha seleccionada). Generalmente en el caso de la última o penúltima marcha de menor reducción, el primario engrana directamente con el secundario. Esta marcha comúnmente se denomina directa puesto que el par se transmite del primario al secundario sin pasar por el intermedio.

c) El eje secundario (verde): transmite el par del engranaje correspondiente a la marcha seleccionada al árbol de transmisión.

d) En amarillo se encuentran marcados los diferentes rodamientos de la caja de cambios.

Cabe destacar que todos los engranajes de los diferentes ejes se encuentran permanentemente engranados, aunque solo transmiten par los pertenecientes a la marcha

seleccionada. La transmisión de par se produce cuando uno de los engranajes que se encuentra sobre rodamientos de agujas, se acopla a su correspondiente eje a través del grupo sincronizador (la fig. 4.1 muestra la transmisión de par para la 1ª marcha).

Si se considera que la 1ª marcha de la caja de cambios de la fig. 4.1 se encuentra seleccionada, resulta evidente que el engranaje del secundario gira en sincronía con el primario (teniendo en cuenta la relación de transmisión). Sin embargo el engranaje del secundario correspondiente a la 2ª marcha también gira en sincronía con el primario pero con un relación de transmisión diferente. Así pues existe una velocidad relativa entre el engranaje de 2ª y el eje secundario al estar la 1ª marcha insertada. Es por este motivo que de producirse un cambio de 1ª a 2ª, el grupo sincronizador debe actuar de tal manera que la velocidad relativa sea nula al acoplar la 2ª marcha.

Así pues el grupo sincronizador ejerce una doble función:

i) Sincronizar la inercia de los elementos síncronos al eje primario: Esta función es la que garantiza un cambio suave entre marchas. El elemento principal que realiza esta función es el anillo sincronizador o comúnmente denominado sincro. Su misión es la de igualar las velocidades del engranaje de la marcha de destino con la del eje. Cada uno de estos dos elementos es síncrono bien al eje primario, bien al secundario.

   a. Los elementos síncronos al eje primario se representan en azul en la fig. 4.2 e incluyen el disco de embrague. Debido a que todos ellos se encuentran liberados del motor, son éstos los que varían su velocidad de giro absoluta para anular la diferencia de velocidades entre el engranaje de la marcha de destino y el eje.

   b. Los elementos síncronos al secundario vienen representados en verde en la fig. 4.2. El secundario mantiene su velocidad constante puesto que se encuentra permanentemente conectado con las ruedas del vehículo y en consecuencia depende directamente de la velocidad del vehículo (constante durante el cambio de marcha).

   La variación de la velocidad de los elementos síncronos al eje primario se logra mediante fricción. Es por este motivo que el desgaste del sincro es clave a la hora de validar la caja de cambios en los ensayos de durabilidad.

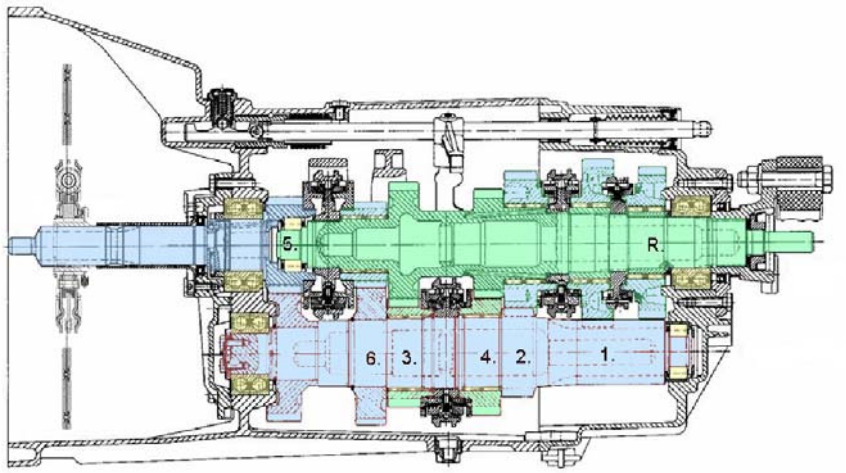


fig. 4.2

ii) *Acoplar el engranaje de la marcha seleccionada con el eje*: Una vez sincronizada la marcha se produce el acoplamiento del engranaje al eje para poder transmitir el par motor. Esta función se realiza mediante dos piezas estriadas: el desplazable y el cubo sincro.

A continuación se describen las etapas de la secuencia de cambio entre una pareja de marchas (A y B) que comparten el mismo grupo sincronizador. Asimismo se describe la función de cada uno de los elementos del grupo sincronizador (ver fig. 4.3).

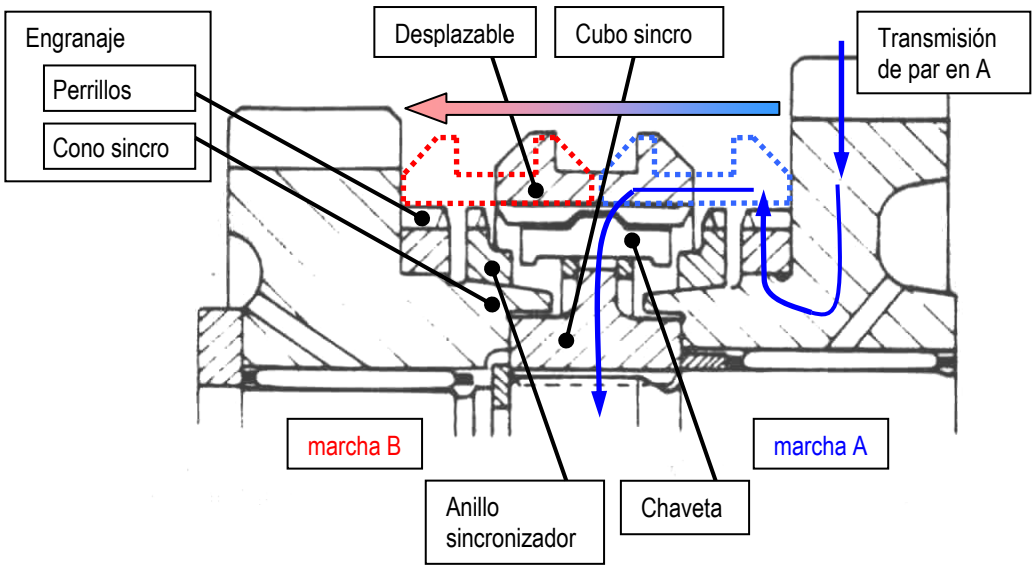


fig. 4.3

1) El desplazable se encuentra engranado con la marcha A transmitiendo el par motor al árbol de transmisión según la relación de dicha marcha. Tal y como se aprecia en azul en la fig. 4.3 el par se transmite a través de los dientes de perro o

perrillos al estriado interior del desplazable. A su vez este se transmite al estriado exterior del cubo sincro y mediante el estriado interior, al eje.

2) El desplazable se desliza sobre el estriado del cubo hacia la marcha B quedando en un punto (entre A y B) donde no existe transmisión de par al eje por parte de ninguna de las dos marchas. Esta situación correspondería al paso por el neutro de las marchas.

3) Previa a la etapa de sincronización, las chavetas alojadas en las diferentes ranuras del cubo sincro ejercen una ligera presión sobre el anillo sincronizador de la marcha B. Esta etapa tiene un objetivo doble:

   i) Expulsar el aceite sobrante entre el anillo sincronizador y el cono sincro del engranaje para obtener un coeficiente de fricción regular.

   ii) Encarar los chaflanes de los dientes del anillo sincronizador con respecto a los del desplazable para la siguiente etapa, la sincronización.

4) Los dientes del desplazable contactan con los dientes del sincro iniciándose la etapa de sincronización. Tal i como se aprecia en la fig. 4.4 en esta etapa se establece un equilibrio de fuerzas entre el empuje axial del desplazable y el apoyo del anillo sincronizador sobre el cono sincro del engranaje. Además debido a la diferencia de velocidades entre sincro y engranaje surge un par resistente debido a la fricción entre ambos. Este equilibrio no cesará hasta que se igualen las velocidades entre sincro y engranaje y en consecuencia entre desplazable y engranaje.

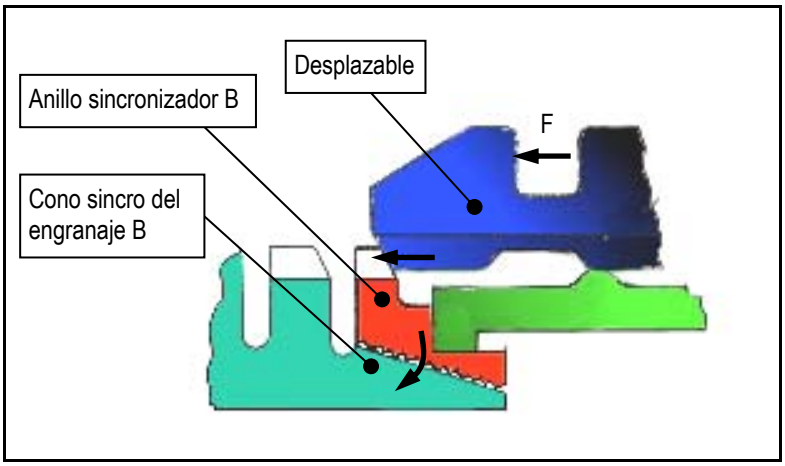


fig. 4.4

5) Al igualarse las velocidades entre desplazable y engranaje desaparece el equilibrio de fuerzas de la anterior etapa. Con ello el sincro rota ligeramente con

respecto al desplazable dejando de estar enfrentados los dientes de ambos y permitiendo el avance del desplazable hacia el engranaje.

6) Aunque la velocidad relativa entre los dientes del desplazable y los perrillos es casi nula no siempre estos se encuentran perfectamente encarados para el engrane. En ocasiones los dientes se encuentran enfrentados produciéndose una colisión entre ambos. Sin embargo debido a los chaflanes el engranaje realiza un vuelco que permite el engrane. Esta colisión produce un pico de esfuerzo sobre el desplazable y en consecuencia sobre la palanca de cambios, llamado doble pico (puesto que sucede después de la sincronización). El fenómeno no se produce siempre y depende del azar.

7) Los dientes del desplazable engranan con los perrillos del engranaje B quedando completado el cambio de marcha.

La fig. 4.5 ofrece una vista radial de los dentados de desplazable, sincro y engranaje en diferentes etapas correspondientes a la inserción de la marcha (etapas de la 3 a la 7).

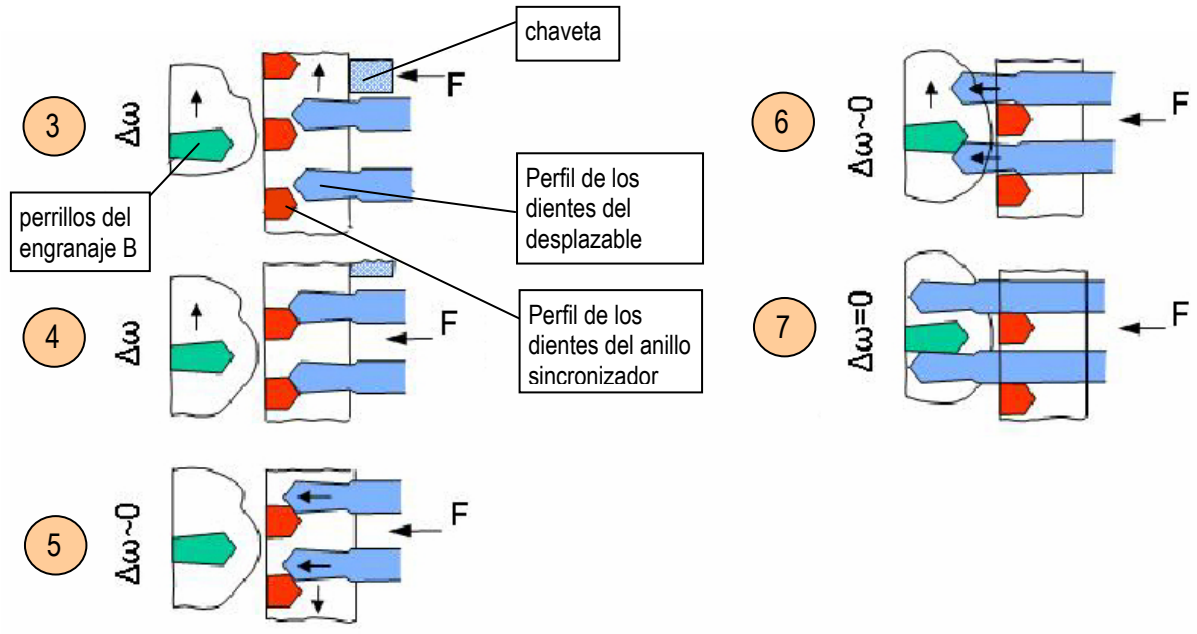


fig. 4.5

4.1.2 Sistema de control

El sistema de control tiene como misión actuar sobre los diferentes grupos sincronizadores con objeto de insertar las marchas. Tal y como se observa en la fig. 4.6 este sistema está constituido básicamente por:

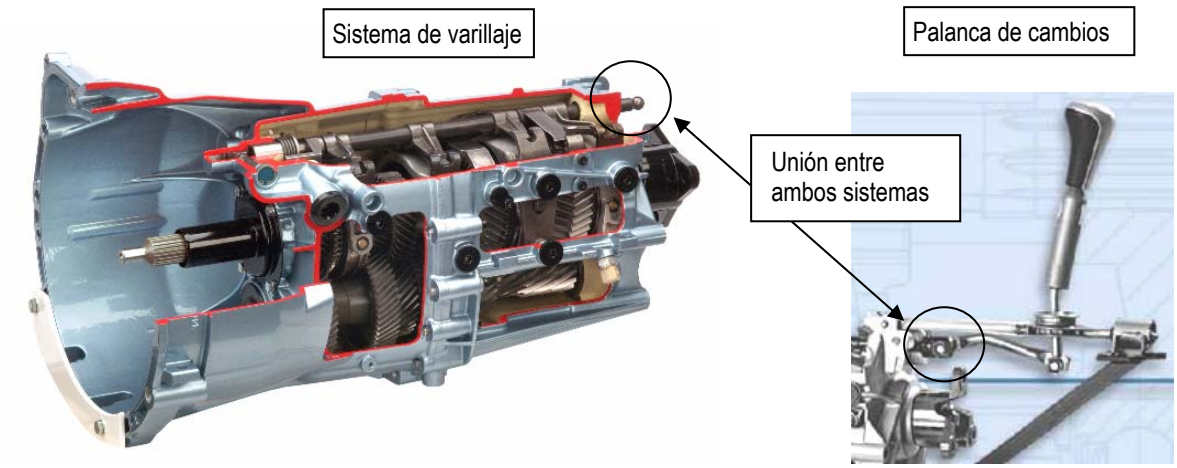


fig. 4.6

a) Palanca de cambios: Es el elemento mediante el cual el conductor selecciona las marchas según el esquema que presenta el pomo. Generalmente la palanca pivota sobre una rótula y precisa de dos movimientos consecutivos para la selección de una marcha. Un primer movimiento de selección de carril y un segundo movimiento de inserción de la marcha. Dado que el banco de ensayos está destinado a vehículos todo terrenos y comerciales ligeros, las cajas de cambio que se espera ensayar presentan entre 5 y 6 velocidades a parte de la marcha atrás (MA). Los diferentes esquema de marchas para estas aplicaciones se resumen en la fig. 4.7.

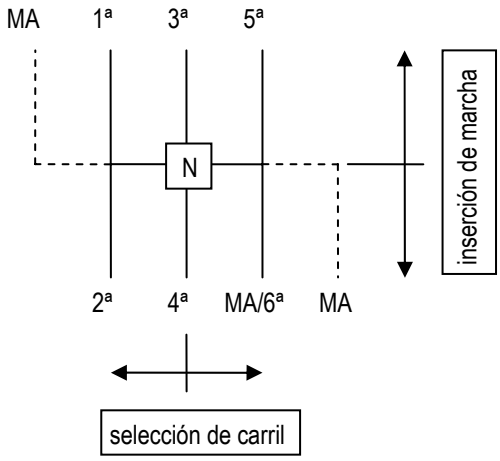


fig. 4.7

En el caso de los vehículos de 6 marchas la 6ª velocidad se encuentra en el mismo carril que la 5ª desplazando la MA a un cuarto carril. La MA puede encontrarse entonces paralela a la 1ª o 6ª marcha indistintamente (ver fig. 4.7).

b) Sistema de varillaje: Es el encargado de transmitir el movimiento de la palanca a las horquillas de la caja de cambios. Existe una horquilla por cada grupo sincronizador. Esta se encuentra ubicada dentro de la ranura central del desplazable y es la que genera el empuje axial sobre éste.

El movimiento de selección de la palanca de cambios permite encarar el sistema de control con uno de los grupos sincronizadores en función del carril seleccionado. El

movimiento de inserción desplaza la horquilla y en consecuencia el desplazable del grupo sincronizador previamente seleccionado.

Debido al peligro que conlleva la inserción de 2 marchas a la vez, puesto que al tener relaciones diferentes bloquearían la caja de cambio, el sistema de control presenta sistemas mecánicos de seguridad para evitar la selección de dos grupos sincronizadores a la vez. Asimismo la marcha atrás presenta un mecanismo de seguridad para que solo se pueda seleccionar desde el neutro y no desde otra marcha. Normalmente este mecanismo actúa bien automáticamente con el propio movimiento de la palanca de cambios, bien con un mecanismo extra que acciona el propio conductor (gatillo).

Generalmente los vehículos de 5 marchas presentan 3 carriles de selección y en consecuencia 3 grupos sincronizadores (1ª/2ª, 3ª/4ª y 5ª/MA). Tal y como se ha mencionado al hablar de la palanca de cambios, los de 6 marchas obligan a la existencia de un cuarto carril para la MA. Ello implica la existencia por tanto de 4 grupos sincronizadores (1ª/2ª, 3ª/4ª, 5ª/6ª y MA).

4.1.3 Parámetros característicos en la medición de un cambio

Para poder evaluar el cambio de marchas se precisa del registro de varios parámetros de la caja de cambios. En base a este registro es posible identificar las etapas descritas anteriormente en el apartado 4.1.1. La identificación de cada una de las etapas y su posterior análisis permiten evaluar las prestaciones del cambio. En general este análisis se resume en la evaluación de:

a) El impulso de sincronización: Debido a que la fuerza de inserción depende únicamente del conductor, el esfuerzo durante la sincronización se evalúa según el impulso mecánico para la inserción de la marcha. Este se obtiene al integrar la fuerza de inserción con respecto al tiempo durante la etapa de sincronización.

b) Doble pico: La calidad del engrane se evalúa según la ocurrencia del doble pico, así como de sus valores de esfuerzo.

La fig. 4.8 muestra la evolución de una reducción de marcha de 3ª a 2ª donde se identifican cada una de las etapas del apartado 4.1.1. En él se grafican las señales de: fuerza y desplazamiento en palanca en la dirección de inserción, velocidad de giro de los ejes primario y secundario y par sobre el eje secundario.

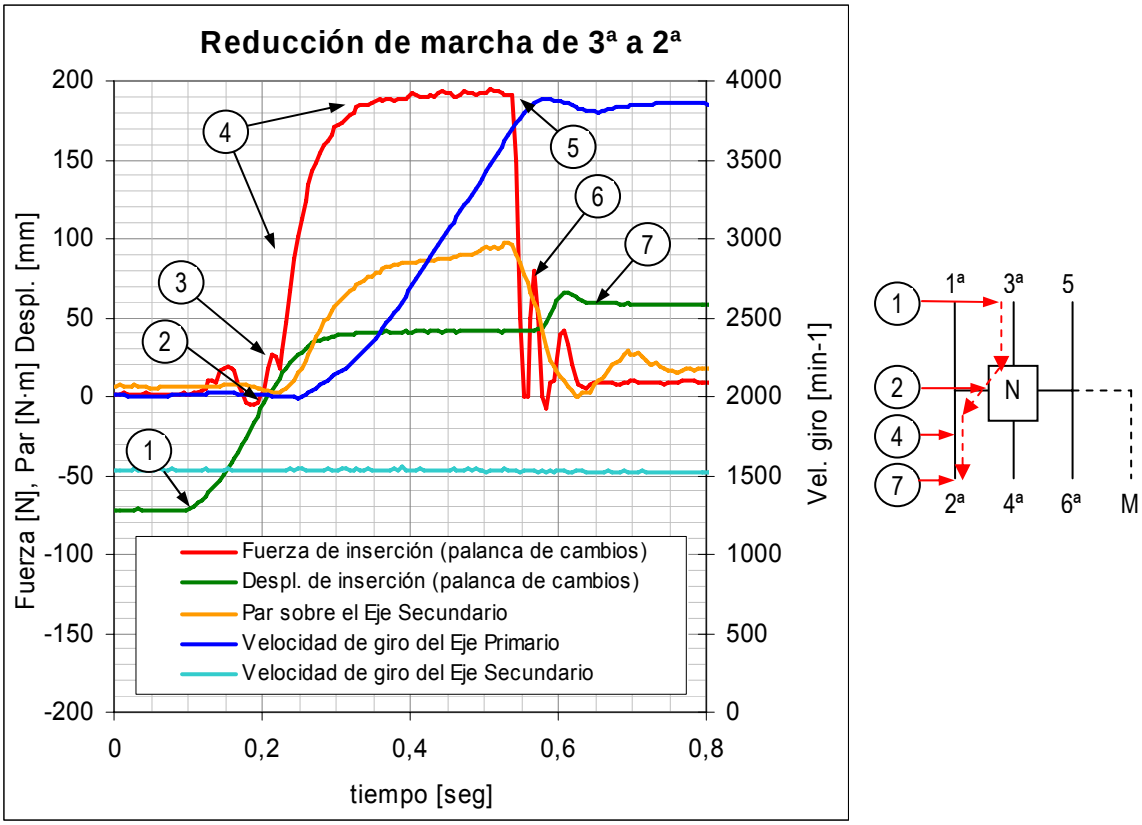


fig. 4.8

Cabe destacar , tal y como se aprecia en la fig. 4.8, que durante la sincronización (etapa 4) la transmisión de par a través del secundario permite la aceleración del eje primario. El eje secundario (síncrono a la velocidad del vehículo) mantiene la velocidad constante. Esta transmisión de par es directamente proporcional al empuje axial del desplazable y en consecuencia a la fuerza de inserción.

El gráfico característico para un cambio subiendo de marcha resulta análogo aunque en este caso el primario experimenta una desaceleración.

4.2 Procedimientos de ensayo de cajas de cambios

Uno de los aspectos más importantes en las cajas manuales es la fiabilidad y calidad del cambio de marchas. Es por este motivo que son varios los ensayos necesarios para validar el sistema de control de la caja de cambios (y en especial los sincros). Asimismo son también varias las especificaciones de ensayo que intervienen en la definición del banco. Principalmente se pueden dividir en ensayos de durabilidad y prestaciones.

4.2.1 Ensayos de durabilidad

El objeto de este tipo de ensayos es el de verificar el correcto funcionamiento del sistema de control y en especial los grupos sincronizadores para la totalidad de la vida útil de la caja de cambios. Es necesario poder completar el ensayo de durabilidad sin incidencias y, al final de éste, las prestaciones del cambio deben conservar un nivel de calidad mínimo. De lo contrario, la fiabilidad de la caja será considerada insuficiente para su salida al mercado y, por tanto, su diseño deberá ser revisado.

4.2.1.1 Procedimiento de ensayo

De forma genérica, se ensayarán los cambios entre marchas haciendo girar el eje secundario de la caja de cambios a la velocidad equivalente de vehículo o motor establecida por la norma de ensayos. Con una marcha engranada y el primario libre, se realizará el cambio de marcha con una fuerza y velocidad de palanca de cambios controladas según los valores establecidos por la norma. En la fig. 4.9 se representa un esquema de las entradas al sistema caja de cambios. Este proceso se repetirá para cada marcha en función del número de ciclos objetivo establecido por la norma. Todas las marchas deberán ser ensayadas tanto en aumento como en reducción.

En el caso particular del ensayo N → 1ª, será el primario el que deba ser acelerado hasta una velocidad determinada (cercana al ralentí del motor) en el instante previo a la inserción de la 1ª, mientras que el secundario permanecerá bloqueado. Se muestra un esquema en la fig. 4.10.

La forma en que debe actuarse sobre las distintas entradas de la caja se detalla en las condiciones de ensayo.

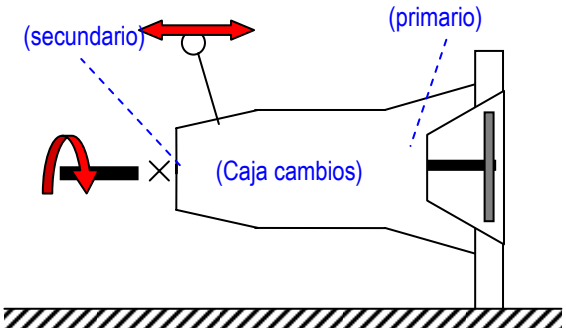


fig. 4.9

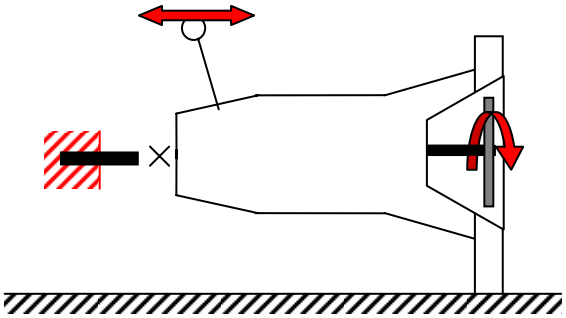


fig. 4.10

4.2.1.2 Condiciones de ensayo

Se distinguen varias condiciones de ensayo en función del tipo de motor al que vaya asociada la caja. Todas las cajas deberán ser validadas para la condición de ensayo básica. Adicionalmente, dado que se considera que los vehículos movidos por motores de ciclo Otto pueden verse sujetos a estilos de conducción más agresivos, las cajas asociadas a dicho tipo de motor deberán validarse también para una condición de alta carga, caracterizada por requisitos de ensayo más estrictos pero un menor número de ciclos objetivo.

En cada condición de ensayo deberán cumplirse los siguientes requerimientos:

a) Aceite: el aceite de la caja de cambios influye notablemente sobre la durabilidad de los sincros. Por lo tanto, el aceite será, en realidad, otro elemento de la caja de cambios a ensayar. Un cambio en la especificación del aceite de la caja de cambios requerirá una validación de los sincros a durabilidad.

    i. Tipo: el que deba ser validado por el ensayo.
    ii. Temperatura: 80 ± 5º C.
    iii. Cantidad: la mínima especificada por diseño.

b) Disco de embrague: su inercia determina parte de la energía a disipar por el sincro en cada cambio de marcha y, por lo tanto, también lo hace sobre su desgaste. Cabe destacar que éste aporta cerca del 50% de la inercia de la caja reducida al eje primario. Es por este motivo que el disco de embrague debe poseer la inercia máxima especificada por diseño para simular el caso más desfavorable.

c) Velocidad angular de ensayo: es la velocidad a la que debe girar el secundario o primario en el momento de la inserción de marcha. Se expresa en forma de velocidad equivalente de vehículo o de motor y, por tanto, viene determinada también por las características del vehículo en el cual deberá ir montada la caja.

Ciclo motor	Otto				Diesel			
Tipo vehículo	Turismo				Tursimo		Comercial	
Cambio	Cond. Básica		Alta Carga		Cond. Básica		Cond. Básica	
1ª→2ª	V_{veh} [km/h]	40	n_m / $n_{m.max.pot}$ [%]	100	n_m / $n_{m.max}$ [%]	100	n_m / $n_{m.max.pot}$ [%]	100
2ª→3ª		60		100		100		100
3ª→4ª		80		85		85		100
4ª→5ª		105		75		75		100
5ª→6ª		110		65		65		100
6ª→5ª		110		70	n_m / $n_{m.max.pot}$ [%]	60		100
5ª→4ª		100		80		70		100
4ª→3ª		75		90		80		100
3ª→2ª		55		90		90		100
2ª→1ª		16	n_m [min^{-1}]	2000	n_m [min^{-1}]	2000	n_m [min^{-1}]	2000
N→1ª	n_m [min^{-1}]	800	n_m [min^{-1}]	800	n_m [min^{-1}]	800	n_m [min^{-1}]	800
1ª→R	V_{veh} [km/h]	8	V_{veh} [km/h]	8	V_{veh} [km/h]	8	V_{veh} [km/h]	8

tabla 4.1

En la tabla 4.1 se detallan las velocidades angulares equivalentes de ensayo establecidas según el tipo de motor y vehículo asociados a la caja de cambios y la condición de carga a ensayar.

Exceptuando el caso del cambio N→1ª, en el cual se actuará sobre el primario a la velocidad de ralentí de motor, para todos los demás cambios se deberá actuar sobre el secundario a la velocidad equivalente especificada. Cuando se trata de velocidad de vehículo, la relación final del grupo cónico diferencial determinará la velocidad de secundario. En el caso de la velocidad de motor, la relación de la marcha más corta (la marcha insertada en el caso de aumento, la marcha a insertar en el caso de reducción) será la que determine la velocidad del secundario.

d) Actuación sobre la palanca: Deberá controlarse la fuerza y velocidad de actuación sobre el centro del pomo de la palanca de cambios. La distancia entre el centro del pomo y el centro de la rótula de la palanca de cambios será la nominal establecida por diseño.

i. Fuerza sobre el pomo (extremo de la palanca de cambios) en la dirección de inserción de marcha, durante la sincronización (etapa 4 del apartado 4.1.3).

Condición básica: 98 N (equivalente a 10 Kp)

Condición de alta carga: 196 N (equivalente a 20 Kp)

ii. Velocidad del pomo (extremo de la palanca de cambios) en la dirección de inserción de marcha, al inicio de la sincronización (entre las etapas 3 y 4 del apartado 4.1.3).

Condición básica: alrededor de 500 mm/s.

Condición de alta carga: hasta 1000 mm/s

e) Número de muestras a ensayar: 3 cajas de cambio para cada condición de carga .

f) Número de ciclos a realizar: es independiente para cada marcha y viene fijado por la norma de ensayos mediante una equivalencia directa con los quilómetros a realizar por la caja de cambios en mercado.

Cambio	nº cambios / 10000 Km
1ª→2ª	10000
2ª→3ª	10000
3ª→4ª	6000
4ª→5ª	3000
5ª→6ª	3000
6ª→5ª	3000
5ª→4ª	3000
4ª→3ª	6000
3ª→2ª	5000
2ª→1ª	1500
N→1ª	15000
1ª→R	2000

tabla 4.2

La tabla de la izquierda muestra el número de ciclos a realizar para cada cambio por cada 10.000 Km de vida útil en mercado a validar. Normalmente las cajas de cambios son validadas para vidas superiores a los 180.000 Km.

En el caso de la condición de alta carga, al representar ésta una conducción más desfavorable deberá calcularse el número de ciclos que en tales condiciones resulta equivalente al ciclado completo en condición básica. Dicho cálculo deberá ser realizado para cada caja teniendo en cuenta parámetros como la inercia del primario, relaciones de transmisión, geometría y material de sincro y cono, etc. Se obtendrá un número de ciclos a realizar inferior al de la tabla 4.2, aunque manteniéndose la proporción entre cambios aproximadamente constante.

4.2.1.3 Mediciones a realizar

Los siguientes parámetros deberán ser medidos al inicio y final del ensayo (previo desmontaje de la caja):

Parámetro a controlar	Inicio	Final
Holgura entre sincro y dientes de perro del engranaje	○	○
Ancho de la cabeza de los dientes de la zona serrada	○	△
Rugosidad superficial del cono de la marcha	○	×
Redondez superficial del cono de la marcha	○	×
Dureza del sincro	△	×
Dureza del cono de la marcha	△	×
Fuerza de inserción	○	△
Desgaste de la horquilla de inserción	△	△
Rugosidad superficial del desplazable	△	△
Desgaste de la horquilla de inserción	△	△
○→medir siempre △→ medir si es necesario	×→no medir	

tabla 4.3

A lo largo del ensayo será necesario también medir los parámetros característicos del cambio. Tal y como se ha expuesto en el apartado 4.1.3 dichos parámetros son: fuerza y desplazamiento en palanca en la dirección de inserción, velocidad de giro de los ejes primario y secundario y par sobre el eje secundario. Dichos parámetros deberán registrarse cada cierto número de ciclos en función de la evolución del ensayo (ver fig. 4.11).

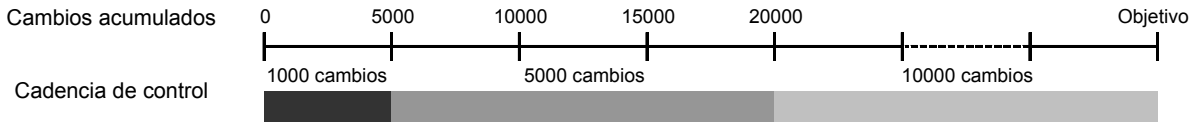


fig. 4.11

4.2.2 Ensayos de prestaciones

Los ensayos de prestaciones tienen como objetivo evaluar la calidad del cambio. Se trata pues de ensayos donde la funcionalidad de la caja no se ve comprometida, puesto que el objetivo de éstos es juzgar en base al análisis de los parámetros característicos del cambio si éste cumple con las exigencias de los usuarios. Así pues permiten valorar de manera objetiva las prestaciones del cambio dentro de la competencia y prever si éste tendrá una buena aceptación en el mercado o si por el contrario deben realizarse modificaciones en el diseño.

Tal y como se explica en el apartado 4.1.3 del análisis de parámetros característicos del cambio, es posible su evaluación mediante el esfuerzo de sincronización y la frecuencia de ocurrencia del doble pico.

4.2.2.1 Procedimiento de ensayo

El procedimiento de ensayo es análogo al de los ensayos de durabilidad (ver apartado 4.2.1.1). La actuación para la evaluación de los cambios entre marchas se realizará actuando únicamente a través del eje secundario y con el primario libre. Eventualmente para la evaluación del cambio N→1ª, debe actuarse a través del eje primario y con el secundario frenado.

4.2.2.2 Condiciones de ensayo

En cada condición de ensayo deberán cumplirse los siguientes requerimientos:

a) Aceite: al igual que en la durabilidad el aceite también afecta sobre las prestaciones del cambio, puesto que resulta determinante en la fricción entre sincro y cono sincro.

   i. Tipo: el que deba ser validado por el ensayo.
   ii. Temperatura: 50 ± 5º C.
   iii. Cantidad: la nominal especificada por diseño.

b) Disco de embrague: Como elemento que gira solidario al primario, la inercia del mismo contribuye directamente en la energía cinética del mismo y en consecuencia en el impulso de sincronización necesario para cambiar de marcha. Es por este motivo que repercute significativamente en el esfuerzo de sincronización. La inercia del mismo para los ensayos de prestaciones será la nominal especificada por diseño.

c) Velocidad angular de ensayo: como en el caso de durabilidad, a excepción del cambio N→1ª, el cambio entre marchas debe realizarse a una velocidad de giro constante del eje secundario. En el caso de prestaciones solo se contemplan dos especificaciones en función del tipo de motor: ciclo Otto o Diesel. Para ambos motores la especificación únicamente hace referencia a la velocidad de giro del motor (ver tabla 4.4).

   Cabe destacar que, a diferencia del ensayo de durabilidad, la velocidad equivalente en el secundario viene determinada por la relación de transmisión de la marcha de origen (marcha engranada previamente al cambio) con independencia de si se aumenta o se reduce de marcha.

n_{motor} [min^{-1}] de la marcha de origen	Ciclo Motor	
	Otto	Diesel
Cambio aumentando	4000	3000
Cambio reduciendo	3000	2000
N→1ª	Hasta 1500	

tabla 4.4

d) Actuación sobre la palanca: Contrariamente a la repetibilidad buscada en los ensayos de durabilidad, los ensayos de prestaciones tienen como objetivo evaluar el cambio bajo diferentes formas de actuación. Es por este motivo que a diferencia de la durabilidad la fuerza durante la sincronización y la velocidad de inserción de la marcha pasan de ser parámetros controlados a estar simplemente acotados.

   i. Fuerza máxima sobre el pomo (extremo de la palanca de cambios) en la dirección de inserción de marcha, durante la sincronización (etapa 4 del apartado 4.1.3): hasta 392 N (equivalente a 40Kp)

   ii. Velocidad máxima del pomo (extremo de la palanca de cambios) en la dirección de inserción de marcha, al inició de la sincronización (entre las etapas 3 y 4 del apartado 4.1.3): hasta 2000 mm/s

Para poder analizar el cambio bajo un espectro lo suficientemente amplio que contemple tanto cambios de actuación lenta como cambios de actuación rápida, la norma establece el tiempo mínimo y máximo en el cual se han de completar todos los cambios. En total se analizarán 30 cambios de cada, 20 de los cuales deberán estar alrededor del tiempo nominal, 5 próximos al límite inferior y los otros 5 al superior.

   i. Para todos los cambios a excepción de 2ª→1ª: 0,35 ± 0,15 seg.
   ii. Para los cambios 2ª→1ª: 0,50 ± 0,20 seg.

4.3 Solicitaciones del banco de ensayos

Para la correcta ejecución de la norma de ensayos, explicada en el apartado 4.2, el banco deberá cumplir con una serie de requisitos mínimos. La fig. 4.12 muestra esquemáticamente las solicitaciones del banco, distinguiendo entre las actuaciones mínimas necesarias (en rojo) y las señales mínimas a captar (en verde).

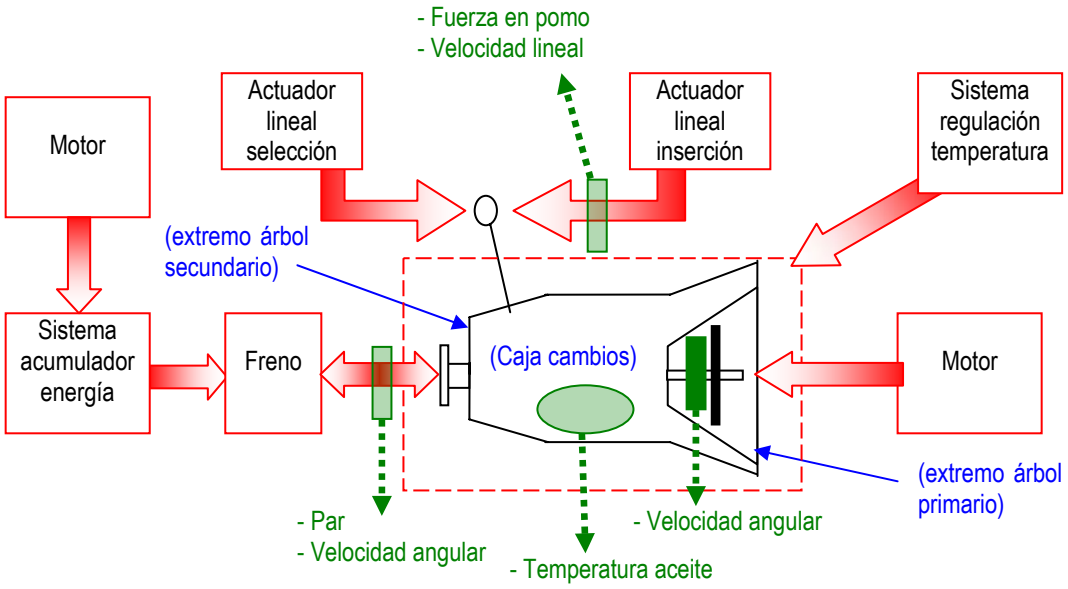


fig. 4.12

A continuación se detallan los requerimientos mínimos del banco en función de los cuatro tipos principales de actuación sobre éste:

a) Eje secundario
b) Eje primario
c) Palanca de cambios
d) Temperatura

4.3.1 Eje secundario

En los ensayos de durabilidad el accionamiento debe ser capaz de mantener la velocidad de giro del eje secundario en el valor especificado por las condiciones de ensayo. Además, es fundamental para el ensayo que, durante los instantes de sincronización, se mantenga el grado de regularidad mínima de velocidad de giro establecida.

Tal y como se ha explicado previamente, cada cambio tiene asociada una velocidad de ensayo. Además, para cada cambio entre dos marchas contiguas existe el cambio inverso, es decir, cada pareja de marchas contiguas tiene asociados dos cambios: un aumento y una reducción. Los cambios no pueden ser ensayados de forma independiente sino que deben combinar, como mínimo, los dos cambios asociados a cada pareja de marchas contiguas. Por lo tanto se deduce que la velocidad de giro del secundario no puede ser constante sino que debe ser adaptada continuamente a lo largo de un ciclado a las velocidades de giro

especificadas. El accionamiento del secundario debe ser capaz, por tanto, de adaptar continuamente la velocidad de giro a las velocidades especificadas para el ciclado.

En el caso particular del ensayo N → 1ª, éste se debe realizar de forma independiente y, además, con el eje secundario frenado (simulando la condición de vehículo parado) y el eje primario girando a la velocidad de ralentí del motor (simulando un desembragado reciente). Será necesario, por tanto, un dispositivo capaz de mantener frenado el eje secundario.

Además de los requisitos de actuación, durante el ensayo se deben registrar el par transmitido por el eje secundario y la velocidad angular de éste.

Resumiendo las explicaciones previas, el accionamiento del secundario debe constar de:

a) Motor capaz de adaptar la velocidad del secundario a las velocidades establecidas por las condiciones de ensayo.
b) Sistema acumulador de energía capaz de mantener el grado de regularidad establecido para la velocidad angular del secundario durante los instantes de sincronización.
c) Freno que permita mantener el eje secundario frenado en los ensayos de N → 1ª.
d) Captadores de par y velocidad angular del eje secundario.

4.3.2 Eje primario

Los ensayos de durabilidad, exceptuando el cambio N → 1ª, no requieren accionamiento alguno del eje primario, únicamente es necesaria la medición de la velocidad de éste.

Para realizar los cambios N → 1ª durante la durabilidad la norma exige que el eje primario gire a la velocidad de ralentí del motor en el momento previo a la inserción de la 1ª. Por lo tanto, es necesario un accto. capaz de acelerar el eje primario hasta dicha velocidad.

Debido a que la inercia del eje primario es un factor determinante para la durabilidad del sincro, es necesario que el dispositivo de medición y el accionamiento minimicen el impacto sobre la inercia original del eje y, además, no introduzcan resistencias pasivas al sistema.

Por tanto, el accionamiento del primario debe componerse de:

a) Motor que permita acelerar al eje primario a velocidades superiores al ralentí del motor para los ensayos de prestaciones y las durabilidades de N → 1ª.
b) Captador de velocidad angular del eje primario.

c) Adicionalmente, es indispensable conseguir los dos requisitos anteriores sin alterar significativamente la inercia ni añadir resistencias pasivas al eje primario.

4.3.3 Palanca de cambios

El accionamiento deberá poder mover la palanca automáticamente desde la posición correspondiente a cualquiera de las marchas o punto neutro, hasta cualquiera de las marchas contiguas. Por lo tanto, debe poder realizar tanto el movimiento de selección de carril como el de inserción.

En el momento en que la palanca llegue al punto de sincronización, el pomo de ésta deberá haberse estabilizado en cualquiera de las velocidades solicitadas por los requisitos de ensayo. Además, durante la sincronización el esfuerzo en pomo deberá alcanzar el valor requerido por la norma sin excederlo.

Es necesario también medir la velocidad de pomo tanto en selección como en inserción así como el esfuerzo realizado sobre éste en inserción.

Resumiendo, el accionamiento de la palanca deberá tener:

a) Actuador lineal capaz de realizar el movimiento de inserción con un control preciso de la velocidad al inicio de la sincronización y el esfuerzo aplicado durante ésta.
b) Actuador lineal que permita desplazar el pomo en selección de forma que complemente el movimiento de inserción a cualquier velocidad de ensayo.
c) Captadores de velocidad y esfuerzo en pomo para el movimiento de inserción.

4.3.4 Temperatura

Para los ensayos de durabilidad la temperatura del aceite de la caja de cambios deberá estabilizarse alrededor de la temperatura normal de funcionamiento, 80±5 ºC. En el caso de los ensayos de prestaciones, el cambio se evalúa en todas las cajas a una temperatura de aceite de caja de 50±5 ºC. Por tanto, la caja requiere de:

a) Sistema de regulación de la temperatura de aceite de la caja.
b) Sistema de medición de la temperatura de aceite de la caja.

4.4 Determinación de la secuencia de ensayo

Tal y como se ha explicado en el apartado anterior, la actuación sobre el secundario requerirá tanto un sistema acumulador de energía como un motor capaz de ajustar continuamente la velocidad de ensayo para la marcha a engranar. Es previsible, por tanto, que dichas operaciones de ajuste de velocidad requieran de una elevada cantidad de energía a manipular (y, por tanto, también tiempo). Como complemento a la norma de durabilidad, la cuál no deja nada especificado, se decide realizar un estudio previo de la secuencia óptima de ensayo que minimice la cantidad de energía a manipular durante el ensayo. Principalmente se puede ensayar siguiendo dos procedimientos:

a) De forma secuencial: un ciclo completo consiste en realizar todos los aumentos entre 1ª y 6ª para a continuación realizar todas las reducciones entre 6ª y 1ª (fig. 4.13).

b) Agrupando marchas consecutivas: se ensaya por grupos de marchas consecutivas, de forma que a cada aumento le seguirá la reducción complementaria (fig. 4.14).

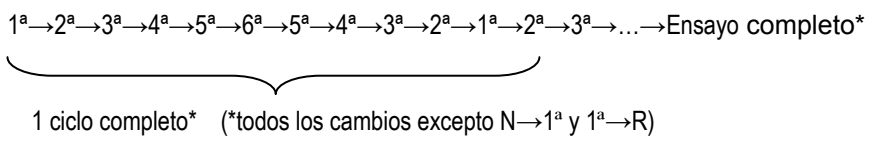


fig. 4.13

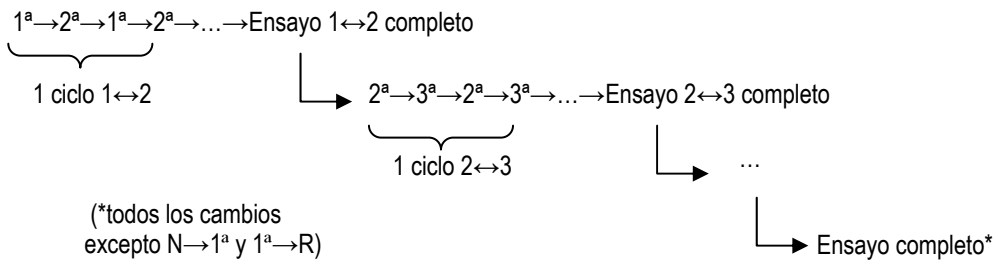


fig. 4.14

Cada vez que se realice un cambio, el accionamiento del secundario deberá ajustar la velocidad de giro a la que esté especificada para el cambio siguiente. Se expone un ejemplo genérico para un cambio de relación cerrada, cuyas relaciones son detalladas en la fig. 4.15:

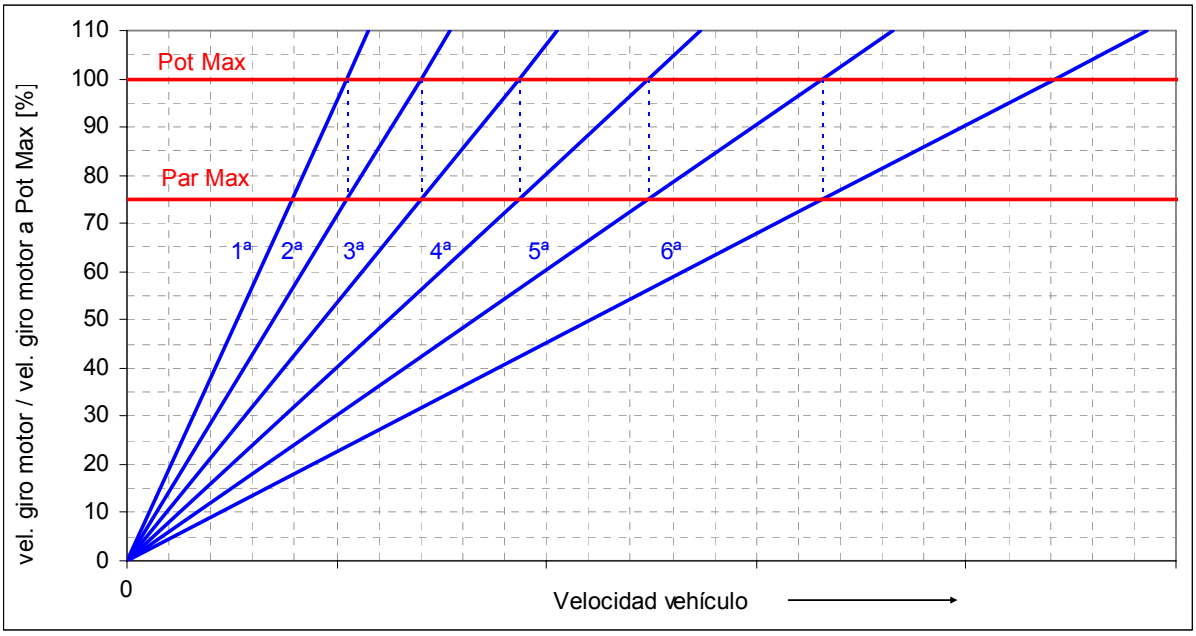


fig. 4.15

Las condiciones de ensayo básicas para motores Otto fijan la velocidad de ensayo en función de la velocidad del vehículo y, por tanto, la proporción entre éstas será siempre la misma (independiente de las características del vehículo). En el caso de alta carga o ensayo de motores Diesel, las características de la caja y el motor tendrán una cierta influencia sobre la proporción entre velocidades de ensayo. Las figuras fig. 4.16 y fig. 4.17 muestran la proporción entre dichas velocidades para el caso genérico de la fig. 4.15. Cada marcha se representa mediante una columna. El límite inferior de cada columna es la velocidad de giro de secundario especificada para la inserción de la marcha correspondiente desde la marcha contigua inferior (aumento). El límite superior representa el caso contrario (reducción).

Dado que la energía aumentará cuadráticamente con la velocidad, puede calcularse también la proporción de energía entre cada condición de ensayo. Dicha proporción queda representada en las figs. fig. 4.18 y fig. 4.19. En la zona derecha de cada gráfico se representan todos los saltos de energía que deben efectuarse para realizar un ciclo completo secuencialmente a lo largo de todas las marchas (naranja) o bien por separado combinando aumento y reducción por marchas contiguas (verde).

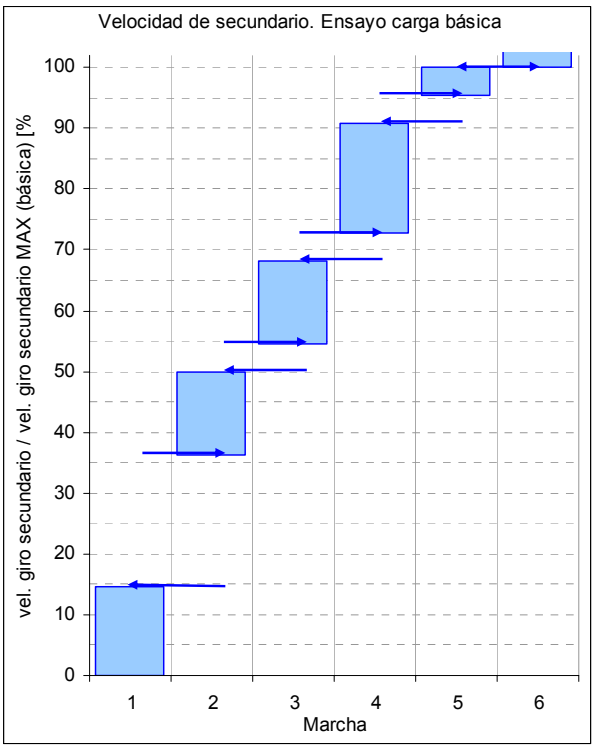


fig. 4.16

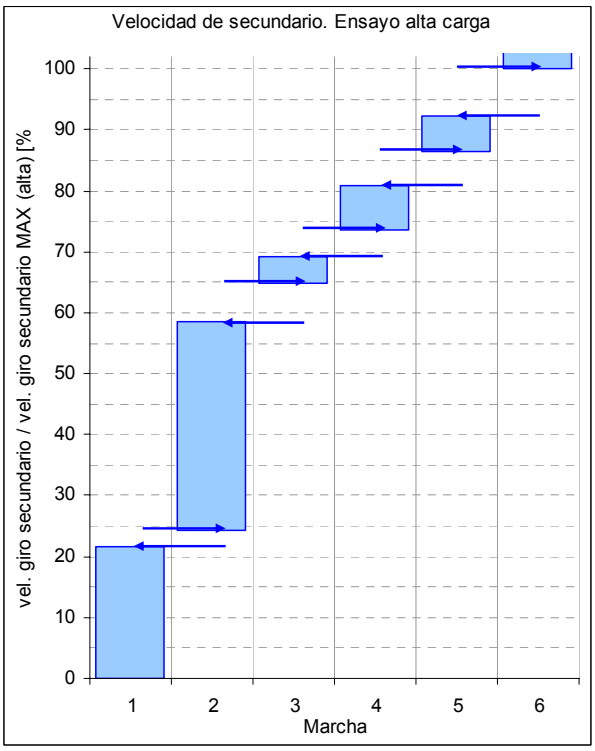


fig. 4.17

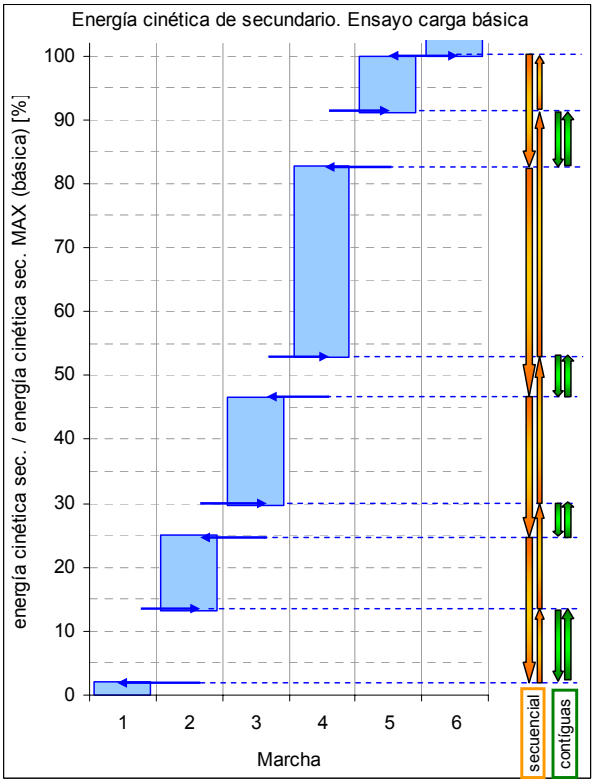


fig. 4.18

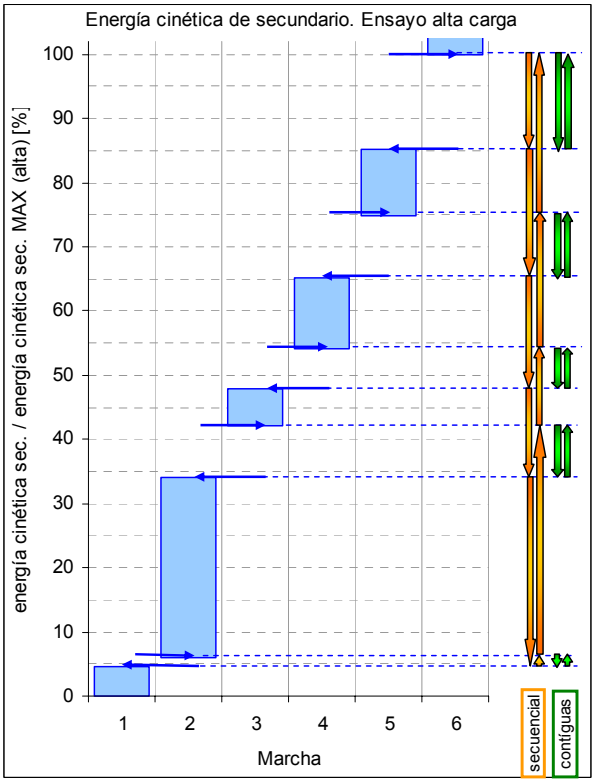


fig. 4.19

Por último, en las figs. fig. 4.20 y fig. 4.21 se compara el total de energía (en proporción) en función del orden de realización del ensayo (secuencialmente o por marchas contiguas). Se puede apreciar que, para carga básica, si se ensaya agrupando por marchas contiguas se evita la manipulación de un 68,6% de energía por cada ciclo completo, independientemente del vehículo ensayado. En el caso de alta carga o motor Diesel, se evita manipular alrededor de un 58% de energía mediante el mismo procedimiento, existiendo una pequeña variación del mencionado ahorro en función de cada vehículo.

Cuanta menos energía sea necesario manipular por cada ciclo de ensayo, menor será el tiempo para variar la velocidad de secundario y menor será también la energía empleada en ello. Por tanto, los ensayos de durabilidad se realizarán combinando las marchas contiguas.

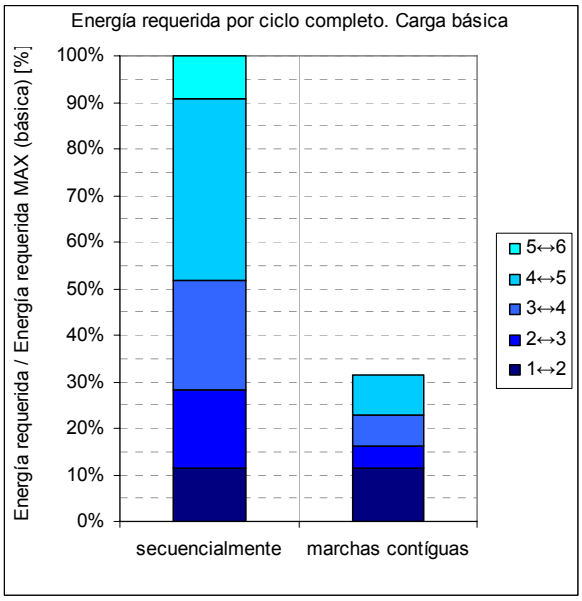


fig. 4.20

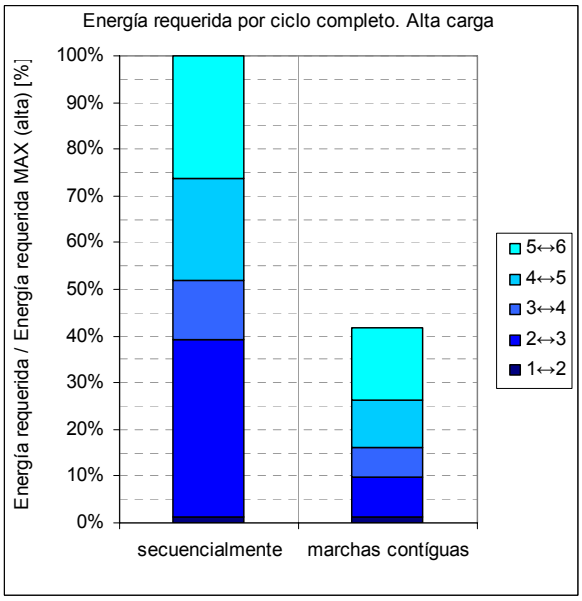


fig. 4.21

4.5 Banco actual

A continuación se estudian las características del banco utilizado en la actualidad para aplicar las normas de ensayo detalladas previamente. Sus limitaciones son las que motivan el desarrollo de un nuevo banco. El boceto de la fig. 4.22 esquematiza el banco actual:

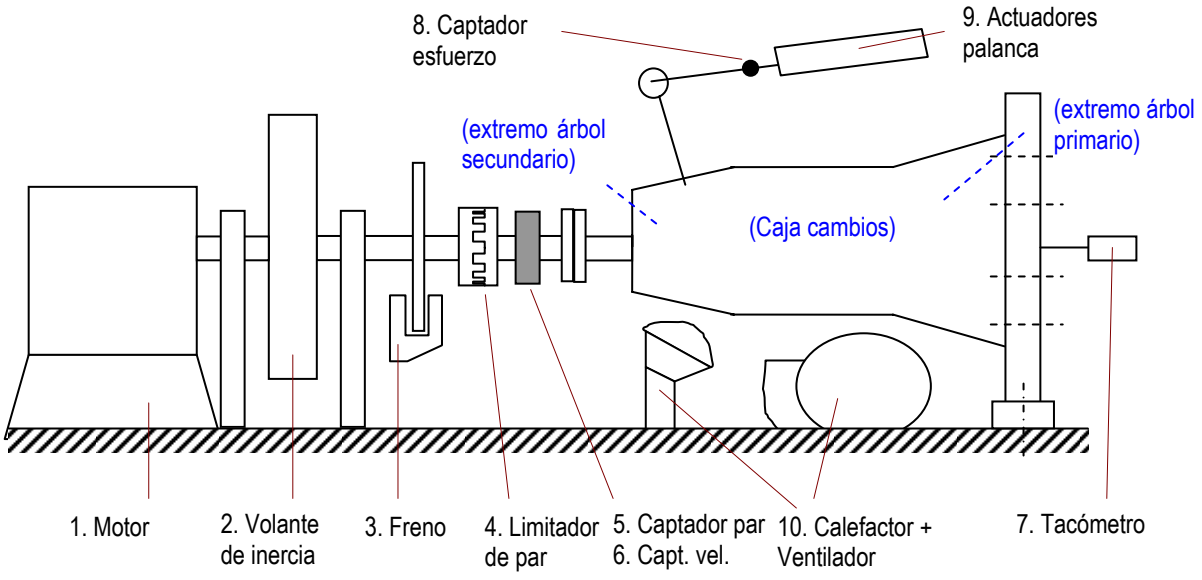


fig. 4.22

El banco actual consta, principalmente, de los elementos siguientes:

1) Motor: motor eléctrico encargado de acelerar el accionamiento y eje secundario hasta la velocidad especificada de ensayo.
2) Sistema de acumulación de energía: volante de inercia fija encargado de asegurar un grado de regularidad mínimo en la velocidad de rotación del eje secundario.
3) Freno: freno de disco accionado neumáticamente para paradas de emergencia.
4) Limitador de par: acoplamiento de seguridad para eventuales casos de sobrecarga.
5) Captador de par: sensor de medición del par transmitido por el eje secundario.
6) Captador de velocidad electromagnético del eje secundario.
7) Tacómetro eje primario.
8) Captador de esfuerzo en pomo.
9) Actuadores de palanca: dos actuadores neumáticos para inserción y selección.
10) Acondicionamiento de temperatura: lámpara calefactora para aumentar la temperatura de aceite y tobera de ventilación para forzar la refrigeración de éste.

Al comparar las características del banco actual con los requisitos de ensayo y las solicitaciones necesarias para cumplir éstos, se pueden apreciar las siguientes limitaciones:

a) El motor eléctrico está dimensionado para vencer las resistencias pasivas y mantener la velocidad de giro del eje secundario y accionamiento constante a lo largo de la durabilidad. A su vez, el volante de inercia fija está dimensionado para mantener la regularidad de giro en los casos más desfavorables (marchas cortas). La

unión de un motor eléctrico de poca potencia y un disco de inercia sobredimensionado hace inviable ajustar la velocidad del secundario continuamente para cada ciclado. Como consecuencia, las marchas no pueden ensayarse a su velocidad especificada sino que deben ensayarse a una velocidad intermedia para cada pareja, alejándose así de las condiciones de ensayo ideales.

b) El eje primario carece de accionamiento, únicamente dispone de tacómetro. En consecuencia el ciclado N → 1ª no puede realizarse correctamente. En lugar de realizar la secuencia N → 1ª, se realiza el cambio 2ª → 1ª a una velocidad de secundario equivalente para que simule el mismo desgaste del sincro. Además, se invierte el sentido de giro del secundario para que los dentados del grupo sincronizador trabajen análogamente a un cambio N → 1ª. De esta forma se suple la carencia del banco, pero se hace trabajar al sincro de forma diferente a la que dictan las condiciones de ensayo.

c) El accionamiento neumático no permite realizar correctamente el movimiento de inserción. Es posible adquirir la velocidad especificada de inserción pero, sin embargo, al iniciarse la sincronización la capacidad de aumento del esfuerzo en palanca es insuficiente (debido principalmente a la compresibilidad del aire), con lo cual la corta duración de la etapa de sincronización es en ocasiones insuficiente para permitir al accionamiento alcanzar el esfuerzo indicado por la norma.

Las mencionadas limitaciones son más de tipo conceptual que de tipo mecánico. No es posible la adecuación o ampliación del banco actual. Es necesario iniciar un diseño nuevo.

5 Diseño del nuevo banco

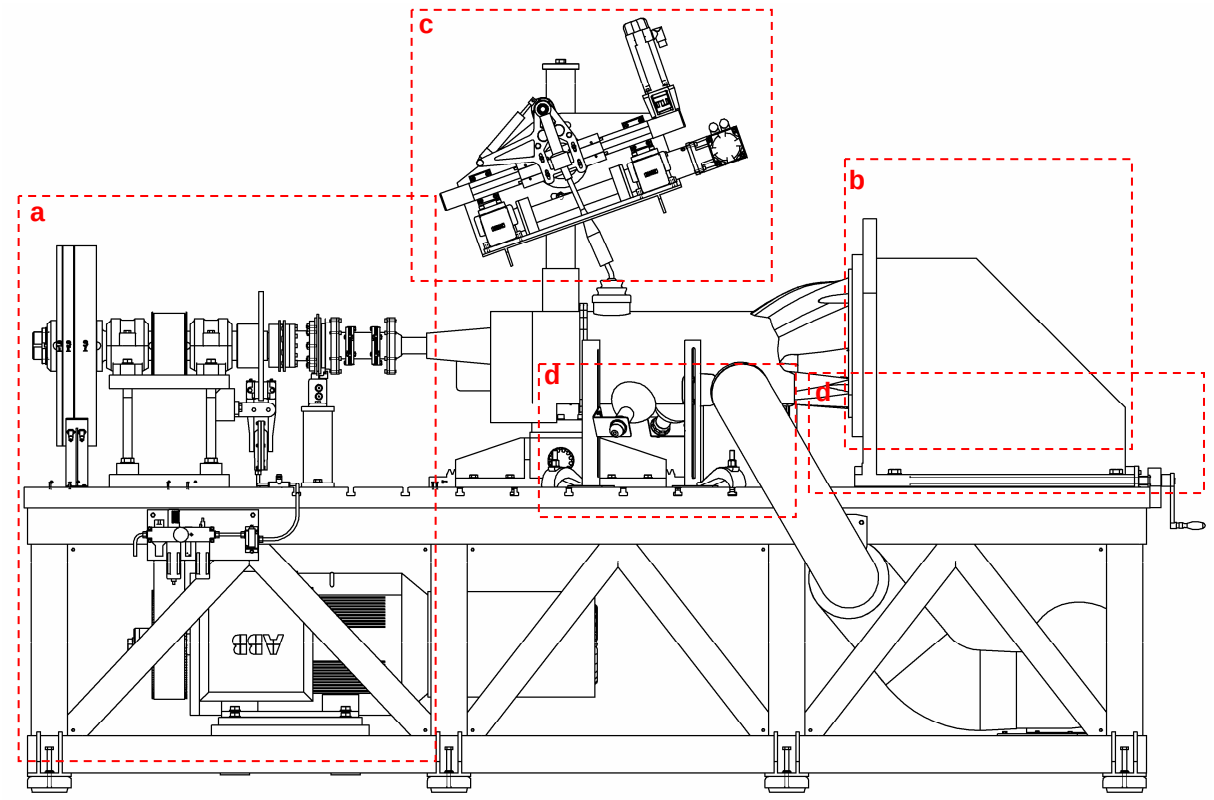


fig. 5.1

Tal y como se explica en los antecedentes, el banco de ensayos puede dividirse en tres actuaciones principales más una serie de actuaciones accesorias (véase fig. 5.1):

a) Accto. del secundario.
b) Accto. del primario.
c) Accto. de la palanca de cambios.
d) Otros accionamientos:
    i. Ajuste de la temperatura de aceite.
    ii. Monitorización de la vibración de la caja.
    iii. Adaptación del banco a la longitud de caja

A lo largo del presente apartado se detalla el proceso de diseño seguido para los componentes fundamentales para la comprensión de cada uno de los accionamientos del banco. El diseño de los demás componentes queda detallado en el anexo C.

Con objeto que el banco se adecue a la gama de cajas de cambios que se pretende ensayar, se calculan las solicitaciones y en consecuencia se dimensionan los sistemas del banco en base a tres cajas modelo representativas de toda la gama.

a) Caja de cambios para todo-terreno con motor de ciclo Otto.
b) Caja de cambios para todo-terreno con motor de ciclo Diesel.
c) Caja de cambios para vehículo comercial (camión ligero) con motor de ciclo Diesel.

La tabla 5.1 muestra las características principales de los tres vehículos así como de la motorización y caja de cambios propia de cada uno de ellos.

CARACT. VEHÍCULO		**Todo-terreno Otto**	**Todo-terreno Diesel**	**Camión Ligero**
radio dinámico de la rueda	r_{din}	351 mm	351 mm	332 mm
relación del grupo diferencial	i_{gd}	3.692	3.692	4.375
CARACT. MOTOR		**Otto**	**Diesel**	**Diesel**
vel. corte de inyección	n_m	6200 min^{-1}	4400 min^{-1}	4200 min^{-1}
vel. potencia máxima	$n_{m.max.pot}$	5600 min^{-1}	4000 min^{-1}	3600 min^{-1}
vel. par máxima	$n_{m.max.par}$	800 min^{-1}	800 min^{-1}	700 min^{-1}
CARACT. CAJA DE CAMBIOS		**Caja 6 marchas**	**Caja 6 marchas**	**Caja 5 marchas**
Inercia reducida al primario	I_p	13067x10^{-6} Kg·m^2	13067 x10^{-6} Kg·m^2	17860 x10^{-6} Kg·m^2
relación 1ª marcha	$I_{1ª}$	4,368	4,692	4,662
relación 2ª marcha	$i_{2ª}$	2.518	2.705	2.393
relación 3ª marcha	$i_{3ª}$	1.743	1.747	1.376
relación 4ª marcha	$i_{4ª}$	1.284	1.291	1.000
relación 5ª marcha	$i_{5ª}$	1.000	1.000	0.829
relación 6ª marcha	$i_{6ª}$	0.769	0.827	-
relación MA	i_{MA}	4.098	4.098	4.094
coeficiente sincro 1ª	$k_{1ª}$	0.680		0.641
coeficiente sincro 2ª	$k_{2ª}$	0.975		0.640
coeficiente sincro 3ª	$k_{3ª}$	0.680		0.640
coeficiente sincro 4ª	$k_{4ª}$	0.680		0.374
coeficiente sincro 5ª	$k_{5ª}$	0.450		0.374
coeficiente sincro 6ª	$k_{6ª}$	0.450		-
coeficiente sincro MA	k_{MA}	0.450		0.374
relación de palanca inserción	r_{ins}	6.36		7.99
longitud caja de cambios	L	840,2 (2x4) 1273,8 (4x4)		612
Carrera mín. inserción	$c_{min.ins}$	50 mm correspondientes a las cajas de 6 marchas		
Carrera máx. inserción	$c_{max.ins}$	80 mm correspondientes a las cajas de 5 marchas		
Carrera mín. selección	$c_{min.sel}$	25 mm correspondientes a las cajas de 6 marchas		
Carrera máx. selección	$c_{max.sel}$	40 mm correspondientes a las cajas de 5 marchas		

tabla 5.1

El hecho de emplear un valor nominal para cada uno los parámetros (relación de marcha, velocidades de motor…) en contrapartida a un rango de valores para cada uno de ellos resulta preferible. Ello se debe a que la definición de las solicitaciones es preferible hacerla a partir del análisis de casos reales. El dimensionamiento del banco según solicitaciones basadas en rangos de valores, requiere del estudio de varias cajas para su definición. Así mismo los cálculos se vuelven tediosos y complejos puesto que en cada cálculo a realizar debe valorarse que extremo del rango escoger con el consiguiente peligro de la obtención de resultados alejados del caso real. Por otro lado debido al esfuerzo que supone el desarrollo de una caja de cambios resulta común que varios vehículos compartan un mismo tipo de caja de cambios y en consecuencia que no exista una excesiva variabilidad de cajas de cambio.

En la tabla 5.1 se muestran los parámetros característicos de vehículo, motor y caja de cambios. Básicamente los parámetros de vehículo, motor y los iniciales de caja de cambios (hasta los coeficientes k incluidos, los cuales establecen la relación entre el esfuerzo axial que recibe el sincro y el par que transmiten al secundario), son necesarios para el dimensionado del accionamiento del secundario. La longitud de la caja interviene en la adaptación del banco a la caja de cambios. Finalmente las carreras máximas y mínimas del secundario determinarán las solicitaciones del accionamiento de la palanca de cambios.

5.1 Accionamiento del secundario

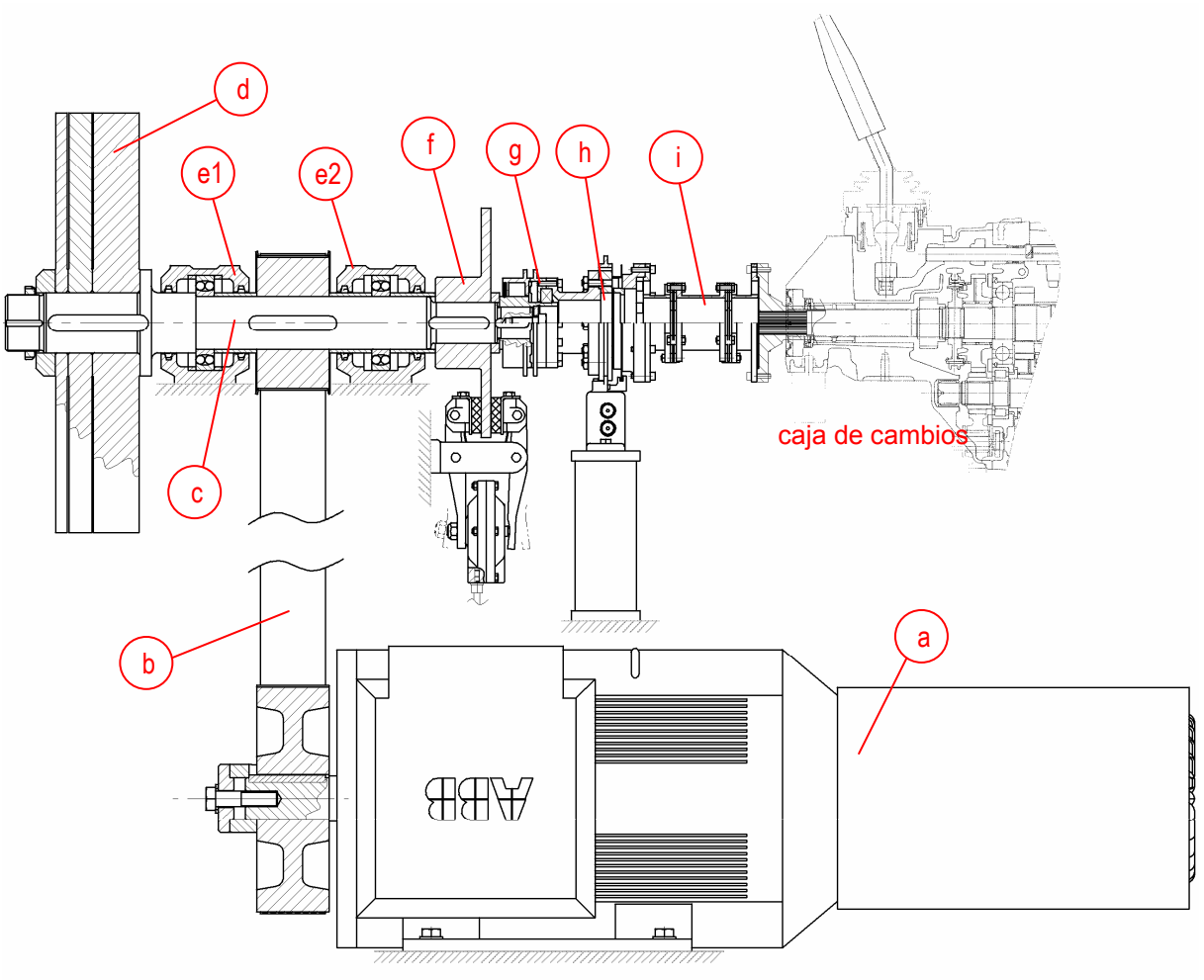


fig. 5.2

El accto. del secundario consta de los elementos siguientes (ver fig. 5.2):

a) Motor eléctrico: asíncrono de 4 polos, controlado mediante un variador de frecuencia y con ventilación independiente, adapta la velocidad de giro del accionamiento según lo establecido por la norma de ensayos.
b) Transmisión por correa: con una relación i = 0,6, transmite el par motor al árbol de accionamiento y permite una mayor velocidad angular máxima.
c) Árbol: transmite el par motor a la caja y sustenta los elementos del accto.
d) Sistema acumulador de energía: combinando los distintos tamaños de disco de inercia se pueden ajustar las condiciones de ensayo a la inercia mínima necesaria para cada ciclado, optimizando de esta forma el tiempo de ensayo.

e) Rodamientos oscilantes de bolas: constituyen el apoyo del árbol junto con los elementos sustentados y permiten también la deformación libre de éste.
f) Disco de freno y pinza neumática: retienen el accto. en los ensayos N → 1ª y actúan también en caso de necesidad de paro de emergencia.
g) Limitador de par: mecanismo de seguridad en caso de sobrecarga.
h) Captador de par y velocidad angular: consta de un grupo captador y antena y un grupo rueda fónica y captador, puede transmitir sin necesidad de contacto.
i) Acoplamiento elástico de láminas: transmite el par a la caja de cambios sin conferir rigidez al extremo del árbol.

5.1.1 Inercia mínima necesaria

Debido a la elevada inercia que presenta el vehículo en relación a la inercia de la caja de cambios (alrededor de 3 ordenes de magnitud si comparamos ambas reducidas al secundario), la velocidad en el secundario apenas se altera durante el cambio. Así pues el sistema de actuación del banco sobre el secundario debe mantener asimismo la velocidad constante durante el cambio. Para ello no solo debe tenerse en cuenta la propia irregularidad del sistema de actuación, sino también la de la caja de cambios durante la sincronización. Con objeto de determinar la inercia mínima necesaria para cada caja y en cada una de las diferentes condiciones de ensayo es necesario definir:

i. Velocidad de giro del eje secundario: Ésta depende de la pareja de marchas del ciclado a ensayar así como de las condiciones de ensayo.
ii. La regularidad en el giro del secundario: Debido a que la configuración básica del banco consta de un volante de inercia como elemento regularizador, ello equivale a definir la inercia necesaria para cada ciclado. Puesto que dentro de un mismo ciclado intervienen dos cambios, la inercia necesaria para un ciclado será la máxima de los dos cambios.

A continuación se describe el proceso para el ensayo de durabilidad de una caja de un todo-terreno con motor de ciclo Otto. En el resto de casos el proceso resulta análogo.

5.1.1.1 Velocidad de giro del secundario

Tal y como se menciona en el apartado 4.2.1, la velocidad de giro del eje secundario de la caja según las diferentes condiciones de ensayo viene determinada: bien por la velocidad del vehiculo, en el caso de la condición de baja carga o bien por la velocidad de giro del motor antes de desembragar, en caso de la condición de alta carga.

i. En el primer caso definiremos la relación entre la velocidad de giro del secundario y la velocidad del vehículo (fig. 5.3) según la ec. 1.

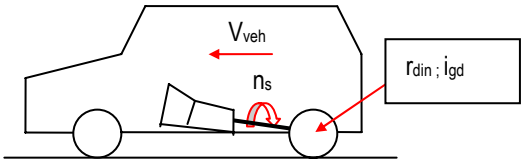


fig. 5.3

Velocidad del eje secundario: n_s [min^{-1}]

Velocidad del vehículo: V_{veh} [Km/h]

Relación del grupo diferencial: i_{gd} [-]

Radio dinámico de la rueda: r_{din} [mm]

$$n_s = i_{gd} \cdot \frac{1.000.000}{2 \cdot \pi \cdot r_{din} \cdot 60} \cdot V_{veh} \qquad \text{ec. 1}$$

ii. En el segundo caso la velocidad de giro del secundario (n_s) resultará de dividir la velocidad de giro del motor (n_{motor}) entre la mayor de las relaciones de transmisión de las dos marchas que intervienen en el cambio.

Así mismo en ambos casos puede establecerse la velocidad del eje primario de la caja de cambios al inicio y al final del cambio (en el momento en el que las marchas se encuentran engranadas) a través de las relaciones de transmisión de la caja. Es decir, que para cada condición de ensayo bien sea a partir de la velocidad de vehículo (V_{veh}), bien de la velocidad de giro del motor (n_{motor}), le corresponde una sola velocidad de giro del eje secundario (n_s) y dos velocidades del eje primario de la caja ($n_{p.i}$ y $n_{p.f}$).

En la tabla 5.2 encontramos las velocidades anteriormente descritas para las condiciones básica y de alta carga.

CAMBIO	Condición Básica				Condición Alta Carga			
	V_{veh} / n_m [km/h | min^{-1}]	n_s	$n_{p\,i}$	$n_{p\,f}$	n_m	n_s	$n_{p\,i}$	$n_{p\,f}$
1ª→2ª	40 km/h	1116	4875	2810	5600	1282	5600	3228
2ª→3ª	60 km/h	1674	4215	2918	5600	2224	5600	3876
3ª→4ª	80 km/h	2232	3891	2866	4760	2731	4760	3507
4ª→5ª	105 km/h	2930	3762	2930	4200	3271	4200	3271
5ª→6ª	110 km/h	3069	3069	2360	3640	3640	3640	2799
6ª→5ª	110 km/h	3069	2360	3069	3360	3360	2584	3360
5ª→4ª	100 km/h	2790	2790	3583	3920	3053	3053	3920
4ª→3ª	75 km/h	2093	2687	3647	4480	2570	3300	4480
3ª→2ª	55 km/h	1535	2675	3864	5040	2002	3489	5040
2ª→1ª	16 km/h	458	1153	2000	2000	458	1153	2000
N→1ª	800 min^{-1} *	0	800	0	---	---	---	---
1ª→MA	8 km/h	223	975	-915	---	---	---	---

* velocidad de giro del motor antes de desembragar

tabla 5.2

5.1.1.2 Regularidad de giro del secundario

Dejando de banda la irregularidad propia del sistema de actuación, la caja de cambios presenta una carga irregular en el secundario debido a los cambios de marcha que se realizan en cada ciclado. En general todos los cambios entre marchas se pueden completar en menos de 0,5 segundos, lo cual introduce rápidas variaciones de par sobre el eje secundario. Es por este motivo que resulta complejo diseñar un sistema que subsane estas variaciones de par tan rápidas para mantener la velocidad constante. Así pues se opta por un elemento pasivo, como es el volante de inercia, para mantener constante la velocidad en el secundario.

Con objeto de dimensionar el volante, debe calcularse la inercia mínima necesaria para cada uno de los cambios. Por ello previamente es necesario realizar un estudio de:

i. Influencia de la caja de cambios sobre el secundario: cuantificado mediante el trabajo transferido entre banco y caja de cambios.
ii. Grado de irregularidad admisible: cuantificado mediante el coeficiente de fluctuación

i. Influencia de la caja de cambios sobre el secundario

Del análisis sobre el funcionamiento de una caja de cambios realizado en los apartados 4.1.1 y 4.1.2 y de cara a la determinación de la irregularidad que induce la caja de cambios sobre el secundario se concluye:

a) Que la caja de cambios sincroniza el engranaje de la marcha seleccionada gracias al par que recibe o cede a través del secundario. Asimismo solo se transmite par si existe una diferencia de velocidades entre el engranaje de la marcha que se desea insertar y el desplazable.
b) Que dicho par es proporcional al esfuerzo axial del desplazable y por lo tanto proporcional al esfuerzo realizado sobre la palanca de cambios en la dirección de inserción de la marcha durante la sincronización.
c) Que todos los engranajes de la caja se encuentran permanentemente engranados. Ello implica que la variación, a través del sincro, de la velocidad del engranaje o desplazable de la marcha de inserción implica la variación de la velocidad de todos los elementos síncronos con el primario.

Así pues, según las consideraciones anteriores, resulta razonable considerar el comportamiento de la caja de cambios dentro del banco de ensayos como un sistema, donde el sincro acelera o frena la inercia de la caja recibiendo o cediendo la energía necesaria para ello del volante de inercia del banco. Este esquema se representa en la fig. 5.4.

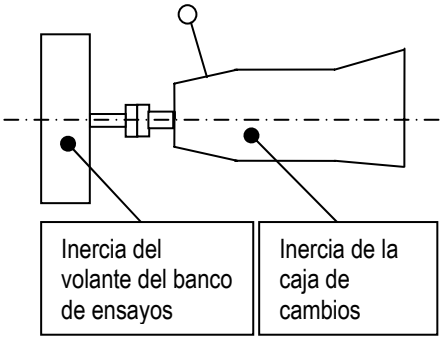


fig. 5.4

Esta simplificación del sistema permite abordar el análisis a través de un balance de energías. La caja de cambios presenta dos estados energéticos bien diferenciados (antes y después del cambio de marcha). Ambos estados son fácilmente caracterizables mediante:

a) La velocidad de giro del primario: Tal y como se ha visto en el apartado 4.1.1 las velocidades inicial y final viene determinadas por la velocidad del secundario.
b) La inercia de la caja de cambios reducida al primario: Es la suma de la inercia reducida al eje primario, de cada uno de los elementos síncronos a este (tal y como aparece en el apartado 4.1.1 también se incluye el disco de embrague).

La energía cinética de ambos estados se calcula mediante la ec. 2. La diferencia entre ambos resulta ser la energía que necesita recibir o ceder la caja de cambios para pasar de un estado a otro.

$$\left.\begin{aligned} E_{p.i} &= \frac{1}{2}\cdot I_p\cdot\left(n_i\cdot\frac{2\cdot\pi}{60}\right)^2 \quad [J] \\ E_{p.f} &= \frac{1}{2}\cdot I_p\cdot\left(n_f\cdot\frac{2\cdot\pi}{60}\right)^2 \quad [J] \end{aligned}\right\} \quad \Delta E_p = \left(E_{p.f} - E_{p.i}\right) \quad [J] \qquad \text{ec. 2}$$

Sin embargo y debido a que la transferencia de energía se realiza a través del contacto entre dos piezas que friccionan entre si (cono sincro del engranaje y anillo sincronizador), el trabajo necesario para sincronizar la caja a través del secundario no es igual a la diferencia de energías cinéticas. Así pues existe un rendimiento por parte del sincro, el cual no puede ser negligido. En la fig. 5.5 se describen los dos balances de energía en función de si se realiza una reducción (donde la caja recibe el trabajo del secundario) o un aumento (donde la caja cede energía al secundario). En ambos casos el trabajo transferido a la caja a través del secundario se caracteriza por *W* [J], la diferencia entre los dos estados energéticos de la caja por *ΔE* [J] y la energía disipada en forma de calor o desgaste por el sincro por *Q* [J].

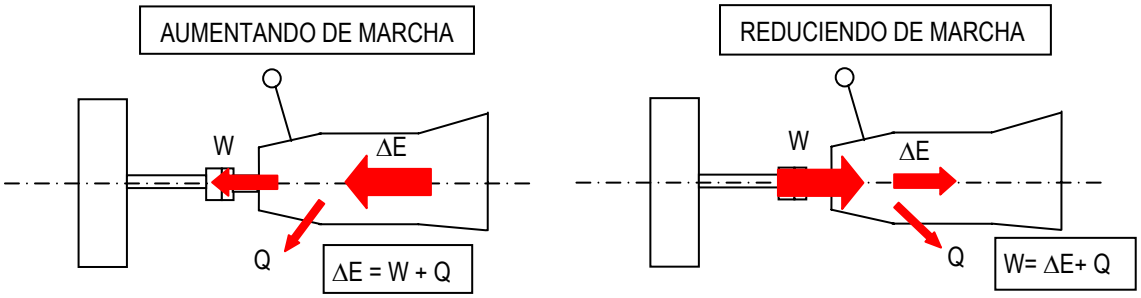


fig. 5.5

La expresión para el trabajo *W* (ec. 3) depende del incremento de energía cinética (ΔE) y el rendimiento del sincro (siendo $\eta<1$). En caso de aumentar de marcha el trabajo que recibe la inercia del banco es menor que la diferencia de energías. Contrariamente al caso anterior al reducir, la inercia del banco debe aportar mayor trabajo que la diferencia de energía cinética.

Aumentando de marcha	$W = \Delta E \cdot \eta$	[J]
Reduciendo de marcha	$W = \dfrac{\Delta E}{\eta}$	[J]

ec. 3

Antes de determinar el trabajo necesario para cada cambio, es preciso tener en cuenta que el sincro no solo debe salvar la diferencia de velocidades entre ambas inercias (de caja y banco), sino que la caja en si posee perdidas debido a la fricción de rodamientos y engranajes. Esta consideración tiene dos consecuencias

a) Debido a que el cambio se realiza de forma manual, existe un lapso de tiempo entre la extracción de la marcha de origen y el inicio de la sincronización de la marcha de destino. Ello provoca que durante este periodo el primario experimente una desaceleración. Así pues la velocidad del primario al inicio de la sincronización es menor que la inicial (ver fig. 5.6) y en consecuencia su energía cinética.

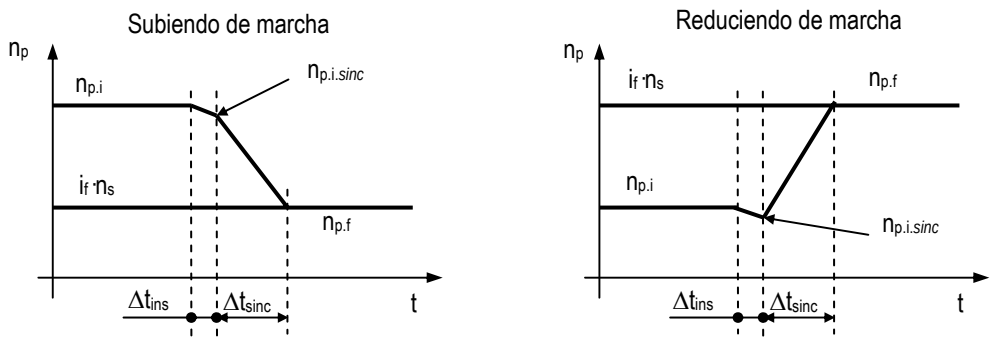


fig. 5.6

La desaceleración del primario depende del par de fricción de la caja así como de la inercia de la misma, ambos reducidos al primario. La ec. 4 muestra como se determina la nueva velocidad al inicio de la sincronización.

$$n_{p.i.sinc} = n_{p.i} - \frac{\Gamma_{fric}}{I_p}\Delta t_{ins}\frac{30}{\pi}$$

ec. 4

b) En el balance de energías durante la sincronización debe incluirse también el trabajo debido a la fricción de la caja. Dicha fricción se considerará en todos los casos (tanto aumentando como reduciendo) como un elemento resistivo que se opone al cambio de velocidad. Así pues aumentará en valor absoluto la energía aportada o cedida a la caja de cambios. El trabajo debido a la fricción se calcula integrando la potencia en función del tiempo. Debido a que el par resistivo es constante, ello equivale a integrar la velocidad del primario en función del tiempo (ver ec. 5).

$$W_{fric} = \int_{t_0}^{t_s} P_{fric}(t)\cdot dt = \left(\left(n_{p.f} + \frac{n_{p.i.sinc} - n_{p.f}}{2}\right)\cdot\frac{\pi}{30}\right)\cdot\Gamma_{fric}\cdot\Delta t_{sinc} \qquad \text{ec. 5}$$

La tabla 5.3 resume el cálculo del trabajo transferido a través del secundario (*W*) a partir de la diferencia de energías cinéticas y teniendo en cuenta: el rendimiento del sincro y la influencia del par de fricción sobre la velocidad inicial y el balance de energías.

	Rend. durante la sincronización (η)		Trabajo W [J]	
	η_1	η_2	Sig. (*)	Valor
Subiendo de marcha	$\frac{2\cdot n_{p.f}}{n_{p.i.sinc} + n_{p.f}}$		-	$\left(\lvert E_f - E_{i.sinc}\rvert + \lvert W_{fric}\rvert\right)\eta$
Reduciendo de marcha	$\frac{n_{p.i.sinc} + n_{p.f}}{2\cdot n_{p.f}}$		+	$\left(\frac{\lvert E_f - E_{i.sinc}\rvert + \lvert W_{fric}\rvert}{\eta}\right)$
Cambio 1ª⇨MA	$\frac{n_{p.i.sinc}}{2\cdot n_{p.f}}$	0,5	+	$\left(\frac{\lvert E_{i.sinc}\rvert + \lvert W_{fric.1}\rvert}{\eta_1} + \frac{\lvert E_f\rvert + \lvert W_{fric.2}\rvert}{\eta_2}\right)$
Cambio N⇨1ª	0		---	0

(*) W>0 si el trabajo lo cede el banco a través del secundario a la caja de cambios y W<0 si es el secundario del banco quien recibe el trabajo de la caja.

tabla 5.3

Tal y como se refleja en la tabla 5.3 el cambio 1ª⇨MA resulta atípico puesto que implica un cambio de sentido en el giro del primario. Es por ello que dentro de la misma etapa de sincronización se han distinguido dos fases en función del sentido de giro. Así pues tanto los

gradientes de energía cinética como el trabajo de fricción se referencian con respecto a la velocidad nula de primario. En este último caso los trabajos de ambas fases se calculan según la ec. 6.

$$W_{fric.1} = \left(\frac{n_{p.i.sinc}}{2} \cdot \frac{\pi}{30}\right) \cdot \Gamma_{fric} \cdot \frac{\Delta t_{sinc}}{0,5} \qquad W_{fric.2} = \left(-\frac{n_f}{2} \cdot \frac{\pi}{30}\right) \cdot \Gamma_{fric} \cdot \frac{\Delta t_{sinc}}{0,5} \qquad \text{ec. 6}$$

La tabla 5.4 y tabla 5.5 resumen los diferentes valores de velocidad, energía cinética, trabajo de fricción y rendimiento para el cálculo del trabajo transferido a través del secundario; para el actual ejemplo y según las dos condiciones de ensayo respectivamente. Previamente se estableced los siguientes parámetros comunes para todos los cambios:

- Par de fricción de la caja de cambios reducido al eje primario: Γ_{fric}=2 Nm
- Tiempo desde la extracción de la marcha de origen hasta el inicio de sincronización de la marcha de destino: Δt_{ins}=0,1 seg.
- Tiempo de sincronización: Δt_{sinc}=0,3 seg.

Cambio	$n_{p.i.sinc}$ [min^{-1}]	$n_{p.f}$	$E_{i.sinc}$ [J]	E_f [J]	W_{fric} [J]	η [–]	W [J] (*)
1ª→2ª	4729	2810	1602	566	-237	0,746	**-949**
2ª→3ª	4069	2918	1186	610	-220	0,835	**-665**
3ª→4ª	3744	2866	1005	589	-208	0,867	**-541**
4ª→5ª	3615	2930	937	615	-206	0,895	**-472**
5ª→6ª	2923	2360	612	399	-166	0,893	**-339**
6ª→5ª	2214	3069	351	675	166	0,861	**569**
5ª→4ª	2644	3583	501	920	196	0,869	**707**
4ª→3ª	2541	3647	463	953	194	0,848	**808**
3ª→2ª	2529	3864	458	1070	201	0,827	**982**
2ª→1ª	1007	2000	73	287	94	0,752	**410**
N→1ª	654	0	31	0	21	0	**-**
1ª→MA	829	-915	49	60	13 / 14	0,453 / 0,5	**286**

(*) W>0 si el trabajo lo cede el banco a través del secundario a la caja de cambios y W<0 si es el secundario del banco quien recibe el trabajo de la caja.

tabla 5.4 (Carga Básica)

Cambio	$n_{p.i.sinc}$ [min^{-1}]	$n_{p.f}$	$E_{i.sinc}$ [J]	E_f [J]	W_{fric} [J]	η [–]	W [J] (*)
1ª→2ª	5454	3228	2131	747	273	0.744	**-1232**
2ª→3ª	5454	3876	2131	1077	293	0.831	**-1120**
3ª→4ª	4614	3507	1525	881	255	0.864	**-777**
4ª→5ª	4054	3271	1177	767	230	0.893	**-572**
5ª→6ª	3494	2799	875	561	198	0.890	**-455**
6ª→5ª	2438	3360	426	809	182	0.863	**655**
5ª→4ª	2907	3920	605	1101	214	0.871	**815**
4ª→3ª	3154	4480	713	1438	240	0.852	**1133**
3ª→2ª	3343	5040	801	1820	263	0.832	**1543**
2ª→1ª	1007	2000	73	287	94	0.752	**410**

(*) W>0 si el trabajo lo cede el banco a través del secundario a la caja de cambios y W<0 si es el secundario del banco quien recibe el trabajo de la caja.

tabla 5.5 (Alta carga)

ii. Grado de irregularidad admisible

La regularidad de giro del secundario se cuantifica mediante el coeficiente de fluctuación (C_f). La ec. 7 expresa dicho coeficiente en función de la velocidad nominal (n_s) y la diferencia entre la velocidad máxima y mínima (Δn_s).

$$C_f = 2 \cdot \frac{\Delta n_s}{2 \cdot n_s + \Delta n_s}$$

ec. 7

Para ello se han empleado los siguientes criterios:

a) Por lo general los cambios que se realizan a velocidades bajas de secundario son mas sensibles a las variaciones de ésta puesto que, aunque la inercia del vehículo es la misma, la energía cinética es menor. Es por este motivo que el criterio para determinar el coeficiente de fluctuación en este caso se basará en la obtención de una buena repetibilidad entre los ensayos a realizar. Así pues se establece que la inercia en el secundario debe ser suficiente para que la discrepancia entre el trabajo transferido a velocidad constante (caso ideal) y a velocidad no constante (caso real) difieran como máximo en un 2% (área verde de la fig. 5.7).

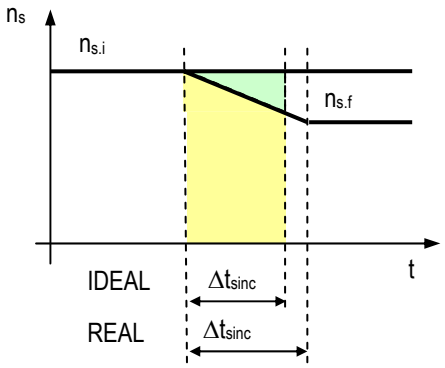


fig. 5.7

A este caso pertenece básicamente el ciclado que comprende los cambios 1ª⇨2ª y 2ª⇨1ª (ambos realizados generalmente a n_s<1300 min^{-1}). Si expresamos dicho criterio con el coeficiente de fluctuación, obtenemos según la ec. 8 que este es:

$$\left.\begin{array}{l} C_f = 2\cdot\dfrac{|n_{s.i} - n_{s.f}|}{n_{s.i} + n_{s.f}} \\ \dfrac{\Delta W}{W} = \dfrac{1}{2}\cdot\dfrac{n_{s.i} - n_{s.f}}{n_{s.i}} \end{array}\right\} C_f = \frac{2\cdot\dfrac{\Delta W}{W}}{1 + \dfrac{\Delta W}{W}} \Rightarrow \text{si } \frac{\Delta W}{W} = 2\% \Rightarrow C_f = 0{,}039 \qquad \text{ec. 8}$$

b) En el caso de los cambios realizados a mayor velocidad, la energía cinética para la misma inercia de vehículo es mayor y con ello disminuye la sensibilidad del secundario a las irregularidades. En este caso el cual comprende el resto de ciclados (realizados generalmente a n_s>1300 min^{-1}), se toma como coeficiente de fluctuación C_f = 0,010.

Los dos casos anteriores permiten establecer el coeficiente de fluctuación para cualquier cambio. A partir de éste es posible (según la ec. 9) calcular la velocidad máxima o mínima admisible, posterior a la irregularidad (en forma de trabajo) por parte de la caja de cambios.

$$C_f = 2\cdot\frac{|n_{s.i} - n_{s.f}|}{n_{s.i} + n_{s.f}} \quad \Rightarrow \quad n_{s.f} = n_{s.i}\cdot\left(\frac{2 - C_f}{2 + C_f}\right)^{\left(\frac{W}{|W|}\right)} \qquad \text{ec. 9}$$

5.1.1.3 <u>Calculo de la inercia mínima necesaria</u>

Con todos los parámetros definidos según lo expuesto en los apartados 5.1.1.1 y 5.1.1.2, la inercia mínima necesaria se define según la ec. 10.

$$I_{s.min} = 2\cdot\frac{W}{\left(n_{s.i}\cdot\dfrac{2\cdot\pi}{60}\right)^2 - \left(n_{s.f}\cdot\dfrac{2\cdot\pi}{60}\right)^2} \qquad \text{ec. 10}$$

La tabla 5.6 resume los valores de velocidad (n_{s_i} y n_{s_f}), trabajo (W) e inercia mínima ($I_{s.min}$) reducidos al secundario. De entre los dos valores de inercia de cada cambio pertenecientes a un mismo ciclo, se escoge el de inercia mayor. Asimismo éste con objeto de establecer valores de inercia discretos (I_s), se redondea al alza con una precisión de hasta 0,5 $Kg\cdot m^2$.

CAMBIO		Carga Básica					Alta Carga				
		$n_{s.i}$ [min^{-1}]	$n_{s.f}$ [min^{-1}]	W [J]	$I_{s.min}$ [$Kg \cdot m^2$]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	$n_{s.f}$ [min^{-1}]	W [J]	$I_{s.min}$ [$Kg \cdot m^2$]	I_s [$Kg \cdot m^2$]
1st	→2nd	1116	1161	-949	1,7	**5,0**	1282	1333	-1232	1,7	**5,0**
2nd	→1st	458	440	410	4,7		458	440	410	4,7	
	→3rd	1674	1691	-665	2,1	**4,0**	2224	2246	-1120	2,0	**4,0**
3rd	→2nd	1535	1519	982	3,8		2002	1982	1543	3,5	
	→4th	2232	2255	-541	1,0	**2,0**	2731	2758	-777	0,9	**2,0**
4th	→3rd	2093	2072	808	1,7		2570	2545	1133	1,6	
	→5th	2930	2959	-472	0,5	**1,0**	3271	3304	-572	0,5	**1,0**
5th	→4th	2790	2762	707	0,8		3053	3023	815	0,8	
	→6th	3069	3100	-339	0,3	**1,0**	3640	3677	-455	0,3	**1,0**
6th	→5th	3069	3039	569	0,6		3360	3327	655	0,5	

tabla 5.6

5.1.2 Condiciones de velocidad e inercia en el secundario

Las solicitaciones de los parámetros de velocidad e inercia en el secundario vienen determinados por la aplicación de las tres cajas tipo en los ensayos de durabilidad y prestaciones.

5.1.2.1 Solicitaciones para el ensayo de durabilidad

La tabla 5.7 resume los valores de velocidad e inercia necesaria en el caso de ensayar las cajas según los ensayos de durabilidad.

CAMBIO		Todo-terreno Otto				Todo-terreno Diesel		Camión Ligero	
		$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]
1st	→2nd	1116	**5,0**	1282	**5,0**	938	**5,5**	772	**7,0**
2nd	→1st	458		458		426		429	
	→3rd	1674	**4,0**	2224	**4,0**	1627	**5,0**	1504	**6,0**
3rd	→2nd	1535		2002		1331		1504	
	→4th	2232	**2,0**	2731	**2,0**	2141	**2,0**	2616	**1,5**
4th	→3rd	2093		2570		2061		2616	
	→5th	2930	**1,0**	3271	**1,0**	2556	**1,0**	3600	**0,5**
5th	→4th	2790		3053		2479		3600	
	→6th	3069	**1,0**	3640	**1,0**	2860	**0,5**	-	**-**
6th	→5th	3069		3360		2800		-	

tabla 5.7

5.1.2.2 Solicitaciones para el ensayo de prestaciones

En el caso de los ensayos de prestaciones los resultados para cada caja tipo son los expuestos en la tabla 5.8.

CAMBIO		Todo-terreno Otto		Todo-terreno Diesel		Camión Ligero	
		$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]	$n_{s.i}$ [min^{-1}]	I_s [$Kg \cdot m^2$]
1st	→2nd	916	**4.0**	639	**5.0**	643	**6.5**
2nd	→1st	1191		739		836	
	→3rd	1589	**4.0**	1109	**5.5**	1253	**6.0**
3rd	→2nd	1721		1145		1453	
	→4th	2295	**2.0**	1717	**2.0**	2180	**2.0**
4th	→3rd	2336		1549		2000	
	→5th	3115	**1.0**	2324	**1.5**	3000	**1.0**
5th	→4th	3000		2000		2412	
	→6th	4000	**1.0**	3000	**1.0**	-	**-**
6th	→5th	3901		2418		-	

tabla 5.8

5.1.3 Determinación del motor

El motor del accionamiento es dimensionado en base a dos requerimientos principales: vencer las resistencias pasivas de la caja para mantener el secundario a las velocidades especificadas para los ensayos de durabilidad y prestaciones y, además, guardar capacidad de aceleración suficiente para permitir optimizar la duración de los ciclados de durabilidad.

5.1.3.1 Estudio de las resistencias pasivas

Se distinguen principalmente dos orígenes para dichas resistencias:

a) Caja de cambios: un gran número de componentes de la caja intervienen en la característica del par resistente del secundario. La característica del par será función principalmente de la marcha insertada, la temperatura del aceite y la precarga de los rodamientos. La fig. 5.8. detalla un caso muy desfavorable de curva de par a 50 ºC elaborada en base a capturas reales. Dicha curva será utilizada para el diseño del motor.
b) Accionamiento: los diversos elementos del propio banco (rodamientos, freno, captador de par, etc.) añadirán una resistencia al movimiento. Se estima una resistencia constante con la velocidad que en el peor caso no superará los 3 Nm.

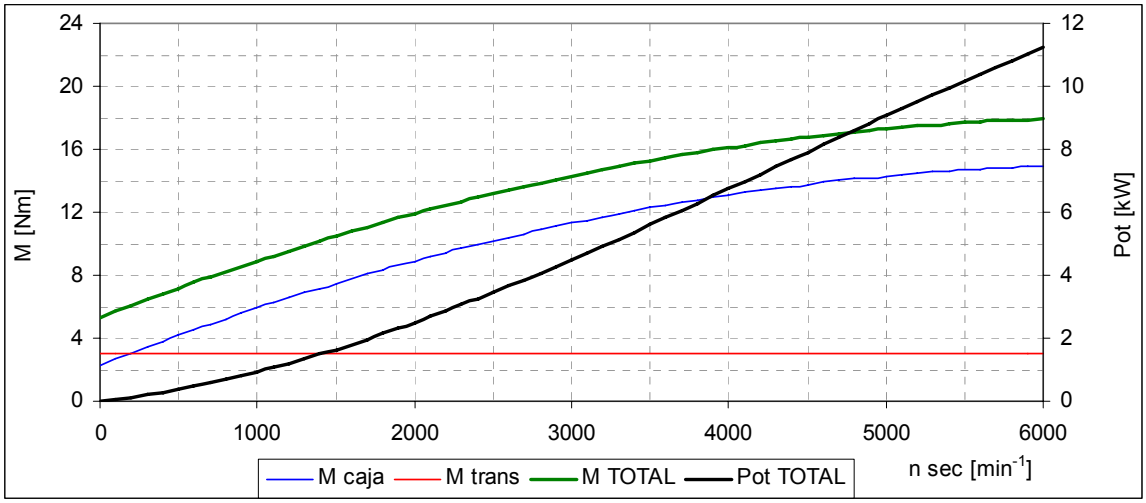


fig. 5.8

La potencia necesaria de motor se calcula mediante la ec. 11.

$$P_{motor} \geq \frac{M_{s_{resist}}(n_{s_{MAX}})\omega_{s_{MAX}}}{\eta_{transm}} \qquad \text{ec. 11}$$

En el apartado 5.1.2 se resumen las velocidades especificadas de ensayo para las cajas utilizadas como modelo. Se puede apreciar que en el peor de los casos se requieren 4000 min^{-1} (ensayo prestaciones). Permitiendo suficiente margen para que otros modelos de caja que superen dicha velocidad puedan también ser ensayados, se establece una velocidad máxima de ensayo de 5000 min^{-1}. A dicha velocidad y con un rendimiento aproximado de la transmisión de 0,95, la potencia necesaria del motor será de 9,54 kW. Dicha potencia resulta suficiente por tanto para mantener constante cualquier velocidad de giro especificada.

5.1.3.2 Selección del funcionamiento del motor

El motor eléctrico escogido es de tipo asíncrono trifásico. Es necesario un control preciso y continuo de la velocidad. Por lo tanto, ésta será regulada mediante un variador de frecuencia, que también será el encargado de que los transitorios, de elevada periodicidad en los ensayos de durabilidad, se realicen trabajando en el par nominal del motor. En el caso particular de las deceleraciones se hará trabajar al motor en la zona de frenado con recuperación, devolviendo energía a la red mediante el variador de frecuencia. De esta forma se puede evitar la disipación de una gran cantidad de energía en las durabilidades.

Los motores eléctricos de catálogo tienen habitualmente un límite mecánico de velocidad, 3600 min^{-1} en el caso concreto de ABB. Dado que el encargo de un motor especial aumentaría considerablemente el coste del banco, se decide utilizar un motor de catálogo

seguido de una relación de transmisión que aumente la velocidad máxima hasta 5000 min^{-1}. Para aprovechar al máximo la zona de potencia constante del grupo motor-variador, se escoge un motor de 4 polos con una relación de transmisión i = 0,6.

El control mediante el variador de frecuencia se deberá realizar con relación tensión-frecuencia constante con corrección para bajas velocidades, de forma que el par por debajo de la velocidad de sincronismo (n_S) sea siempre $\Gamma_{n<n_{sinc}} = \Gamma_N$. Es necesaria por tanto la ventilación independiente del motor. Para velocidades por encima de n_S, se deberá cumplir que $\Gamma_{n>n_{sinc}} / n = cte$, ya que de lo contrario se superaría la intensidad nominal del motor. En la fig. 5.9. se muestra un ejemplo (motor ABB de 30 kW) de curva de par motor resultante.

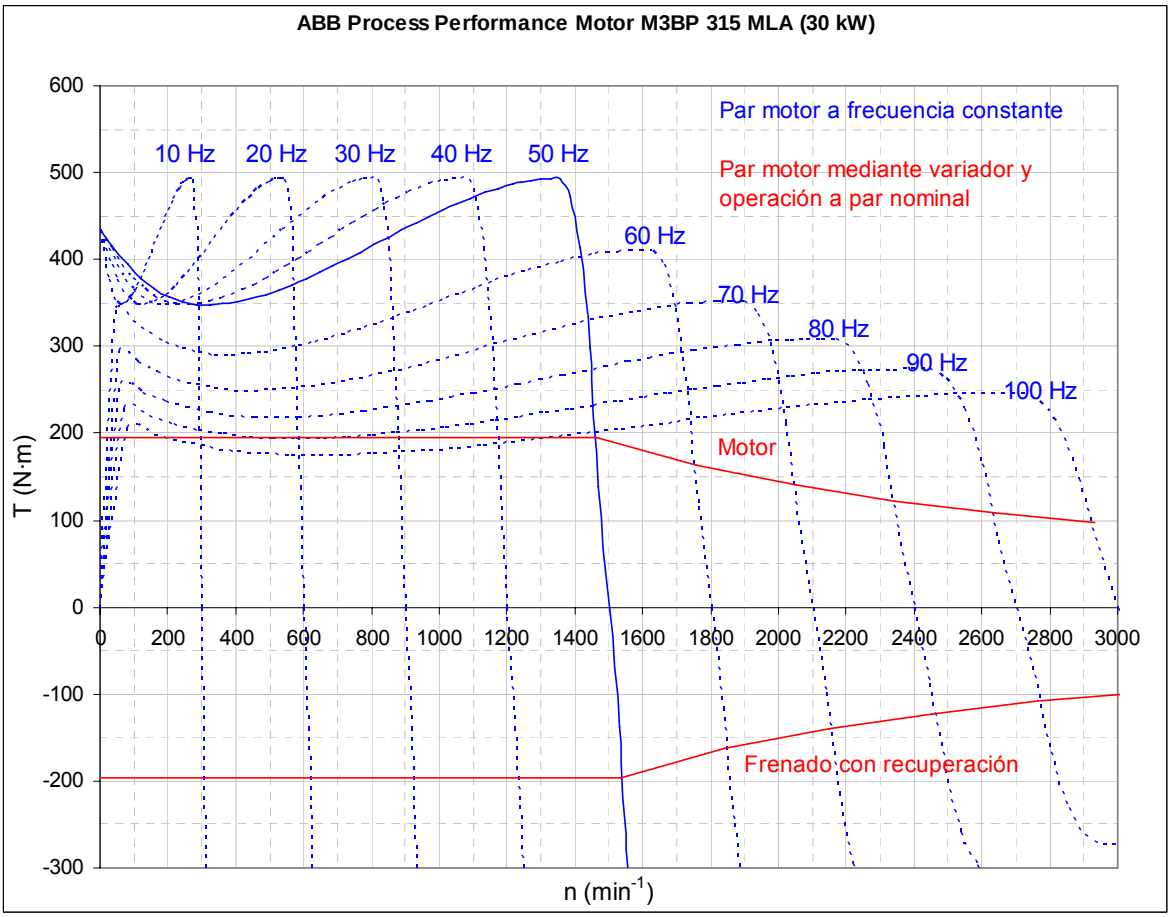


fig. 5.9

En base a la curva de par motor resultante del grupo motor variador y la relación de transmisión, puede calcularse el par motor disponible en el secundario mediante la ec. 12. Considerando además el rendimiento de la transmisión y las resistencias pasivas, se calcula el par disponible en el árbol secundario para aceleración y frenada mediante las ec. 13.

$$\Gamma_{motor}(n) = \begin{cases} \Gamma_N \Leftrightarrow n \le n_{sinc} \\ \dfrac{n_{sinc}}{n} \cdot \Gamma_N \Leftrightarrow n > n_{sinc} \end{cases} \Rightarrow \Gamma_{s_{motor}}(n_s) = \begin{cases} \Gamma_N \cdot i \Leftrightarrow \dfrac{n_s}{i} \le n_{sinc} \\ \dfrac{n_{sinc}}{n_s} \cdot \Gamma_N \cdot i^2 \Leftrightarrow \dfrac{n_s}{i} > n_{sinc} \end{cases} \qquad \text{ec. 12}$$

$$\Gamma_{s.acel}(n_s) = \eta_{transm} \cdot \Gamma_{s_{motor}}(n_s) - M_{s_{resist}}(n_s)$$

$$\Gamma_{s.fren}(n_s) = \frac{\Gamma_{s_{generador}}(n_s)}{\eta_{transm}} - M_{s_{resist}}(n_s) \qquad \text{ec. 13}$$

En la fig. 5.10 se muestran las curvas de par resultantes de las ecuaciones anteriores para motores desde 11 kW hasta 45 kW:

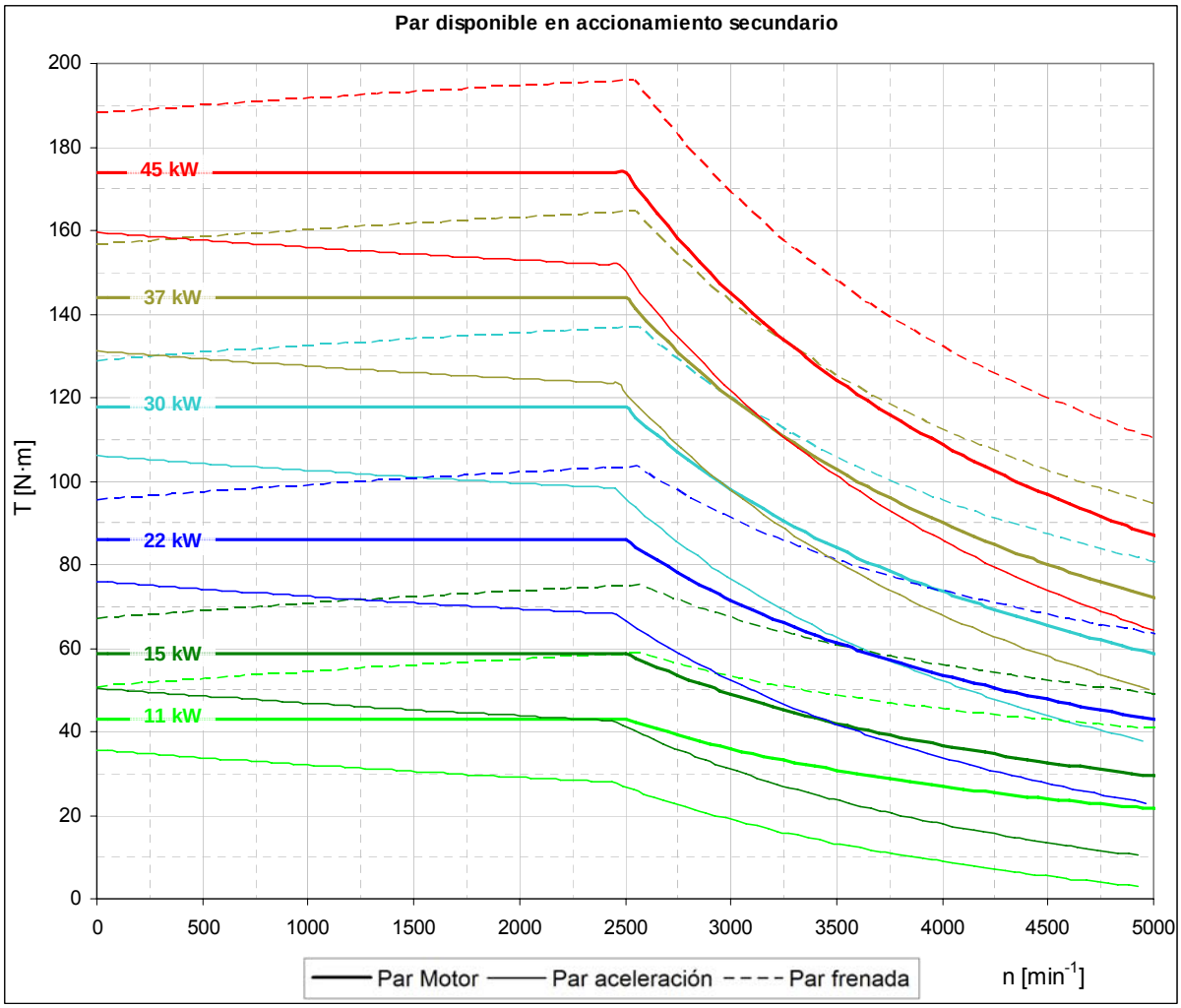


fig. 5.10

5.1.3.3 Estudio de la capacidad de aceleración

La variación de energía entre dos estados de velocidad de ensayo a lo largo de un ciclado de durabilidad puede ser calculada mediante la ec. 14, teniendo en cuenta únicamente la inercia del secundario (constante) y la velocidad de giro de éste.:

$$\Delta E_{s_{a\to b}} = \int_a^b I_s \cdot \omega \cdot d\omega = \frac{1}{2} \cdot I_s \cdot \Delta\omega_{s_{a\to b}}{}^2 \qquad \text{ec. 14}$$

La variación de energía del secundario también puede ser calculada en base al par motor aplicado, la velocidad de giro y el tiempo entre el instante inicial y final:

$$\Delta E_{s_{a\to b}} = \int_a^b \Gamma_{s.motor} \cdot \omega_s \cdot dt = \int_a^b \Gamma_{s.motor}(\omega) \cdot \omega_s(t) \cdot dt = \int_a^b \Gamma_{s.motor}(t) \cdot \omega_s(t) \cdot dt \qquad \text{ec. 15}$$

Sin embargo, tanto el par disponible en el secundario como la velocidad de giro de éste son dependientes del tiempo. Pese a que su expresión es, a priori, desconocida, los valores de par motor y par resistente en función de la velocidad sí que son conocidos. Se decide por tanto resolver la ec. 15 realizando una discretización de la curva conocida de par en lugar de analíticamente.

$$\Delta E_{s_{a\to b}} = \int_a^b \Gamma_{s.motor}(t) \cdot \omega_s(t) \cdot dt \cong \sum_{i=1}^{N} \left(\int_i^{i+1} \Gamma_{s.motor}(t) \cdot \omega_s(t) \cdot dt \right) = \sum_{i=1}^{N} \left(\Gamma_{s.motor}(t_i) \cdot \omega_s(t_i) \cdot \Delta t_{i\to i+1} \right) \qquad \text{ec. 16}$$

Combinando las ec. 14 y ec. 16 se consigue una expresión válida para calcular el tiempo transcurrido para variar la velocidad entre dos condiciones de ensayo:

$$\Delta t_{a\to b} = \sum_{i=1}^{N} \frac{\frac{1}{2} \cdot I_s \cdot \Delta\omega_{s_{i\to i+1}}{}^2}{\Gamma_{s.motor_i} \cdot \omega_{s_i}} \qquad \text{ec. 17}$$

Las curvas de par calculadas en la fig. 5.10 son discretizadas y, aplicando la ec. 17, se calcula el tiempo necesario para variar la velocidad entre dos condiciones de ensayo.

El cálculo del tiempo de aceleración se realiza para cada una de las cajas de cambio modelo combinando los siguientes factores:

a) Potencia de motor: desde la potencia mínima para vencer las resistencias pasivas, 9,54 kW (motor más cercano encontrado, 11 kW), hasta una potencia de 45 kW.
b) Inercia de secundario: se calculan dos posibilidades:

    i. Inercia fija: el banco consta de un volante de inercia fija, de valor igual a la mayor de las inercias necesarias calculadas en el apartado 5.1.2 (7 Kg·m^2).

ii. Inercia variable: tal y como se explica anteriormente, los ciclados de durabilidad se realizan agrupando por marchas contiguas. Entre grupos de marchas el funcionamiento del banco se detiene para ajustar los parámetros de funcionamiento, realizar inspección y/o substitución de elementos de la caja, etc. Por lo tanto, podría ser factible también aprovechar dichas detenciones para ajustar también la inercia del secundario al valor mínimo necesario mediante un sistema variable. De esta forma, se podría reducir la cantidad de energía a manipular a lo largo del ciclado, el tiempo de ensayo y el tamaño de motor necesario.

A modo de ejemplo se detallan a continuación los resultados obtenidos para la caja de todo-terreno asociada a motor Otto. En la tabla 5.9 se muestran los resultados obtenidos en un caso a inercia fija (i) y en la tabla 5.10 para el caso de una inercia variable (ii).

Todoterreno Otto. Inercia fija												
Carga	Ciclado	I_s [Kg·m^2]	$n_{s.a}$ [min^{-1}]	$n_{s.b}$ [min^{-1}]	$\Delta E_{s.a\rightarrow b}$ [kJ]	Caso	t transitorio [s]					
							11 kW	15 kW	22 kW	30 kW	37 kW	45 kW
Básica	1ª ↔ 2ª	7	458	1116	39,76	Acel.	14,71	10,14	6,59	4,67	3,76	3,08
						Fren.	9,03	6,91	4,92	3,67	3,03	2,53
	2ª ↔ 3ª	7	1535	1674	17,18	Acel.	3,39	2,27	1,45	1,02	0,81	0,66
						Fren.	1,83	1,41	1,02	0,76	0,63	0,53
	3ª ↔ 4ª	7	2093	2232	23,16	Acel.	3,60	2,37	1,49	1,03	0,83	0,67
						Fren.	1,77	1,38	1,00	0,75	0,63	0,52
	4ª ↔ 5ª	7	2790	2930	30,63	Acel.	4,16	3,32	1,75	1,30	0,96	0,80
						Fren.	1,85	1,43	1,10	0,81	0,70	0,58
	5ª ↔ 6ª	7	3069	3069	0,00	Acel.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
						Fren.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Alta	1ª ↔ 2ª	7	458	1282	55,04	Acel.	18,56	12,77	8,29	5,86	4,72	3,86
						Fren.	11,26	8,63	6,14	4,59	3,79	3,16
	2ª ↔ 3ª	7	2002	2224	36,07	Acel.	5,71	3,76	2,37	1,65	1,31	1,07
						Fren.	2,83	2,21	1,59	1,20	1,00	0,84
	3ª ↔ 4ª	7	2570	2731	32,69	Acel.	4,35	3,35	1,85	1,36	1,02	0,85
						Fren.	2,05	1,58	1,20	0,88	0,76	0,63
	4ª ↔ 5ª	7	3053	3271	52,93	Acel.	7,46	6,40	3,08	2,34	1,67	1,41
						Fren.	3,06	2,36	1,87	1,37	1,19	0,98
	5ª ↔ 6ª	7	3360	3640	75,23	Acel.	11,06	10,73	4,52	3,55	2,41	2,06
						Fren.	4,15	3,21	2,61	1,90	1,69	1,38
R	1ª ↔ R	7	223	223	0,00	Acel.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
						Fren.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

tabla 5.9

Todoterreno Otto. Inercia variable												
Carga	Ciclado	I_s [Kg·m^2]	$n_{s.a}$ [min^{-1}]	$n_{s.b}$ [min^{-1}]	$\Delta E_{s.a\rightarrow b}$ [kJ]	Caso	t transitorio [s]					
							11 kW	15 kW	22 kW	30 kW	37 kW	45 kW
Básica	1ª ↔ 2ª	5	458	1116	28,40	Acel.	10,50	7,24	4,71	3,34	2,69	2,20
						Fren.	6,45	4,94	3,51	2,62	2,16	1,81
	2ª ↔ 3ª	4	1535	1674	9,82	Acel.	1,94	1,30	0,83	0,58	0,46	0,38
						Fren.	1,04	0,81	0,58	0,44	0,36	0,30
	3ª ↔ 4ª	2	2093	2232	6,62	Acel.	1,03	0,68	0,42	0,30	0,24	0,19
						Fren.	0,51	0,39	0,29	0,22	0,18	0,15
	4ª ↔ 5ª	1	2790	2930	4,38	Acel.	0,59	0,47	0,25	0,19	0,14	0,11
						Fren.	0,26	0,20	0,16	0,12	0,10	0,08
	5ª ↔ 6ª	1	3069	3069	0,00	Acel.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
						Fren.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Alta	1ª ↔ 2ª	5	458	1282	39,31	Acel.	13,26	9,12	5,92	4,19	3,37	2,76
						Fren.	8,04	6,16	4,39	3,28	2,71	2,26
	2ª ↔ 3ª	3,5	2002	2224	18,03	Acel.	2,85	1,88	1,18	0,82	0,66	0,53
						Fren.	1,42	1,10	0,80	0,60	0,50	0,42
	3ª ↔ 4ª	2	2570	2731	9,34	Acel.	1,24	0,96	0,53	0,39	0,29	0,24
						Fren.	0,58	0,45	0,34	0,25	0,22	0,18
	4ª ↔ 5ª	1	3053	3271	7,56	Acel.	1,07	0,91	0,44	0,33	0,24	0,20
						Fren.	0,44	0,34	0,27	0,20	0,17	0,14
	5ª ↔ 6ª	0,5	3360	3640	5,37	Acel.	0,79	0,77	0,32	0,25	0,17	0,15
						Fren.	0,30	0,23	0,19	0,14	0,12	0,10
R	1ª ↔ R	7	223	223	0,00	Acel.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
						Fren.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

tabla 5.10

En la tabla 5.9 y tabla 5.10 se puede apreciar cómo el hecho de utilizar una inercia fija para todos los ciclados en lugar de utilizar el valor mínimo necesario repercute claramente en el tiempo de transitorio, especialmente para las marchas largas.

Para realizar el diseño del motor, sin embargo, no es el tiempo de transitorio el objetivo a reducir sino el tiempo total de ensayo. Debe considerarse que a lo largo de una durabilidad influyen también en el tiempo total otros factores que no son función del motor.

En la fig. 5.11. se puede apreciar que un ciclo consta de:

i) Tiempo de aceleración (t_{acel}): el accionamiento del secundario acelera hasta la velocidad especificada.

ii) Tiempo de estabilización (t_{estab}): se espera a que la velocidad del accionamiento del secundario acabe de estabilizarse una vez alcanzado el valor objetivo. Se establece t_{estab} = 0,5s.

iii) Tiempo de cambio (t_{cambio}): el accionamiento de la palanca cambia de velocidad y se produce la sincronización. Se estima $t_{cambio} \approx$ 0,5s.

iv) Tiempo de frenado (t_{fren}): el accionamiento del secundario frena hasta la velocidad especificada.

Los ciclos se repiten hasta alcanzar el valor objetivo. En el caso de que el número de ciclos objetivo sea diferente para las dos marchas, en el momento en que se finalice el ensayo de la marcha con menor número de ciclos se deberá detener el ensayo. El sincro que ha acabado el ensayo se substituirá por otro provisional y se proseguirá con el ensayo a la velocidad establecida para la marcha pendiente de finalizar el ensayo, en esta ocasión de forma constante. Se repetirá la substitución del sincro provisional las veces que sean necesarias. Aproximadamente, t_{subst} = 1día.

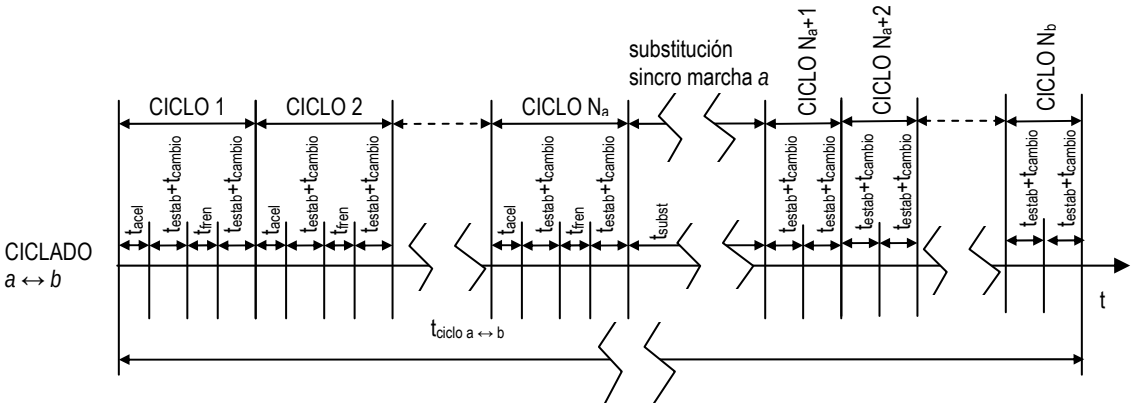


fig. 5.11

El tiempo total del ciclado entre dos marchas contiguas será:

$$t_{ciclo(a\leftrightarrow b)} = \left(t_{acel} + t_{fren} + 2\cdot t_{cambio} + 2\cdot t_{estab}\right)\cdot Min\{N_a, N_b\} + \\ + \left(2\cdot t_{cambio} + 2\cdot t_{estab}\right)\cdot\left(Max\{N_a, N_b\} - Min\{N_a, N_b\}\right) + N_{subst}\cdot t_{subst} \qquad \text{ec. 18}$$

En la tabla 5.11 se resumen los resultados obtenidos para las tres cajas modelo, potencias de motor entre 11 y 45 kW e inercia fija y variable.

Motor (kW)	tiempo total de ensayo [días]					
	Todoterreno Otto		Todoterreno Diesel		Camión Ligero	
	Inercia		Inercia		Inercia	
	Fija	Variable	Fija	Variable	Fija	Variable
11	99,6	59,7	49,8	37,2	23,0	23,0
15	83,1	51,9	41,4	32,2	21,7	21,7
22	63,8	44,9	34,1	28,1	20,6	20,6
30	55,1	41,2	30,2	25,8	20,0	20,0
37	50,3	39,4	28,2	24,7	19,7	19,7
45	47,1	38,0	26,8	23,9	19,4	19,4

tabla 5.11

Tal y como se puede apreciar en la tabla 5.11, al considerar todos los factores que intervienen en el tiempo total de ensayo la aportación de la potencia del motor queda algo mitigada. Sin embargo, la mejora en tiempo de ensayo aportada por el sistema de inercia variable sigue siendo muy elevada. En el caso del camión ligero, no aporta mejora debido a que todos los ciclados de ensayo son a velocidad constante exceptuando el 1 ↔ 2 que, pese a requerir variación de velocidad, utiliza el valor de inercia máxima. Esta elevada inercia perjudica notablemente el tiempo de ensayo de los otros modelos de caja. Por ejemplo en el caso más desfavorable, la caja de todo-terreno y motor Otto, con el sistema de inercia fija se requiere un motor de 45 kW para conseguir igualar el tiempo que se obtendría con un motor de 15 kW asociado al sistema de inercia variable.

Teniendo en cuenta los - cada vez más - cortos plazos de tiempo disponibles para desarrollo en el sector de la automoción y la importancia que por tanto adquiere el tiempo de ocupación del banco, es necesario reducir en la medida de lo posible los tiempos de ensayo. Se decide en consecuencia considerar el diseño de un sistema de inercia variable.

En lo que al tamaño de motor respecta, cuando son necesarios cambios de velocidad frecuentes, pasar de un motor al inmediatamente superior supone mejoras de más de un 10% (caso de inercia variable) hasta alcanzar los 30 kW. Dicha diferencia supone reducciones de entre 5 a 8 días según la caja a ensayar. Los ensayos se reducen así de una a dos semanas cada vez que se pasa a la potencia superior. A partir de los 30 kW, la mejora se reduce en torno a algo más del 4%, menos de 2 días de reducción de tiempo de ensayo. La fig. 5.12 ilustra las mencionadas mejoras.

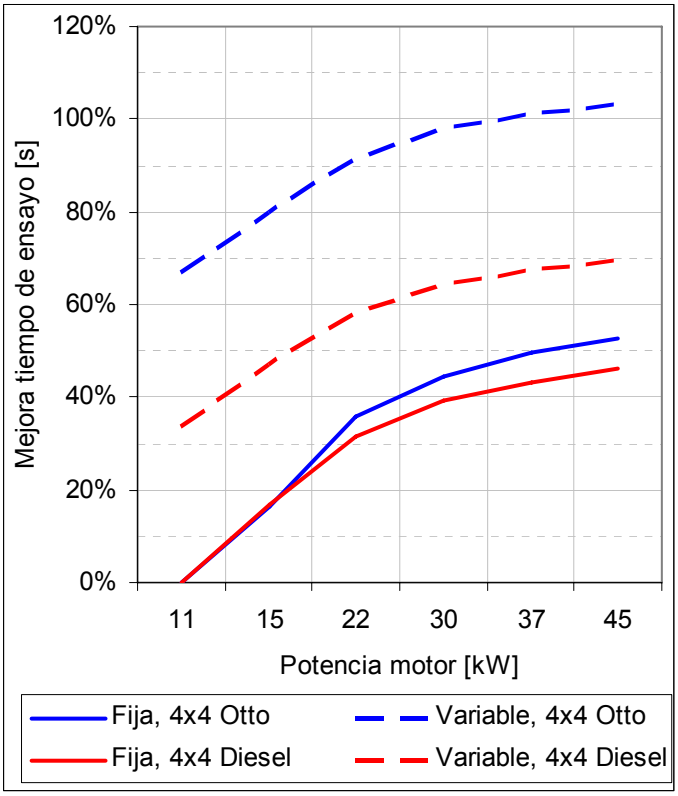


fig. 5.12

El motor de 30 kW M3AP 200 MLB [ABB®, 2005, Low voltage process performance motors] es juzgado como la opción más interesante, ya que reduce notablemente (más de un 8%) los tiempos de ensayo respecto al motor inmediatamente inferior (22 kW). Adicionalmente, pasar al motor inmediatamente superior (37 kW) no consigue una reducción sensible del tiempo de ensayo, no llegando ni tan sólo a los 2 días de mejora.

Respecto al factor de servicio del motor, en los ensayos de prestaciones éste trabajará en continuo a potencias muy por debajo de la nominal (inferiores a 10 kW, tal y como se ha explicado anteriormente). En las durabilidades, el motor operará intermitentemente a par nominal. Este factor de servicio permitiría que el motor trabajara ligeramente por encima de su par nominal. Sin embargo, debe considerarse que los ciclados del motor y, por tanto, la sobrecarga admisible, serán diferentes en función de las marchas a ciclar, la condición de ensayo aplicada y las características de la caja ensayada. Por lo tanto, siempre que hubiera que cambiar de ciclado en un mismo ensayo o bien iniciar un nuevo ensayo, se requeriría una persona experta en el funcionamiento del variador de frecuencia para modificar el grado de sobrecarga. Teniendo en cuenta que se construye una única unidad del banco de ensayos y que es inviable destinar un técnico a cambiar continuamente los parámetros del variador, se decide que es preferible desaprovechar ligeramente las prestaciones del motor y trabajar siempre a par nominal.

5.1.4 Sistema de inercia variable

Del apartado 5.1.3 se concluye que la opción idónea para la movimentación del secundario, es la de implementar un motor asíncrono de 30 kW con una reducción de i=0,6 y un sistema de inercia variable. Éste último deberá permitir adecuar la inercia del secundario a las solicitaciones del ensayo de durabilidad, según lo referido en el apartado 5.1.2, permitiendo reducir a su vez el tiempo de ciclado a unos valores razonables.

El sistema de inercia variable se ha diseñado con objeto de obtener el mismo escalonado aplicado en el redondeo del apartado 5.1.2. Así pues, éste contempla valores entre 0 y 7 $Kg \cdot m^2$ con saltos de 0,5 $Kg \cdot m^2$. Ello se logra combinando tres volantes de entre un total de cuatro de inercia creciente: 0,5, 1, 2 y 4 $Kg \cdot m^2$. Por otro lado, cabe señalar que tras el dimensionado del resto del accto., los distintos componentes aportan una inercia adicional de 0,33 $Kg \cdot m^2$, la cual puede tenerse en cuenta para una mayor optimización del ciclado.

Como se ha podido apreciar en la fig. 5.2, los volantes se encuentran en voladizo. Se considera ésta la opción más idónea, puesto que permite montar las distintas combinaciones de inercia de forma sencilla y rápida. Sin embargo esta configuración, aunque óptima para el

acoplamiento de distintos volantes macizos, resulta menos favorable para el árbol del secundario. El hecho de que la mayor de las cargas se encuentre en voladizo y no entre rodamientos, hace que vaya en detrimento de la velocidad crítica.

5.1.4.1 Velocidad crítica

Una de las prioridades en el dimensionado del sistema inercial ha sido la de lograr una primera velocidad crítica lo suficientemente alejada de la máxima de funcionamiento del banco de modo que garantice la integridad del mismo. Según Riba y Hütte (2000, p.38-39 y 1964, Tomo I p. 542, respectivamente) las diferentes velocidades críticas de un rotor coinciden con las frecuencias de resonancia debido a las vibraciones laterales del mismo. Existen pues múltiples modos de vibración con frecuencias propias crecientes que dan a su vez velocidades críticas crecientes. Sin embargo con el fin de evitar efectos de inestabilidad en el sistema inercial se determina la primera velocidad crítica del árbol con el fin que el banco trabaje siempre por debajo de ésta.

Así pues la primera velocidad crítica (n_c) de un rotor coincide con la frecuencia de resonancia de las vibraciones laterales del mismo considerado como una viga sometida a flexión. Si se considera un modelo de rotor simplificado sin masa pero flexible (según un valor de rigidez K) y con una masa puntual (m), se obtiene que la velocidad crítica es $n_c = 60 \cdot \sqrt{K/m}$ o expresado según la deformada del eje (δ) $n_c = 60 \cdot \sqrt{g/\delta}$. Así pues minimizar la velocidad crítica del sistema inercial resulta análogo a minimizar la deformada del árbol bajo la carga de los volantes de inercia. Para optimizar el diseño en esta dirección se ha puesto especial atención en:

i) La disposición de las cargas y los apoyos: La disposición de los volantes obliga a que éstos se encuentren en voladizo lo cual desfavorece la flecha del árbol. Para minimizar su efecto se diseñan los volantes esbeltos para minimizar el tramo en voladizo. Asimismo se dispone la polea conducida entre rodamientos para que los esfuerzos de la correa (debidos al par generado por el elemento motriz) enderecen el árbol y no vayan en detrimento de la flecha del mismo.
ii) Diámetro del árbol: Un mayor diámetro de árbol conferirá mayor rigidez a flexión al mismo y por lo tanto una menor flecha. Sin embargo debe tenerse en cuenta que existen limitaciones debido principalmente al tamaño de los componentes. Los más determinantes son los rodamientos, puesto que la velocidad máxima de giro es menor para aquellos rodamientos de mayor diámetro interior. En este caso los

rodamientos seleccionados cumplen con la especificación del banco en cuanto a velocidad máxima permitiendo una sección máxima al diámetro del árbol.

El cálculo de la primera velocidad crítica del árbol para cada uno de los estados de carga (en función de la combinación de volantes de inercia) se detalla en el anexo A. De este se obtiene que la velocidad crítica del árbol para el caso mas desfavorable (I_s=7 Kg·m^2) es de $n_{s.c}$ = 7004 min^{-1}. En general se recomienda que la velocidad de funcionamiento sea un 20% inferior a la crítica [Riba Romeva, 2000, p.40]. Así pues para el caso de máxima carga (I_s=7 Kg·m^2) el sistema inercial no puede exceder de $n_{s.c}$·0,8 = 5603 min^{-1}. Debido a que como prestaciones máximas del banco se solicita una velocidad máxima de giro del secundario de 5000 min^{-1}, el sistema inercial cumple (a plena carga) con la especificación y puede considerarse como apto.

La consideración anterior, resultaría suficiente en el caso de poder equilibrar el rotor para una velocidad y condición de carga únicos. Ello se debe a que a plena carga el sistema inercial se comporta como rotor flexible [Riba Romeva, 2000, p.42-43], puesto que la velocidad máxima de funcionamiento supera el 50% de la velocidad crítica (5000 min^{-1}>3502 min^{-1}). El hecho de considerar el rotor como flexible implica que las deformaciones laterales no pueden ser ignoradas y el equilibrado sobre dos planos sólo es válido para una determinada velocidad. Por otro lado el equilibrado se acostumbra a hacer “in situ” y de todo el conjunto. Sin embargo en el caso del sistema inercial ambas consideraciones resultan inviables puesto que el banco trabaja a una velocidad comprendida dentro de un rango de 0 y 5000 min^{-1} y, al ser un sistema de inercia variable, las condiciones de carga son asimismo variables. Con todo ello es necesario hacer trabajar el sistema inercial por debajo del 50% de la velocidad crítica, comportándose en este caso como rotor rígido. En este caso los métodos de equilibrado de los componentes (tanto estática como dinámicamente), resultan válidos para la aplicación.

La tabla 5.12 establece las velocidades críticas ($n_{s.c}$) para cada uno de los estados de carga en función de la inercia de los volantes (I_s), así como el valor de velocidad para que el sistema inercial se comporte como rotor rígido (0,5·n_c) y la velocidad máxima a la cual se limita el banco ($n_{s.max}$; véase apartado 5.1.4.2).

La fig. 5.13 muestra en el eje de ordenadas la velocidad del secundario y en el de abscisas la inercia de los volantes (I_s), la cual determina cada uno de los estados de carga del árbol. En ésta se grafica la evolución en función de I_s del 50% de la velocidad crítica (0,5·$n_{s.c}$) y la velocidad máxima a la cual se limita el banco ($n_{s.max}$; véase apartado 5.1.4.2). Así mismo se

representan todas las condiciones determinadas para los ensayos de durabilidad de sincros de las tres cajas modelo. Como se aprecia en la figura la velocidad máxima $n_{s.max}$ se encuentra por debajo del 50% de la velocidad crítica y por encima de la velocidad solicitada para cada uno de los ensayos.

I_s [Kg·m^2]	$n_{s.c}$ [min^{-1}]	$0{,}5 \cdot n_{s.c}$ [min^{-1}]	$n_{s.max}$ [min^{-1}]
7,0	7004	3502	3000
6,5	7254	3627	3000
6,0	7942	3971	3000
5,5	8198	4099	3000
5,0	8973	4487	3000
4,5	9283	4641	4000
4,0	10055	5028	4000
3,5	10186	5093	4000
3,0	10793	5397	4000
2,5	10949	5475	5000
2,0	11123	5561	5000
1,5	11064	5532	5000
1,0	10778	5389	5000
0,5	10613	5307	5000
0,0	10299	5150	5000

tabla 5.12

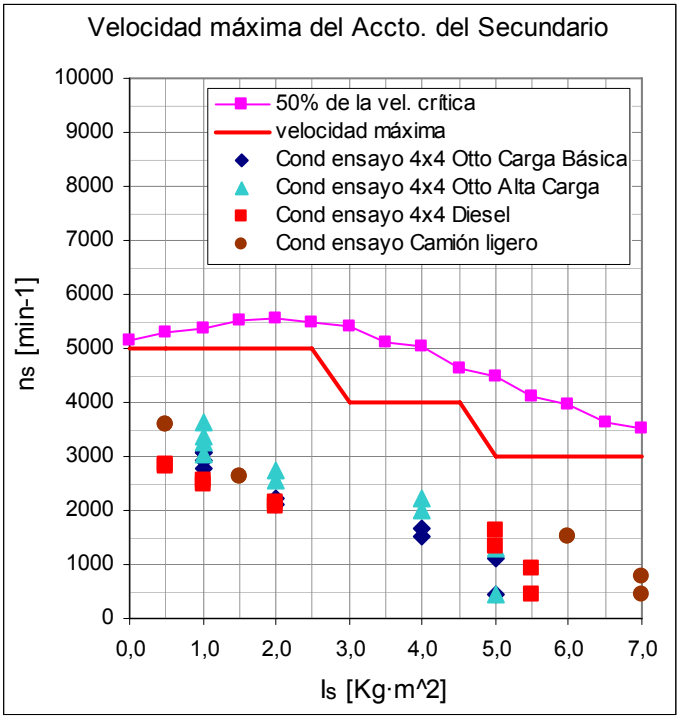


fig. 5.13

5.1.4.2 Limitación de velocidad

Tal y como se puede deducir de la fig. 5.13, limitando la velocidad admisible del banco únicamente en base al caso más desfavorable (inercia máxima) se conservaría un buen grado de seguridad pero no se explotarían al máximo las posibilidades del banco, suponiendo esto una merma en la capacidad de ensayo a altas velocidades y bajas inercias. Por lo tanto, se decide realizar una limitación de velocidad variable con la inercia (curva roja de la fig. 5.13), haciéndose la limitación más restrictiva conforme aumenta la inercia.

Para poder aplicar esta limitación, sin embargo, debe eliminarse cualquier posibilidad de error, ya que las consecuencias de éste podrían repercutir en el buen funcionamiento del banco. Por lo tanto se diseña un sistema que, conectado al gobierno electrónico, informa a éste de la situación de inercia a la que ha sido preparado el banco.

En la fig. 5.14, junto con la tabla 5.13 y tabla 5.14, se resume el funcionamiento del sistema que, mediante dos captadores inductivos, determina la limitación de velocidad a aplicar. Es importante para su correcto funcionamiento que los discos se monten en orden de inercia

descendente. Para asegurarse de que esto sea así, cada disco incorpora un mecanismo anti-error que asegura que después de él no se pueda montar un disco de mayor inercia.

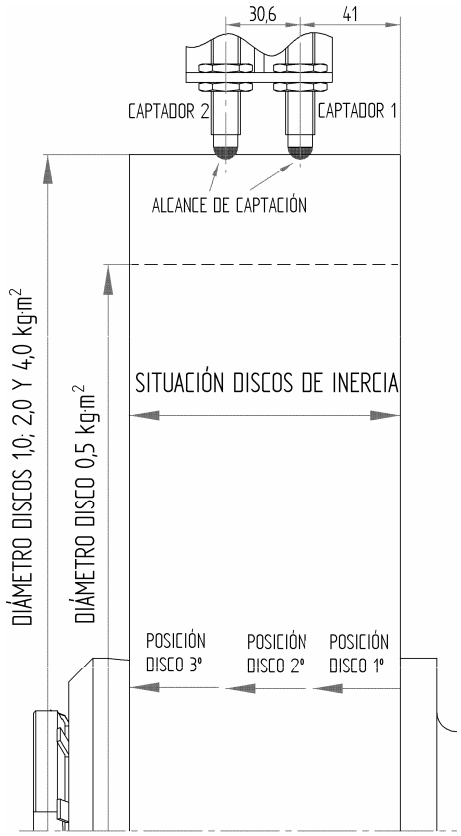


fig. 5.14

Disco [Kg·m^2]	0,5	1,0	2,0	4,0
Ø [mm]	460	550	550	550
ancho [mm]	17	17	32	62

tabla 5.13

I_s [Kg·m^2]	Discos inercia a montar [Kg·m^2]			Lectura captador		$n_{s.max}$ [min^{-1}]
	1º	2º	3º	1	2	
7,0	4,0	2,0	1,0	SI	SI	3000
6,5	4,0	2,0	0,5	SI	SI	3000
6,0	4,0	2,0	-	SI	SI	3000
5,5	4,0	1,0	0,5	SI	SI	3000
5,0	4,0	1,0	-	SI	SI	3000
4,5	4,0	0,5	-	SI	NO	4000
4,0	4,0	-	-	SI	NO	4000
3,5	2,0	1,0	0,5	SI	NO	4000
3,0	2,0	1,0	-	SI	NO	4000
2,5	2,0	0,5		NO	NO	5000
2,0	2,0	-	-	NO	NO	5000
1,5	1,0	0,5	-	NO	NO	5000
1,0	1,0	-	-	NO	NO	5000
0,5	0,5	-	-	NO	NO	5000
0,0	-	-	-	NO	NO	5000

tabla 5.14

5.2 Accionamiento del primario

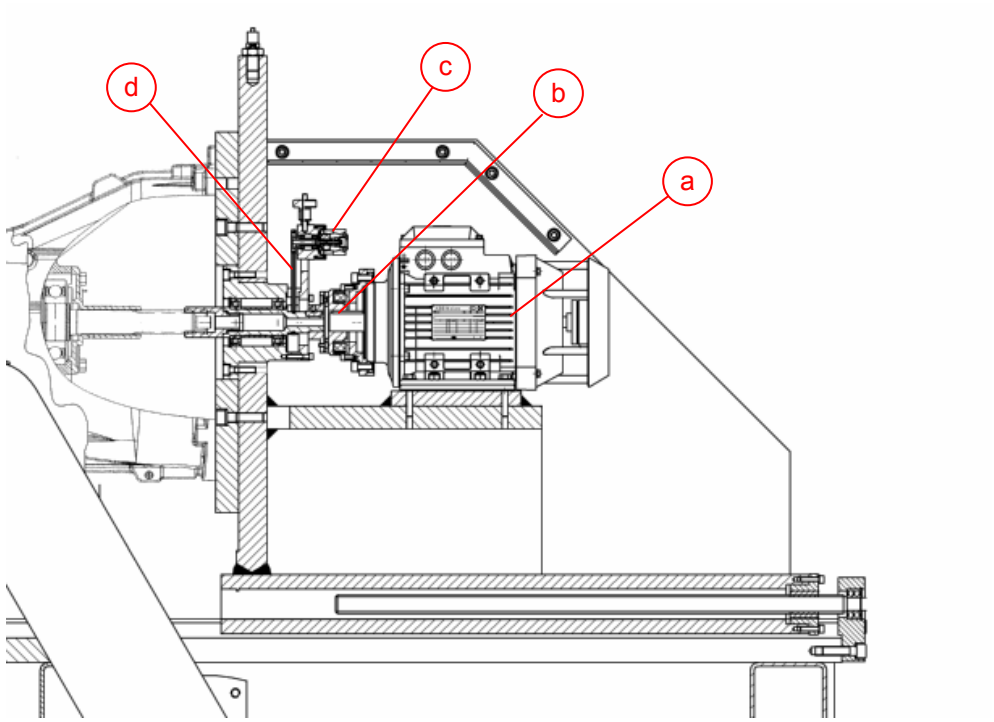


fig. 5.15

El accionamiento del primario (fig. 5.15) tiene dos objetivos:

i. Acelerar el árbol primario a la velocidad de ralentí para los ensayos de N → 1ª.
ii. Captar la velocidad angular del primario en los instantes de sincronización.

Adicionalmente, no se puede modificar en exceso la inercia del primario ya que ésta influye directamente sobre el resultado del ensayo.

El motor eléctrico (pos. a) es el encargado de acelerar el primario a la velocidad de ralentí en los instantes previos a la sincronización. El embrague electromagnético (pos. b) debe desacoplar el motor del primario en el instante previo a la inserción de marcha, de forma que la inercia y el par residual del motor no puedan influir en el resultado del ensayo. Respecto a la medición de la velocidad angular, ésta es captada mediante una dinamo-tacométrica (pos. c) unida mediante una transmisión de correa (pos. d). Ésta se encuentra continuamente acoplada, ya que es en los instantes de sincronización cuando debe realizar la medición.

Con el motor desacoplado la inercia total añadida al primario es de tan sólo $2{,}74 \cdot 10^{-4}$ Kg·m^2, un valor que supone, según modelo de caja, entre un 1,6 y un 2,1% de la inercia total.

5.2.1 Motor

El motor del accionamiento del primario deberá vencer las resistencias pasivas de la caja a cualquiera de las velocidades de ensayo. Éstas serán fijadas en función del ralentí del motor caliente, que oscilarán generalmente según modelos entre 700 y 1100 min^{-1}. El ensayo se realizará a temperaturas de aceite entre 50 y 80 ºC. El motor deberá ser capaz de arrancar con la caja en frío, siendo la temperatura ambiente del laboratorio de alrededor de 20 ºC.

Se escoge un motor asíncrono de 8 polos asociado a un variador de frecuencia (el mismo que controla el secundario), aprovechando de esta forma la zona de potencia constante (entre 750 y 1500 min^{-1}) sin necesidad además de instalar ventilación independiente. La fig. 5.16 muestra una característica de par resistente de primario bastante elevado. Siendo el caso más desfavorable el de arranque (20 ºC), la potencia necesaria se calcula según la ec. 19.

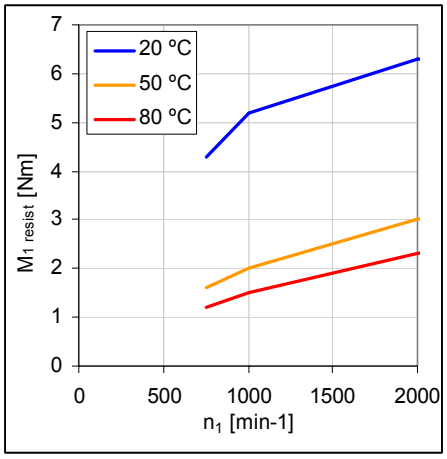


fig. 5.16

$$P_{motor} \geq \frac{M_{Presist}(n_{PMAX})\omega_{PMAX}}{\eta_{transm}} \qquad \text{ec. 19}$$

Dado que no hay transmisión, η = 1. Resulta que $P_{motor} \geq 0{,}612$ kW. Se selecciona el motor directamente superior, M2QA 100 M8A [ABB®, 2003, General purpose motors], de 0,75 kW.

5.2.2 Embrague

Se escoge un embrague monodisco en seco con accionamiento electromagnético. Por su reducida inercia y su fácil instalación, se escoge la serie SEE de Eide [EIDE®, 2005, Embragues electromagnéticos SEE]. El embrague debe tener capacidad suficiente para poder transmitir el par nominal del motor, 10,2 Nm, al primario, evitando así que en los transitorios del motor pueda producirse patinamiento. Se selecciona por tanto el embrague de tamaño 1,5, con un par máximo transmisible de 15 Nm.

$$\Gamma_{1motor} - M_{1resist} = \frac{I_1 \cdot \omega_1}{t_{acel} - t_{embrague}} \qquad \text{ec. 20} \qquad\qquad P_{embrague} = (1 - \eta_{embrague})\frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_1^{\,2} \cdot N \qquad \text{ec. 21}$$

Mediante la ec. 20 se calcula el tiempo necesario para acelerar el primario desde parado. Es necesario para ello conocer el tiempo de conexión del embrague, según el fabricante de 0,1 s. La ec. 21 sirve para calcular la potencia disipada por el embrague en operación continua, siendo N la cadencia de operaciones (ciclos/min). El rendimiento de un embrague al acelerar desde parado es, igual que sucede con los sincros , igual a 0,5.

$$t_{ciclo} = t_{embrague} + t_{aceleracion} + \\ + t_{estab} + t_{desembrague} + t_{cambio} \qquad \text{ec. 22}$$

En el tiempo de un ciclo interviene el tiempo de embrague y desembrague, aceleración, estabilización y cambio (descritos éstos últimos en el apartado 5.1.3). En la fig. 5.17 se aprecia que el embrague permite cadencias de más de 30 ciclos/min, un valor suficiente. La potencia disipada en continuo no llega a 40 W, valor aceptable según el fabricante.

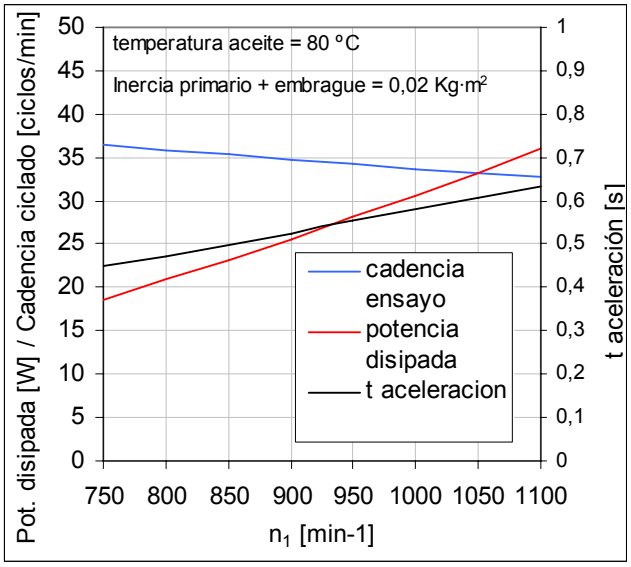


fig. 5.17

5.3 Accionamiento de la palanca de cambios

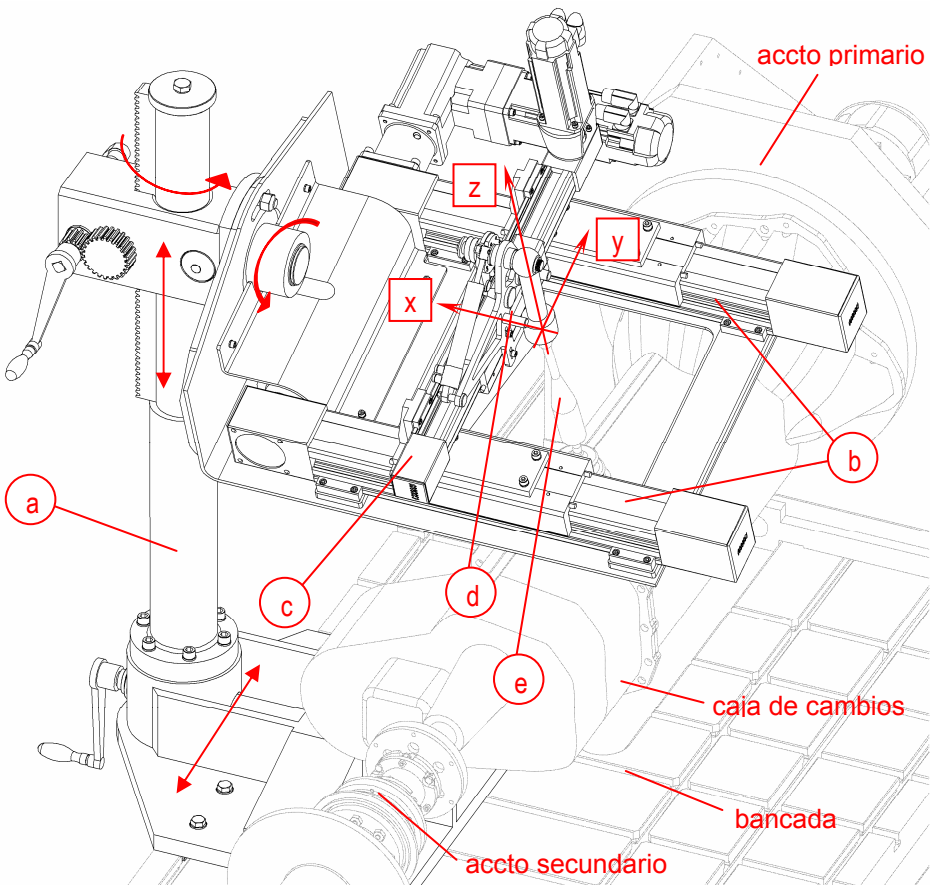


fig. 5.18

Este accionamiento es el encargado de realizar los movimientos de selección de carril e inserción de marchas sobre la palanca de cambios. Ambos movimientos se realizan en el mismo plano y son perpendiculares entre si. Cada uno de ellos se asocia a una dirección del eje de coordenadas (ver fig. 5.18): la selección con el eje x y la inserción con el y. El eje z es normal al plano formado por x e y. El accto. está constituido por los elementos siguientes:

a) Soporte: se encarga de sustentar todos los elementos del accionamiento y, además, permite que éste realice los siguientes movimientos para su posicionado:
   i. Pivotaje en el eje horizontal de selección (x), de forma que el eje de inserción (y) quede siempre perpendicular al eje de la palanca (z) en la posición N.
   ii. Desplazamiento longitudinal en relación a la caja, ajustando de esta forma el accto. a cualquier longitud de caja que pueda ser ensayada.
   iii. Rotación de 90º de todo el accto. en el eje vertical (alrededor de la columna del soporte), para evitar que éste interfiera en la manipulación de la caja en las operaciones de ajuste y mantenimiento.

b) Actuador lineal de selección: movimenta al actuador de inserción.
c) Actuador lineal de inserción: movimenta al sistema de amortiguación de impacto.
d) Sistema de amortiguación de impacto: transmite el movimiento del accionamiento al pomo, añadiendo además una cierta amortiguación para el movimiento de inserción.
e) Puente galgas en palanca de cambios: a la palanca original se le añaden dos medios puentes de galgas con el objeto de medir los esfuerzos de inserción y selección.

5.3.1 Actuadores lineales y grupos motor-reductor

Ambos accionamientos se basan en la misma configuración. El actuador lineal (ver fig. 5.20) transforma el movimiento de rotación del grupo motor-reductor en el desplazamiento lineal de la masa a movimentar. Ello se logra mediante una pareja de poleas del mismo diámetro, una conductora y otra conducida, sincronizadas mediante una correa dentada. En uno de los tramos entre poleas, el patín del actuador es solidario a la correa. Éste desliza sobre cuatro guías de perfil circular, fijas a la estructura del actuador mediante ocho rodillos (fig. 5.19).

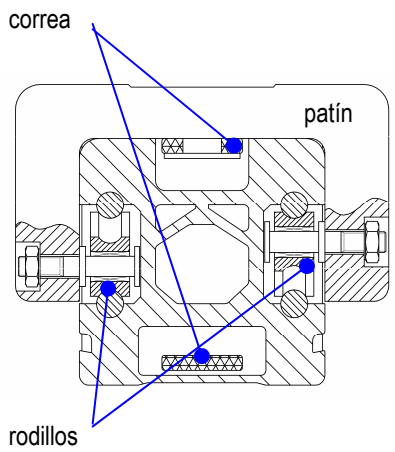


fig. 5.19

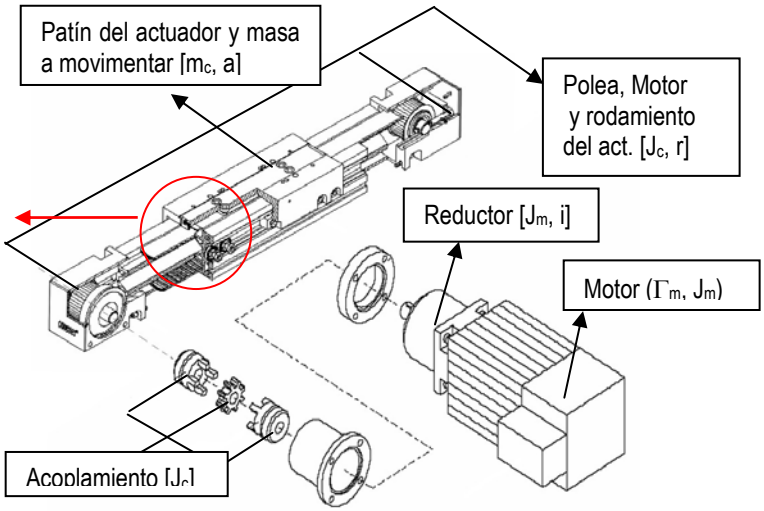


fig. 5.20

En lo que a la dinámica del accionamiento respecta, ésta se caracteriza mediante la ecuación general del sistema (ec. 23). Ésta, relaciona el par que proporciona el motor (Γ_m en [N·mm]) con la aceleración lineal que experimenta la masa a movimentar (a en [mm/s^2]).

$$\Gamma_m = \left(J_m + \frac{J_c}{i^2} + \frac{m_c \cdot r^2}{i^2} \right) \cdot \frac{a \cdot i}{r}$$

ec. 23

A continuación se describen los parámetros de los componentes señalados en la fig. 5.20, los cuales aparecen igualmente en la ec. 23:

Γ_m Par de aceleración que proporciona el servomotor.

a Aceleración lineal que experimenta el pomo de la caja de cambios según el accionamiento x o y (correspondiendo respectivamente a $\ddot{x}$ o $\ddot{y}$).

r Radio primitivo de la polea dentada del actuador lineal.

i Relación del reductor.

J_m Inercia del grupo motor-reductor. Entre los componentes a tener en cuenta hay: el reductor (con la inercia reducida al eje de entrada), el rotor del servomotor, el encoder y el freno (ambos incluidos dentro de la inercia total del servomotor). No se contabiliza la inercia del acoplamiento entre motor y reductor puesto que la unión entre ambos es directa.

Esta unión se realiza mediante el sistema RediMount© [Danaher Motion®, 2003, pag. 9] el cual, a través de un cubo incorporado en la entrada del reductor, abraza directamente el eje del servomotor (ver fig. 5.21).

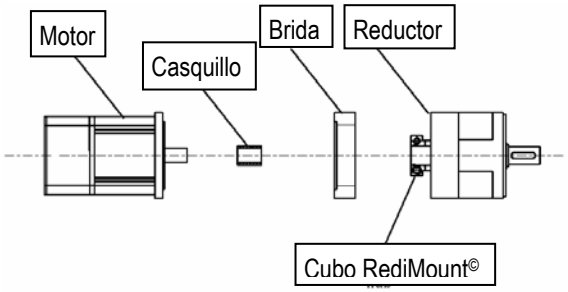


fig. 5.21

J_c Inercia de la carga. Ello incluye la inercia de todos los elementos que se encuentran aguas abajo del reductor (excluyendo al mismo): los elementos rodantes del actuador lineal tales como poleas, rodamientos y la correa (de la cual también se tiene en cuenta el tramo de translación de la misma, con la inercia reducida a la polea).

m_c Masa de la carga. Se trata de los elementos que junto con la palanca de cambios, realizan el movimiento de translación. En particular son: el patín del actuador lineal, la masa a movimentar y la masa del sistema de control de la caja reducida al pomo.

5.3.1.1 Actuador Lineal

Los actuadores empleados para el accionamiento en las direcciones x e y son los modelos de la marca NEFF® WH80 y WH50 respectivamente [NEFF®, 2006, Mechanical linear drive units]. La selección de éstos se ha basado en las especificación de ensayos, en el caso del actuador en y, y en la dinámica de la masa a movimentar en el caso de x. Así pues las capacidades de ambos, dependen de las solicitaciones según el movimiento lineal y no angular. Por ello resulta imperativo que la selección de éstos sea previa a la del conjunto motor-reductor. Una vez dimensionado el accto. en su conjunto, se verifica que los actuadores cumplen con los requerimientos.

La tabla 5.15 muestra las capacidades de carga de los actuadores WH50 y WH80, tanto a nivel de fuerzas como de momentos (ambos referenciados en el centro de la superficie libre del patín). Por otro lado las capacidades de velocidad resultan muy superiores a las requeridas, estando el límite en 6500 mm/s en el caso de WH50 y 10.000 mm/s en el de WH80. La aceleración máxima admisible en ambos modelos es de 40.0000 mm/s^2 para el funcionamiento en continuo, llegando a admitir picos de hasta 80.000 mm/s^2.

	WH50				WH80			
Dirección	Fuerza max. [N]		Momento max. [Nm]		Fuerza max. [N]		Momento max. [Nm]	
	admisible	prevista	admisible	prevista	admisible	prevista	admisible	prevista
X	730	184	50	13,4	2500 *	456	75	-
Y	490 *	392	16	13,4	882	196	230	38,8
Z	415	46	87	13,7	2100	172	100	27,5

* para $\dot{y} \leq 2000$ mm/s * para $\dot{x} \leq 1000$ mm/s

tabla 5.15

Los valores de esfuerzo previstos para el actuador WH50 en las direcciones x e y son de 184 N (según la aceleración admisible de la masa de 4,6 Kg a movimentar) y 392 N (según el esfuerzo máximo de sincronización) respectivamente. Por otro lado el eje z únicamente soporta el peso del sistema de amortiguación. En el caso de los momentos, los valores en las direcciones x e y se deben a la altura (73mm) y aceleración que experimenta el c.d.g de la masa a movimentar. Para ambos casos éste resulta de 13,4 Nm. En el eje z, el actuador recibe el par debido a la distancia entre el patín y el centro del pomo (35 mm). Teniendo en cuenta el esfuerzo máximo en y, el par máximo previsto es de 13,7 Nm.

En el caso de la pareja de actuadores WH80 los esfuerzos previstos en x resultan de la movimentación del accto. de inserción. En el caso de encontrarse sometido éstos a un pico de aceleración y según la masa a movimentar (22,8 Kg) el esfuerzo resulta de 912 N. La dirección y, recibe la reacción del esfuerzo máximo de sincronización (392 N), mientras que la z el peso del accto. de inserción (223,7 N) mas un sobreesfuerzo por transferencia de carga que genera la fuerza en y (±60 N). No se prevén momentos en x puesto que al estar constituido el accto. por dos actuadores el par es contrarestado por la transferencia de cargas antes mencionada. Los ejes y z experimentan momentos debido a la dinámica del accto. de inserción. Según la distancia entre el patín y el c.d.g en cada uno de los ejes se alcanzan valores de 77,5 Nm en y (según una altura de 85 mm) y 55 Nm en z (según un descentramiento de 60 mm).

Por tanto los valores de esfuerzo y momentos en x, y y z previstos son inferiores a las correspondientes capacidades de los actuadores, resultando válidos para la aplicación.

5.3.1.2 Grupo motor-reductor

Para seleccionar un grupo motor-reductor apropiado que cumpla las solicitaciones requeridas, es necesario realizar un estudio comparativo de la dinámica de cada uno de ellos dentro de ambos sistemas. Sin embargo y antes de profundizar en las características mecánicas de los diferentes grupos, es necesario tener en cuenta otro tipo de limitaciones que reducirán en número los motores que se incluirán en el estudio.

El estudio se ha centrado en la serie AKM de servomotores de la marca Kollmorguen®, todos ellos gobernados por controladores en lazo cerrado. Dentro de la misma se seleccionan los servomotores según [Danaher Motion®, 2004, p.12]:

i) Prestaciones del controlador: Los controladores vienen definidos por el tipo de señal de realimentación con la que trabajan (velocidad, desplazamiento o fuerza) y por el tipo de cometida eléctrica a la que se encuentran conectados (DC, 120AC, 240AC, 400AC o 480AC). Asimismo esta última define el rango de potencias para cada uno de los controladores (para cometidas de mayor voltaje el rango de potencias de los servomotores también es mayor).

ii) Compatibilidad constructiva con los actuadores lineales.

Dentro de la gama de controladores posibles (S200, S300, S600) se escoge como el más apropiado para nuestra aplicación el S300. El S200 no se considera apto puesto que no ofrece buenas prestaciones para el posicionado del sistema. Sin embargo los controladores S300 y S600 contemplan la posibilidad de realizar un control de posición a través de la señal de un encoder o resolver. Con esta preselección sólo nos quedan como posibles voltajes de la cometida eléctrica 240AC, 400AC y 480AC. Tal y como se verá más adelante el rango de la menor de estas cometidas, contempla la potencia solicitada. En la tabla 5.16 se enmarca en rojo el grupo de servomotores de la serie AKM incluidos en el estudio.

Alimentación	DC	120/240 AC	240 AC		400/480 AC		
Motor	Serie AKM	Serie AKM	Serie AKM	Serie AKM	Serie AKM	Serie AKM	Serie BH y MH
Controlador	S200 DC	S200 AC	Servostar® S300	Servostar® S600	Servostar® S300	Servostar® S600	Servostar® S600
Par máximo continuo [Nm]	hasta 2,0	hasta 5,2	0,18 ~ 16,8	0,18 ~ 41,6	0,84 ~ 16,5	1,2 ~ 53	0,7 ~ 124
Tipo de señal de realimentación	SFD*, efecto Hall, encoder incremental		Encoder, Resolver				Resolver

*SFD Smart Feedback Device

tabla 5.16

Aun habiendo acotado el número de servomotores motivo de estudio, el hecho de poder combinar cada uno ellos con distintos reductores, hace que las posibles combinaciones sean infinitas. La posibilidad de intercalar un reductor, permite que un motor con poco par pueda ver incrementada sus prestaciones de aceleración. Sin embargo éste verá disminuidas sensiblemente sus prestaciones de velocidad máx. Con objeto de seleccionar un grupo motor-reductor óptimo para cada uno de los accionamientos, se emplea el método del plano $\dot{P} - W$ (potencia transitoria / energía cinética doble) [Riba Romeva, 1999, p. 86-88]. Éste constituye una buena herramienta para una primera aproximación, puesto que permite comparar de forma simple y rápida los efectos de varias alternativas.

a) Movimiento de los accionamientos.

Primeramente para el dimensionado del grupo motor-reductor, debe caracterizarse los movimientos que deben realizar cada uno de los accionamientos.

De forma genérica en robótica se clasifican los movimientos según un diagrama de velocidades triangular o trapezoidal (fig. 5.22). La selección de servomotores mediante el plano $\dot{P} - W$ no contempla el hecho que durante el desplazamiento el motor pueda alcanzar el techo de su velocidad y por lo tanto, no optimiza la elección en el caso de que el desplazamiento sea según un diagrama de velocidades trapezoidal.

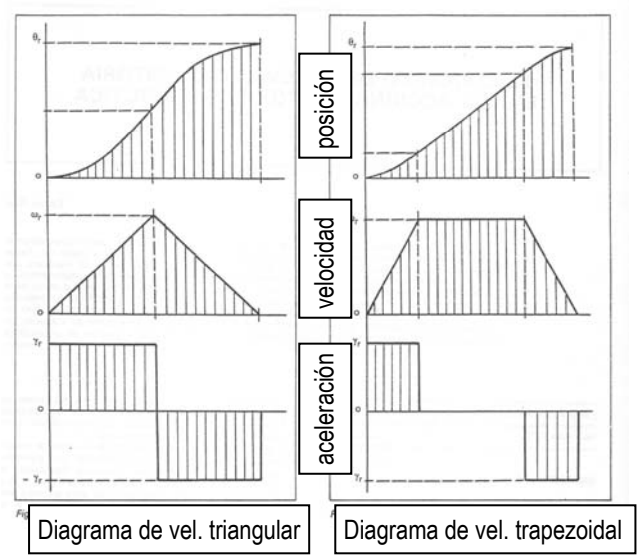


fig. 5.22

En particular esta restricción no presenta problemática alguna en el caso del accto. en X puesto que la distancia entre carriles es corta y el desplazamiento rápido, correspondiéndose así a un movimiento según un diagrama triangular de velocidades.

Sin embargo el accto. en Y si que realiza el desplazamiento desde la marcha de origen hasta la de destino sin exceder la velocidad objetivo ($\dot{y}_{obj}$) marcada por las condiciones de ensayo. Asimismo resulta un desplazamiento atípico, si se compara con las aplicaciones comunes de la robótica, puesto que en este caso no sólo se requiere que el accionamiento

mueva el pomo, sino que a su vez lo haga sin superar el esfuerzo de sincronización establecido por las condiciones de ensayo (F_{obj}). Es por ello que la selección según el método del plano $\dot{P} - W$, sólo resulta aplicable en la etapa de aceleración para el accto. Y.

Los movimientos en los cuales se basa el estudio corresponden a las solicitaciones más desfavorables de los ensayos de prestaciones y durabilidad.

i) En el caso del accto. en Y el movimiento viene caracterizado por la velocidad objetivo ($\dot{y}_{obj}$) y la distancia disponible hasta alcanzar dicha velocidad (y_{obj}), antes de la sincronización. Se considera ésta como la carrera mínima de N a marcha, puesto que el inicio de la sincronización de la marcha de destino siempre se encuentra tras sobrepasar el neutro (ver fig. 5.23). La fig. 5.24 muestra el movimiento más desfavorable según el ensayo a realizar (el cual determina la velocidad objetivo $\dot{y}_{obj}$) y para una carrera y_{obj}=50 mm (la menor entre las cajas a ensayar).

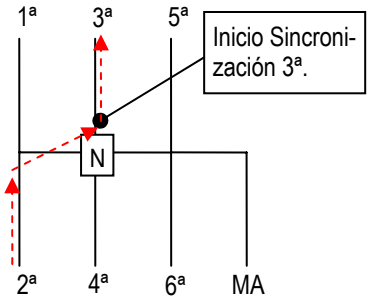
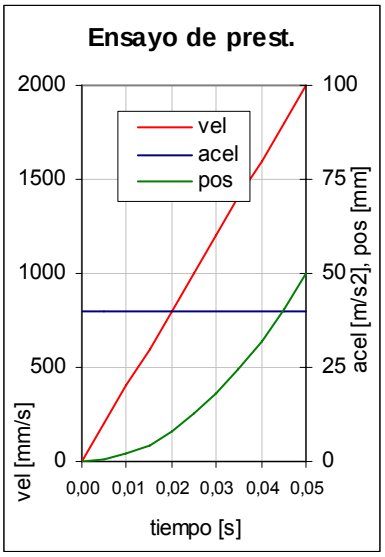
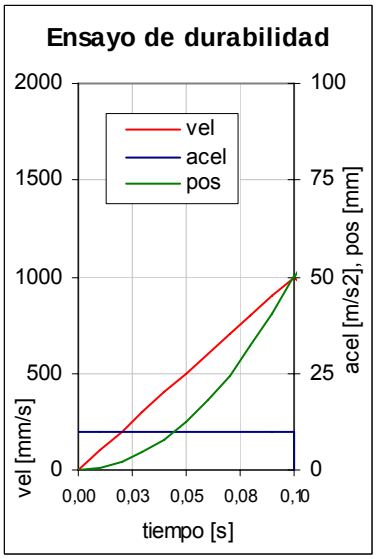
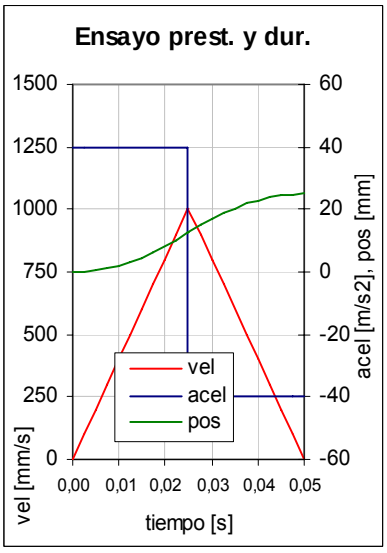


fig. 5.23







Accto. Y		Accto. X
$y_{obj} = 50\ mm$, $\dot{y}_{obj} = 2.000\ mm/s$ → $\dot{y}_{obj} = 2.000\ mm/s$, $\ddot{y}_{obj} = 40.000\ mm/s^2$	$y_{obj} = 50\ mm$, $\dot{y}_{obj} = 1.000\ mm/s$ → $\dot{y}_{obj} = 1.000\ mm/s$, $\ddot{y}_{obj} = 10.000\ mm/s^2$	$x_{obj} = 25\ mm$, $t_{obj} = 0.05\ s$ → $\dot{x}_{obj} = 1.000\ mm/s$, $\ddot{x}_{obj} = 40.000\ mm/s^2$

fig. 5.24

ii) Por otro lado el movimiento del accto. en X se caracteriza por la distancia entre carriles y el tiempo disponible para realizar este movimiento. Éste corresponde al periodo en el

cual el accto. en Y se encuentra suficientemente próximo al neutro de tal manera que la palanca permite el cambio de carril (ver fig. 5.25). El tramo en la dirección Y para el cual es posible realizar el movimiento en X, se establece porcentualmente para cada ensayo (factor q) y en función de la distancia total entre marchas (dos veces la carrera de neutro a marcha). El intervalo de tiempo para realizar el movimiento (t_{obj}), vendrá determinado por la velocidad del accto. en Y a lo largo de dicho tramo. La tabla 5.17 muestra los valores de t_{obj} para cada uno de los ensayos en función del vehículo. Como puede apreciarse los tiempos en ambos ensayos son menores para el caso de un todo-terreno (~0,05 seg.) comparados con los de un vehículo comercial (~0,08 seg.). Aunque en el caso de los vehículos comerciales la distancia máxima entre carriles es mayor (40 mm), el hecho de tener un valor de t_{obj} menor para el caso de los todo-terrenos hace que éste presente el movimiento más crítico. La fig. 5.24 caracteriza éste movimiento para un valor de t_{obj} = 0,05 seg.

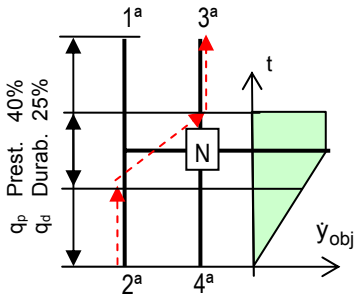


fig. 5.25

Ensayo	Vehículo	$\ddot{y}_{obj}$ [mm/s^2]	$\ddot{y}_{obj}$ [mm/s^2]	y_{obj} [mm]	$2 \cdot y_{obj} \cdot q$ [mm]	t_{obj}
Prest.	4x4	2000	40000	50	40	0.048
	Camión	2000	25000	80	64	0.076
Durab.	4x4	1000	10000	50	25	0.054
	Camión	1000	6250	80	40	0.087

tabla 5.17

b) Selección de servomotores mediante el plano $\dot{P} - W$

El primer paso en el empleo del plano $\dot{P} - W$ es plantear la ecuación general del sistema como una ecuación independiente de la relación de transmisión. Ello permite comparar el potencial de cada uno de los servomotores para una misma aplicación sin revestir en los diferentes valores de reducción de cada uno de ellos.

Con objeto de omitir la relación de transmisión, la ecuación general del sistema (ec. 23), se expresa en base al factor K. Éste, no es más que la proporción entre la relación de transmisión seleccionada (i) y la óptima (i_0). La determinación de i_0 como la raíz de la división entre la inercia de la carga y la del motor, resulta sencilla de comprobar. Partiendo de la ecuación general del movimiento y aislando la aceleración (a), se obtiene la expresión de ésta como una función con la relación de transmisión (i) como variable. El valor de i_0 se obtiene de derivar la función a(i) e igualarla a cero, lo que es equivalente a buscar el valor

de i que hace máxima la aceleración (a). Con todo, la ec. 24 presenta la ecuación general del sistema sin hacer referencia explicita a la reducción del mismo.

$$\left.\begin{array}{l}\Gamma_m = \left(J_m + \dfrac{J_c + m_c \cdot r^2}{i^2}\right)\cdot\dfrac{a\cdot i}{r} \\ i_0 = \sqrt{\dfrac{J_c + m_c \cdot r^2}{J_m}}\end{array}\right\} \Rightarrow \left.\begin{array}{l}\dfrac{\Gamma_m}{J_m} = \left(1 + \dfrac{i_0{}^2}{i^2}\right)\cdot\dfrac{a\cdot i}{r} \\ i = K\cdot i_0\end{array}\right\} \Rightarrow \frac{\Gamma_m}{J_m} = \left(1 + \frac{1}{K^2}\right)\cdot K\cdot\sqrt{\frac{J_c + m_c \cdot r^2}{J_m}}\cdot\frac{a}{r} \qquad \text{ec. 24}$$

$$\Rightarrow \text{simplificando al elevar al cuadrado} \Rightarrow \frac{\Gamma_m{}^2}{J_m} = K^2\cdot\left(1 + \frac{1}{K^2}\right)^2\cdot\left(J_c + m_c \cdot r^2\right)\left(\frac{a}{r}\right)^2$$

A partir de la expresión anterior (ec. 24) y con la introducción de los conceptos de potencia transitoria y energía cinética doble, es posible obtener la función $\dot{P}_m(W_m)$ (ec. 25). Ésta expresa la potencia transitoria mínima que debe tener el motor $(\dot{P}_m)$ en función de la energía cinética doble del mismo (W_m). La potencia transitoria de la carga $(\dot{P}_c)$ y la energía cinética doble de la misma (W_c), se determinan a partir de los parámetros de la carga y la solicitud de aceleración (a_{obj}) y velocidad máxima (v_{obj}) que definen el movimiento (fig. 5.24).

$$\underbrace{\frac{\Gamma_m{}^2}{J_m}}_{\dot{P}_m} = \underbrace{K^2\cdot\left(1 + \frac{1}{K^2}\right)^2}_{K^2 = \frac{W_m}{W_c}}\cdot\underbrace{\left(J_c + m_c \cdot r^2\right)\left(\frac{a}{r}\right)^2}_{\dot{P}_c} \Rightarrow \left\langle\begin{array}{l}\dot{P}_m = \dfrac{W_m}{W_c}\cdot\left(1 + \dfrac{W_c}{W_m}\right)^2\cdot\dot{P}_c \\ \dot{P}_c = \left(J_c + m_c \cdot r^2\right)\left(\dfrac{a_{obj}}{r}\right)^2 \\ W_c = \left(J_c + m_c \cdot r^2\right)\left(\dfrac{v_{onj}}{r}\right)^2\end{array}\right. \qquad \text{ec. 25}$$

Por otro lado, se definen la potencia transitoria y la energía cinética doble $(\dot{P}_m, W_m)$ de cada uno de los servomotores según el par útil que desarrollan para la aceleración del sistema, la velocidad máxima de giro y la inercia del motor. La ec. 26 muestra el cálculo a realizar para cada uno de los servomotores que comprende el estudio.

$$\dot{P}_m = \frac{\Gamma_m{}^2}{J_m}$$

$$W_m = J_m\cdot\left(n_{m.max}\cdot\frac{\pi}{30}\right)^2$$

ec. 26

La ec. 25 se traduce en el plano $\dot{P} - W$ en una curva que delimita la zona de los servomotores aptos para la aplicación para unos valores de reducción determinados en función del factor K. La ec. 26 representa el punto característica en el plano $\dot{P} - W$ de cada uno de los servomotores. En el apartado A.3.1 y A.3.2 del anexo se expone el proceso de selección empleado para cada uno de los accionamientos mediante diversos criterios y

empleando el método del plano $\dot{P} - W$. En el presente apartado se explica el funcionamiento y características de los mismos con la solución adoptada.

c) Descripción y justificación de la solución adoptada.

La fig. 5.26 muestra la configuración de cada uno de los accionamientos, así como la ec. característica de cada uno de ellos (ec. 27 y ec. 28), a continuación descritos.

Despl. en X (selección de carril)

$$\Gamma_{m.x} = \left(J_{m.x} + \frac{J_{c.x}}{i_x^{\,2}} + \frac{m_{c.x} \cdot r_x^{\,2}}{i_x^{\,2}} \right) \cdot \frac{\ddot{x} \cdot i_x}{r_x}$$

ec. 27

Despl. en Y (inserción de marcha)

$$\Gamma_{m.y} = \left(J_{m.y} + J_{c.y} + m_{c.y} \cdot r_y^{\,2} \right) \frac{\ddot{y}}{r_y}$$

ec. 28

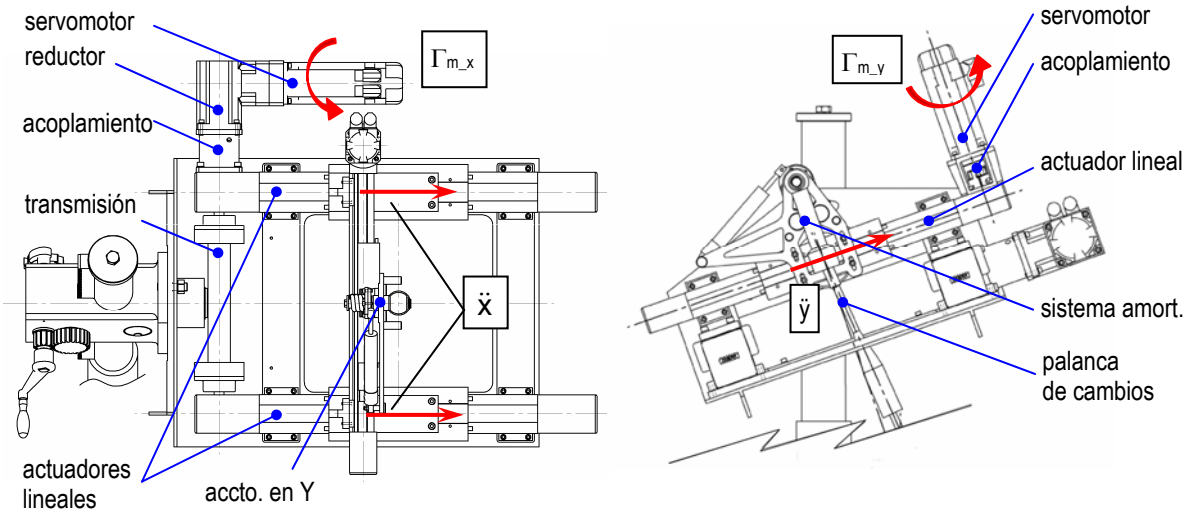


fig. 5.26

i) Accto. en Y: Contrariamente al accto. en X el grupo motriz de este accto. no presenta reductor, sino que el par del servomotor actúa directamente sobre el accionamiento lineal mediante un acoplamiento. En este caso a la inercia J_m solo contribuyen los elementos del servomotor y para J_c el acoplamiento y el actuador lineal. La masa a movimentar (m_c) está constituida por el patín del actuador y del sistema de amortiguación.

ii) Accto. en X: En este caso el grupo motriz cuenta con un reductor (el cual contribuye en la inercia J_m) que a la vez actúa de reenvío. Éste transmite el par del servomotor a uno de los actuadores lineales mediante un acoplamiento. El primer actuador cuenta con un doble eje en la polea conductora para, de esta manera transmitir parte del par del grupo motriz a un segundo actuador. A priori el par que recibe este segundo actuador es menor que el del primero, debido a la rigidez torsional de la transmisión. Aun así puesto que la rigidez de la transmisión es muy superior a la del actuador lineal (debido a la baja

rigidez de la correa), resulta aceptable considerar que el par del grupo motriz se distribuye uniformemente entre ambos actuadores. Cabe destacar que en este caso sobre la inercia de la carga (J_c) contribuye el acoplamiento, la transmisión y los elementos de ambos actuadores lineales. Finalmente la fuerza de empuje de ambas correas impulsa los patines sobre los cuales descansa todo el conjunto del accto. en Y, los cuales suman el total de la masa a movimentar (m_c).

Por otro lado cabe destacar que la masa a movimentar en ambos acctos. no solo se limita a los propios elementos del banco, sino que también debe tenerse en cuenta el sistema de control de la caja de cambios. Así pues a la masa a movimentar debe añadirse la masa reducida al pomo de la palanca de cambios y del sistema de varillaje interno tanto para la inserción de marcha como para la selección de carril. La mayor contribución a la masa reducida lo aporta la palanca de cambios, puesto que la relación de la palanca de cambios (entre 6~7) hace que los desplazamientos del varillaje sean pequeños y en consecuencia que la contribución a la masa reducida sobre el pomo prácticamente despreciable. Con todo se cuantifica que la masa reducida en el pomo de un sistema de control estándar es 0,2 Kg.

Las tabla 5.18 resume los valores que caracterizan cada uno de los acctos. para la ecuación general del sistema. Adicionalmente de la tabla 5.19 a la tabla 5.21 se desglosan los valores de inercia del motor, carga y masa a movimentar respectivamente.

Accto.	**X**	**Y**
n_m [min^{-1}]	5010	3140
i [-]	9	-
r [mm]	31,83	19,10
J_m [$Kg \cdot mm^2$]	329,8	86,2
J_c [$Kg \cdot mm^2$]	3876,5	87,0
m_c [Kg]	22,82	4,60

tabla 5.18

J_m [$Kg \cdot mm^2$]	**X**	**Y**
motor+encoder	273	85,0
freno motor	6,8	1,2
reductor	50	-

tabla 5.19

J_c [$Kg \cdot mm^2$]	**X**	**Y**
acoplamiento	365,0	39,0
act. lineal	495,0x2	48,0
transmisión	2521,5	-

tabla 5.20

m_c [Kg]	**X**	**Y**
patín act.	2,75x2	0,90
accto. Y	17,12	-
sist. amort.	-	3,50
pomo	0.20	0,20

tabla 5.21

En base a los parámetros anteriores y según lo desarrollado a partir de la ec. general del sistema en el punto b, es posible representar la curva característica de la carga así como el punto característico del grupo motor-reductor en el plano $\dot{P} - W$.

i) Accto. en Y: En la fig. 5.27 se puede apreciar como el punto característico del grupo motor-reductor se encuentra por encima de la curva característica tanto en prestaciones

como en durabilidad, considerándose apto para ambas aplicaciones. A priori una elección más óptima hubiese sido un servomotor con mayor energía cinética doble (mayor velocidad de giro) y menor potencia transitoria (menor par), con el objeto de acercarse a la relación de transmisión óptima (i_{opt} = 3,60) y en consecuencia al mínimo de la curva característica. En este caso el servomotor seleccionado no lo permite puesto que la relación óptima se encuentra por encima de la máxima permitida según la especificación de velocidad. Sin embargo éste, con respecto a otros servomotores, sí permite seleccionar una relación de transmisión directa (i_y=1) presentando una doble ventaja: Por un lado se prescinde del elemento reductor simplificando el montaje y por el otro una relación menor que la óptima (aunque mayor que la mínima permitida según la especificación de aceleración) hace que la masa reducida al pomo de todo el accto. en Y ($m_{r.accto}$ = 5 Kg) sea también menor. Como se verá más adelante, esta última ventaja favorece el control de la fuerza al inicio de la sincronización. Con todo el servomotor, aun encontrarse alejado de las relaciones que optimizan el movimiento con respecto a las prestaciones de velocidad máxima y tiempo mínimo de desplazamiento, resulta adecuada para la aplicación.

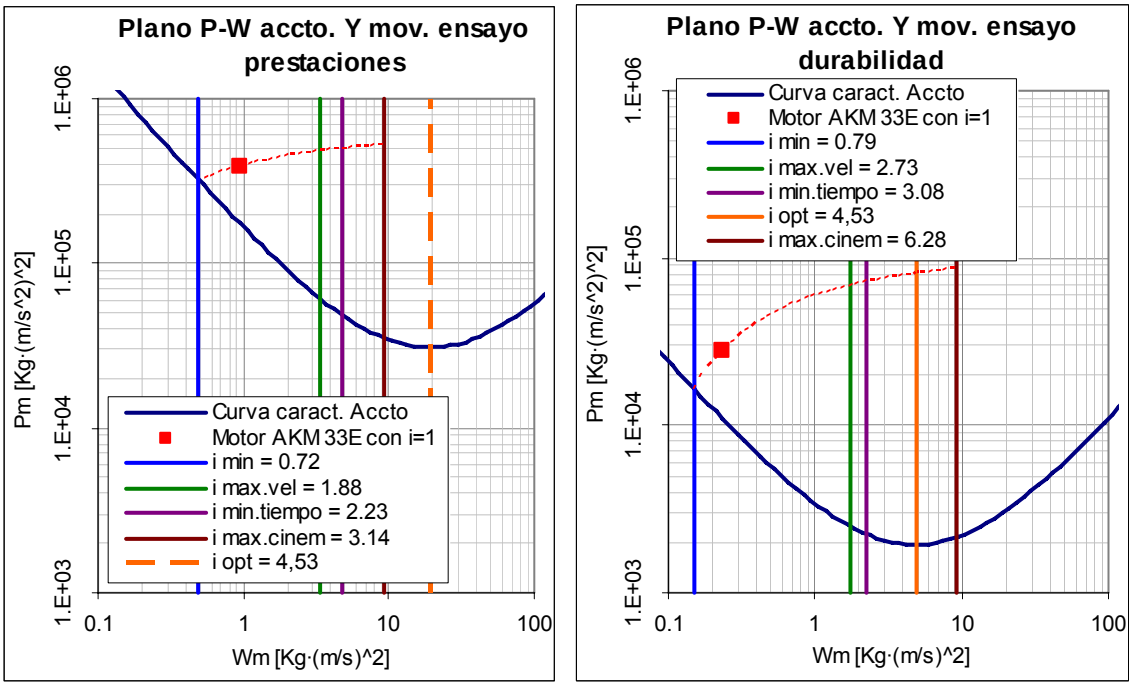


fig. 5.27

ii) Accto. en X: En la fig. 5.27 se aprecia como el punto característico del grupo motor-reductor coincide en el eje de abscisas (energía cinética doble) con el valor mínimo de potencia transitoria de la curva característica de la carga. En este caso lo deseable es

minimizar el tiempo de desplazamiento puesto que el movimiento viene definido por carrera y tiempo. Según la ecuación que optimiza el tiempo del movimiento, la reducción debe ser de $i_{min.tiempo}$=12,29.

Sin embargo y debido a la característica del movimiento (rápido y corto) el motor no alcanza el techo de su velocidad y por tanto no se optimiza el tiempo. Si en la ecuación se sustituye la velocidad máxima del motor por la que permite el movimiento, el resultado es que la reducción que optimiza el tiempo es la misma que optimiza la aceleración (i_{opt} = 9,05). Es por este motivo que se ha seleccionado un servomotor que estando por encima de la curva característica, el rango mínimo y máximo de relaciones comprenda la relación óptima, en este caso i_x=9.

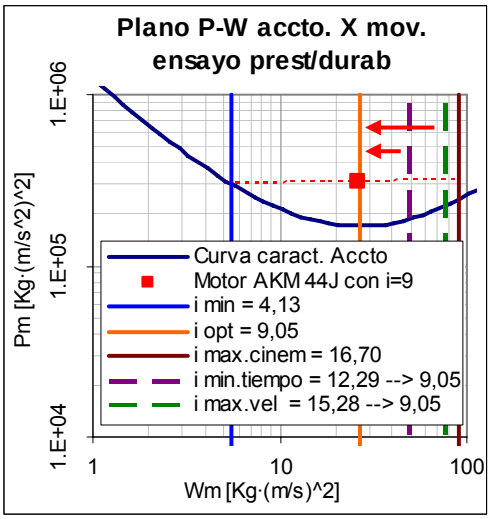


fig. 5.28

Cabe mencionar que para la selección de los grupos motor-reductor, también se han tenido otros aspectos tales como el factor de carga de éstos a durabilidad, la capacidad de par en estático (básicamente para cumplir con el esfuerzo de sincronización) ... y que el presente apartado se ha centrado en la capacidad de movimentar la palanca. Es por este motivo que los pares empleados en este apartado hacen referencia solo a la aceleración, bien sea del motor o la carga. Por ello, en ambas figuras (fig. 5.27 y fig. 5.28) se ha trazado en discontinuo la evolución de la potencia transitoria del motor en función de la energía cinética doble, o lo que resulta análogo, el par en función de la relación de transmisión. Nótese que los efectos del las fuerzas exteriores, bien sean de la palanca o del propio peso de la masa a movimentar, hacen que la potencia transitoria disminuya especialmente en el accto. en Y y para relaciones de transmisión bajas, siendo aconsejable tener en cuenta tal efecto.

5.3.2 Control de posición y velocidad

Los controladores de los servomotores posibilitan el gobierno de los mismos básicamente mediante tres señales diferentes: posición, velocidad o fuerza. El hecho de seleccionar un tipo u otro depende de la magnitud física que se desea controlar. Ello vendrá definido nuevamente por las condiciones de ensayo. En este caso se plantea una disyuntiva puesto que las condiciones de ensayo exigen el control de las tres magnitudes.

i) Posición: Definida por las posiciones de cada marcha y las trayectorias entre éstas

ii) Velocidad: Especificada como la velocidad al inicio de la sincronización

iii) Fuerza: Especificada como la fuerza durante la etapa de sincronización

Una opción para el control de las tres magnitudes es combinar diferentes lazos de control en función de las señales de posición, velocidad y fuerza en un mismo controlador. Sin embargo ello requiere de una diferenciación clara de cada una de las etapas de control, lo cual no sucede dentro de la característica del cambio. En éste se requiere que: para una trayectoria dada el accto. en Y alcance una velocidad lineal determinada justo antes de iniciar la sincronización. Una vez iniciada ésta, el accto. se detendrá debiendo mantener una fuerza constante. Finalmente al desaparecer la oposición del sincro el accto. debe continuar hasta engranar la marcha de destino. Con objeto de gobernar las dos primeras magnitudes se emplean un lazo de posición que a su vez engloba dos lazos de velocidad para cada uno de los servomotores. Esta disposición de los controladores se denomina en cascada.

5.3.2.1 Control de posición

El control de posición para cada uno de los accionamientos genera la señal de comando para los controles de velocidad de cada servomotor (ver fig. 5.29). Estas señales se calculan multiplicando la diferencia entre la señal de comando y la real de posición por una constante de proporcionalidad (K_X o K_Y según el accto.). Cada uno de los controladores tiene grabadas las coordenadas para cada una de las posiciones (ej. en el caso de una caja de 6 marchas resultarían 8 posiciones teniendo en cuenta el N y la MA). Además el controlador del accto. en X también tiene grabada la relación entre las coordenadas X e Y para cada uno de los posibles cambios entre marchas (ej. para el mismo caso de una caja de 6 marchas resultan 7 trayectorias posibles: 5 entre marchas, una para N⇨1ª⇨N y otra para 1ª⇨MA⇨1ª). Esta relación se traduce en tablas que devuelven el valor de posición en X en función del valor Y de entrada. Así pues el accto. en X resulta ir guiado por la señal de posición de Y ajustándose en cada momento a la trayectoria que permite el cambio entre marchas. Adicionalmente el accto. en X posee dos ganancias ($K_{V.X}$ y $K_{A.X}$) que multiplican directamente la derivada primera y segunda de la señal de comando de posición (x_{obj}). La

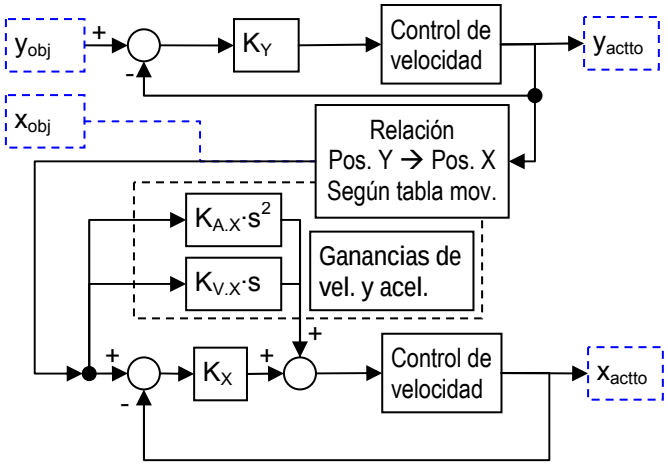


fig. 5.29

implementación de la ganancia de velocidad permite una respuesta más rápida frente a los cambios repentinos de posición y la de aceleración reduce los sobrepicos generados por la ganancia de velocidad, sin alterar los valores de las constantes de proporcionalidad de los lazos de posición y velocidad.

Así pues el movimiento se inicia al introducir como y_{obj} la coordenada en Y de la marcha de destino así como la tabla que describe la trayectoria del cambio a realizar.

5.3.2.2 Control de velocidad

Tal y como se ha mencionado anteriormente sendos controladores poseen un lazo de velocidad según el diagrama de bloques de la fig. 5.30. En este caso el control de velocidad genera la señal de comando para determinar el par que debe hacer el servomotor. Esta señal, no es más que la diferencia entre la señal de comando ($\dot{x}_{obj}$ o $\dot{y}_{obj}$ según el accto.) y la real de velocidad (obtenida al derivar la señal de posición), multiplicado por un controlador PI (con constante de proporcionalidad e integración). Para referenciar la señal de error del accto. al motor, ésta se multiplica por r/i. Seguidamente el control de par del servocontrol, mediante los procesos de conmutación y lazo de corriente, determina la corriente requerida en cada uno de los bobinados del motor (puesto que se trata de un motor sin delgas). El factor K_T convierte esta intensidad en el par que realiza el servomotor. Multiplicando por i/r se obtiene la fuerza que aplica el actuador sobre la masa a movimentar que multiplicada por la función de transferencia de la planta pasa a ser la posición.

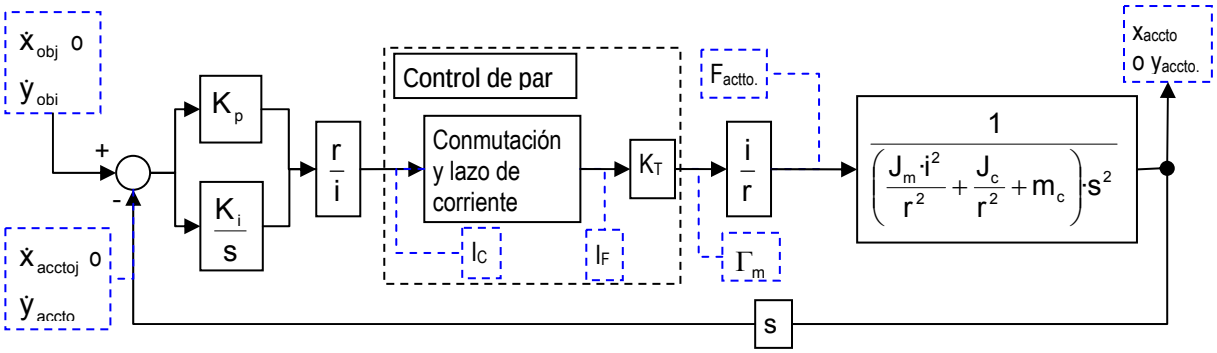


fig. 5.30

Cabe destacar que las señales de comando de velocidad así como el par de los servomotores no son infinitos. En el caso del accto. en Y, $\dot{y}_{obj}$ viene limitado por la velocidad al inicio de la sincronización, según la especificación del ensayo. En el caso de X, $\dot{x}_{obj}$ no sobrepasa la velocidad máxima del accto. Por otro lado el par está limitado por la capacidad máxima de los servomotores.

Nótese que al ser el error de posición en Y muy elevado al inicio del movimiento el comando de velocidad del accto. en Y permanece saturado (a la velocidad especificada) hasta después de haber sincronizado. Es en este punto donde se hace necesario un análisis más detallado de la transición existente entre la etapa de movimentación (donde se realiza el movimiento hacia la marcha de destino) y la etapa estática donde aparece el equilibrio de fuerzas que permite la sincronización de la caja. Este análisis sentará las bases para el control sobre la fuerza máxima de sincronización.

5.3.3 Sistema de amortiguación

Tal y como se ha descrito en los apartados 5.3.1 y 5.3.2, mediante el funcionamiento de los dos actuadores lineales, accionados por sendos servomotores, se consigue que el pomo de la palanca llegue al punto de inicio de sincronización a cualquiera de las velocidades de inserción requeridas por la norma. Una vez iniciada la sincronización, el error de velocidad junto con el esfuerzo máximo fijado para el motor ajustan el esfuerzo de sincronización al valor requerido por la norma. Sin embargo, en el sistema descrito hasta el momento queda sin controlar una fase de la sincronización. Véase un ejemplo en la fig. 5.31.

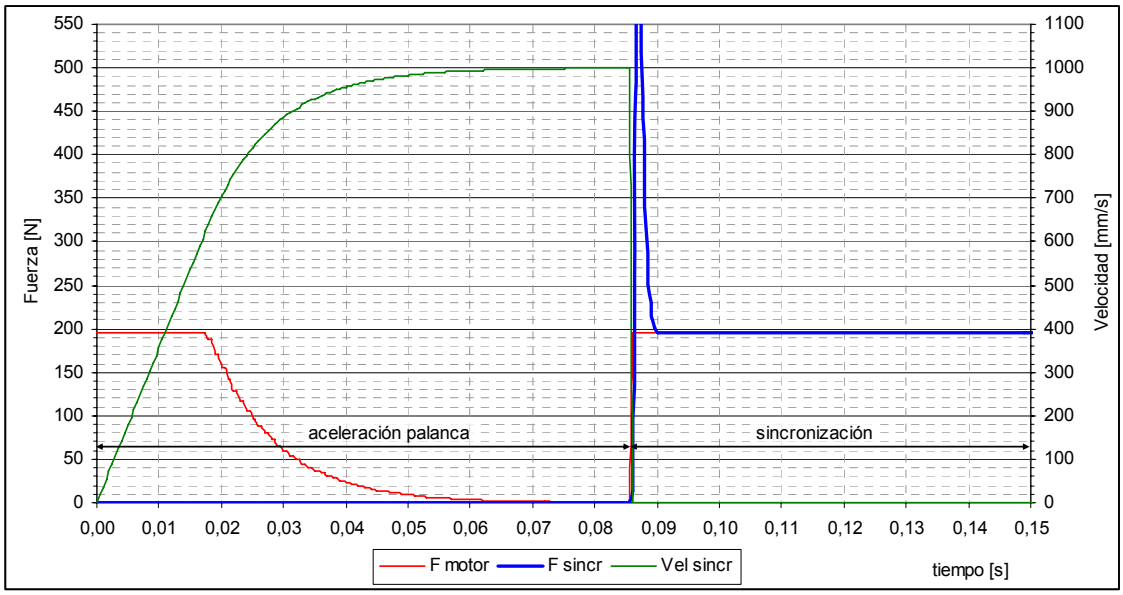


fig. 5.31

Tal y como se aprecia en la fig. 5.31, el pomo alcanza la velocidad especificada antes de sincronizar. Sin embargo, una vez alcanzado el punto de sincronización, la palanca encuentra una oposición al movimiento. En este momento, se debe considerar que:

a) Debido a la inercia del servomotor y a la masa del actuador, en el momento de iniciar la sincronización el accionamiento ha adquirido una cierta energía cinética.
b) Tanto el sistema de actuación lineal como la palanca presentan una elevada rigidez.

En consecuencia, toda la energía cinética acumulada se descarga en el instante en que se inicia la sincronización. Este impacto desvirtúa los resultados del ensayo y, además, entraña un riesgo para la caja y el banco. Es imprescindible, por tanto, eliminar dicho impacto.

5.3.3.1 Cálculo del sistema

El principal inconveniente derivado del sistema de amortiguación es que, pese a que se consigue eliminar el sobrepico inicial, una vez superado éste el esfuerzo deseado de sincronización no puede ser transmitido de la misma forma que se transmitiría mediante un elemento rígido. Las características del sistema deben ser seleccionadas adecuadamente.

El funcionamiento del sistema se basa en un grupo muelle – amortiguador. Éste último es el encargado de absorber el impacto inicial. Una vez la diferencia de velocidades entre accto. y pomo ha descendido, el muelle sirve para conservar la transmisión del esfuerzo.

La fig. 5.32 muestra el esquema del sistema de absorción de energía: entre la masa reducida del accto. lineal y el pomo de la palanca se interpone el grupo muelle-amortiguador. El accto. actúa con una fuerza F_{accto}. El objetivo es evitar un sobrepico en F_Y. La sincronización se inicia cuando la holgura δ = 0.

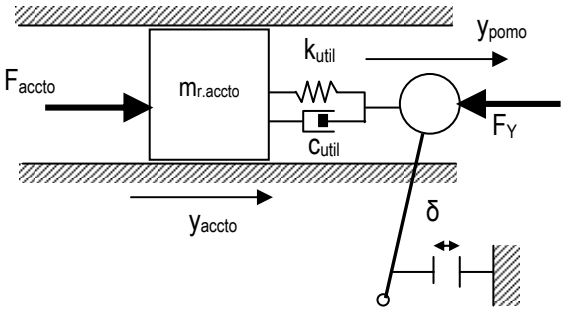


fig. 5.32

Tal y como se ha explicado en el apartado 5.3.3, la fuerza ejercida por el accto. será función del error existente entre la velocidad objetivo del ensayo y la velocidad real de éste:

$$F_{accto} = \mathrm{Max}\left\{K_P \cdot \left(\dot{y}_{obj} - \dot{y}_{accto}\right); F_{y.max}\right\} \qquad \text{ec. 29}$$

La actuación de la caja (palanca, varillaje, etc.) ejerce a su vez como elemento elástico. Un valor representativo de rigidez y amortiguación es k_{pomo} = 20 N/mm y c_{pomo} = 0,006 N·s/mm.

Dada la elevada rigidez que presentan éstos elementos, inicialmente se realiza la suposición de que k_{pomo} >> k_{util} y por tanto se considera a la palanca como un elemento rígido. El sistema queda simplificado entonces a un grado de libertad (fig. 5.33).

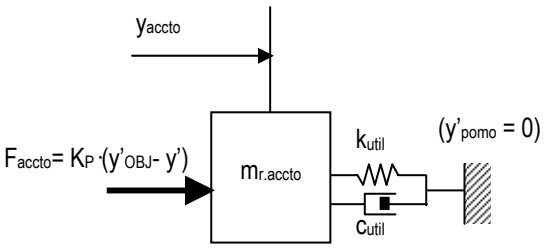


fig. 5.33

$$m_{accto}\cdot\ddot{y}_{accto}+c_{util}\cdot\dot{y}_{accto}+k_{util}\cdot y_{accto}=F_{accto}=K_P\cdot\left(\dot{y}_{obj}-\dot{y}_{accto}\right) \qquad \text{ec. 30}$$

La ec. 30 supone la ec. del movimiento del sistema de la fig. 5.33 siempre y cuando el accto. no supere el esfuerzo máximo. K_P, k_{util} y c_{util} son a priori desconocidos, y se determinan en base a los siguientes requerimientos:

a) En el instante inicial sólo actúa el amortiguador. Éste debe eliminar el sobrepico inicial y además aproximar el esfuerzo de sincronización en la medida de lo posible al valor objetivo del ensayo. Mediante la ec. 31 se obtiene el valor de c_{util} óptimo.

$$c_{util}=\frac{F_{obj}}{\dot{y}_{obj}} \qquad \text{ec. 31}$$

b) Una vez superado el impacto inicial, el esfuerzo de sincronización en el que se estabilice el sistema viene determinado por el valor de K_P. Una vez estabilizado el sistema, la velocidad relativa entre accto. y pomo es nula. Por tanto,

$$F_{accto}=K_P\cdot\left(\dot{y}_{obj}-\dot{y}_{accto}\right)=K_P\cdot\left(\dot{y}_{obj}-0\right)=F_{obj}\Rightarrow K_P=\frac{F_{obj}}{\dot{y}_{obj}} \qquad \text{ec. 32}$$

c) Por último, se desea que entre el instante inicial (punto a) y el final (punto b) la respuesta sea rápida pero sin superar el esfuerzo objetivo. La relación óptima se encuentra para un sistema de amortiguación crítica:

$$m_{r.accto}\cdot\ddot{y}_{accto}+\left(c_{util}+K_P\right)\dot{y}_{accto}+k_{util}\cdot y_{accto}-K_P\cdot\dot{y}_{obj}=0 \qquad \text{ec. 33}$$
$$\Rightarrow m_{r.accto}\cdot s^2+\left(c_{util}+K_P\right)s+k_{util}=0$$

La amortiguación crítica supone la separación entre raíces reales e imaginarias:

$$\Rightarrow\left(c_{util}+K_P\right)^2=4\cdot m_{r.accto}\cdot k_{util} \qquad \text{ec. 34}$$

Mediante la ec. 31, ec. 32 y ec. 34 se llega al sistema siguiente de ec. 35:

$$\begin{cases} c_{util} = K_P = \dfrac{F_{Y_{OBJ}}}{\dot{y}_{OBJ}} \\ k_{util} = \dfrac{c_{util}^{\,2}}{m_{accto}} \end{cases} \qquad \text{ec. 35}$$

La masa del accto. reducida al mov. y es de 5 Kg, tal como se ha visto en el apartado 5.3.1.2.

Para cada una de las condiciones de ensayo, se calculan los valores necesarios de c_{util}, k_{util} y K_P. En la tabla 5.22 se resumen los resultados:

Condición ensayo *			Amortiguación necesaria			
Carga	$\dot{y}_{obj}$ [mm/s]	F_{Yobj} [N]	K_P [N·s/mm]	c_{util} [N·s/mm]	k_{util} [N/mm]	Compresión máx [mm]
Básica	500	98,1	0,196	0,196	7,699	25,48
Alta carga	1000	196,2	0,196	0,196	7,699	12,74

* En el ensayo de prestaciones no se realiza control del esfuerzo de sincronización, éste únicamente se realiza en la durabilidad.

tabla 5.22

Se comprueba que la rigidez necesaria del muelle es de 7,7 N/mm independientemente de la condición de ensayo, lo cual supone un 38,5% del valor de la rigidez de la palanca (20 N/mm). Se comprueba la respuesta del sistema sin simplificar:

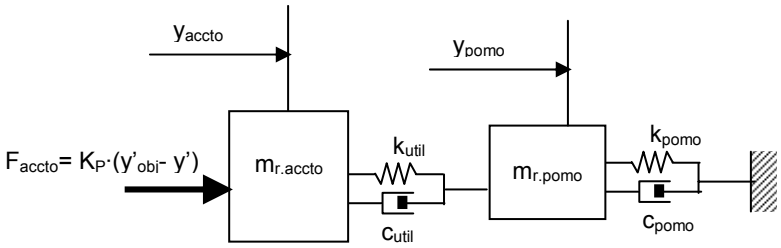


fig. 5.34

$$\left.\begin{aligned} & m_{r.accto}\cdot\ddot{y}_{accto} + c_{util}\cdot\left(\dot{y}_{accto} - \dot{y}_{pomo}\right) + k_{util}\cdot\left(y_{accto} - y_{pomo}\right) = K_P\cdot\left(\dot{y}_{obj} - \dot{y}_{accto}\right) \\ & m_{r.pomo}\cdot\ddot{y}_{pomo} + c_{pomo}\cdot\dot{y}_{pomo} + k_{pomo}\cdot y_{pomo} = k_{util}\cdot\left(y_{accto} - y_{pomo}\right) + c_{util}\cdot\left(\dot{y}_{accto} - \dot{y}_{pomo}\right) \end{aligned}\right\} \qquad \text{ec. 36}$$

La ec. 36 es el modelo del sistema considerando la elasticidad de la palanca. Se trata de un sistema de dos grados de libertad no desacoplable (véase anexo A). Descartada la resolución analítica, se estudia la respuesta del sistema mediante el programa de simulación Working Model 2D® (anexo A).

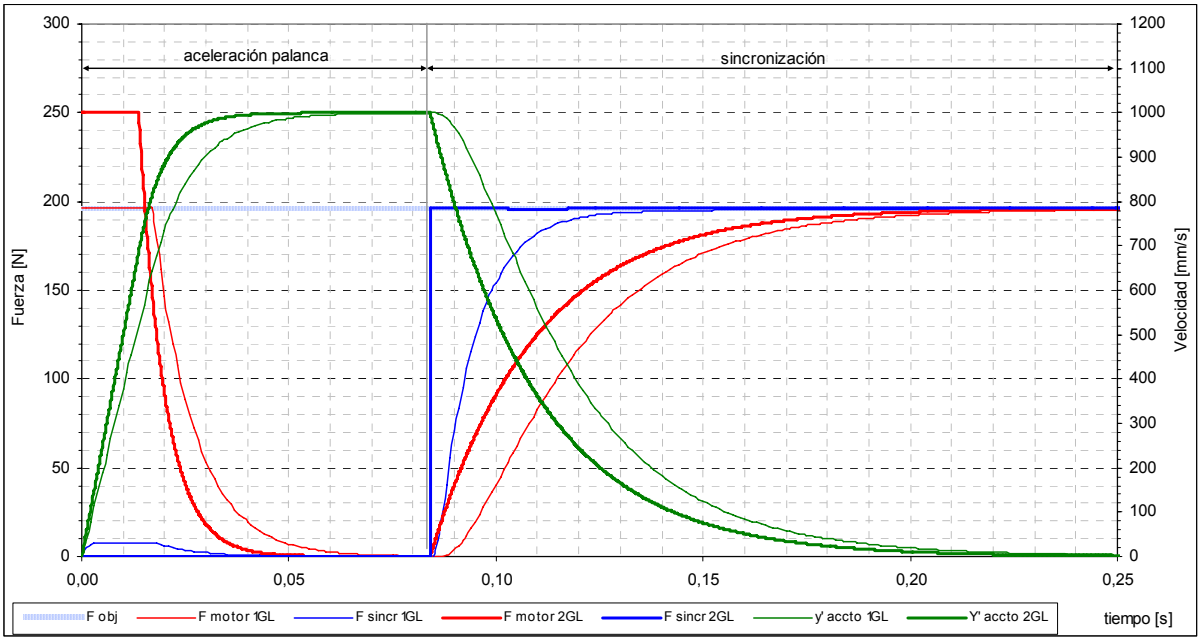


fig. 5.35

La fig. 5.35 muestra una comparativa de la respuesta (realizada analíticamente) del sistema simplificado de palanca rígida (trazo grueso) y la respuesta (realizada mediante simulación) del sistema real (trazo fino), ambos utilizando los parámetros de la tabla 5.22. Se observa que, en el caso de tener una palanca rígida, el sistema se adapta perfectamente a las condiciones de ensayo, ya que:

i. Se elimina el sobrepico derivado del impacto inicial.
ii. Se alcanza al instante el valor necesario de fuerza de sincronización.

En el caso real la elasticidad y, especialmente, el bajo factor de amortiguación de la palanca hacen que la respuesta del sistema sea más lenta, no pudiéndose transmitir el esfuerzo de sincronización deseado hasta que la palanca ha adquirido una cierta compresión. Pese a ello, los dos objetivos del sistema son plenamente alcanzados.

5.3.3.2 Diseño del sistema

La fig. 5.36 muestra un boceto del sistema amortiguador:

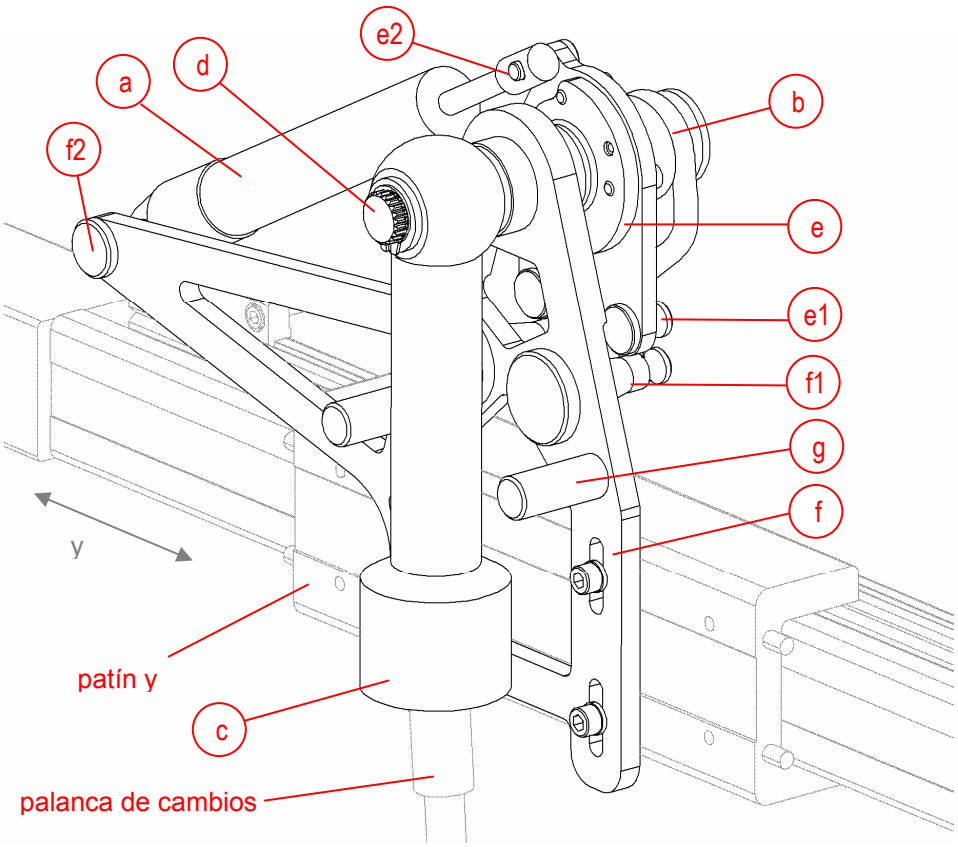


fig. 5.36

Los elementos básicos del sistema de amortiguación son:

a) Amortiguador lineal regulable (Enidine ADA 505):

c [N·mm/s]	vel. máx. [mm/s]	carrera máx [mm]	$F_{mín}$ [N]	$F_{máx}$ [N]
3 ÷ 70	450	50,8	220	1980

tabla 5.23

b) Muelle torsional:

θ [N·mm/º]	d [mm]	D [mm]	n	R_1 [mm]	R_2 [mm]
3002	8,0	28,50	2,5	54,7	72,7

tabla 5.24

c) Brazo articulado en el eje pos. d, con distancia entre pomo y eje igual a 150 mm.

Respecto a los otros elementos, el brazo articulado transmite el movimiento del pomo a un eje (pos. d) solidario a una placa (pos. e) a la que se unen tres bulones. Uno de los dos

bulones de la pos. e1 (según el sentido de inserción) transmite el esfuerzo al muelle torsional, mientras que el bulón restante (pos. e2) transmite al amortiguador. La estructura principal (pos. f) es solidaria al patín del accionamiento, y recibe el esfuerzo del muelle mediante uno de los dos bulones f1 y el esfuerzo del amortiguador mediante el bulón f2. Por último, los dos bulones de la pos. g actúan como seguridad limitando la carrera del brazo.

Este diseño permite reducir el movimiento del pomo al amortiguador con una relación i = 4,3, supliendo de esta forma la elevada velocidad del pomo y el bajo coeficiente de amortiguación necesarios, difíciles de cumplir para un amortiguador lineal común.

$$c_{util} = \frac{c_{amort}}{i^2} \quad \text{ec. 37}$$

Aplicando la reducción i = 4,3, la amort. necesaria pasa a ser igual a c_{amort} = 3,63 N·mm/s, dentro del rango de uso del amortiguador.

El sistema de accionamiento del muelle mediante cuatro bulones, dos solidarios al brazo y dos a la estructura, permite al muelle trabajar siempre en sentido de enrollamiento (fig. 5.37).

$$k_{util} = \frac{\theta_{muelle}}{L_{brazo}{}^2 \cdot \text{sen}(1^o)} \quad \text{ec. 38}$$

El muelle, de 3002 N·mm/º según el fabricante, representa en el pomo una rigidez de 7,65 N/mm. Mediante el sistema de bulones detallado en la fig. 5.37, el muelle presenta la misma rigidez para los dos sentidos de movimiento de inserción.

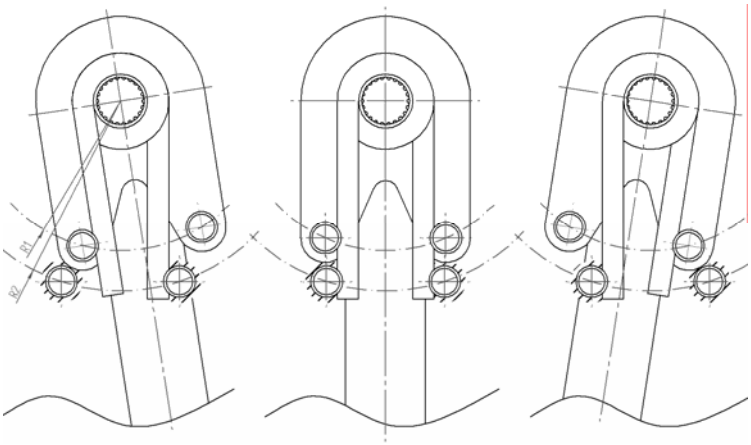


fig. 5.37

En el diseño del mecanismo se presta especial atención a la masa del conjunto, ya que las características de sus componentes y las del accionamiento se calculan en base a 3,5 Kg totales. Eliminando material de las zonas de la estructura principal menos importantes, se consigue ajustar la masa del conjunto hasta los 3,52 Kg.

5.3.4 Simulación y control de fuerza

Con objeto de verificar el correcto funcionamiento del accto. de la palanca de cambios se realiza una simulación completa del mismo. Para ello se implementan todos los componentes mecánicos en el programa "Working Model 2D" (fig. 5.38) y el controlador en MATLAB 7.0. El primer programa se encarga del cálculo de los parámetros físicos mientras el segundo calcula la fuerza que debe aplicar cada uno de los actuadotes en base a las señales de realimentación y de comando. La simulación se centra en el ensayo de durabilidad de carga básica para un cambio 2ª-3ª-2ª de un todo-terreno

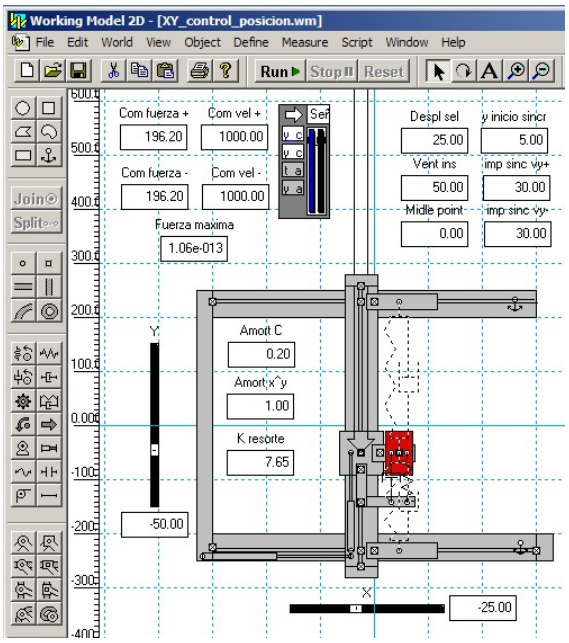


fig. 5.38

El caso simulado corresponde al más desfavorable para el cual se han diseñado los distintos componentes y en él se han incluido distintos factores tales como la influencia del peso de la masa a movimentar en y o el impulso de sincronización de cada uno de los cambios.

5.3.4.1 Control de fuerza

Los resultados de la simulación (fig. 5.39) muestran que el accto. es capaz de cumplir la especificación de velocidad y fuerza. En el caso de la velocidad, ésta viene directamente dada por la señal de comando del controlador. Con respecto a la fuerza máxima durante la sincronización, ésta viene determinada por varios factores, tal y como se ha visto en el apartado anterior. A ellos se añaden otros factores externos tales como los esfuerzos de la propia caja, la inclinación del propio accto. o el hecho que la sincronización puede completarse durante la amortiguación.

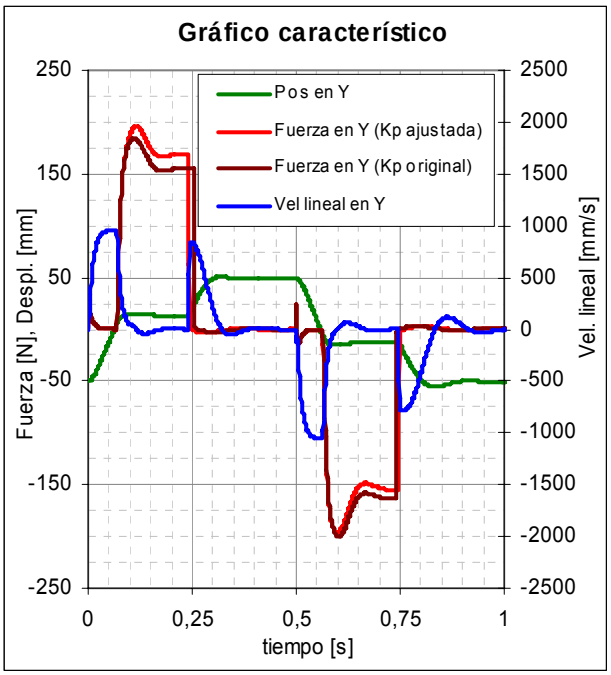


fig. 5.39

Por ello se hace necesario añadir algún tipo de control sobre la fuerza máxima de sincronización. Dentro de los distintos parámetros que influyen en la fuerza de sincronización el único parámetro potencialmente variable a lo largo de la durabilidad es la Kp del control de velocidad del accto en Y ($K_{p.y}$).

Así pues, pequeñas variaciones (según fig. 5.40 para una K_{Kp}) en el valor de ésta constante permiten ajustar el valor de la fuerza ciclo a ciclo.

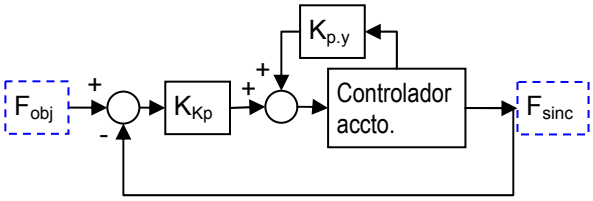


fig. 5.40

En el caso simulado, en tan solo 15 ciclos es posible ajustar dicha fuerza a la especificada por el ensayo para ambos cambios (ver Fig. 5.41).

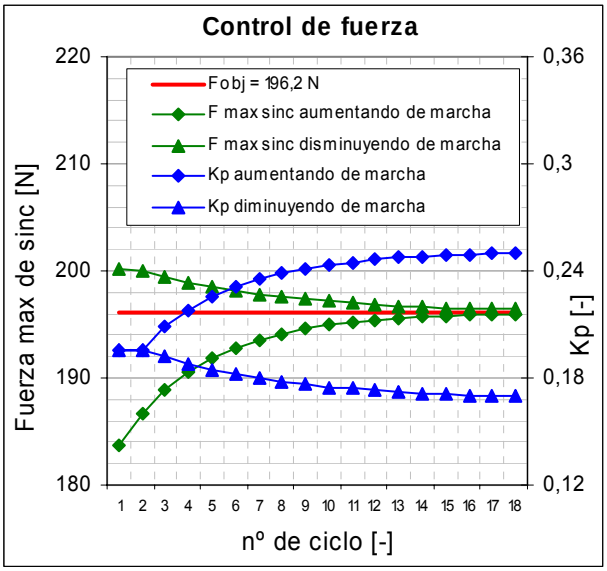


Fig. 5.41

5.3.4.2 Otros parámetros valorados en la simulación

Por otro lado, mediante la simulación es posible valorar otros parámetros tales como la introducción de la ganancia de velocidad para mejorar el trazado del cambio (ver fig. 5.42), o comprobar que no existe sobrecarga en los servomotores (ver fig. 5.43)

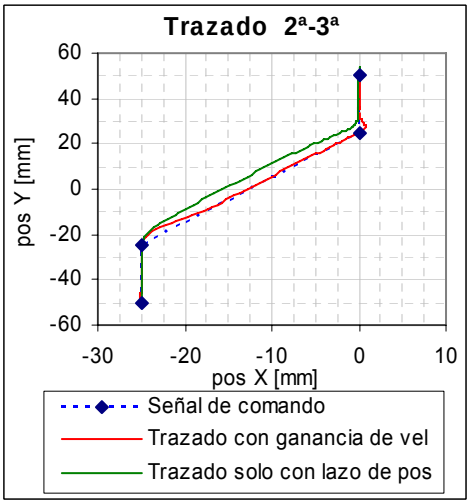


fig. 5.42

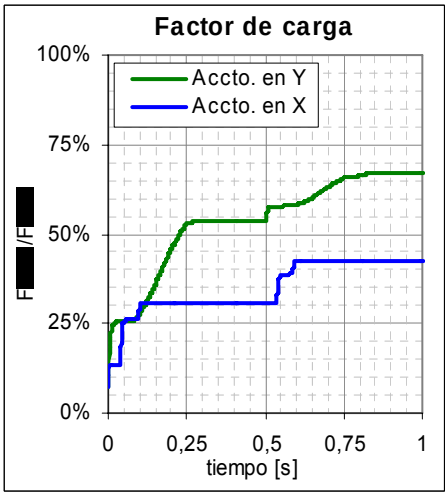


fig. 5.43

5.4 Otros accionamientos

Además de los acctos. que cubren las funciones principales, el banco cuenta también con algunos sistemas adicionales, mostrados de forma general al inicio del presente apartado, que mejoran su funcionalidad y consiguen una mejor adaptación a la norma de ensayos.

5.4.1 Control de temperatura

Tal y como se explica en los requisitos de la norma, los ensayos de cajas de cambios deben realizarse a una temperatura de aceite controlada, ya que ésta es de gran influencia en su funcionamiento. Para ello, se añaden los siguientes elementos al banco:

a) Lámparas calefactoras Sicca CL 375 W (2 unidades): mediante radiación del espectro visible, provocan el calentamiento del aceite de la caja.
b) Ventilador S&P: unido a dos toberas que inciden directamente sobre la caja, extrae calor por convección forzada al igual que sucedería en un vehículo real.

La forma de actuar de los anteriores elementos es la siguiente: por debajo de una temperatura T_{min}, se activa el funcionamiento de los calefactores, que es detenido cuando se alcanza T_{obj}. En el caso de que la temperatura supere un cierto valor T_{max}, el ventilador entra entonces en funcionamiento hasta que ésta desciende hasta T_{obj}.

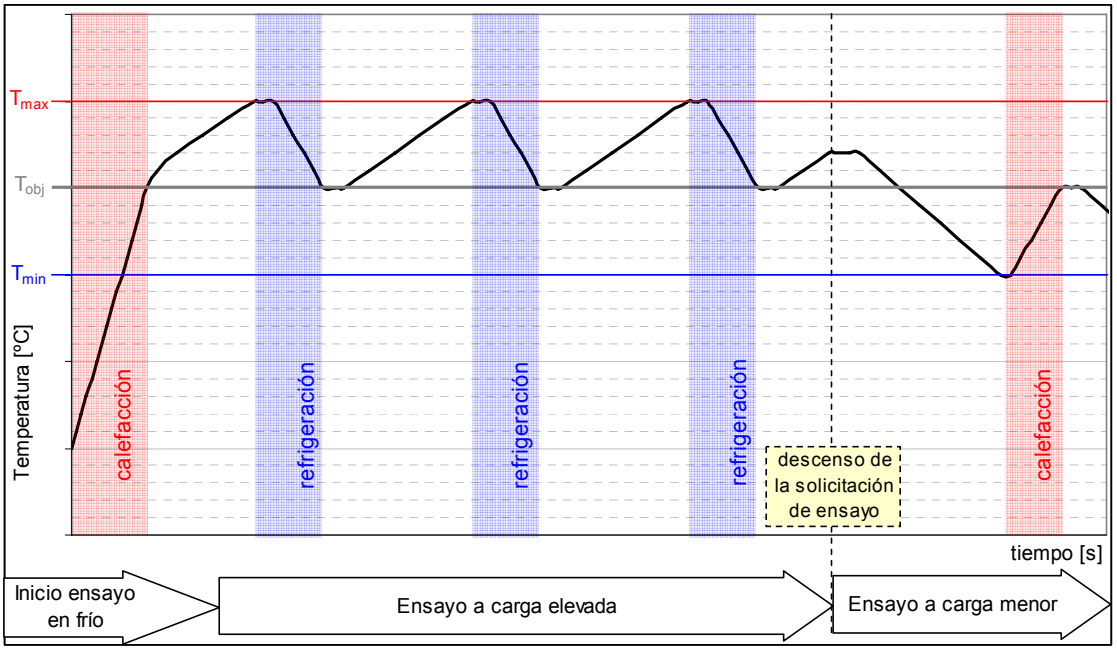


fig. 5.44

En la fig. 5.44 se detalla un ejemplo de evolución de temperatura. Un inicio de ensayo en frío requiere la actuación de la calefacción hasta alcanzar la temp. objetivo. Un ensayo muy exigente calienta el aceite sin ayuda externa, con lo cuál requiere refrigeración periódica.

Un ensayo menos exigente, en cambio, puede requerir periódicamente la calefacción externa del aceite. La tabla 5.25 detalla las temperaturas de aceite mediante las cuales se controla cada tipo de ensayo.

Tipo Ensayo	Temperatura [ºC]			
	T_{ensayo}	T_{obj}	T_{min}	T_{max}
Durabilidad	80±5	80	75	85
Prestaciones	50±5	50	45	55

tabla 5.25

5.4.2 Monitorización de la vibración de la caja

La monitorización de la vibración de la caja permite detener el banco automáticamente en caso de exceder un cierto valor. El objetivo es preservar la muestra de ensayo en caso que el cambio empiecen a rascar o exista un funcionamiento anómalo debido a la rotura de alguna pieza interna. La señal de vibración se obtiene de un acelerómetro solidario a la escuadra del primario. Ésta señal se trata posteriormente para obtener el valor RMS de aceleración y compararlo con un valor admisible. Por lo general la determinación del límite de aceleración se realiza experimentalmente e in situ, puesto que su cálculo analítico resulta muy complejo e innecesario.

El acelerómetro empleado es de tipo piezoeléctrico puesto que las vibraciones derivadas de una rascada son de elevada frecuencia y para ello éste tipo resulta ser el más adecuado. Concretamente el acelerómetro escogido es del tipo 4382 de la marca Brüel & Kjaer®. Éste consta de una carcasa de titanio que aloja en su interior el cuerpo piezoeléctrico. La frecuencia límite de medición es de 8,4 kHz, frecuencia suficiente si se considera que de producirse una rascada ésta no pasaría de 4 kHz (teniendo en cuenta una diferencia de velocidades de 382min^{-1} y 100 dientes de perro de un engranaje).

5.4.3 Adaptación del banco a la caja

De la misma forma que internamente cada modelo de caja es diferente, también lo son las características externas de éstas. Por tanto, el banco debe permitir algunas regulaciones:

a) Dimensiones exteriores: tal y como se ha explicado al inicio del actual apartado (ver tabla 5.1), las cajas se mueven en un amplio margen de longitudes. Debe evitarse que cualquier modelo dentro del ámbito del proyecto quede excluido por causa de sus dimensiones. Para ello, se ha diseñado un sistema de movimentación tanto del accionamiento del primario como del accionamiento de la palanca. En el caso del

accionamiento del primario, de elevado peso, éste cuenta además con la asistencia de un actuador lineal mediante husillo de accionamiento manual. Se permite de esta forma la adaptación a cualquier caja comprendida entre 662 y 1274 mm.

b) Cosido de la campana: éste cambia para cada caja en función del motor al que deba ir acoplada. Dado que la caja debe ser fijada al accto. del primario mediante el cosido de la campana, en el banco se realizará la sujeción de la caja mediante una placa adaptadora del accto. del primario a dicho cosido. Para cada nuevo modelo de caja o motor asociado a ensayar deberá realizarse una placa adaptadora específica.

c) Estriado del primario: el disco de embrague transmite el par al primario mediante un estriado, permitiéndose así su desplazamiento axial. Es habitual que cada modelo de caja presente un estriado específico. Dado que éste deberá ser utilizado para acoplar el accto. del primario a la caja, para cada nuevo modelo a ensayar deberá fabricarse un útil de adaptación del accto. específico para su tipo de estriado.

5.5 Sistema de control del banco

El banco de ensayo está compuesto, tal y como se describe en apartados anteriores, por una serie de elementos de actuación y otro conjunto de dispositivos de medición. Los primeros actuarán sobre el espécimen a ensayar, mientras que los segundos recogerán los datos necesarios para el análisis y la progresión del ensayo. Es necesario sin embargo una coordinación entre las señales captadas y los comandos enviados a la actuación del banco. Se requiere por tanto un gobierno electrónico del banco, cuyas funciones básicas son:

i. Adquirir las señales provenientes de los distintos sensores del banco.
ii. Procesar las actuaciones necesarias a realizar en función de la evolución del ensayo.
iii. Enviar las señales de comando de los distintos elementos de actuación del banco.

Se escoge para el control del banco el modelo PXI-1042 de National Instruments, ya que éste ofrece una solución integrada como controlador, equipo de adquisición y ordenador de trabajo. Su funcionamiento es más estable y robusto que el de un ordenador personal, con el añadido que posee 8 módulos para señales de adquisición y control (tanto de entrada como salida). De esta manera con un único elemento se realizan todas las funciones de gobierno. La fig. 5.45 esquematiza la funcionalidad del PXI.

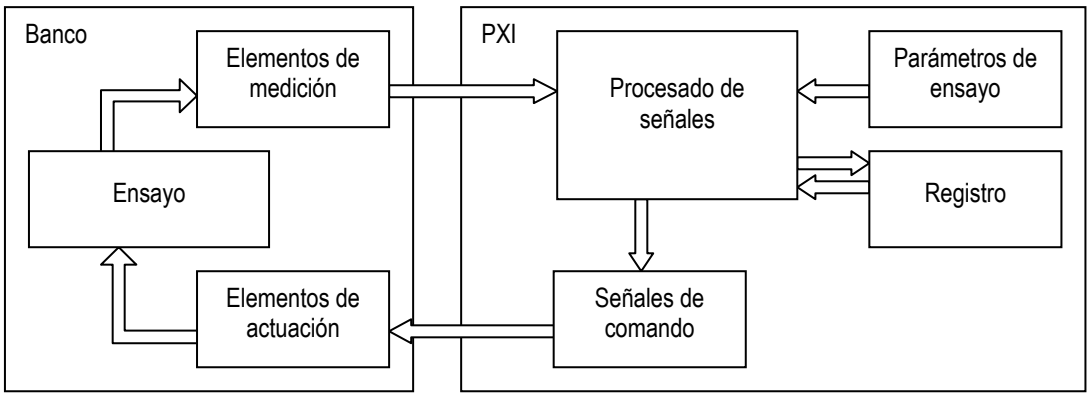


fig. 5.45

Por lo tanto, el PXI recibe de los sensores del banco una serie de señales, una parte de las cuales son registradas a una frecuencia de 1,5 kHz según los periodos marcados por la norma a lo largo del ensayo. Paralelamente, se procesan las señales recibidas, conjuntamente con una serie de parámetros de ensayo que son fijados desde el inicio y una parte de las señales que han sido registradas previamente. En base a dichos datos, se deciden las actuaciones necesarias y se generan las señales de comando para la actuación en consecuencia.

Las señales a medir y los comandos a realizar se detallan de forma gráfica en la fig. 5.46. Se puede apreciar que existen tres controladores adicionales al PXI (color verde): los dos controladores de los servomotores de actuación de palanca y el variador de frecuencia de los acctos. primario y secundario. En el caso de los primeros, el PXI realiza una serie de solicitaciones que los controladores se encargan de procesar y traducir en una señal de comando para los motores. Los pulsos medidos por los encoders de los motores pasan también primero por los controladores, siendo la señal de posición posteriormente enviada al PXI. En el caso del variador de frecuencia, el PXI solicita velocidad de secundario y/o primario y el variador alimenta en consecuencia a los respectivos motores, habiéndose programado previamente en el variador el tipo de actuación necesaria sobre éstos.

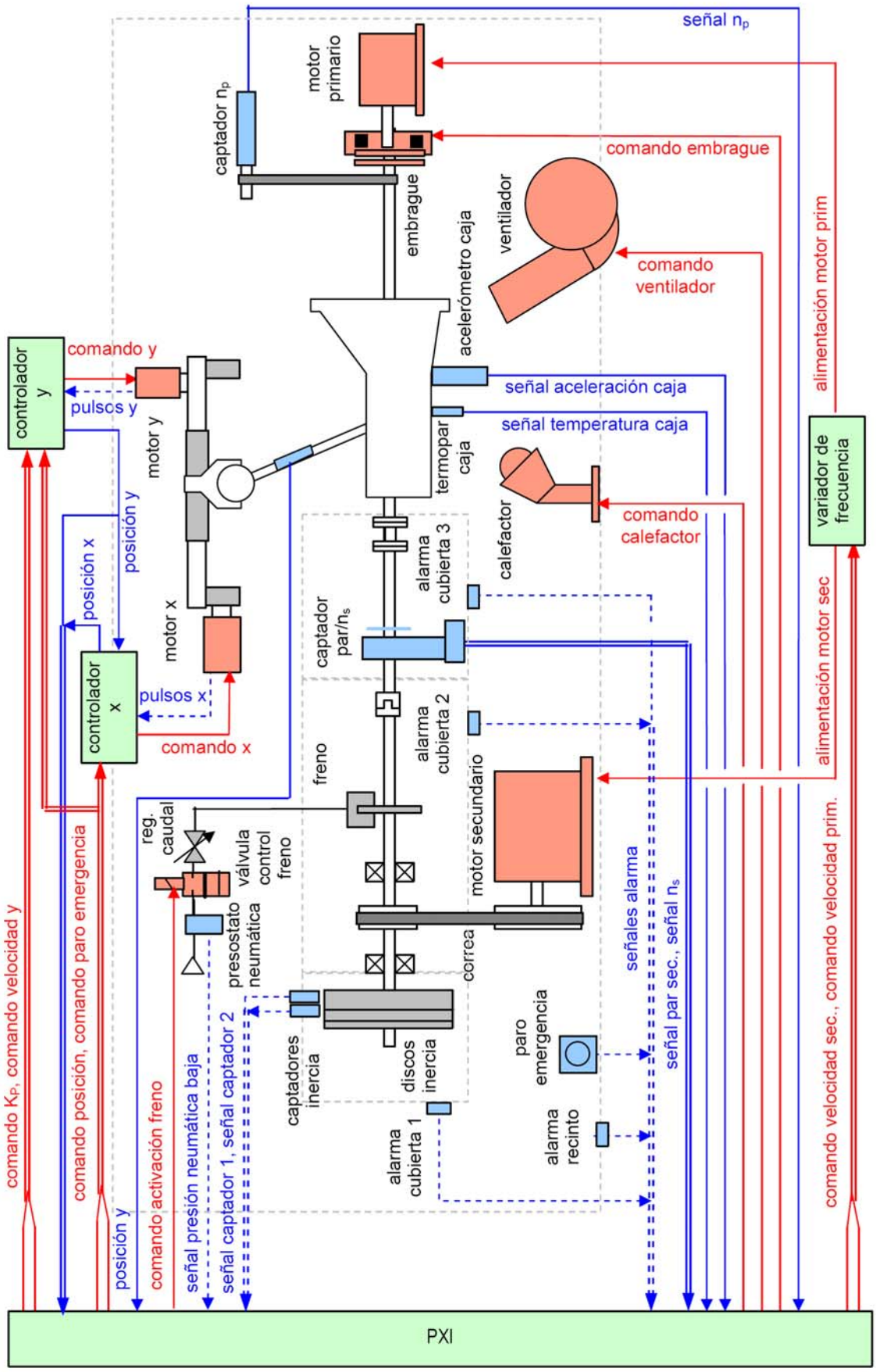

señal n_p
motor primario
captador n_p
comando embrague
embrague
ventilador
acelerómetro caja
comando ventilador
alimentación motor prim
controlador y
comando y
pulsos y
motor y
señal aceleración caja
señal temperatura caja
termopar caja
calefactor
comando calefactor
variador de frecuencia
posición y
posición x
alarma cubierta 3
motor x
captador par/n_s
controlador x
pulsos x
comando x
alarma cubierta 2
freno
motor secundario
alimentación motor sec
reg. caudal
válvula control freno
presostato neumática
correa
señales alarma
señal par sec., señal n_s
comando K_P, comando velocidad y
comando posición, comando paro emergencia
comando activación freno
señal presión neumática baja
señal captador 1, señal captador 2
captadores inercia
discos inercia
paro emergencia
alarma recinto
alarma cubierta 1
comando velocidad sec., comando velocidad prim.
posición y
PXI

fig. 5.46

En la tabla 5.26 y tabla 5.27 se resumen todas las señales y comandos empleados, así como las alarmas utilizadas para garantizar la seguridad del banco y el espécimen de ensayo. La activación de una alarma provocará que se comande de inmediato la detención de todos los accionamientos. En el caso de los canales ch13 a ch17, la detención irá acompañada también por la actuación del frenado de emergencia.

Señales				Alarmas	
Canal	Descripción	Captador origen	Registro	Disparador	Control
ch1	fuerza pomo X	puente galgas Y	No	límite sup fuerza X	tiempo real
ch2	fuerza pomo Y	puente galgas X	Si	límite sup fuerza Y	tiempo real
				límite inf. fuerza máx. Y	ciclo a ciclo
ch3	posición X	controlador motor X	No	inicio en carril central	inicio
ch4	posición Y	controlador motor Y	Si	límite sup e inf velocidad Y	ciclo a ciclo
ch5	n primario	tacómetro primario	Si	límite sup e inf n_p	tiempo real
ch6	n secundario	encoder secundario	Si	límite sup e inf n_s	tiempo real
ch7	par secundario	captador par sec.	Si	límite sup e inf par sec.	tiempo real
ch8	acel. caja	acelerómetro caja	Si	límite de vibración rascada (número máx. de rascadas)	RMS
				límite vibración rotura	RMS
ch9	temp. caja	termopar caja	Si	límite sup temp. aceite	tiempo real
ch10	pos. inercia 1	captador inercia 1	No	n_s supera $n_{s.MAX}$	inicio
ch11	pos. inercia 2	captador inercia 2	No	n_s supera $n_{s.MAX}$	inicio
ch12	presión baja freno	presostato neumático	No	señal presión baja	tiempo real
ch13	apertura cubierta 1	interruptor cubierta 1	No	cubierta 1 abierta	tiempo real
ch14	apertura cubierta 2	interruptor cubierta 2	No	cubierta 2 abierta	tiempo real
ch15	apertura cubierta 3	interruptor cubierta 3	No	cubierta 3 abierta	tiempo real
ch16	apertura recinto	interruptor recinto	No	producido acceso al recinto	tiempo real
ch17	paro emergencia	botón paro	No	paro emergencia solicitado	tiempo real

tabla 5.26

Comandos			
Canal	Descripción	Accto. comandado	Frec. actualiz.
com1	constante K_P	controlador motor Y	ciclo a ciclo
com2	velocidad Y	controlador motor Y	ciclo a ciclo
com3	posición	controlador motor Y, X	ciclo a ciclo
com4	paro emergencia	controlador motor Y, X	tiempo real
com7	velocidad motor primario	Variador de frecuencia	tiempo real
com8	activación embrague prim.	embrague electromagnético	tiempo real
com9	velocidad motor secundario	Variador de frecuencia	tiempo real
com10	activación calefactor	lámpara calefactora	tiempo real
com11	activación ventilador	motor sistema ventilación	tiempo real
com12	activación freno	electroválvula freno neumático	tiempo real

tabla 5.27

La finalidad de las señales adquiridas es, además de ser registradas (algo que, tal y como se aprecia en la tabla 5.26, sólo se hace con algunas de ellas), permitir monitorizar el estado del banco para procesar las acciones pertinentes.

El PXI debe incluir para la adquisición de señales un módulo para puentes extensiométricos NI-PXI-4220 para los puentes de galgas de la palanca, un contador de pulsos NI-PXI-6602 para el captador de par y velocidad del secundario y un módulo de adquisición analógico NI-4351 (apto para entradas analógicas y de temperatura) para el resto de los captadores. En el caso del acelerómetro la señal debe acondicionarse previamente con un amplificador para convertirla a analógica, puesto que el principio de funcionamiento de éste es por variación de carga y no de tensión. Por lo que respecta a los canales de comando, el módulo de interruptores NI-PXI-2565 se asigna a los accionamientos que requieren una elevada intensidad (calefactores, ventilador, embrague y electroválvula neumática), mientras que el resto de accionamientos se comandan por señales digitales mediante el módulo NI-PXI-6509, siendo alimentados independientemente.

5.6 Prestaciones del banco

5.6.1 Accionamiento del secundario

Velocidad máxima	$n_{s.max}$	= 5000 min^{-1}	
Par nominal	$\Gamma_{s.N}$	= 116,4 Nm	(hasta $n_{s.N}$ = 2500 min^{-1})
Par max. sincr.	Γ_{sinc}	= 200 Nm	
Par frenado	$\Gamma_{s.f}$	= 300 Nm	
Par máximo	$\Gamma_{s.max}$	= 350 Nm	
Inercia	I_s	= 0,5 ~ 7,0 $Kg \cdot m^2$	(con saltos de 0,5 $Kg \cdot m^2$ y una inercia añadida de 0,33 $Kg \cdot m^2$)

5.6.2 Accionamiento del primario

5.6.2.1 <u>Con el embrague acoplado</u>

Velocidad máxima	$n_{p.max}$	= 1500 min^{-1}	
Par nominal	$\Gamma_{p.N}$	= 10,23 Nm	(hasta $n_{s.N}$ = 750 min^{-1})
Par máximo	$\Gamma_{p.max}$	= 15,00 Nm	

5.6.2.2 <u>Con el embrague desacoplado</u>

Velocidad máxima	$n_{p.max}$	= 10000 min^{-1}
Inercia	$I_{p.accto}$	= $277{,}8 \cdot 10^{-6}$ $Kg \cdot m^2$

5.6.3 Accionamiento de la palanca de cambios

	Accto. inserción (Y)	Accto. selección (X)
Carrera útil	$y = \pm 100$ mm	$x = \pm 100$ mm
Velocidad máxima	$\dot{y}_{max} = 6280$ mm/s	$\dot{x}_{max} = 1855$ mm/s
Fuerza máxima	$F_{y.max} = 468$ N	$F_{x.max} = 3647$ N
Masa reducida	$m_{r.accto.x} = 5{,}0$ Kg	$m_{r.accto.y} = 52{,}8$ Kg

5.6.4 Otros accionamientos

Longitud caja de cambios:	L = 662 ~ 1.274 mm
Ángulo del plano normal al neutro:	$\alpha = 0 \sim 30$ º
Potencia de calefactado:	$P_{cal} = 375 \times 2$ kW
Caudal de refrigeración	$Q_{vent} = 1565$ m^3/h

5.6.5 Sistema de control del banco

Frecuencia máxima de ciclado:	$f_{cicl} = 30$ ciclos/min
Frecuencia de adquisición:	$f_{adq} = 1500$ Hz

6 Seguridad y mantenimiento

6.1 Medidas de seguridad

La máquina debe cumplir con la normativa de seguridad vigente a nivel europeo. Para más información acerca de las normativas y reglamentos que han sido considerados para la realización del banco de ensayos, éstos quedan referenciados en el Anexo E.

Es necesario por tanto proteger todos los órganos rotativos de la máquina, de forma que no se pueda acceder a éstos y, adicionalmente, que en caso de rotura de alguna de las piezas sujetas a rotación los fragmentos de material despedidos por efecto de la fuerza centrífuga no puedan extenderse por el entorno del banco de ensayos. El banco cuenta con las siguientes medidas de seguridad pasivas (ver también fig. 6.1):

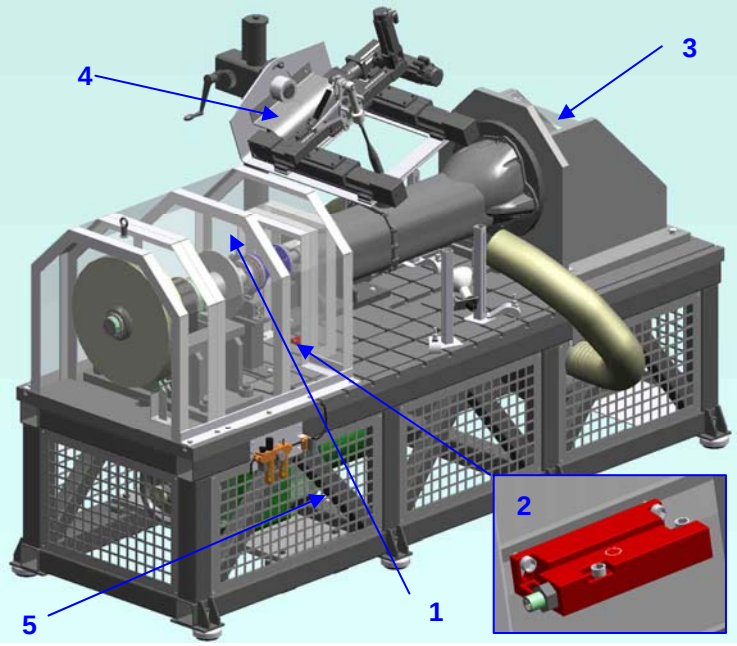


fig. 6.1

1. Protecciones del accto. secundario: se encargan de impedir el acceso a las partes rotativas del secundario y de evitar que, en caso de rotura, los fragmentos de las piezas desprendidos no superen las cubiertas. En el caso de los volantes de inercia, la cubierta está diseñada para ser retirada con frecuencia (para el ajuste de la inercia).
2. Interruptores magnéticos: para impedir el fallo humano, en caso de que las cubiertas no estén montadas no se permitirá que el banco entre en funcionamiento.
3. Cubierta del accto. primario: evita el contacto con las partes móviles del accionamiento. Además del riesgo de que alguna rotura despida fragmentos de este accto., la cubierta protege los elementos de éste, algunos de ellos muy delicados.
4. Cubierta del accto. en X de la palanca: la transmisión entre los dos actuadores en X de la palanca es un elemento en rotación y, como tal, debe ser cubierto.
5. Protecciones de la parte baja de la bancada: impiden el contacto con el motor eléctrico, la correa y el ventilador de la caja, permitiendo al mismo tiempo la correcta ventilación de estos elementos.

Adicionalmente a los elementos mostrados en la fig. 6.1, el banco cuenta con una protección perimetral consistente en una serie de mamparas protectoras que impiden el libre acceso de cualquier persona al entorno de operación de éste mientras se encuentre en funcionamiento. En caso de abrirse la puerta del cercado, el gobierno del banco ordenará su detención.

Además de las medidas de protección pasivas anteriores, el banco de ensayos contará con una serie de medidas de protección activas, consistentes en la monitorización de las distintas mediciones de los sensores. Las señales monitorizadas ya han sido descritas en la tabla 5.26 y tabla 5.27 del apartado 5.

6.2 Mantenimiento preventivo

Con el objetivo de que el banco cumpla con las expectativas de vida útil calculadas, será necesario realizar algunas revisiones periódicas de algunos de sus componentes:

1. Mantenimiento reducido: dado que se prevé un funcionamiento continuo del banco, es aconsejable realizar una limpieza de los conjuntos de los rodamientos y sustituir la grasa de éstos (INA® SM-16). También se revisará el estado de los retenes y éstos serán substituidos en caso de ser necesario. Se aconseja realizar dicho mantenimiento cada 1000 horas, es decir, aprox. cada 4 cajas ensayadas.

2. Calibración de sensores: en caso de que el propio cliente no disponga ya de un procedimiento establecido en este aspecto, se recomienda realizar anualmente una verificación de la instrumentación empleada (sensores y tarjetas de adquisición) por el banco para asegurar que la información adquirida es representativa.

3. Mantenimiento completo: consiste en una revisión profunda del banco cada 3 años. Se verifica el estado de motores (lubricación, ventilación y conexiones), correas (secundario, primario y actuadores de palanca), discos de inercia (estado, equilibrado), freno (material de fricción), limitador de par (engrase), instalación neumática (limpieza de filtros, regulación), embrague (desgaste, holgura) y otros elementos en general (pares de apriete, holguras, desequilibrios, etc.). También se comprobarán las conexiones de armario eléctrico, variador de frecuencia, hardware (controladores y PXI), software, interruptores de seguridad y tomas de tierra.

7 Estudio medioambiental

En cada una de las fases del proyecto se han considerado los siguientes aspectos medioambientales:

i. Fase de concepción: se ha realizado un diseño de fácil montaje y desmontaje, utilizando componentes y estructuras aprovechables para posibles adaptaciones futuras. Se ha prestado una especial atención al diseño del accionamiento del secundario, requiriendo éste por concepto (norma de ensayos) un elevado gasto energético en los sucesivos cambios de velocidad del sistema acumulador de energía. Gracias al sistema de inercia variable y al frenado por regeneración, se ha conseguido un gran ahorro energético y una importante reducción del tamaño del motor.
ii. Fase de redacción: no hay ningún tipo de emisión de gases nocivos o contaminantes. Se minimizan las vibraciones mediante la utilización de lapas antivibratorias para la soportación de la bancada. Se evita la utilización de materiales tóxicos o de difícil desmantelación en el diseño de los órganos del banco.
iii. Fase de construcción: se han utilizado materiales no contaminantes para la realización de las piezas diseñadas. En la medida de lo posible, se han empleado perfiles normalizados en el diseño de las piezas de gran tamaño para minimizar el gasto energético y económico derivado de su fabricación. En las piezas mecanizadas, se ha diseñado intentando minimizar la merma de material.
iv. Fase de explotación: los únicos residuos generados por el banco serán el aceite de la caja de cambios y los materiales de fricción de freno y embrague. En el primer caso, siempre deberá considerarse la presencia de una cubeta bajo la caja para recoger el aceite que pueda derramarse como consecuencia de una fuga o una rotura de la caja. En el caso de los materiales de fricción, éstos son altamente contaminantes. El polvo desprendido en su operación es nocivo. Por tanto, en las operaciones de desmontaje de las cubiertas deberán recogerse los sedimentos generados mediante una máquina aspiradora. Tanto el aceite como los materiales de fricción deberán ser tratados de acuerdo a las respectivas normativas vigentes. En lo que respecta a la implantación y adaptación del banco a las instalaciones del cliente, deberán considerarse los efectos de los ruidos y la generación térmica para las personas del entorno de la máquina.
v. Fase de desmantelamiento: en caso de desmantelar en el futuro el banco de ensayos, una buena parte de sus componentes podría aprovecharse para otros diseños. En el caso de poder aprovecharse, prácticamente la totalidad de ellos podrían ser reciclados.

8 Estudio económico y planificación

8.1 Estudio económico

8.1.1 Costes de proyecto

En la tabla 8.1 se resumen los costes del proyecto. El coste total del proyecto es el precio de venta al cliente exento de IVA, transporte, acometidas y adaptación de la implantación. En el precio se incluye el montaje y prueba del banco, así como el rediseño final de componentes.

Coste total de fabricación	111.297 €
Coste legaliz. instalac. (2,5%)	2.782 €
Coste administración (9%)	10.017 €
Coste almacén (5%)	5.565 €
Coste diseño	48.550 €
Coste total banco	175.911 €
Margen industrial (6%)	10.555 €
Coste total banco cliente	**188.904 €**

tabla 8.1

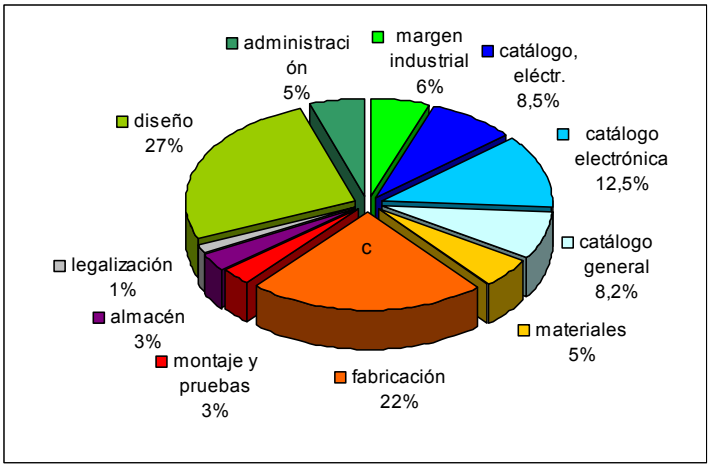


fig. 8.1

La fig. 8.1 detalla el origen de los costes derivados de la fabricación. La tabla 8.2 detalla el origen de los costes derivados de la oficina técnica. En lo referente a los costes de fabricación, el estudio económico detallado de éstos se ha relegado al documento del Anexo D.

Concepto	Cant.	Coste	
		unitario	total
Estudio preliminar	100	39 €	3.900,00 €
Concepción y diseño	700	46 €	32.200,00 €
Delineación	200	33 €	6.600,00 €
Documentación	150	39 €	5.850,00 €
Total costes diseño			**48.550,00 €**

tabla 8.2

8.1.2 Costes de explotación

Energía eléctrica	2.024 €/año
Mantenimiento y asistencia	2.000 €/año
Calibración de sensores	3.000 €/año
Utillajes de adaptación	3.285 €/año

tabla 8.3

La tabla 8.3 resume los gastos derivados de la explotación del banco durante un año al 100% de ocupación, permitiendo el ensayo de 7,3 cajas de cambio anuales. Para mayor detalle de los costes de explotación, véase el Anexo D.

8.1.3 Estudio de rentabilidad

La principal alternativa al presente banco de ensayos es la subcontratación de la totalidad de los ensayos a una empresa externa. Para mantener la misma cadencia de ensayos anuales, de 7,3 cajas/año, subcontratando los ensayos a una empresa externa conocida, sería necesario abonar a ésta 92.400 € anuales (véase Anexo D para mayor detalle).

Por tanto, con un ahorro anual estimado de 82.091 €/año, se obtiene un VAN a 5 años y con un 10% de interés de 88.461 €. Para que el proyecto no resultara rentable, sería necesario que el interés anual subiera hasta el 24,6% (TIR). Esta buena rentabilidad obtenida se basa en que la ocupación del banco anual sea próxima al 100%.

8.2 Planificación

En la tabla 8.4 se muestran las actividades necesarias para la elaboración del proyecto, siendo el plazo total de elaboración necesario de 22 semanas siempre y cuando se empleen los recursos que se indican. En la fig. 8.2 se muestra la misma información en forma de diagrama de Gantt.

Id	Nombre de tarea	Duración	Nombres de los recursos
1	**Diseño**	**80 días**	
2	Estudio preliminar	13 días	Ingeniero1
3	Proyectado mecánico del banco	35 días	Ingeniero1;Ingeniero2
4	Definición del control del banco	13 días	Ingeniero2
5	Delineación	13 días	Proyectista1;Delineante1
6	Documentación	19 días	Proyectista1
7	Programación software	13 días	Informático
8	**Elementos de diseño propio**	**28 días**	
29	**Elementos manufacturados**	**15 días**	
31	**Montaje y puesta en marcha**	**20 días**	
32	Montaje de subconjuntos	8 días	Ajustador1
33	Montaje in situ	10 días	Ajustador1;Ajustador2
34	Puesta en marcha y recepción del banco	2 días	Técnico;Ajustador1

tabla 8.4

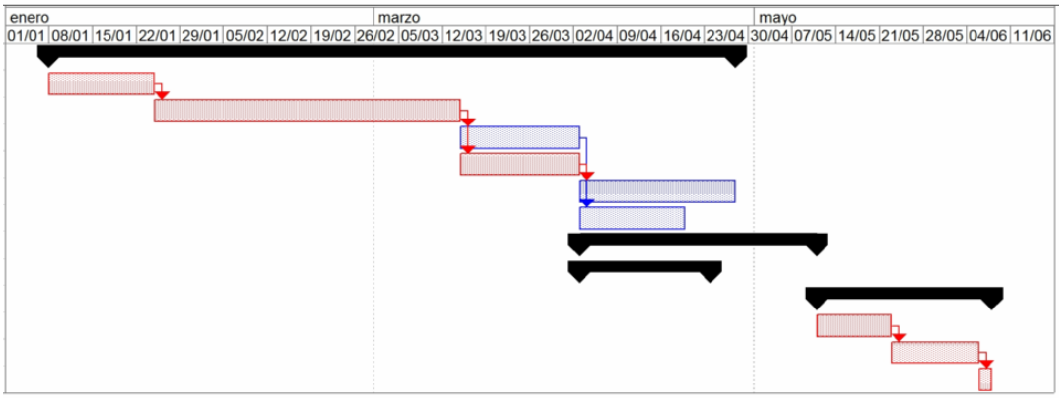


fig. 8.2

Para mayor detalle de la planificación, especialmente en lo que respecta a los elementos de diseño propio, se sugiere consultar el documento del Anexo D.

9 Conclusiones

Se han podido cumplir los objetivos marcados al inicio de este proyecto, consiguiéndose diseñar un banco de ensayo de sincros capaz de actuar indistintamente sobre cualquiera de los dos ejes de la caja (primario y secundario), así como sobre la palanca de cambios tanto en inserción como en selección de marcha. De esta forma se consigue una completa adaptación de los ensayos a la norma actual definida por el cliente.

Se ha desarrollado una actuación sobre el secundario, de prestaciones muy superiores al banco actual aun empleando la misma potencia, gracias al diseño de un novedoso sistema de inercia variable. Dicha mejora permite ensayar cada marcha exactamente a la velocidad que le corresponde, suponiendo una gran mejora en la representatividad del ensayo.

Ha podido realizarse el diseño de una actuación sobre el primario que no altera prácticamente la inercia original del disco de embrague de la caja de cambios, algo que ninguno de los bancos anteriores había aplicado. Dicho sistema permite cumplir plenamente con las normas de ensayo y, adicionalmente, aporta un mayor potencial al banco de cara a futuros procedimientos de ensayo.

El diseño de un nuevo accionamiento de la palanca de cambios, ahora de tipo electromecánico, ha permitido una mejor calidad del control de los parámetros que influyen en la inserción de una marcha. De esta forma la calidad de ejecución del ensayo es muy superior a la de los bancos actuales.

Considerando que el banco consta de varias actuaciones, algunas de ellas bastante complejas, el coste del proyecto es razonable para una empresa dedicada al desarrollo de las cajas de cambio. La inversión realizada puede ser recuperada en pocos años en caso de mantenerse el banco suficientemente ocupado.

El presente proyecto requiere que se completen tanto la instalación eléctrica como el software de adquisición y gobierno del banco para poder ser considerado finalizado.

Como sugerencia para diseños futuros, se propondría optimizar el ciclado entre marchas de forma que se pudiera evitar los desmontajes de los sincros gastados, operación que consume tiempo y recursos. Una actuación combinada de los acctos. de secundario y primario que sincronizase los correspondientes ejes de la caja de cambios, podría evitar el desgaste de los sincros una vez se ha superado el número de ciclos objetivo.

10 Bibliografía

Libros:

BIGORDÀ, J., FENOLLOSA, J.: *La fatiga dels elements mecànics*. Barcelona, Edicions UPC, 1993, p. 30-40.

CHEVALIER, A.: *Dibujo Industrial*. Méjico, Editorial Limusa, 2001.

FENOLLOSA, J.: *Unions Cargolades.* Barcelona, Edicions UPC, 1995, p. 42, 51, 75.

HÜTTE, Academia de Berlín: *Manual del Ingeniero*, Barcelona, Editorial Gustavo Gili, 1964, Tomo I p. 542.

NIEMANN, G.: *Elementos de máquinas*. Munich, 1975, Volumen I p.19, 31, 51, 54-58, 67, 68

RIBA ROMEVA, C.: *Disseny i Càlcul de molles*, Barcelona, Edicions UPC, 1993, pág 44 - 46.

RIBA ROMEVA, C.: *Selecció de Motors i Transmissions en el Projecte Mecànic*, Barcelona, CPDA-ETSEIB, 1999, p. 86-88.

RIBA ROMEVA, C.: *Mecanismes i màquines III Dinàmica de màquines*, Barcelona, Edicions UPC, 2000, p. 38-43.

ROURE F., MARIMÓN F., BONNIN A.: *Resistencia de Materiales Capítulos 1 a 5*. Barcelona, CPDA-ETSEIB, 1999.

UNIVERSIDAD DE NAVARRA. DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA. *Elementos de máquinas.* Navarra, Campus Tecnológico, 2004.

VILLÀ R. *Dinàmica de Sistemes*. Barcelona, CPDA-ETSEIB, 2000.

Información obtenida de la red y referencias a catálogos:

CONTITECH POWER TRANSMISSION SYSTEMS GMBH. *Conti Synchrobelt® HTD Synchronous Drive Belts.* Hannover, Contitech, 2002.

DANAHER MOTION®. *Gearhead Catalog*, www.DanaherMotion.com, 2003, pag. 9

DANAHER MOTION®. *Motors and Drives Overview Brochure,* www.DanaherMotion.com, 2004, p. 12.

GRUPO SCHAEFFLER KG. INA-FAG. *Medias®*. Herzogenaurach, 2006. [http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.cr/;aEIEJM-k2paa, 4 de abril de 2006]

NEFF®. *Mechanical linear drive units*, Waldenbuch, Wiesel®, 2006

RINGSPANN®. *Industrial Disc Brakes*. Bad Homburg, Ringspann GmbH, 2005.

ROYMECH. *Trybology*. 2000.
[http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm, 28 de marzo de 2006].

Agradecimientos

Han transcurrido algo más de tres años desde que finalizamos la última asignatura de la carrera, e iniciamos dos proyectos por entonces desconocidos para nosotros: el comienzo de nuestra carrera profesional y la realización de un proyecto que debíamos emprender por nosotros mismos. Desde entonces, hemos comprobado la dificultad que entraña compaginar ambas responsabilidades. Sin embargo, ambas nos han enriquecido profesionalmente.

Durante este largo periodo han sido muchas las personas que nos han dado su soporte y han reforzado nuestra motivación. Por ello queremos dar las gracias a todos, especialmente:

A nuestros padres, Francesc y Alicia (Francisco) y José Mª y María (Héctor), por darnos su apoyo en todo lo que nos hemos propuesto.

A nuestras novias, Eva (Francisco) y Meritxell (Héctor), por la paciencia y comprensión que han mostrado durante todo este tiempo.

A nuestros hermanos y hermanas, Susana, Irene y Mónica (Francisco) y Pablo (Héctor), así como al resto de nuestra familia, por los ánimos que nos han aportado para continuar.

A nuestros amigos, por entendernos cuando no hemos podido dedicar el tiempo que habríamos querido a estar con ellos.

A nuestros compañeros del trabajo, que nos han recordado cuán importante era acabar el proyecto.

A nuestro tutor Vicenç, por habernos guiado en la elaboración de este proyecto.

Por último, los autores de este proyecto desearíamos agradecernos mutuamente el trabajo realizado en equipo.