



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 292 094**

51 Int. Cl.:  
**B60W 30/18** (2006.01)  
**B60W 50/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **05425431 .3**  
86 Fecha de presentación : **17.06.2005**  
87 Número de publicación de la solicitud: **1733945**  
87 Fecha de publicación de la solicitud: **20.12.2006**

54 Título: **Sistema de control y método para controlar la maniobra de arranque en un vehículo de motor con caja de cambios servocontrolada.**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**01.03.2008**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**01.03.2008**

73 Titular/es:  
**C.R.F. SOCIETA' CONSORTILE PER AZIONI**  
**Strada Torino, 50**  
**10043 Orbassano, Torino, IT**

72 Inventor/es: **Gianoglio, Renato;**  
**Del Pin, Dario;**  
**Ellena, Giovanni;**  
**Fossanetti, Massimo;**  
**Lupo, Massimo;**  
**Porta, Attilio y**  
**Borodani, Pandeli**

74 Agente: **Justo Vázquez, Jorge Miguel de**

ES 2 292 094 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Sistema de control y método para controlar la maniobra de arranque en un vehículo de motor con caja de cambios servocontrolada.

5

La presente invención se refiere de una manera general al control de la propulsión de un vehículo a motor, y más específicamente a un sistema y método de control para controlar la maniobra de arranque en un vehículo a motor dotado de una caja de cambios servocontrolada.

10

En la práctica, una caja de cambios servocontrolada es una caja de cambios mecánica convencional que se hace funcionar por medio de servocontroladores, que comprenden un accionador para desengranar y engranar el embrague de fricción entre el eje de la transmisión y el eje de entrada primario de la caja de cambios, un accionador para seleccionar las proporciones de transmisión y un accionador para engranar la proporción de transmisión seleccionada.

15

Las cajas de cambio servocontroladas son ampliamente conocidas en la técnica anterior y se utilizan para reproducir y optimizar las órdenes de cambio de velocidad del conductor.

20

Las estrategias de control de un sistema de control para una caja de cambios servocontrolada deben adaptarse ellas mismas a las condiciones de funcionamiento del vehículo y deben mantener la sensación de conducción solicitada por el conductor por medio de las órdenes impartidas al pedal del acelerador.

25

Un sistema de control para una caja de cambios servocontrolada se conoce de la patente europea EP 0 906 526 propiedad del presente solicitante. El sistema comprende una unidad de control electrónico conectada a una pluralidad de sensores para detectar las condiciones de funcionamiento del vehículo, que incluye un sensor potenciométrico para detectar la posición del pedal del acelerador, a los accionadores de la caja de cambios, y a los accionadores que controlan la potencia entregada por el sistema de propulsión del vehículo, con el fin de permitir el control integrado del sistema de propulsión y la caja de cambios durante una operación de cambio de velocidad.

30

La detección de la posición del pedal del acelerador permite que se reconozcan correctamente las intenciones del conductor.

35

El funcionamiento de la unidad de control se basa en un modelo de referencia en el que las señales de control de accionador se determinan por medio de un modelo matemático del comportamiento de conducción, que se diseña para adaptar el comportamiento del vehículo en términos de comodidad y rendimiento, en las diversas fases del cambio de velocidad, según las órdenes impartidas por el conductor por medio del pedal del acelerador y una palanca de mando o botón pulsador para seleccionar la proporción de transmisión, en otras palabras para solicitar un cambio a una proporción superior o inferior.

40

Un sistema y método de control con un modelo matemático se conoce por el documento WO 03086804 de la técnica anterior, que muestra las propiedades del preámbulo de las reivindicaciones 1 y 12.

45

El sistema de control para la caja de cambios servocontrolada deber configurarse para controlar el arranque automático (comenzando desde el estacionamiento) del vehículo, particularmente según el nivel de rendimiento que se especifica mediante el conductor por medio de su presión sobre el pedal del acelerador.

50

El objetivo de la presente invención es proporcionar un procedimiento de control para una caja de cambios servocontrolada, que hace posible obtener, durante una maniobra de arranque, las funciones y rendimientos esperados por el conductor según la orden impartida por medio del pedal del acelerador.

55

La definición de una caja de cambios servocontrolada utilizada en el resto de la presente descripción se refiere tanto a una caja de cambios del tipo definido inicialmente y a una configuración que no proporciona el accionamiento servoasistido de la selección de las proporciones de transmisión y del engranaje de la proporción seleccionada, que en su lugar puede controlarse manualmente mediante el conductor, pero sólo para el accionamiento servoasistido del control del embrague por medio de accionadores eléctricos o electrohidráulicos.

60

Según la presente invención, este objetivo se consigue por medio de un sistema de control y método que tiene las características reivindicadas en las reivindicaciones 1 y 12, respectivamente.

Se clarificarán las ventajas y características adicionales de la invención mediante la siguiente descripción detallada, que se refiere a los dibujos adjuntos proporcionados meramente a modo de ejemplo y sin intención restrictiva, en los que:

65

la figura 1 es una representación esquemática de un conjunto de motor y transmisión de un vehículo, que incluye una caja de cambios servocontrolada asociada con un sistema de propulsión,

la figura 2 es un diagrama de bloques del sistema para controlar la caja de cambios servocontrolada propuesta por la invención,

## ES 2 292 094 T3

la figura 3 es un modelo simplificado de la transmisión de movimiento utilizado por el sistema de control de la figura 2, y

la figura 4 muestra un par de diagramas de tiempo que ilustran la variación de las variables controladas por el sistema.

Para hacer más claro el contenido, la figura 1 muestra un conjunto 10 de motor y transmisión de un vehículo a motor, que comprende un sistema de propulsión tal como un motor E térmico de combustión interna que puede transmitir la energía mecánica entregada a las ruedas motrices del vehículo a través de una caja G de cambios, un eje S de la transmisión (ilustrado parcialmente en la figura) y un diferencial (no mostrado).

El motor térmico está asociado con una primera unidad ECU<sub>E</sub> de control y procesamiento electrónico que puede interconectarse con dispositivos sensores asociados con el motor y dispositivos accionadores de motor, indicados en su totalidad por SENS<sub>E</sub> y ACC<sub>E</sub> respectivamente.

La caja G de cambios está asociada con una segunda unidad ECU<sub>G</sub> de control y procesamiento electrónico, que puede interconectarse con dispositivos sensores asociados con la caja de cambios y dispositivos accionadores para la caja de cambios, indicados en su totalidad por SENS<sub>G</sub> y ACC<sub>G</sub> respectivamente.

Las dos unidades de control ECU<sub>E</sub> y ECU<sub>G</sub> están acopladas a los dispositivos M<sub>E</sub> y M<sub>G</sub> de memoria correspondientes, y están conectadas a una línea BUS de transmisión común, por ejemplo una línea de una red de comunicación según el protocolo CAN.

En una realización alternativa, las unidades ECU<sub>E</sub> y ECU<sub>G</sub> pueden estar integradas en una única unidad de procesamiento con el fin de mejorar el rendimiento global del sistema.

La figura 1 también muestra la conexión de un sensor SENS<sub>PAC</sub> para detectar la posición del pedal P<sub>AC</sub> del acelerador en la entrada de la unidad ECU<sub>E</sub> de control de motor.

La figura 2 muestra en detalle el diagrama lógico de un sistema de control para la caja de cambios G servocontrolada, indicada de manera global por 20, implementándose el sistema preferiblemente en la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios, pero distribuyéndose entre las unidades ECU<sub>E</sub> y ECU<sub>G</sub> separadas si es necesario.

El sistema 20 comprende un módulo 22 generador de referencia de par motor dispuesto para calcular la variación en el tiempo de un par C<sub>MRif</sub> motor de referencia solicitado desde el motor térmico y de un par C<sub>FRif</sub> motor de referencia que puede transmitirse mediante el embrague de fricción, basándose en una orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal P<sub>AC</sub> del acelerador para accionar una maniobra de arranque. La variación con el tiempo de C<sub>MRif</sub> y C<sub>FRif</sub> se calcula basándose en un modelo de referencia como una función de parámetros intermedios tales como la variación en la aceleración longitudinal del vehículo (sobreceleración), el par C<sub>Cond</sub> motor de arranque y la velocidad  $\omega_{Msp}$  angular del eje de la transmisión (revoluciones del motor) en el arranque, obtenidos a partir de la información sobre la posición del pedal del acelerador.

Las señales que indican la posición del pedal del acelerador y el par C<sub>Cond</sub> motor de arranque se comunican a la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios mediante la unidad ECU<sub>E</sub> de control del motor a través de la línea BUS de transmisión de la red CAN.

La señal que indica el par C<sub>Cond</sub> motor de arranque solicitado se calcula en la unidad ECU<sub>E</sub> de control del motor, por medio de un modelo de referencia almacenado en la memoria M<sub>E</sub> asociada, mientras que las señales que indican la sobreceleración y revoluciones del motor solicitadas en el arranque se calculan en la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios, por medio de modelos de referencia almacenados en la memoria M<sub>G</sub> asociada.

El módulo generador de referencia de par motor envía desde su salida un par de señales o datos de solicitud de par motor de referencia, que indican el par C<sub>MRif</sub> motor de referencia solicitado desde el motor térmico y el par C<sub>FRif</sub> motor transmisible que puede transmitirse mediante el embrague de fricción.

Estas señales se suministran a la entrada de un módulo 24 estimador de velocidad del motor, adaptado para calcular las velocidades angulares de referencia del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario, indicado posteriormente por  $\omega_{MRif}$  y  $\omega_{PRif}$  respectivamente, basándose en la información sobre la variación temporal de los pares C<sub>MRif</sub> y C<sub>FRif</sub> motores, según un modelo de transmisión simplificado que se menciona brevemente posteriormente.

Las señales  $\omega_{MRif}$  y  $\omega_{PRif}$  se suministran entonces por retroalimentación al módulo 22 generador y a la entrada de un módulo 26 controlador adaptado para calcular el error entre las velocidades angulares de referencia calculadas por el módulo 24 estimado y las velocidades angulares reales medidas por los sensores instalados a bordo del vehículo y adquiridas en la unidad de control del motor y la unidad de control de la caja de cambios.

Más específicamente, la señal que indica la velocidad  $\omega_M$  angular real del eje de la transmisión se adquiere en la entrada de la unidad ECU<sub>E</sub> de control del motor por medio del sensor indicado como SENS<sub>E</sub> en la figura 1, y comunicado a la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios a través de la línea BUS, mientras que la señal que

## ES 2 292 094 T3

indica la velocidad  $\omega_p$  angular real del eje de engranajes primario se adquiere directamente mediante la unidad ECU<sub>G</sub> por medio del sensor indicador por SENS<sub>G</sub> en la figura 1.

El módulo 24 estimador y el módulo 26 controlador, en serie, forman un compensador en bucle cerrado.

Basándose en la comparación entre las velocidades angulares de referencia y las velocidades reales, el módulo 26 controlador determina las contribuciones  $\Delta C_M$  y  $\Delta C_F$  de par motor correctivas y envía las señales o datos correspondientes que se añaden a las señales  $C_{FRif}$  y  $C_{MRif}$  o datos de solicitud de par motor de referencia en bucle abierto originadas por el módulo 22 con el fin de generar las correspondientes señales  $C_M$  y  $C_F$  de solicitud de par motor.

Las señales  $C_M$  y  $C_F$  se suministran a través del motor y las unidades de control de la caja de cambios a los accionadores ACC<sub>E</sub> y ACC<sub>G</sub>, que son, respectivamente, el accionador de control del motor y el accionador de funcionamiento del embrague de fricción. Más específicamente, la señal  $C_M$  se suministra mediante la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios a la unidad ECU<sub>E</sub> de control del motor a través de la línea BUS, mientras que la señal  $C_F$  se utiliza por la unidad ECU<sub>G</sub> de control de la caja de cambios para controlar el accionador ACC<sub>G</sub> que hace funcionar el embrague de fricción.

Para el cálculo de los pares motores y velocidades angulares de referencia y para la compensación en bucle cerrado, se hace uso de un modelo lineal de la transmisión en el que se considera que el motor térmico y el embrague de fricción son accionadores de par motor, y no se aceptan elementos elásticos (tales como acoplamientos flexibles) y fenómenos de fricción entre las piezas mecánicas. El modelo y las variables y parámetros correspondientes se representan en la figura 3.

El eje de la transmisión se indica por 30 y un momento  $J_M$  de inercia global del motor se refiere a éste.  $\omega_M$  y  $C_M$  indican, respectivamente, la velocidad angular del eje de la transmisión y el par motor del motor neto sobre el eje.

El número 32 indica el embrague de acoplamiento entre el eje 30 de la transmisión y la caja de cambios, comprendiendo ésta un primer eje 34 de entrada primario y un eje 36 secundario acoplado al diferencial y, por medio de éste, a las ruedas motrices.

$C_F$  indica el par motor transmitido mediante el embrague, que puede modularse como una función del grado de engranaje y deslizamiento del embrague.  $\omega_p$  indica la velocidad angular del eje primario. Este eje, junto con el eje secundario y los dispositivos ubicados aguas debajo de los engranajes, presenta un par  $C_R$  motor resistente total al embrague.

El sistema representado mediante el modelo de la figura 3 se describe mediante las siguientes ecuaciones.

En la condición de embrague engranado:

$$C_M(t) - C_R(t) = (J_M + J_P) \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \quad (1)$$

en la condición de embrague desengranado, con modulación:

$$C_M(t) - C_F(t) = J_M \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \quad (2)$$

en el lado del motor, y

$$C_F(t) - C_R(t) = J_P \cdot \frac{d\omega_P}{dt} \quad (3)$$

en el lado de la caja de cambios, en que  $J_P$  indica el momento de inercia total hallado sobre el eje primario, que depende del momento  $J_{DC}$  de inercia del disco conducido del embrague, del momento  $J_{PS}$  de inercia del eje primario de la caja de cambios, y del momento de inercia total del vehículo, hallado en la salida del diferencial  $J_V$  utilizando una constante de proporcionalidad tal como una función de la proporción de transmisión seleccionada, según la ecuación

$$J_P = J_{DC} + J_{PS} + \frac{J_V}{\tau^2} \quad (4)$$

## ES 2 292 094 T3

El momento de inercia total del vehículo hallado en la salida del diferencial puede calcularse según la ecuación

$$J_V = M \cdot R^2 + 4 \cdot J_W \quad (5)$$

O en otras palabras como una función del momento  $J_W$  de inercia de las ruedas y de la masa  $M$  del vehículo y el radio  $R$  de rodadura de las ruedas.

La variación (derivada) de la aceleración longitudinal, conocida como la “sobreactuación”, es particularmente importante en relación con la comodidad de conducción, y se define mediante la ecuación

$$\text{sobreactuación} = \frac{da_x}{dt} \quad (6)$$

Durante la maniobra de arranque, la aceleración longitudinal del vehículo está relacionada con la aceleración del eje de engranajes primario mediante la relación

$$a_x = \frac{d\omega_w}{dt} \cdot R = \frac{d\omega_p}{dt} \cdot \frac{R}{\tau} \quad (7)$$

La variación de la velocidad de giro de eje de engranajes primario depende del par motor transmitido mediante el embrague según la ecuación (3) del modelo de transmisión descrito anteriormente; en otras palabras,

$$\frac{d\omega_p}{dt} = \frac{C_F(t) - C_R(t)}{J_p} \quad (8)$$

La aceleración del vehículo durante el arranque es por lo tanto como sigue:

$$a_x = \frac{d\omega_p}{dt} \cdot \frac{R}{\tau} = \frac{C_F(t) - C_R(t)}{J_p} \cdot \frac{R}{\tau} \quad (9)$$

y la sobreactuación puede por lo tanto determinarse como una función del par motor del embrague, suponiendo que el par  $C_R(t)$  motor resistente es constante, según la siguiente fórmula:

$$\text{sobreactuación} = \frac{da_x}{dt} = \frac{dC_F(t)}{dt} \cdot \frac{R}{J_p \cdot \tau} \quad (10)$$

Por consiguiente, la especificación de un valor de sobreactuación constante, al que se hace referencia posteriormente como sobreactuación\*, que es una condición esencial y fundamental para el sistema de control propuesto por la invención, produce una variación lineal del par  $C_F(t)$  motor transmitido mediante el embrague, tal como se representa en el gráfico superior de la figura 4 en el periodo  $t_0 < t < t_2$ .

Se considerará por lo tanto la siguiente equivalencia:

$$\frac{dC_F(t)}{dt} = \frac{C_F(t_2) - C_F(t_0)}{T_F} = dC_F \quad (11)$$

Dada la relación (10) y la equivalencia anterior, se obtiene

$$\text{sobreactuación}^* = \frac{da_x}{dt} = \frac{C_F(t_2) - C_F(t_0)}{T_F} \cdot \frac{R}{J_p \cdot \tau} \quad (12)$$

## ES 2 292 094 T3

a partir de la que es posible calcular la duración total  $T_F$  del intervalo necesitado para modular el engranaje del embrague desde un par  $C_F(t_0)$  motor transmitido inicial al par  $C_F(t_2)$  motor transmitido final:

$$T_F = \frac{(C_F(t_2) - C_F(t_0)) \cdot R}{\text{sobreac}^* \cdot J_P \cdot \tau} \quad (13)$$

En conclusión, el modelo simplificado que se ha adoptado establece que, con el fin de especificar una sobreaceleración constante durante una maniobra de arranque, es necesario simplemente controlar una rampa de par motor que puede transmitirse mediante el embrague, según la relación

$$\frac{dC_F(t)}{dt} = \frac{J_P \cdot \tau}{R} \cdot \text{sobreac}^* \quad (14)$$

La variación del par motor que puede transmitirse mediante el embrague es por lo tanto una función del valor de sobreaceleración de referencia constante y del valor inicial del par motor transmitido mediante el embrague en el instante  $t_0$ , y puede resumirse en las siguientes ecuaciones:

$$C_F(t) = C_F(t_0) + \int_{t_0}^t \frac{\text{sobreac}^* \cdot J_P \cdot \tau}{R} dt \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_2 \quad (15)$$

$$C_F(t) = C_F(t_2) \quad \text{para } t > t_2$$

Empezando desde el valor de sobreaceleración deseado durante la maniobra de arranque, con el fin de completar la maniobra alcanzando una velocidad angular deseada del eje de la transmisión en el arranque (que puede también deducirse a partir de la información sobre la presión sobre el pedal del acelerador por el conductor), es necesario especificar la variación temporal del par motor suministrado por el motor.

En el modelo simplificado que se ha adoptado, la variación temporal del par motor del motor se supone que depende del par motor del embrague especificado (y por lo tanto, indirectamente, de la sobreaceleración solicitada) y de la velocidad angular solicitada del eje de la transmisión en el arranque, tal como se representa en el gráfico superior de la figura 4.

Integrando la ecuación (2) entre el instante  $t_0$  y el instante  $t_2$ , se obtiene la derivada de la orden de par motor de referencia para el motor:

$$\int_{t_0}^{t_2} \frac{d\omega_M}{dt} \cdot J_M \cdot dt = \int_{t_0}^{t_2} (C_M(t) - C_F(t)) \cdot dt \quad \text{para } t_0 < t < t_2 \quad (16)$$

Considerando que

$$C_M(t_1) = C_M(t_2) \quad (17)$$

y resolviendo la integral, se obtiene

$$\begin{aligned} (\omega_M(t_2) - \omega_M(t_0)) \cdot J_M &= (C_M(t_2) - C_M(t_0)) \cdot \frac{T_M}{2} + C_M(t_0) \cdot T_M + C_M(t_2) \cdot (T_F - T_M) \\ &- (C_F(t_2) - C_F(t_0)) \cdot \frac{T_F}{2} - C_F(t_0) \cdot T_F \end{aligned} \quad (18)$$

## ES 2 292 094 T3

Se simplificará la notación según sigue:

$$\begin{cases} C_M(t_0) = C_{M0} & \omega_M(t_0) = \omega_{M0} & C_F(t_0) = C_{F0} \\ C_M(t_2) = C_{M2} & \omega_M(t_2) = \omega_{M2} & C_F(t_2) = C_{F2} \end{cases} \quad (19)$$

de tal modo que la relación (18) se convierte:

$$(\omega_{M2} - \omega_{M0}) \cdot J_M = -(C_{M2} - C_{M0}) \cdot \frac{T_M}{2} + (2 \cdot C_{M2} - C_{F2} - C_{F0}) \cdot \frac{T_F}{2} \quad (20)$$

Introduciendo la condición

$$C_M(t_2) = C_F(t_2) \quad (21)$$

en el modelo, la ecuación (20) puede simplificarse como:

$$(\omega_{M2} - \omega_{M0}) \cdot J_M = -(C_{M2} - C_{M0}) \cdot \frac{T_M}{2} + (C_{F2} - C_{F0}) \cdot \frac{T_F}{2} \quad (22)$$

Especificando un cambio lineal en la variación temporal del par motor del motor, definida como

$$\frac{dC_M(t)}{dt} = \frac{C_M(t_1) - C_M(t_0)}{T_M} = \frac{C_M(t_2) - C_M(t_0)}{T_M} = dC_M \quad (23)$$

puede obtenerse a partir de la relación (22) la relación completa que relaciona la derivada del par motor del motor con la derivada del par motor del embrague y con la velocidad angular del eje de la transmisión.

$$(\omega_{M2} - \omega_{M0}) \cdot J_M = \frac{(C_{M2} - C_{M0})^2}{2 \cdot dC_M} + \frac{(C_{F2} - C_{F0})^2}{2 \cdot dC_F} \quad (24)$$

Especificando el valor de la velocidad angular del eje de la transmisión que es deseable alcanzar mientras se arranca, es posible calcular la derivada del par motor del motor necesitada para obtener:

$$dC_M = \frac{(C_{M2} - C_{M0})^2}{\frac{(C_{F2} - C_{F0})^2}{dC_F} - 2 \cdot (\omega_{M2} - \omega_{M0}) \cdot J_M} \quad (25)$$

Para el caso particular en el que los valores inicial y final del par motor del embrague y del motor coinciden entre sí, se halla que:

$$dC_M = \frac{1}{\left( \frac{1}{dC_F} - \frac{2 \cdot (\omega_{M2} - \omega_{M0}) \cdot J_M}{(C_{M2} - C_{M0})^2} \right)} \quad (26)$$

## ES 2 292 094 T3

En conclusión, la variación del par motor requerido desde el motor es por lo tanto una función de la velocidad angular de referencia del eje de la transmisión mientras el arranque y de la variación del par motor transmitido mediante el embrague, y puede indicarse como:

$$C_M(t) = C_M(t_0) + \int_{t_0}^t dC_M dt \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_1$$

$$C_M(t) = C_M(t_1) \quad \text{para } t > t_1$$

Cuando el embrague está engranado, el sistema cambia su modo de funcionamiento, moviéndose del funcionamiento modulado con el embrague desengranado, gobernado por la ecuación (3), al funcionamiento con el embrague engranado, gobernado por la ecuación (1). En este instante, las inercias según se ven desde el cambio del motor, y el modelo adoptado deben poder compensar esta variación de inercia.

Se supone que las velocidades angulares del eje de la transmisión y del eje primario de la caja de cambios se sincronizan en el instante  $t_3$  (curva hipotética de la velocidad angular de referencia del eje primario  $\omega'_{PRIF}$  mostrado en líneas discontinua). Si los valores de los pares motores del motor y del embrague se conocen antes del instante  $t_3$ , las velocidades de giro del eje de la transmisión y del eje de engranajes pueden sincronizarse según la relación

$$\omega_P(t_3) = \omega_M(t_3) \quad (28)$$

La variación de inercia según se ve desde el motor genera una variación de aceleración que puede calcularse considerando la aceleración en el instante  $t_{3-}$  que precede la sincronización y en el siguiente instante  $t_{3+}$ .

En el instante  $t=t_{3-}$ , el embrague se desengrana, y por lo tanto la relación (3) es cierta todavía; de esto puede hallarse la aceleración según la relación (9):

$$a_x(t_{3-}) = \left. \frac{d\omega_P}{dt} \cdot \frac{R}{\tau} \right|_{t_{3-}} = \frac{C_F(t_{3-}) - C_R(t_{3-})}{J_P} \cdot \frac{R}{\tau} \quad (29)$$

En el instante  $t=t_{3+}$ , el embrague se engrana, y por lo tanto la relación (1) es cierta y por consiguiente la aceleración es como sigue:

$$a_x(t_{3+}) = \left. \frac{d\omega_M}{dt} \cdot \frac{R}{\tau} \right|_{t_{3+}} = \frac{C_M(t_{3+}) - C_R(t_{3+})}{J_M + J_P} \cdot \frac{R}{\tau} \quad (30)$$

La variación de la aceleración entre el instante  $t_{3-}$  y el instante  $t_{3+}$  puede calcularse por lo tanto como

$$\Delta a_x = a_x(t_{3+}) - a_x(t_{3-}) \quad (31)$$

y dado que

$$\begin{cases} C_M(t_{3-}) = C_M(t_{3+}) = C_{M3} \\ C_F(t_{3-}) = C_F(t_{3+}) = C_{F3} \\ C_R(t) = C_R = c \end{cases} \quad (32)$$

se halla que

$$\Delta a_x = \left[ \frac{C_{M3} - C_R}{J_M + J_P} - \frac{C_{F3} - C_R}{J_P} \right] \cdot \frac{R}{\tau} \quad (33)$$

$$\Delta a_x = \left[ \frac{C_{M3}}{J_M + J_P} - \frac{C_{F3}}{J_P} + C_R \cdot \left( \frac{1}{J_P} - \frac{1}{J_M + J_P} \right) \right] \cdot \frac{R}{\tau} \quad (34)$$

Como  $C_{M3}=C_{F3}$  en el instante de la sincronización, y suponiendo por simplicidad que el par motor resistente es cero ( $C_R=0$ ), se hallaría una variación negativa de la aceleración:

$$\Delta a_x = \left[ \frac{1}{J_M + J_P} - \frac{1}{J_P} \right] \cdot \frac{R}{\tau} \cdot C_{M3} \quad (35)$$

$$\Delta a_x = - \frac{J_M}{(J_M + J_P) \cdot J_P} \cdot \frac{R}{\tau} \cdot C_{M3} \quad (36)$$

Con el fin de permitir que el sistema de control de arranque compense la variación equivalente de la inercia las discontinuidades correlacionadas en la aceleración del vehículo debidas al engranaje del embrague de fricción, se consideran los pares motores de referencia tal como se muestran en el gráfico de la figura 4, y tanto las velocidades angulares del eje de la transmisión como del eje de engranajes primario y la cancelación de la diferencia de derivada entre  $\omega_M$  y  $\omega_P$  se imponen en el instante  $t_4$ .

En términos matemáticos, la condición anteriormente dicha se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\left. \frac{d\omega_M}{dt} \right|_{t_4} = \left. \frac{d\omega_P}{dt} \right|_{t_4} \quad (37)$$

Según las ecuaciones (1) y (3), reproducidas aquí para facilidad de consulta:

$$\begin{cases} C_M(t) - C_R(t) = (J_M + J_P) \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \\ C_F(t) - C_R = J_P \cdot \frac{d\omega_P}{dt} \end{cases} \quad (38)$$

y con la introducción de la condición (37), se obtiene:

$$\begin{cases} \left. \frac{C_M(t_4) - C_R(t_4)}{J_M + J_P} = \frac{d\omega_M}{dt} \right|_{t_4} \\ \left. \frac{C_F(t_4) - C_R(t_4)}{J_P} = \frac{d\omega_P}{dt} \right|_{t_4} \end{cases} \quad (39)$$

## ES 2 292 094 T3

Suponiendo que el par motor resistente es cero (la hipótesis de  $C_R(t)=0$ , aceptada por simplicidad), y como el par motor del embrague es constante (en otras palabras, con una derivada cero) tal como se representa en el gráfico anterior de la figura 4, se obtienen las siguientes condiciones:

$$\begin{cases} C_M(t_4) = C_{M4} \\ C_F(t_3) = C_F(t_4) = C_{F3} = C_{F4} \\ C_R(t) = 0 \end{cases} \quad (40)$$

Introduciendo la relación (37) y sustituyendo las condiciones (40) en la relación (39), se halla la restricción que proporciona una variación cero de la aceleración:

$$\frac{C_{M4}}{J_M + J_P} = \frac{C_{F3}}{J_P} \quad (41)$$

o alternativamente

$$C_{M4} = C_{F3} \frac{J_M + J_P}{J_P} \quad (41bis)$$

Por contraste con las suposiciones hechas en la relación (28), es ventajoso especificar la sincronización de las velocidades angulares del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario en el instante  $t_4$ , es decir:

$$\omega_P(t_4) = \omega_M(t_4) \quad (42)$$

Para comprobar que la condición de sincronización se ha logrado en el instante  $t_4$ , las ecuaciones (2) y (3) se integran entre los instantes  $t_3$  y  $t_4$ :

$$\begin{cases} \int_{t_3}^{t_4} \frac{d\omega_M}{dt} \cdot J_M \cdot dt = \int_{t_3}^{t_4} (C_M(t) - C_F(t)) \cdot dt \\ \int_{t_3}^{t_4} \frac{d\omega_P}{dt} \cdot J_P \cdot dt = \int_{t_3}^{t_4} (C_F(t) - C_R) \cdot dt \end{cases} \quad (43)$$

Resolviendo la integral y suponiendo, tal como en las condiciones (40) que  $C_{F3}=C_{F4}$ , se obtiene

$$\begin{cases} (\omega_{M4} - \omega_{M3}) \cdot J_M = \frac{C_{M4} - C_{M3}}{2} \cdot T_{CI} + C_{M3} \cdot T_{CI} - C_{F3} \cdot T_{CI} \\ (\omega_{P4} - \omega_{P3}) \cdot J_P = C_{F3} \cdot T_{CI} - C_R \cdot T_{CI} \end{cases} \quad (44)$$

Suponiendo, por simplicidad, que el par motor resistente es cero, se halla:

$$\begin{cases} \omega_{M4} - \omega_{M3} = \frac{C_{M4} + C_{M3}}{J_M} \cdot \frac{T_{CI}}{2} - \frac{C_{F3}}{J_M} \cdot T_{CI} \\ \omega_{P4} - \omega_{P3} = \frac{C_{F3}}{J_P} \cdot T_{CI} \end{cases} \quad (45)$$

e imponiendo la sincronización definida por la relación (42) se obtiene:

$$\omega_{M3} - \omega_{P3} = -\frac{C_{M4} + C_{M3}}{J_M} \cdot \frac{T_{Cl}}{2} + C_{F3} \cdot \left( \frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_P} \right) \cdot T_{Cl} \quad (46)$$

Especificando la restricción de variación cero de la aceleración (relación (41)) y especificando que  $\omega_{M3} - \omega_{P3} = \Delta\omega$ , se obtiene:

$$\Delta\omega = -\frac{C_{M4} + C_{M3}}{J_M} \cdot \frac{T_{Cl}}{2} + \frac{C_{M4}}{J_M} T_{Cl} \quad (47)$$

y por lo tanto

$$\Delta\omega = \frac{C_{M4} - C_{M3}}{2 \cdot J_M} \cdot T_{Cl} \quad (48)$$

Dada la restricción en el instante  $t_3$

$$C_{M3} = C_{F3} \quad (49)$$

y la restricción de variación cero de la aceleración especificada por la relación (41), la relación (48) puede escribirse como

$$\Delta\omega = \frac{C_{M4} - \frac{J_P}{J_M + J_P} \cdot C_{M4}}{2 \cdot J_M} \cdot T_{Cl} \quad (50)$$

y por lo tanto

$$\Delta\omega = \frac{C_{M4}}{2 \cdot (J_M + J_P)} \cdot T_{Cl} \quad (51)$$

El tiempo  $T_{Cl}$  requerido para la sincronización con compensación de inercia desde un valor predeterminado de  $\Delta\omega$  puede calcularse por lo tanto:

$$T_{Cl} = \frac{2 \cdot (J_M + J_P) \cdot \Delta\omega}{C_{M4}} \quad (52)$$

El modelo por consiguiente requiere que, con el fin de obtener compensación de inercia, el motor debería hacerse funcionar en el instante  $t_3$  con una derivada de par motor constante durante un periodo igual al tiempo  $T_{Cl}$  de compensación de inercia.

Dado que

$$\frac{dC_M(t)}{dt} = \frac{C_M(t_4) - C_M(t_3)}{T_{Cl}} = \frac{C_{M4} - C_{M3}}{T_{Cl}} = dC_{MCl} \quad (53)$$

y sustituyendo el valor de  $T_{CI}$  calculado en (52), se obtiene:

$$dC_{MCI} = \frac{C_{M4} - C_{M3}}{2 \cdot (J_M + J_P) \cdot \Delta\omega} \cdot C_{M4} \quad (54)$$

Para resumir, el sistema de control de arranque con compensación de inercia propuesto por la invención, derivado del modelo descrito anteriormente, genera pares motores de referencia del motor y del embrague tal como se indica en la figura 4 y como se representa mediante las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} C_M(t) &= C_M(t_0) + \int_{t_0}^t dC_M dt \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_1 \\ C_M(t) &= C_M(t_1) \quad \text{para } t_1 < t \leq t_3 \\ C_M(t) &= C_M(t_3) + \int_{t_3}^t dC_{MCI} dt \quad \text{para } t_3 < t \leq t_4 \end{aligned} \quad (55)$$

y

$$\begin{aligned} C_F(t) &= C_F(t_0) + \int_{t_0}^t dC_F dt \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_2 \\ C_F(t) &= C_F(t_2) \quad \text{para } t_2 < t \leq t_3 \end{aligned} \quad (56)$$

El funcionamiento del sistema 20 de control se describe posteriormente basándose en el modelo descrito anteriormente y con referencia al diagrama de la figura 2.

El sistema 20 adquiere señales que indican la orden de arranque impartida por el conductor a través del pedal del acelerador, y en particular una primera señal que indica el valor de referencia, sobreaceleración\*, de la derivada de la aceleración longitudinal

$$sobreac^* = f_{sobreac}(PaC) \quad (57)$$

una segunda señal que indica la velocidad angular del eje de la transmisión (número de revoluciones del motor)

$$\omega_{MSP} = f \omega_{MSP}(PaC) + \omega_{MSP \min} \quad (58)$$

y una tercera señal que indica el valor del par  $C_{cond}$  motor de arranque

$$C_{cond} = f_{ccond}(PaC) \quad (59)$$

El par motor de arranque  $C_{cond}$  se determina por comparación con mapas de relación predeterminada almacenados en el dispositivo  $M_E$  de memoria mediante la unidad  $ECU_E$  de control del motor.

Los parámetros sobreaceleración\* y  $\omega_{MSP}$  pueden determinarse también en la unidad  $ECU_E$  de control del motor, basándose en los modelos de relación almacenados en la memoria  $M_E$ , o, en la realización actualmente preferida, pueden determinarse directamente en la unidad  $ECU_G$  de control de la caja de cambios mediante un submódulo 22a conectado aguas arriba del submódulo 22b de cálculo basándose en modelos de relación predeterminados mapeados en la memoria  $M_G$ .

Con referencia a la figura 4, el valor del par motor estacionario requerido por el conductor,  $C_{cond}$ , se interpreta como el par motor estacionario de referencia para el motor y el embrague al final de la maniobra de arranque. Con el fin de

## ES 2 292 094 T3

aplicar el modelo de variación temporal mostrado en la figura al control de la compensación de variación de la inercia, el sistema de control de arranque especifica un par motor estacionario intermedio para el motor y para el embrague, definido según sigue:

$$C_{MEst} = K_{MEst} \cdot C_{Cond} \quad (60)$$

en la que

$$K_{MEst} = \frac{J_P}{J_M + J_P} \quad (61)$$

según la relación (41) anterior.

Se realizan también las siguientes definiciones:

$$C_{FEst} = C_{MEst} \text{ para } C_{Cond} > 0 \quad (62)$$

$$C_{FEst} = 0 \text{ para } C_{Cond} \leq 0 \quad (63)$$

Según la relación (14) del modelo, el sistema especifica la derivada del par motor  $C_F$  que se va a transmitir mediante el embrague como una función del valor determinado de sobreaceleración\*:

$$dC_F = K_{Sobreac} \cdot sobreac^* \text{ [Nm/seg]} \quad (64)$$

en la que

$$K_{Sobreac} = \frac{J_P \cdot \tau}{R} \quad (65)$$

La señal que indica la variación temporal del par motor de referencia  $C_{FRif}$  que transmisible mediante el embrague, emitida desde el módulo 22 generador, se definirán como

$$C_{FRif}(t) = C_{F0} + dC_F \cdot t \text{ para } t_0 \leq t \leq t_2 \quad (66)$$

$$C_{FRif}(t) = C_{FEst} \text{ para } t_2 < t \leq t_4$$

en que  $C_{F0}$  es el valor inicial del par motor, es decir

$$C_{F0} = C_F(t_0) \quad (67)$$

El módulo 22 genera también una señal que indica la variación en el tiempo del par motor del motor requerido, calculando el valor de la derivada del par motor del motor de referencia como una función de la derivada del par motor del embrague, y de la señal que indica la velocidad angular del eje de la transmisión durante el arranque según la relación (25) del modelo anteriormente descrito:

$$dC_M = \frac{1}{\left( \frac{1}{dC_F} - \frac{2 \cdot (\omega_{Msp} - \omega_{M0}) \cdot J_M}{(C_{MEst} - C_{M0})^2} \right)} \quad (68)$$

## ES 2 292 094 T3

en la que  $C_{M0}$  es el valor inicial del par motor del motor, es decir

$$C_{M0} = C_M(t_0) \quad (69)$$

Y  $\omega_{M0}$  es el valor inicial de la velocidad de giro del motor, es decir

$$\omega_{M0} = \omega_M(t_0) \quad (70)$$

La derivada del par motor del motor es siempre superior a la derivada del par motor del embrague, es decir

$$dC_M > dC_F \quad (71)$$

Claramente, el valor de  $dC_M$  debe limitarse al valor máximo que puede manejarse mediante el motor.

En particular, se identifican dos condiciones diferentes, una para la condición de tracción (pedal del acelerador pisado) y una para la condición de liberación del pedal de aceleración, indicadas por las siguientes relaciones:

$$dC_M = \min(dC_{Mmax\_trac}, dC_M) \text{ para } C_{Cond} \geq 0 \quad (72)$$

$$dC_M = dC_{Mmax\_lib} \text{ para } C_{Cond} < 0 \quad (73)$$

En la variación temporal de los pares motores del motor y del embrague, al final de las rampas principales en el instante  $t_2$  es necesario esperar al instante  $t_3$ , en otras palabras esperar a lograr la condición en la que la diferencia entre  $\omega_M$  y  $\omega_p$  es menor que el umbral predeterminado  $\Delta\omega_{Cl}$ .

Así la compensación de inercia se controla calculando la derivada del par motor del motor:

$$dC_{MCI} = \frac{C_{Cond} - C_{MBst}}{2 \cdot (J_M + J_P) \cdot \Delta\omega_{Cl}} \cdot C_{Cond} \quad (74)$$

según la relación (54) del modelo descrito, y obteniendo una señal que indica la variación del par motor del motor de referencia, así:

$$C_{Mrif}(t) = C_{M0} + dC_M \cdot t \text{ para } t_0 \leq t \leq t_1$$

$$C_{Mrif}(t) = C_{MEst} \text{ para } t_1 \leq t \leq t_3 \quad (75)$$

$$C_{Mrif}(t) = C_{MEst} + dC_{MCI} \cdot t \text{ para } t_1 \leq t \leq t_3$$

El módulo 24 estimador supone dos condiciones de funcionamiento diferentes, concretamente una primera condición de funcionamiento con el embrague desengranado en modulación y una segunda condición de funcionamiento con el embrague engranado, en otras palabras con las velocidades angulares del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario sincronizadas.

En la primera condición de funcionamiento, éste determina las señales

$$\omega_{MRF} = \int \frac{C_{MRF}(t) - C_{FRF}(t)}{J_M} dt \quad (76)$$

y

$$\omega_{PR\dot{Y}} = \int \frac{C_{FR\dot{Y}}(t)}{J_P} dt \quad (77)$$

5

En la segunda condición de funcionamiento, éste determina las señales

$$\omega_{MR\dot{Y}} = \int \frac{C_{MR\dot{Y}}(t)}{J_M + J_P} dt \quad (78)$$

10

y

15

$$\omega_{PR\dot{Y}} = \omega_{MR\dot{Y}} = \int \frac{C_{MR\dot{Y}}(t)}{J_M + J_P} dt \quad (79)$$

20

Las señales calculadas  $\omega_{MR\dot{Y}}$  y  $\omega_{PR\dot{Y}}$  se suministran entonces por retroalimentación al módulo 22 generador para permitir el reconocimiento de la condición de sincronización entre  $\omega_{MR\dot{Y}}$  y  $\omega_{PR\dot{Y}}$  que identifica el cambio desde la condición de funcionamiento con modulación del embrague a la condición de embrague engranado.

25

Las señales  $C_{MR\dot{Y}}$  y  $C_{FR\dot{Y}}$  se corrigen en tiempo real, sumando las contribuciones  $\Delta C_M$  y  $\Delta C_F$  correctivas respectivas calculadas por el módulo 26 controlador, mediante la comparación con las velocidades angulares reales del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario medido por los detectores a bordo.

30

Claramente, siempre que se mantenga el principio de la invención, las formas de aplicación y los detalles de construcción pueden variarse ampliamente a partir de lo que se ha descrito e ilustrado meramente a modo de ejemplo y sin intención restrictiva, sin alejarse del alcance de protección de la presente invención tal como se define en las reivindicaciones adjuntas.

35

40

45

50

55

60

65

## REIVINDICACIONES

5 1. Sistema (20) de control para controlar la maniobra de arranque en un vehículo a motor dotado de una caja (G) de cambios que comprende un eje (34) de entrada primario adaptado para acoplarse a un eje (30) de la transmisión de un sistema de propulsión del vehículo (E) por medio de un embrague (32) de fricción servoasistido, que comprende:

10 medios ( $ECU_E$ ,  $ECU_G$ ) de procesamiento electrónicos adaptados para recibir en sus entradas señales o datos que indican una orden impartida por el conductor del vehículo a motor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador, y dispuestos para generar señales de control o datos designados para controlar los dispositivos ( $ACT_E$ ,  $ACT_G$ ) accionadores de par motor del sistema (E) de propulsión y del embrague (32) de fricción, para el control de la maniobra de arranque en el vehículo a motor, y

15 medios ( $M_E$ ,  $M_G$ ) de memoria, asociados con los dichos medios ( $ECU_E$ ,  $ECU_G$ ) de procesamiento, en los que se almacenan datos y/o instrucción que representan un modelo de referencia matemático para el cálculo de las señales de control anteriormente mencionadas;

**caracterizado** porque el medio ( $ECU_G$ ) de procesamiento incluye:

20 - un módulo (22) generador de par motor de referencia dispuesto para generar, basándose en las señales o datos que indican la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador y del modelo de referencia, señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia que indican el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión y el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción en el transcurso de la maniobra de arranque,

25 - un módulo (24) estimador, dispuesto para calcular, basándose en las señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia y basándose en el modelo de referencia, señales ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) o datos que indican las velocidades angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario en el transcurso de la maniobra de arranque, y

30 - un módulo (26) controlador, dispuesto para calcular, basándose en las señales ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) o datos que indican las velocidades angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario calculadas por el módulo (24) estimador, y basándose en las señales ( $\omega_M$ ,  $\omega_P$ ) o datos detectados que indican las velocidades angulares reales del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario, contribuciones ( $\Delta C_M$ ,  $\Delta C_F$ ) correctivas a las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia;

35 en el que las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor, modificadas por las contribuciones ( $\Delta C_M$ ,  $\Delta C_F$ ) correctivas correspondientes, forman las señales o datos de control para los dispositivos ( $ACT_E$ ,  $ACT_G$ ) accionadores de par motor.

40 2. Sistema según la reivindicación 1, en el que las dichas señales o datos que indican la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador incluyen una señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador.

45 3. Sistema según la reivindicación 2, en el que las dichas señales o datos que indican la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador incluyen una señal (sobrealceleración\*) o dato que indica la variación solicitada de la aceleración longitudinal del vehículo (sobrealceleración), determinada como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador basándose en un modelo de relación predeterminado.

50 4. Sistema según la reivindicación 3, en el que las dichas señales o datos que indican la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador incluyen una señal ( $C_{Conductor}$ ) o dato que indica el par motor de arranque solicitado, determinado como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador basándose en un modelo de relación predeterminado.

55 5. Sistema según la reivindicación 4, en el que las dichas señales o datos que indican la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador incluyen una señal ( $\omega_{Msp}$ ) o dato que indica la velocidad angular del eje de la transmisión solicitada durante el arranque, determinado como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador basándose en un modelo de relación predeterminado.

60 6. Sistema según la reivindicación 5, en el que el dicho modelo de relación asocia la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{ACC}$ ) del acelerador con una señal (sobrealceleración) o dato que indica la variación de la aceleración longitudinal del vehículo que es constante en el tiempo al menos durante una primera fase de la maniobra de arranque, y la dicha señal ( $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tiene una variación temporal lineal de la forma de una rampa en una primera fase de la maniobra de arranque, cuyo gradiente es proporcional al valor de la dicha señal o dato que indica la variación de la aceleración longitudinal.

## ES 2 292 094 T3

7. Sistema según la reivindicación 6, en el que la dicha señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene una variación temporal lineal de la forma de una rampa en una primera fase de la maniobra de arranque, cuyo gradiente es una función de la velocidad ( $\omega_{Msp}$ ) angular del eje (30) de la transmisión solicitada en el arranque y del gradiente de la rampa de variación temporal de la señal que indica el par ( $C_{FRif}$ ) motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción, y es superior a éste.

8. Sistema según la reivindicación 7, en el que las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indican el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión y el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tienen un valor constante en el tiempo en una fase intermedia de la maniobra de arranque, y la dicha señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia de la maniobra de arranque que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene una variación temporal lineal de la forma de una pendiente en una fase final de la maniobra de arranque, desde el instante en el que la diferencia entre las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario calculada por el módulo (24) estimador es inferior a un valor umbral predeterminado.

9. Sistema según la reivindicación 8, en el que la señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tiene la siguiente variación temporal:

$$C_{FRif}(t) = C_{F0} + dC_F \cdot t \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_2$$

$$C_{FRif}(t) = C_{FEst} \quad \text{para } t_2 < t \leq t_4$$

en la que:

-  $C_{F0}$  es el valor inicial del par motor, es decir

$$C_{F0} = C_F(t_0);$$

-  $dC_F$  es el gradiente de la rampa de variación temporal calculado como

$$dC_F = K_{Sobreact} \cdot \overset{*}{sobreact} [Nm/seg]$$

en la que

$$K_{Sobreact} = \frac{J_P \cdot \tau}{R}$$

en la que  $J_P$  es el momento de inercia total transferido al eje primario,  $\tau$  es la proporción de transmisión seleccionada y  $R$  es el radio de rodadura de las ruedas, y

-  $C_{FEst}$  es un valor de par motor estático intermedio, definido como

$$C_{FEst} = K_{MEst} \cdot C_{Cond}$$

en la que

$$K_{MEst} = \frac{J_P}{J_M + J_P}$$

en la que  $J_M$  es el momento de inercia total del motor y  $C_{Cond}$  es el par motor estático de referencia para el embrague al final de la maniobra de arranque;

## ES 2 292 094 T3

y la señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene la siguiente variación temporal:

$$5 \quad C_{MRif}(t) = C_{M0} + dC_M \cdot t \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_1$$

$$C_{MRif}(t) = C_{MEst} \quad \text{para } t_1 < t \leq t_3$$

$$10 \quad C_{MRif}(t) = C_{MEst} + dC_{MC1} \cdot t \quad \text{para } t_3 < t \leq t_4$$

en la que:

15 -  $C_{M0}$  es el valor inicial del par motor, es decir

$$20 \quad C_{M0} = C_M(t_0);$$

-  $dC_M$  es el gradiente de la rampa de variación temporal, calculada como

$$25 \quad dC_M = \frac{1}{\left( \frac{1}{dC_F} - \frac{2 \cdot (\omega_{Msp} - \omega_{M0}) \cdot J_M}{(C_{MEst} - C_{M0})^2} \right)}$$

30 en la que  $\omega_{M0}$  es el valor inicial de la velocidad de rotación del motor, es decir

$$35 \quad \omega_{M0} = \omega_M(t_0),$$

-  $C_{MEst}$  es un valor de par motor estático intermedio, definido como

$$40 \quad C_{MEst} = K_{MEst} \cdot C_{Cond}$$

en que

$$45 \quad K_{MEst} = \frac{J_P}{J_M + J_P}$$

50 y  $C_{Cond}$  es el par motor estático de referencia para el motor al final de la maniobra de arranque, y

-  $dC_{MC1}$  es el gradiente de la rampa de variación temporal en una fase terminal para la compensación de inercia, definida como:

$$55 \quad dC_{MC1} = \frac{C_{Cond} - C_{MEst}}{2 \cdot (J_M + J_P) \cdot \Delta\omega_{C1}} \cdot C_{Cond}$$

60 en la que  $\Delta\omega_{C1}$  es un valor umbral de diferencia entre las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario calculadas por el módulo (24) estimador;

estando adaptada la dicha fase de compensación de inercia para garantizar la sincronización de las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario de tal manera para evitar discontinuidades en la aceleración del vehículo debidas a las variaciones del momento de inercia equivalente del sistema que siguen al engranaje del embrague (32) de fricción.

## ES 2 292 094 T3

10. Sistema según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que dichos medios de procesamiento comprenden unidades de control separadas para el motor ( $ECU_E$ ) y para la caja ( $ECU_G$ ) de cambios, acopladas a los dispositivos ( $M_E$ ,  $M_G$ ) de memoria correspondientes y conectados a una línea (BUS) de transmisión común, y adaptados para interconectarse con los accionadores ( $ACC_E$ ,  $ACC_G$ ) de par motor correspondientes del sistema (E) de propulsión y del embrague (G) de fricción, controlando la unidad ( $ECU_E$ ) de control de motor los dispositivos ( $ACC_E$ ) accionadores de par motor del sistema (E) de propulsión como una función de la señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor generada por la unidad ( $ECU_G$ ) de control de caja de cambios.

11. Sistema según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, en el que los dichos medios de procesamiento comprenden una unidad de control electrónico integrada única, acoplada a un dispositivo de memoria, y adaptada para interconectarse con dispositivos ( $ACC_E$ ,  $ACC_G$ ) accionadores de par motor del sistema (E) de propulsión y del embrague (32) de fricción.

12. Método de control para controlar la maniobra de arranque en un vehículo a motor dotado de una caja (G) de cambios que comprende un eje (34) de entrada primario que puede acoplarse al eje (30) de la transmisión de un sistema de propulsión del vehículo (E) por medio de un embrague (32) de fricción servoasistido;

**caracterizado** porque comprende las siguientes operaciones:

a) generar, basándose en las señales o datos que indican una orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador y basándose en un modelo de referencia matemático, señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia que indican el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión y el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción en el transcurso de la maniobra de arranque,

b) estimar, basándose en las señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia y basándose en el modelo de referencia, señales ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) o datos que indican las velocidades angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario en el transcurso de la maniobra de arranque, y

c) determinar, basándose en las señales ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) o datos que indican las velocidades angulares estimadas del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario, y basándose en las señales ( $\omega_M$ ,  $\omega_P$ ) o datos detectados que indican las velocidades angulares reales del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario, contribuciones ( $\Delta C_M$ ,  $\Delta C_F$ ) correctivas a las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor de referencia;

formando las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) o datos de solicitud de par motor, modificadas por las contribuciones ( $\Delta C_M$ ,  $\Delta C_F$ ) correctivas correspondientes, señales o datos de control previstos para el control de los dispositivos ( $ACC_E$ ,  $ACC_G$ ) accionadores de par motor del sistema (E) de propulsión del embrague (32) de fricción, para el control de la maniobra de arranque en el vehículo a motor.

13. Método según la reivindicación 12, que comprende la detección de una señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador que sigue a la orden impartida por el conductor mediante el manejo del pedal del acelerador.

14. Método según la reivindicación 13, que comprende la determinación de una señal (sobrealceleración\*) o dato que indica la variación solicitada de la aceleración longitudinal del vehículo (sobrealceleración), solicitada por medio de la orden impartida por el conductor, como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador, basándose en un modelo de relación predeterminado.

15. Método según la reivindicación 14, que comprende la determinación de una señal ( $C_{Cond}$ ) o dato que indica el par motor de arranque solicitado por medio de la orden impartida por el conductor, como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador, basándose en un modelo de relación predeterminado.

16. Método según la reivindicación 15, que comprende la determinación de una señal ( $\omega_{Msp}$ ) o dato que indica la velocidad angular del par motor del eje de la transmisión solicitado en el arranque, como una función de la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador, basándose en un modelo de relación predeterminado.

17. Método según la reivindicación 16, en el que el dicho modelo de relación asocia la señal o dato que indica la posición del pedal ( $P_{AC}$ ) del acelerador con un elemento (sobrealceleración\*) de señal o dato que indica la variación de la aceleración longitudinal del vehículo que es constante en el tiempo al menos durante una primera fase de la maniobra de arranque, y la señal ( $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tiene una variación temporal lineal de la forma de una rampa en una primera fase de la maniobra de arranque, cuyo gradiente es proporcional al valor de la dicha señal o dato que indica la variación de la aceleración longitudinal.

18. Método según la reivindicación 17, en el que la dicha señal ( $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene una variación temporal lineal de la forma de una rampa en una primera fase de la maniobra de arranque, cuyo gradiente es una función de la velocidad ( $\omega_{Msp}$ ) angular del eje (30) de la transmisión solicitada en el arranque y del gradiente de la rampa de variación temporal

## ES 2 292 094 T3

de la señal que indica el par motor ( $C_{FRif}$ ) de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción, y es superior a éste.

19. Método según la reivindicación 18, en el que las dichas señales ( $C_{MRif}$ ,  $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indican el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión y el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tienen un valor constante en el tiempo en una fase intermedia de la maniobra de arranque, y la dicha señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene una variación temporal lineal de la forma de una rampa en una fase final de la maniobra de arranque, desde el instante en el que la diferencia entre las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario calculada por el módulo (24) estimador es inferior a un valor umbral predeterminado.

20. Método según la reivindicación 19, en el que la señal ( $C_{FRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el embrague (32) de fricción tiene la siguiente variación temporal:

$$C_{FRif}(t) = C_{F0} + dC_F \cdot t \quad \text{para } t_0 \leq t \leq t_2$$

$$C_{FRif}(t) = C_{FEst} \quad \text{para } t_2 < t \leq t_4$$

en la que:

-  $C_{F0}$  es el valor inicial del par motor, es decir

$$C_{F0} = C_F(t_0);$$

-  $dC_F$  es el gradiente de la rampa de variación temporal calculado como

$$dC_F = K_{Sobreaac} \cdot \overset{*}{sobreaac} [Nm/seg]$$

en la que

$$K_{Sobreaac} = \frac{J_P \cdot \tau}{R}$$

en que  $J_p$  es el momento de inercia total transferido al eje primario,  $\tau$  es la proporción de transmisión y  $R$  es el radio de rodadura de las ruedas; y

-  $C_{FEst}$  es un valor de par motor estático intermedio, definido como

$$C_{FEst} = K_{MEst} \cdot C_{Cond}$$

en la que

$$K_{MEst} = \frac{J_P}{J_M + J_P}$$

en que  $J_M$  es el momento de inercia total del motor y  $C_{Cond}$  es el par motor estático de referencia para el embrague al final de la maniobra de arranque;

## ES 2 292 094 T3

y la señal ( $C_{MRif}$ ) de solicitud de par motor de referencia que indica el par motor de referencia solicitado desde el eje (30) de la transmisión tiene la siguiente variación temporal:

$$\begin{aligned}
 5 \quad C_{MRif}(t) &= C_{M0} + dC_M \cdot t && \text{para } t_0 \leq t \leq t_1 \\
 C_{MRif}(t) &= C_{MEst} && \text{para } t_1 < t \leq t_3 \\
 10 \quad C_{MRif}(t) &= C_{MEst} + dC_{MC1} \cdot t && \text{para } t_3 < t \leq t_4
 \end{aligned}$$

en la que:

-  $C_{M0}$  es el valor inicial del par motor, es decir

$$20 \quad C_{M0} = C_M(t_0);$$

-  $dC_M$  es el gradiente de la rampa de variación temporal, calculada como

$$25 \quad dC_M = \frac{1}{\left( \frac{1}{dC_F} - \frac{2 \cdot (\omega_{Msp} - \omega_{M0}) \cdot J_M}{(C_{MEst} - C_{M0})^2} \right)}$$

en que  $\omega_{M0}$  es el valor inicial de la velocidad de rotación del motor, es decir

$$35 \quad \omega_{M0} = \omega_M(t_0),$$

-  $C_{MEst}$  es un valor de par motor estático intermedio, definido como

$$40 \quad C_{MEst} = K_{MEst} \cdot C_{Cond}$$

en la que

$$45 \quad K_{MEst} = \frac{J_P}{J_M + J_P}$$

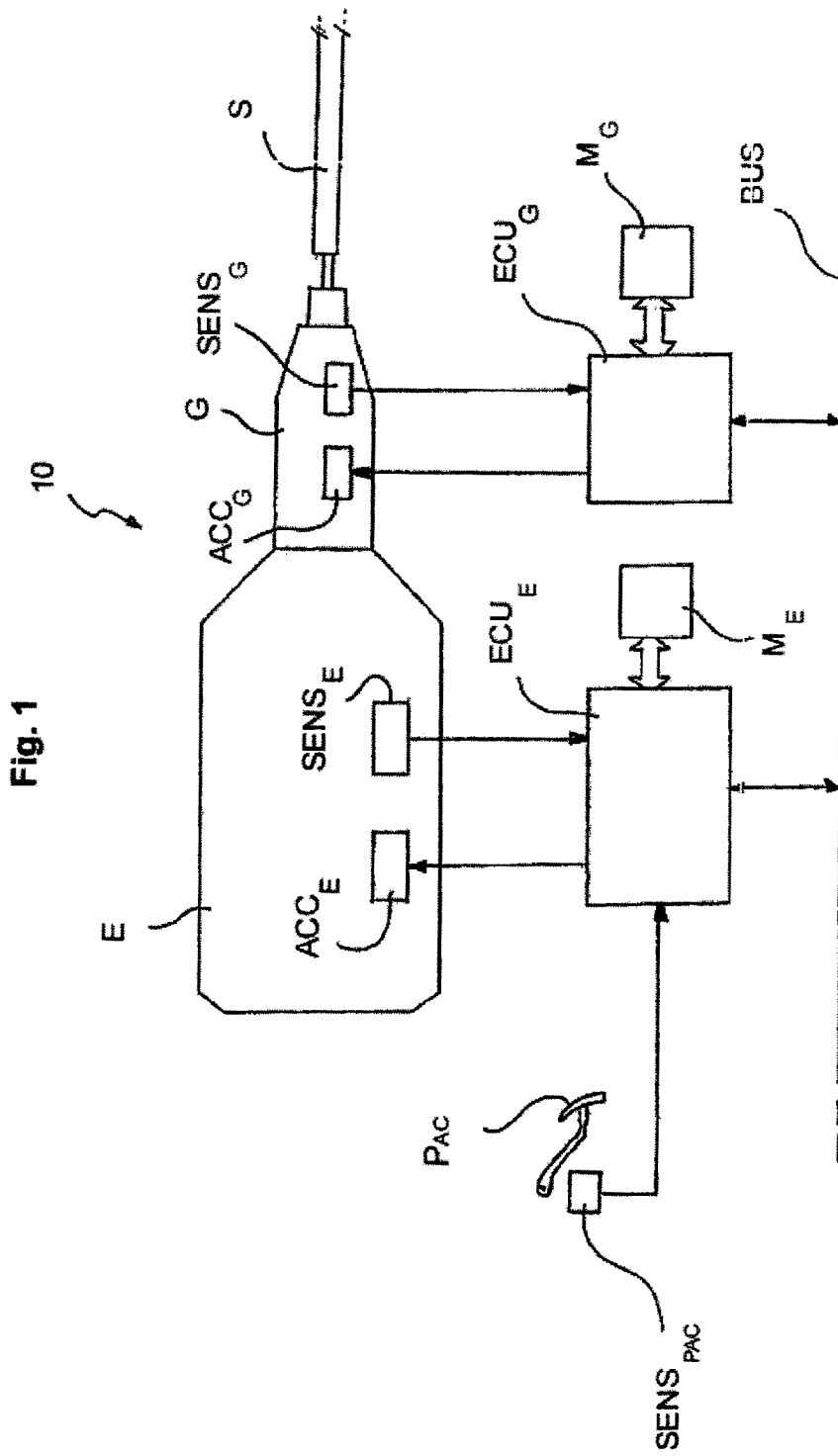
y  $C_{Cond}$  es el par motor estático de referencia para el motor al final de la maniobra de arranque, y

-  $dC_{MC1}$  es el gradiente de la rampa de variación temporal en un estado terminal para la compensación de inercia, definida como:

$$55 \quad dC_{MC1} = \frac{C_{Cond} - C_{MEst}}{2 \cdot (J_M + J_P) \cdot \Delta\omega_{C1}} \cdot C_{Cond}$$

en la que  $\Delta\omega_{C1}$  es un valor umbral de diferencia entre las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje (30) de la transmisión y del eje (34) de engranajes primario calculadas por el módulo (24) estimador;

estando adaptada la dicha fase de compensación de inercia para garantizar la sincronización de las velocidades ( $\omega_{MRif}$ ,  $\omega_{PRif}$ ) angulares del eje de la transmisión y del eje de engranajes primario de tal manera para evitar discontinuidades en la aceleración del vehículo debidas a las variaciones del momento de inercia equivalente del sistema que siguen al engranaje del embrague (32) de fricción.



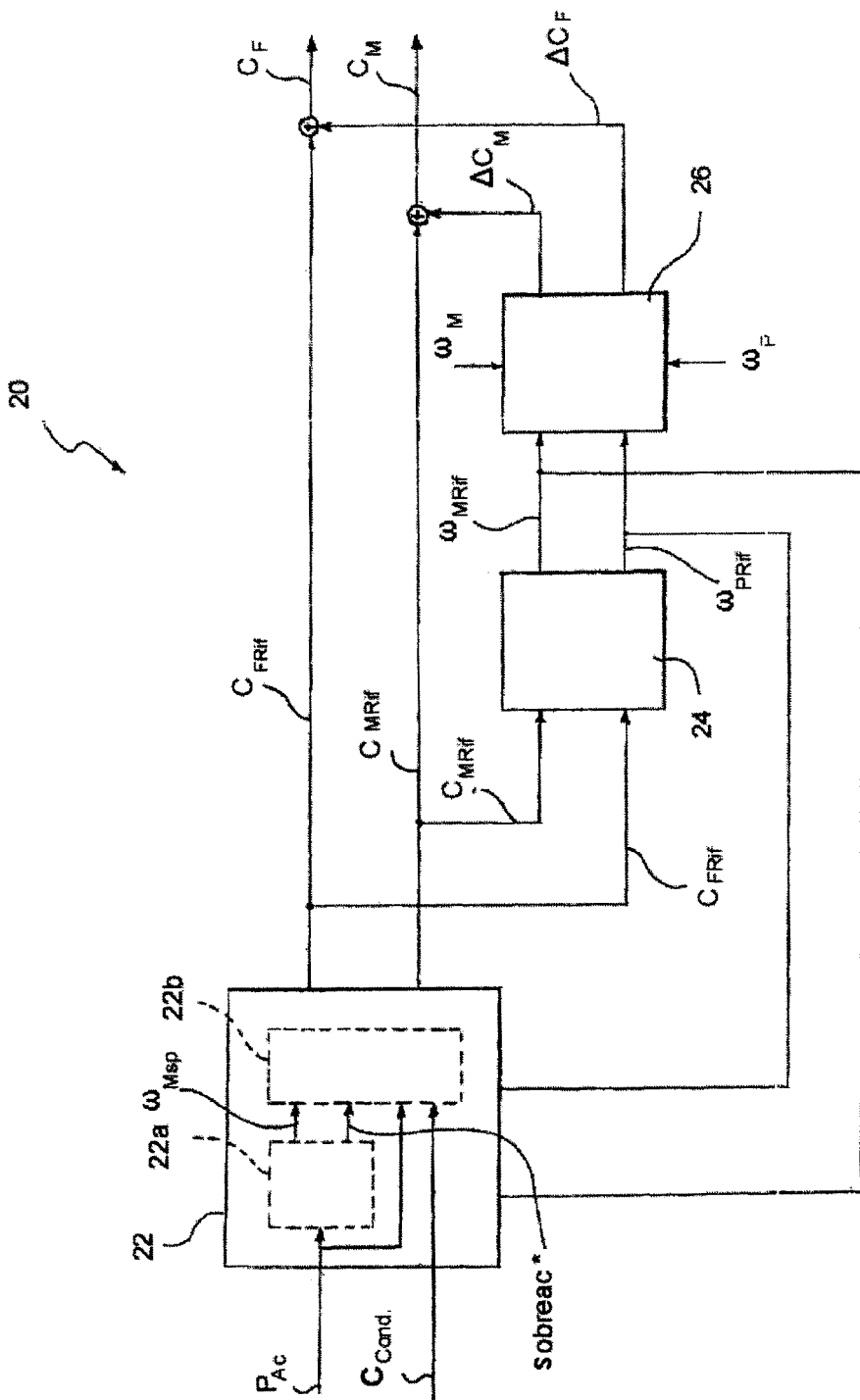
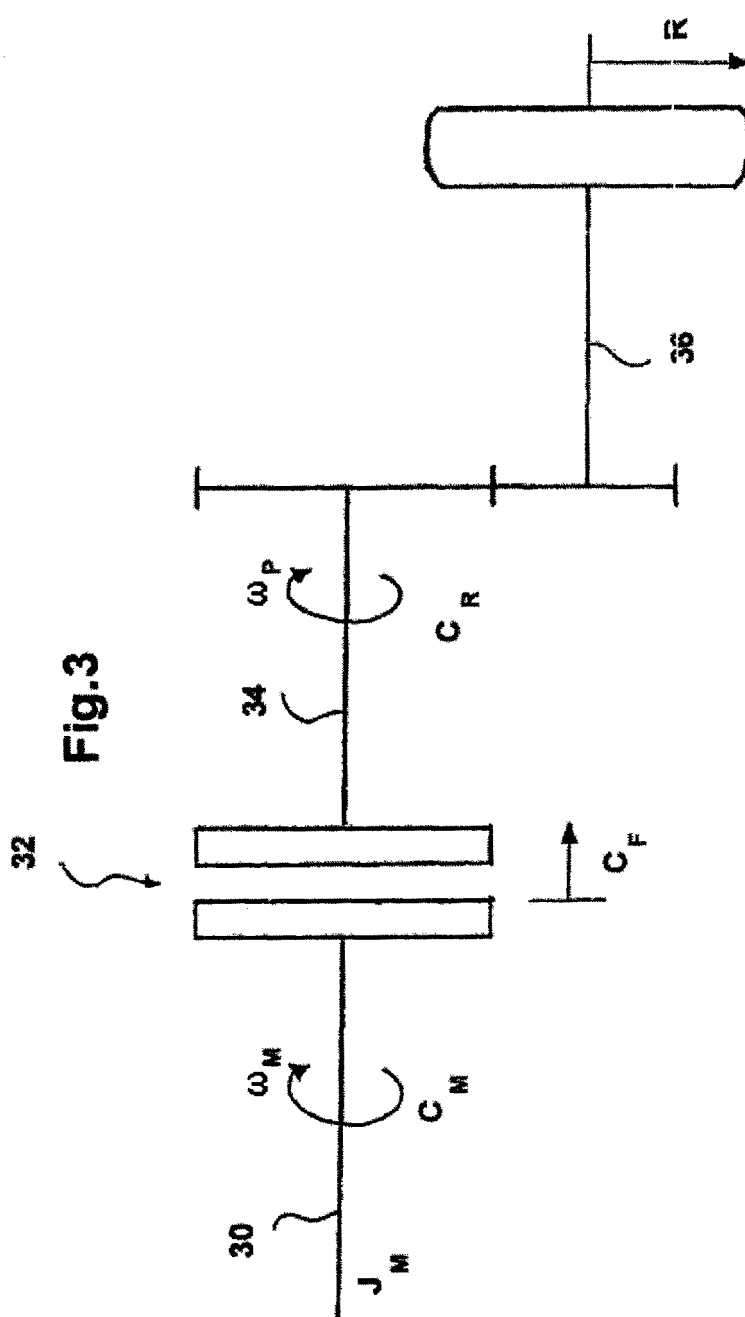


Fig.2



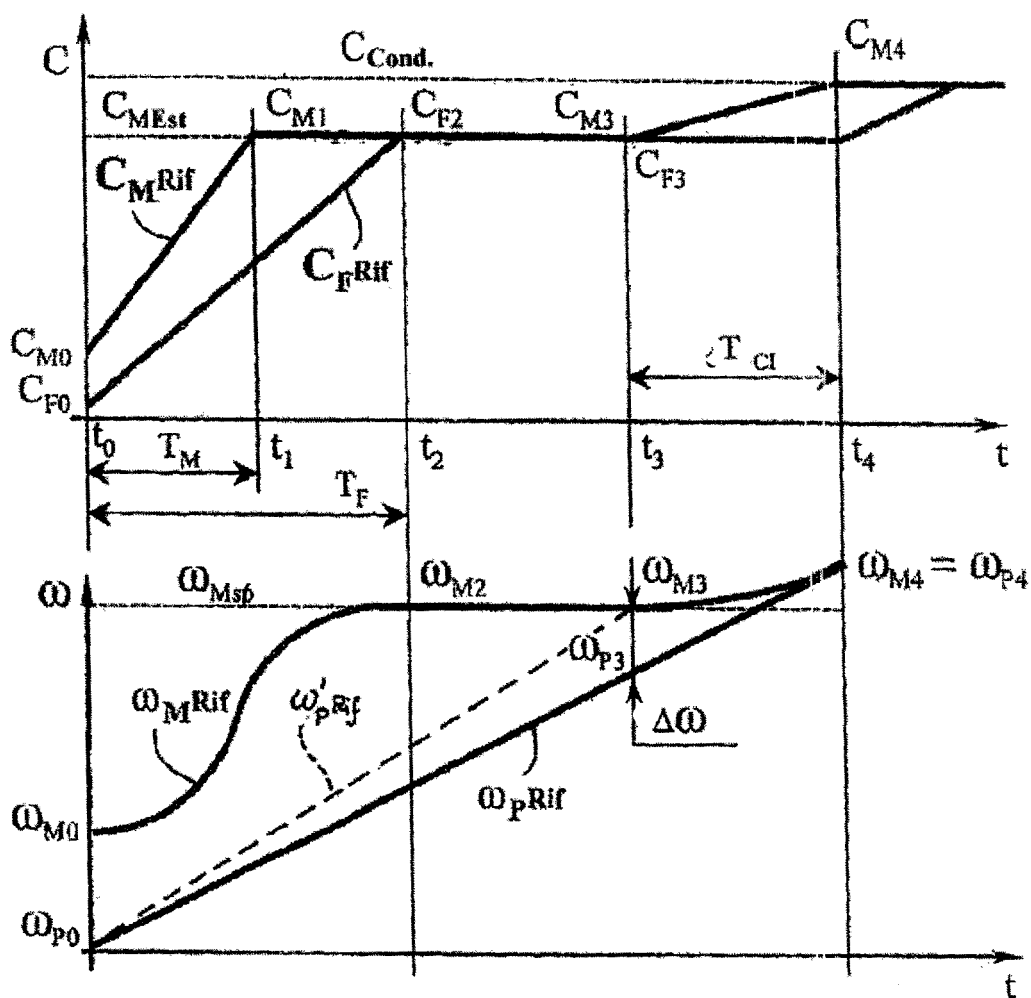


Fig.4