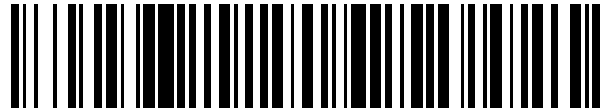


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 421 284**

51 Int. Cl.:

B60W 30/20 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.07.2010 E 10741896 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **01.05.2013 EP 2451686**

54 Título: **Procedimiento y controlador para controlar el par de salida de una unidad de propulsión**

30 Prioridad:

07.07.2009 US 223428 P

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
30.08.2013

73 Titular/es:

**VOLVO LASTVAGNAR AB (100.0%)
405 08 Göteborg, SE**

72 Inventor/es:

TEMPLIN, PETER

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 421 284 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

Procedimiento y controlador para controlar el par de salida de una unidad de propulsión

5 La presente invención se refiere a un procedimiento de control del par de salida de una unidad de propulsión de la línea de impulsión de un vehículo, que comprende ruedas de impulsión conectadas con capacidad de impulsión a la unidad de propulsión con intermedio de una transmisión mecánica que tiene un eje de impulsión y el correspondiente controlador

10 Antecedentes técnicos

Como es sabido, la línea de impulsión de un vehículo automóvil es, de manera natural, un sistema oscilatorio con amortiguación ligera que generará oscilaciones como respuesta a los cambios rápidos de la fuerza de transmisión. Las oscilaciones provocadas por una maniobra de presión sobre el pedal del acelerador, en el que el conductor, por ejemplo, presiona con rapidez el pedal del acelerador, afectan de manera negativa la capacidad de conducción percibida del vehículo provocando variaciones en la fuerza de tracción longitudinal que es lo que se conoce como efecto de arrastre ("shuffle") o sacudidas ("jerking") de un vehículo.

20 El conjunto motriz del vehículo también comprende un inevitable contragolpe ("backlash") debido principalmente a juegos en las ruedas dentadas, que es provocado por las tolerancias de fabricación en la transmisión y componentes del diferencial. Cuando la dirección de la fuerza de transmisión se invierte, la presencia del contragolpe provoca una discontinuidad temporal de la fuerza de transmisión en la línea de impulsión, seguido de una fuerza impulsiva de transmisión, de manera que tiene lugar un choque por aceleración. La fuerza, que cambia rápidamente de forma transversal de valor positivo a negativo y viceversa en la línea de impulsión, genera por lo tanto, dicho choque de aceleración que da lugar a los efectos de derivación ("shunt") o ruido de impacto ("clonk") cuando se alcanzan los

25 lados opuestos del contragolpe.

En una solución conocida, se generan trayectorias de referencia de estado modelo de la velocidad del motor. Estas trayectorias de referencia se basan en el cambio registrado en la posición del pedal del acelerador y están diseñadas para proporcionar una transición amortiguada a una nueva demanda de par y una transición relativamente suave del contragolpe. Un controlador de la demanda de potencia genera subsiguientemente una demanda compensada de potencia al motor, de acuerdo con dichas trayectorias de referencia generadas, reduciendo de esta manera el efecto de movimiento brusco ("shuffle"). Una fuerza de transmisión basada en trayectorias de referencia conduce, no obstante, a una capacidad de conducción relativamente baja en términos de respuesta rápida a la demanda de par del conductor y con buena amortiguación de las oscilaciones del conjunto motriz.

30 Otra solución conocida para reducir solamente el efecto "shunt" debido al contragolpe en vehículos de producción es el utilizar sistemas de compensación, simples pero bien equilibrados, para evitar el paso por el contragolpe de manera excesivamente rápida, de manera que los efectos negativos del contragolpe se transforman en una falta de respuesta a las peticiones de par. Esta solución es presentada en el documento US 6.377.882 B1, en el que una sección central de control detecta la inversión en la fuerza de transmisión y como respuesta a ello, restringe el par aplicado a la mitad de un par objetivo, entre un punto de tiempo que precede el punto de tiempo detectado del contragolpe y un punto de tiempo posterior a dicho punto de tiempo detectado de contragolpe. Posteriormente, la sección de control central cambia el par de manera escalonada al par objetivo. Como resultado, se reduce el cambio abrupto en la aceleración y los efectos negativos del contragolpe disminuyen. No obstante, esta solución no soluciona el problema del efecto "shuffle" y ninguna de las soluciones del estado de la técnica que se han presentado posteriormente tiene en cuenta la variación de parámetros del sistema y su entorno, requiriendo, por lo tanto, una adaptación y calibración cuidadosas del sistema para que funcione de manera apropiada.

50 El documento EP 2 070 798 da a conocer un procedimiento según el preámbulo de la reivindicación 1.

Por lo tanto, existe la necesidad de dar a conocer un procedimiento y un sistema mejorados para controlar el par de salida de una unidad de propulsión eliminando las desventajas antes mencionadas.

55 RESUMEN

El objetivo de la presente invención consiste en dar a conocer un procedimiento y un controlador de par inventivos para controlar el par de salida de una unidad de propulsión, mediante el cual se solucionan parcialmente los problemas antes mencionados. Este objetivo se consigue por las características de la parte caracterizante de la reivindicación 1, en las que el procedimiento comprende las etapas de registrar la demanda de par del conductor para propulsión del vehículo, registrar la velocidad de rotación de la unidad de propulsión y controlar dicho par de salida de la unidad de propulsión para seguir de manera asintótica dicha demanda de par del conductor. El control es llevado a cabo utilizando un regulador de bucle cerrado lineal-cuadrático (LQR) en el que se basa el controlador, teniendo dicha demanda de par del conductor y dicha velocidad de rotación de la unidad de propulsión como datos de entrada, con el objetivo de minimizar las oscilaciones del conjunto motriz.

Dicho objetivo es conseguido adicionalmente por las características de la parte caracterizante de la reivindicación 13, en la que el controlador es un controlador basado en un regulador de bucle cerrado lineal-cuadrático (LQR) y en el que el controlador está dispuesto para controlar el par de salida de dicha unidad de propulsión mediante las etapas de registrar la demanda de par del conductor para propulsión del vehículo, registrar la velocidad de rotación de la unidad de propulsión y controlar dicho par de salida de dicha unidad de propulsión para seguir asintóticamente dicha demanda de par del conductor, teniendo dicha demanda de par del conductor y dicha velocidad de rotación de la unidad de propulsión como datos de entrada, a efectos de minimizar las oscilaciones del conjunto motriz.

10 Otras ventajas se consiguen implementando una o varias características de las reivindicaciones dependientes.

Breve descripción de los dibujos

La presente invención se describirá a continuación de manera detallada haciendo referencia a las figuras en las que:

15 La figura 1 muestra un modelo de condiciones de transición de modalidad, de acuerdo con la invención;

La figura 2 muestra un modelo de línea de impulsión con contragolpe, de acuerdo con la invención;

20 La figura 3 muestra una simulación del par en el eje de impulsión después de un escalón de par del motor;

La figura 4 muestra la estructura del controlador LQR, de acuerdo con la invención;

25 La figura 5 muestra una disposición que comprende la estructura del controlador, vehículo y observador de estado, de acuerdo con la invención;

La figura 6 muestra un diagrama de Bode como ejemplo de la función de transferencia a partir de la demanda de par del conductor a la derivada del par del eje de impulsión;

30 La figura 7 muestra un ejemplo de simulación de aumento de par del motor con efecto de contragolpe;

La figura 8 muestra en el gráfico superior trayectorias de optimización del par del motor y correspondientes valores de la función de pérdida en el gráfico inferior;

35 La figura 9 muestra la velocidad del motor medida y par del eje de impulsión estimado y ángulo de contragolpe como respuesta a una petición de escalón de par;

La figura 10a muestra la velocidad del motor medida, par del motor y par del eje de impulsión estimado como respuesta a una petición de par sin controlador.

40 La figura 10b muestra la velocidad del motor medida, par del motor y par del eje de impulsión estimado como respuesta a una petición de par con controlador, de acuerdo con la invención.

Descripción detallada

45 El procedimiento de la invención y el controlador de par para controlar el par de salida de una unidad de propulsión, utiliza un regulador de bucle cerrado lineal-cuadrático (LQR) en el que se basa el controlador de par para amortiguar las oscilaciones de la línea de impulsión en un vehículo automóvil. El controlador que se ha desarrollado tiene la atractiva característica de acoplarse muy bien a los sistemas actuales de control del motor para vehículos pesados con estructura muy típica, basándose en el control del par. De este modo, el controlador puede ser fácilmente incorporado en un compensador adicional de par. El procedimiento de la invención y el controlador son adecuados para el control del par de salida de diferentes tipos de unidades de propulsión, tal como motores diesel, motores de encendido por chispa y motores eléctricos. El control de par del controlador (LQR) es particularmente ventajoso para unidades de propulsión que tienen respuesta rápida de par, tal como un motor diesel, a causa del control óptimo con respecto a la respuesta rápida de la demanda de par del conductor manteniendo al mismo tiempo una buena amortiguación de las oscilaciones de la línea de impulsión.

60 El controlador amortigua las oscilaciones de la línea de impulsión al compensar la demanda de par del motor por parte del conductor, que es objeto de seguimiento asintótico. Ello se consigue utilizando la derivada del tiempo del par del eje de impulsión, que está íntimamente relacionada con el efecto de tirones ("jerk") del vehículo, como un sistema virtual de salida regulado a cero. De esta manera, el controlador no necesita un modelo de referencia para la generación de trayectorias de referencia para la evaluación de la ley de control.

65 De acuerdo con una realización de la invención, el controlador de par basado en LQR se extiende también a la optimización basándose en la gestión del contragolpe. Las características del controlador se dan a conocer y su comportamiento es ilustrado por ejemplos de simulación y verificado por experimentos.

5 El controlador basado en LQR es un controlador basado en modelo. El modelo de cuarto orden de tipo lineal mostrado por elementos en la figura 2 ha sido dada a conocer de manera más detallada en la publicación Templin, P. (2008), "Simultaneous estimation of driveline dynamics and backlash size for control design", Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Control Applications- CCA2008, pp 13-18, y una motivación más detallada de la descripción del contragolpe se facilita en la publicación Nordin, M., Gutman, P.O. (2002), "Controlling mechanical systems with backlash- a survey", Automatica, 2002, pp.1633-1649.

10 El modelo ilustrado en la figura 2 tiene dos señales de entrada, el par motor T_{motor} y la carga de carretera T_{carga} . La velocidad del motor ω_e y la velocidad del vehículo ω_v son señales de salida medibles y también variables de estado de modelo de un dispositivo observador descrito en mayor detalle más adelante. El tercer estado es el ángulo de torsión θ_s del eje y el último es el ángulo de contragolpe θ_b . La derivada del par del eje de impulsión T_{eje} y el ángulo de contragolpe θ_b se definen como salidas del modelo. La dimensión del contragolpe es definida como 2α , de manera que el ángulo de contragolpe θ_b está limitado por $-\alpha \leq \theta_b \leq \alpha$. Las señales de medición para la velocidad del motor ω_e y la velocidad del vehículo ω_v se encuentran normalmente a disposición en la unidad de control del conjunto motriz.

20 La falta de linealidad introducida por el contragolpe desacopla de manera efectiva el motor con respecto a las ruedas durante la transición del contragolpe. Por lo tanto, es posible definir tres modalidades 1,2,3 del modelo mostrado en la figura 1, incluyendo sus transiciones de modalidad. La línea de impulsión puede encontrarse en modalidad de contacto o bien en el lado de impulsión negativo 1 o en el lado positivo 2, o puede encontrarse en modalidad sin contacto 3 durante la transición del contragolpe. La condición para cambiar de la modalidad de contacto del lado negativo 1 al modo sin contacto 3 es: par del eje de impulsión $T_{eje} > 0$. La condición para el cambio de la modalidad de contacto del lado positivo 2 a la modalidad sin contacto 3 es: par del eje de impulsión $T_{eje} < 0$. Las condiciones para el cambio de modalidad pasando de modalidad sin contacto 3 a modalidad de contacto negativo 1 son: el ángulo de contragolpe $\theta_b = -\alpha$ y derivada del tiempo del ángulo de contragolpe $\dot{\theta}_b < 0$, y las condiciones para la modalidad de cambio desde la modalidad sin contacto 3 a la modalidad de contacto positivo lateral 2 son: ángulo de contragolpe $\theta_b = \alpha$ y derivada de tiempo de dicho ángulo de contragolpe $\dot{\theta}_b > 0$.

30 Las variables principales para los cambios son, por lo tanto, el par del eje de impulsión T_{eje} y la posición actual del ángulo de contragolpe θ_b . El ángulo de contragolpe no puede transmitir par positivo cuando el sistema se encuentra en contacto en el lado negativo, y el eje de transmisión no puede transmitir par negativo cuando el sistema se encuentra en contacto en el lado positivo.

35 El motor es descrito como una fuente de par ideal T_{motor} con un momento de inercia J_e y fricción viscosa b_e . La relación de la caja de cambios junto con la marcha final se describe por la relación r . Se supone que el eje o línea de impulsión tiene su flexibilidad principal en los ejes de impulsión, representados por k_s y c_s . El deslizamiento de las ruedas es despreciado frecuentemente a efectos de simplicidad. En este sistema se representa por el amortiguador c_w . La inercia del vehículo se indica J_v , con el término fricción viscosa b_v . La carga de carretera se describe por la señal exógena T_{carga} y representa principalmente la inclinación de la carretera, resistencia de la carretera y resistencia del viento. La velocidad de las ruedas ω_w no es una variable de estado del modelo, dado que se incluye el deslizamiento de ruedas, pero se puede definir como salida extra del modelo, en caso necesario.

El espacio de representación de la ecuación 1 y la ecuación 2 indicadas a continuación, se pueden derivar de las

45 leyes de movimiento y de las propiedades de los amortiguadores definiendo
$$c' = \frac{c_w}{c_w + c_s}$$
 a efectos de conveniencia.

Modalidad de contacto:

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta}_s \\ \dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_v \\ \dot{\theta}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{k_s c'}{c_\omega} & \frac{c'}{r} & -c' & 0 \\ \frac{k_s c'}{J_e r} & -\frac{c' \left(\frac{c_s}{r^2} + \frac{c_s b_e}{c_\omega} + b_e \right)}{J_e} & \frac{c_s c'}{r J_e} & 0 \\ \frac{k_s c'}{J_v} & \frac{c_s c'}{J_v r} & -\frac{c' \left(\frac{b_v c_s}{c_\omega} + c_s + b_v \right)}{J_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_s \\ \omega_e \\ \omega_v \\ \theta_b \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_e} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} T_{\text{motor}} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_v} \\ 0 \end{pmatrix} T_{\text{carga}}$$

(Ecuación 1)

5

Modalidad sin contacto:

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta}_s \\ \dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_v \\ \dot{\theta}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{k_s}{c_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{b_e}{J_e} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{b_v}{J_v} & 0 \\ 0 & \frac{1}{r} & -1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_s \\ \omega_e \\ \omega_v \\ \theta_b \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_e} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} T_{\text{motor}} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_v} \\ 0 \end{pmatrix} T_{\text{carga}}$$

(Ecuación 2)

10 La figura 3 incluye un diagrama X-Y en el que el eje Y indica par del eje de impulsión T_{eje} en Newton metros y el eje X indica el tiempo en segundos. El diagrama muestra una simulación del par del eje de impulsión T_{eje} después de una acción de presión del pedal por parte del conductor, incluyendo los fenómenos "shunt" y "shuffle" (movimiento brusco). Inicialmente, el sistema se encuentra en la modalidad de contacto 1 en el lado de impulsión negativa hasta $t=5,0$ segundos, durante el cual el par del eje de impulsión T_{eje} es negativo. A continuación, sigue el paso por el

15 contragolpe, durante el cual la línea de impulsión se encuentra en la modalidad sin contacto 3 y el par del eje de impulsión T_{eje} pasa a cero. Finalmente, el sistema se encuentra en la modalidad de contacto 2 en el lado de impulsión positivo. Durante la transición del contragolpe 4, el motor acelera libremente, lo que hace que la velocidad relativa en comparación con las ruedas es más elevada. Cuando el sistema entra en la modalidad de contacto 2 en el lado positivo, el par de impulsión del eje T_{eje} aumenta rápidamente y el vehículo da un tirón hacia delante, dando

20 lugar al efecto "shunt" 5. Una elevada velocidad de impacto amplifica las subsiguientes oscilaciones, es decir, el "shuffle" 6 y puede ser claramente audible para el conductor. Por lo tanto, es esencial que un controlador monitorice las condiciones de transición entre las modalidades 1, 2, 3.

25 Las exigencias principales en el controlador para la línea de impulsión se relacionan con el rendimiento y la mayor importancia se otorga a la capacidad de conducción. La exigencia de capacidad de conducción es traducida en este caso, básicamente, en exigencias de amortiguación de la línea de impulsión, es decir, de las oscilaciones de la línea, y desplazamiento suave a través del contragolpe de la línea de impulsión, proporcionando simultáneamente una respuesta rápida a las demandas de par T_d del conductor. Además de las exigencias relativas al rendimiento realizadas al controlador, el controlador debe acoplarse en la estructura de control existente de la unidad de control

30 de la unidad de propulsión, en particular, en el caso de una unidad de control de un motor diesel.

La estructura resultante 10 controlador de LQR se muestra en la figura 4, en la que se puede apreciar que la fuente principal de demanda de par T_r al controlador, es el conductor. La posición 7 del pedal del acelerador y la velocidad ω_e del motor son traducidas en demanda de par T_d . Un punto de ajuste T_r de referencia de par es determinado a continuación en un primer comparador 17 comparando la demanda de par T_d del conductor con un conjunto de limitaciones de par activo 8 y seleccionado el valor mínimo de la totalidad de dichos valores de entrada como punto de referencia T_r del par. Dicho punto de ajuste T_r del par de referencia es compensado a continuación por el controlador 9 de amortiguación/contragolpe que se describe más adelante, lo que genera un par compensado T_c .

35

Finalmente, se determina una demanda de par T_f al controlador en un segundo comparador 18 comparando el par compensado T_c con un conjunto de limitaciones de par activo 8 y seleccionado el valor mínimo de la totalidad de dichos valores de entrada como demanda T_f de par al controlador. El impacto de la segunda aplicación de las limitaciones 8 de par activo en el segundo comparador 18 se minimiza por el ajuste del controlador 9 que minimiza los valores instantáneos excesivos en los saltos de par requeridos. Una consecuencia de la estructura 10 escogida para el controlador es que el par compensado T_c debe aproximarse a un punto de ajuste T_r de referencia de par de manera asintótica.

No obstante, la invención no está limitada a la utilización de dichas limitaciones de par activo 8 y dichos primer y segundo comparadores 17, 18, en cuyo caso el punto de ajuste T_r de referencia de par es idéntico a la demanda de par T_d del conductor y la demanda de par T_f del controlador es idéntica al par compensado T_c .

Es deseable que el controlador 9 en su conjunto sea fácil de ajustar. Dado que es el controlador 9 se basa en modelo, una buena parte del ajuste se realiza implícitamente adaptando un modelo a la línea de potencia específica. El ajuste adicional se puede hacer frecuentemente con un pequeño número de parámetros que afectan las propiedades de bucle cerrado de manera intuitiva.

El diseño del control se basa en el modelo lineal por piezas en el sistema presentado en la figura 2. El controlador 9 se basa en información de estado completo \hat{x} para el cálculo de la demanda T_f del par del controlador, es decir, la petición de par al motor, pero solamente la velocidad del motor ω_e y la velocidad del vehículo ω_v son magnitudes medibles. Además, no es posible medir el ángulo de contragolpe θ_b para determinar si el sistema se encuentra en alguna de las modalidades de contacto 1, 2 o en una modalidad sin contacto 3. La solución se muestra en la figura 5, en la que se muestra una disposición que comprende la estructura del controlador 10, vehículo 11 y observador de estado 12. La carga de la carretera 16 es un parámetro variable que afecta al vehículo 11. El observador de estado 12 se usa para conseguir información completa \hat{x} del vector de estado y para detectar cambios de modalidad del sistema. El observador 12 para las modalidades de contacto 1, 2 no se puede basar en la descripción de espacio de estado en la ecuación 1 directamente con las señales de medición disponibles porque el sistema no es observable. Sin embargo, el modelo de cuarto orden puede ser reducido a tercer orden dado que el ángulo de contragolpe θ_b es constante en las modalidades de contacto 1,2. A continuación, el vector de estado es observable utilizando ambas mediciones disponibles ω_e , ω_v o solamente la velocidad del motor ω_e , si la calidad de la velocidad del vehículo ω_v es poco satisfactoria por su medición.

La realización descrita de la invención utiliza la metodología de Recuperación de Transferencia de Núcleo (LTR) para el diseño del observador de la modalidad de contacto. El diseño LTR intenta equilibrar la influencia de estado y alteraciones de medición con un parámetro de ajuste. De esta manera, se pueden obtener propiedades estables y satisfactorias en cuanto a bucle cerrado. Una ganancia de observador del método de la invención y controlador de par se puede basar, no obstante, de manera alternativa, en técnicas de colocación de polos de la teoría de filtros de Kalman. Una descripción detallada de la metodología LTR es presentada por Pettersson, M. (1997), "Driveline modelling and control", PhD Thesis, Dept. of Electrical Engineering, Linköping University Sweden, and Glad, T., Ljung, L. (2000), "Control Theory", Taylor Francis, 2000, capítulo 9. El observador 12 envía un ángulo θ_S de torsión del eje de impulsión y par del eje de impulsión T_{eje} que son utilizados para la evaluación de la ley de control y modalidad de estado en sus transiciones, respectivamente.

Cuando el sistema entra en la modalidad sin contacto 3 debido a contragolpe, la información de estado se puede estimar solamente utilizando una simulación del sistema porque el motor y las ruedas están efectivamente desacopladas y se pierde la capacidad de observación del sistema. Una descripción detallada de dicho sistema de simulación es presentada en el trabajo Ferrari-Trecate G., Mehdi, G. (2006), "Observability analysis and state observers for automotive powertrains with backlash: a hybrid system approach", International Journal of Control, Vol. 79, No.5, May 2006, pp.496-507, and Templin, P. (2008), "Simultaneous estimation of driveline dynamics and backlash size for control design", Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Control Applications - CCA2008, pp 13-18. Con el observador descrito 12, utilizando el diseño basado en LTR para las modalidades de contacto 1,2, simulación de sistema para la modalidad sin contacto 3 y las condiciones de transición de modalidad descritas en relación con la figura 1, el controlador 9 tiene toda la información que necesita para la evaluación de la ley de control.

La modalidad de contacto se caracteriza porque el ángulo de contragolpe es constante, lo que significa esencialmente que la cuarta fila de ecuación de estado de la ecuación 1 no es activa en esta modalidad. El controlador 9 se deriva, por lo tanto, utilizando la ecuación 1 con eliminación del estado del ángulo de contragolpe, de manera que el vector de estado se define en este caso como $x_a = (\theta_S, \omega_e, \omega_v)$. La parte superior izquierda 3×3 de la matriz del sistema en la ecuación 1 se indica A_a y la correspondiente matriz de entrada B_a . El par del eje de impulsión se puede definir como un resultado:

$$T_{eje}(t) = \left[c'k_s \quad \frac{c'c_s}{r} \quad -c'c_s \right] x_a(t)$$

(Ecuación 3)

La tarea principal para el controlador 9 es la de amortiguar las oscilaciones de la línea de impulsión, es decir, "shuffle" 6, que en este contexto se interpreta como regulación de la derivada de tiempo del par T_{eje} del eje de impulsión a cero. La derivada de tiempo del par del eje de impulsión T_{eje} está definida, por lo tanto, como una salida del modelo y está incluida en un índice de rendimiento también llamado función de coste del controlador LQR 9. La ventaja de esta elección es que no se necesitan trayectorias de referencia de estado para la implementación de la ley de control final, dado que el valor de referencia para la derivada de par del eje de impulsión T_{eje} es siempre cero.

Una señal de control se debe incluir siempre en un índice de rendimiento como medio para equilibrar el rendimiento y el esfuerzo de control. No obstante, en este caso, una exigencia del controlador 9 es la de seguir asintóticamente la demanda de par T_d del conductor. Una solución para ello consiste en incluir la diferencia entre la demanda de par T_d del conductor y la demanda T_f de par del controlador en el índice de rendimiento. Se introduce acción integral al extender el modelo en un cuarto estado x_u que integra la diferencia entre dicha demanda de par T_d del conductor y dicha demanda T_f de par del controlador. Esto asegura que la salida del controlador, es decir, la demanda T_f de par del controlador, sigue de manera asintótica la demanda de par T_d del conductor, es decir, la salida del controlador se aproxima a la demanda de par T_d del conductor. El índice de rendimiento se puede indicar del modo siguiente:

$$J = \int_0^{\infty} \left(\frac{1}{2} y^T(t) Q y(t) + \frac{1}{2} (u(t) - u_r)^2 \right) dt$$

(Ecuación 4)

siendo las salidas del sistema $y^T(t) = [T_{eje}(t) \ x_u(t)]$, una matriz de ponderación semidefinida 2×2 diagonal positiva $Q = \text{diag}(q_1, q_2)$, el par compensado $u(t) = T_c$ que representa la demanda T_f de par del controlador antes de las limitaciones activas de par 8 y el punto de ajuste del par de referencia $u_r = T_r$ que representa la demanda T_d de par al motor por el conductor después de las limitaciones activas de par 8.

Antes de que la ley de control óptimo que minimiza la ecuación 4 se pueda derivar por métodos estándar, se debe reformular. Se definirá la solución de estado permanente x_a^r , de manera que

$$A_a x_a^r + B_a u_r = 0 \Rightarrow$$

$$x_a^r = -A_a^{-1} B_a u_r$$

(Ecuación 5)

Se definirá un nuevo juego de variables de estado ζ y una nueva variable de control v .

$$\zeta(t) = \begin{bmatrix} x_a(t) - x_a^r \\ x_u(t) \end{bmatrix}$$

(Ecuación 6)

$$v(t) = (u(t) - u_r)$$

(Ecuación 7)

Las salidas deseadas son la derivada del par del eje de impulsión definido en la ecuación 3 y el cuarto estado x_u . El sistema transformado resulta entonces

$$\dot{\zeta} = \begin{bmatrix} A_a & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a - x_a^r \\ x_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_a \\ 1 \end{bmatrix} (u - u_r) \hat{=} A\zeta(t) + Bv(t)$$

5 (Ecuación 8)

$$T_{\text{eje}}(t) = C_a x_a(t) \Rightarrow \dot{T}_{\text{eje}}(t) = C_a A_a x_a(t) + C_a B_a u(t) = C_a A_a (x_a(t) - x_a^r(t)) + C_a B_a (u(t) - u_r)$$

10 (Ecuación 9)

$$y = \begin{bmatrix} \dot{T}_{\text{eje}} \\ x_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_a A_a & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \zeta + \begin{bmatrix} C_a B_a \\ 0 \end{bmatrix} v \hat{=} C\zeta + Dv$$

(Ecuación 10)

15 La minimización de la ecuación 4 se puede escribir del modo siguiente

$$\min \int_0^t \left(\frac{1}{2} y^T(t) Q y(t) + \frac{1}{2} v(t)^2 \right) dt =$$

(Ecuación 11)

$$= \min \int_0^t \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \zeta^T & v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C^T Q C & C^T Q D \\ D^T Q C & 1 + D^T Q D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \zeta \\ v \end{bmatrix} dt$$

$$\hat{=} \min \int_0^t \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \zeta^T & v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_\zeta & S \\ S^T & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \zeta \\ v \end{bmatrix} dt$$

que se soluciona utilizando la ecuación de Riccati y formando una ley de control de realimentación de estado.

$$A^T P + P A - (P B + S) R^{-1} (B^T P + S^T) + Q_\zeta = 0$$

25 (Ecuación 12)

$$K = R^{-1}(B^T P + S^T) = \frac{(B^T P + S^T)}{1 + D^T Q D}$$

(Ecuación 13)

$$K_{(1 \times 4)} = \left[K_{a(1 \times 3)} \quad K_{u(1 \times 1)} \right]$$

$$v(t) = -K\zeta(t) = -K_a(x_a(t) - x_a^r) - K_u x_u \Rightarrow$$

$$u(t) = -K_a x_a(t) - K_u x_u(t) + (1 - K_a A_a^{-1} B_a) u_r \triangleq -K_a x_a(t) - K_u x_u(t) + K_r u_r$$

5 (Ecuación 14)

La ley de control es, por lo tanto, la suma de la ponderación lineal de los estados x_a y x_u y un término de alimentación de avance procedente de la demanda de par T_d del conductor. Se puede observar que no se necesitan trayectorias de referencia para la evaluación.

10 La figura 6 muestra un diagrama de Bode como ejemplo de la función de transferencia procedente de la demanda T_d de par del conductor a la derivada del par T_{eje} del eje de impulsión. En el gráfico superior, el eje y indica magnitud en decibelios, mientras que el eje x indica frecuencia en radianes por segundo. En el gráfico inferior, el eje y indica fase en grados, mientras que el eje x indica frecuencia en radianes por segundo. La línea de trazos es la característica del sistema sin controlador, la línea continua con dicho controlador de la invención.

De acuerdo con un aspecto adicional de la invención, se aplica una estrategia basada en optimización para el paso del contragolpe. El controlador 9 gestiona las variaciones de par del motor y las alteraciones de la carretera satisfactoriamente cuando el sistema se encuentra en cualquiera de las modalidades de contacto 1, 2. Sin embargo, si cambia el signo del par T_{eje} del eje de impulsión, el paso del contragolpe puede provocar derivaciones ("shunts") y amplificación de las oscilaciones siguientes, tal como se ha mostrado de la figura 3. El concepto de la invención consiste en limitar el par requerido hasta alcanzar el lado opuesto del contragolpe, de manera que la velocidad relativa entre el motor y las ruedas está limitada cuando se alcanza el lado opuesto. En este caso, el par solicitado indica petición de par recibida del conductor, es decir, la demanda de par T_d del conductor o si se aplican limitaciones activas de par 8, la petición de par recibida del primer comparador 17, es decir, el punto de ajuste T_r de referencia de par. En la realización que se ha dado a conocer, ello se consigue introduciendo un valor de mantenimiento de par intermedio $u_{r\text{mant}}$ con respecto al punto de ajuste u_r de referencia de par, limitando de esta manera el punto de ajuste u_r de referencia de par hasta alcanzar el contacto.

30 La figura 7 es un ejemplo de simulación en el que se solicita un aumento del par. En el gráfico superior, el eje y indica par motor en Newton metros y el eje x indica el tiempo en segundos. Este gráfico muestra el par de referencia u_r que corresponde al punto de ajuste de tiempo del par de referencia T_r , la misma señal ligeramente filtrada por paso bajo u_{rf} en la que también es visible un par intermedio $u_{r\text{mant}}$. El filtrado de paso bajo de la señal de entrada se lleva a cabo normalmente para reducir ruidos de alta frecuencia, resonancia y filtrados, etc. La aplicación del nivel de mantenimiento al par de referencia u_r , así como el filtrado de paso bajo subsiguiente son llevados a cabo antes de la evaluación del valor bajo de control óptimo del controlador 9 derivado de la anterior ecuación 14. La tercera señal u_{ctrl} es la salida de controlador correspondiente al par compensado T_c .

40 En el gráfico inferior, el eje y indica el par del eje de impulsión T_{eje} en Newton metros y el eje x indica el tiempo en segundos. Este gráfico muestra el aumento del par del eje de impulsión T_{eje} en el que la curva oscilante continua muestra el resultado sin ningún controlador 9 y la curva de trazos más suave muestra el resultado cuando el controlador 9 se encuentra activo.

45 Este comportamiento requiere la aplicación de una versión modificada del índice de rendimiento de la ecuación 4 para hallar un nivel de mantenimiento intermedio del par apropiado que limita el impulso hacia delante al pasar por el contragolpe.

$$J = \int_0^{t_+} \left(\frac{1}{2} \mathbf{y}^T(t) \mathbf{Q} \mathbf{y}(t) + \frac{1}{2} (u(t) - u_r)^2 \right) dt + q_b \dot{\theta}_b^2(t_+)$$

(Ecuación 15)

El término adicional es evaluado en el momento de tiempo t_+ , que se define como el momento de tiempo cuando se alcanza el lado opuesto del contragolpe. El valor de mantenimiento del par intermedio u_{rmant} es escogido para minimizar la ecuación 15 con ayuda de optimización numérica. Durante la optimización, el controlador lineal 9 se encuentra activo cuando el sistema se encuentra en modalidad de contacto. Durante la transición del contragolpe, es decir, modalidad sin contacto, el controlador funciona en configuración de núcleo abierto y la salida del controlador u_{ctrl} puede ser mantenido, por ejemplo, constante. No obstante, son posibles muchas otras implementaciones de la idea inventiva, tales como una salida de controlador variable en el tiempo durante la modalidad sin contacto.

Las líneas continuas en el gráfico superior de la figura 8 muestra ejemplos de la forma en la que la salida del controlador u_{ctrl} varía para un rango de valores u_{rmant} y un valor razonable q_b , de manera que la flecha 12 indica valores disminuidos de u_{rmant} . Las líneas de trazos muestran las señales que corresponden al par de referencia u_r filtrado en paso bajo, de manera que el eje y indica el paro del motor en Newton metros y el eje x indica el tiempo en segundos. El gráfico inferior de la figura 8 muestra la forma en la que varía el resultado del índice de rendimiento de la ecuación 15 con dichos valores u_{rmant} y que se puede determinar un valor específico u_{rmant} que minimiza el valor del índice de rendimiento de la ecuación 15, de manera que el eje y indica el índice de rendimiento y el eje x indica el nivel de mantenimiento de referencia de par en Newton metros.

Los parámetros de ajuste del controlador se resumen en q_1 , q_2 y q_b . El ajuste final de éstos se llevará a cabo en el vehículo para obtener la capacidad de conducción deseada. q_1 lleva a cabo la compensación entre la capacidad de respuesta del controlador y la rapidez en la que disminuyen las oscilaciones, q_2 es ajustado para asegurar el valor de control esperado de seguimiento del valor de referencia del conductor. El efecto de derivación ("shunt") después del paso del contragolpe es determinado por q_b . Esto facilita a la persona responsable del ajuste un conjunto claro de parámetros para el trabajo. El enfoque basado en el modelo asegura la adaptación al vehículo específico.

A continuación, se indican resultados experimentales a base de pruebas del controlador que se ha descrito en un camión pesado Volvo FH16. El observador y la ley de control son implementados en un ordenador de sobremesa que está conectado al CAN-bus del camión.

La metodología para la estimación de los parámetros del modelo descrito se encuentran en detalle en la obra de Templin, P. (2008), "Simultaneous estimation of driveline dynamics and backlash size for control design", Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Control Applications- CCA2008, pp 13-18. El procedimiento es implementado en un ordenador de sobremesa y utiliza las mismas señales estándar que el controlador. Los parámetros principales para el vehículo de pruebas se indican más adelante.

La figura 9 muestra una medición del comportamiento combinado del dispositivo observador en una petición de reducción de par del motor. Las escalas de la curva están normalizadas y el eje x indica el tiempo en segundos. La velocidad del motor ω_e es medida y la señal de par del motor es estimada por la unidad de control del motor. El par del eje de impulsión T_{eje} y el ángulo de contragolpe θ_b son estimados por el observador combinado 12. Inicialmente, el vehículo acelera con un elevado par del motor T_{motor} . Se pide un par del motor cero en $t=14,2$ segundos. El par del eje motriz T_{eje} disminuye con rapidez a 0 Nm y a continuación se pasa con rapidez por el contragolpe, de manera que el ángulo de contragolpe pasa de $+\alpha$ a $-\alpha$. Al pasar el par del eje motriz T_{eje} crecientemente a valores negativos, la velocidad del motor "retrocede" hasta que el eje de impulsión transmite un par cero y se entra nuevamente en el contragolpe. Durante este periodo desacoplado, la velocidad del motor ω_e se reduce debido solamente al rozamiento motor. En este caso, la posición del contragolpe no alcanza nunca el lado de impulsión positivo antes de retroceder al lado negativo nuevamente y por lo tanto, permanece en el mismo.

El controlador 9 es comprobado en el caso en el que existe una petición escalonada de aumento de par T_d . La línea de impulsión se encuentra inicialmente en la modalidad de contacto en el lado de impulsión negativo. El gráfico superior de la figura 10(a) muestra una medición de referencia de la velocidad ω_e del motor siguiendo un escalón de par motor, en el que el eje y de la izquierda indica velocidad del motor en rpm, el eje y de la derecha indica el par motor en Newton metros y el eje x indica el tiempo en segundos. El gráfico inferior de la figura 10(a) muestra el par del eje motriz estimado T_{eje} calculado por el observador 12, en el que el eje y indica dicho par del eje motriz T_{eje} en Newton metros y el eje x indica el tiempo en segundos. La figura 10(b) muestra un escalón correspondiente utilizando el controlador de bucle cerrado 9. Las unidades físicas de los gráficos de la figura 10 (b) corresponden a los de la figura 10(a). Por lo tanto, el controlador funciona satisfactoriamente y en concordancia con las simulaciones.

ES 2 421 284 T3

Los resultados de la simulación y el diseño de control se basan en datos obtenidos de experimentos de identificación del sistema con un camión Volvo FH16 Rigid 6x4.

5	Masa del vehículo	24450	kg
	Momento de inercia del motor	5.635	kgm ²
10	Radio de las ruedas	0,508	m
	Relación de la marcha final	3,79	
15	Relación caja de cambios (4ª marcha)	5,571	
	Rigidez combinada del eje	179	kNm/rad
20	Amortiguación combinada del eje	8,26	kNm/(rad/s)
	Amortiguación combinada de las ruedas	81,5	kNm/(rad/s)
25			

Las señales de referencia mencionadas en las reivindicaciones no se deben considerar limitativas de la materia protegida por las reivindicaciones y su única función consiste en clarificar la comprensión de las reivindicaciones.

Tal como se comprenderá, la invención es capaz de modificación en diferentes aspectos evidentes, todo ello sin salir del ámbito de las reivindicaciones adjuntas. De acuerdo con ello, los dibujos y la descripción se tienen que considerar ilustrativos por su naturaleza y no limitativos.

35 Tabla de correspondencia de los signos de referencia:

	ω_e	Velocidad de rotación de la unidad de propulsión
	ω_v	Velocidad de las ruedas
	ω_v	Velocidad del vehículo
	\hat{x}	Información del vector de estado completo
40	θ_s	Ángulo de torsión del eje de impulsión
	θ_b	Ángulo de contragolpe
	$\dot{\theta}_b$	Derivada de tiempo del ángulo de contragolpe
	T_{eje}	Par del eje de impulsión
	\dot{T}_{eje}	Derivada de tiempo de un par del eje de impulsión
45	T_{motor}	Par de salida de una unidad de propulsión
	T_d	Petición de par del conductor
	T_f	Petición de par del controlador
	$T_r, u(r), u_r$	Punto de ajuste referencia par
	u_{rf}	Punto de ajuste referencia par con filtrado paso bajo
50	$T_c, u(t), u_{ctrl}$	Par compensado, salida controlador
	u_{rmant}	Valor mantenimiento par intermedio
	x_u	Diferencia integrada entre T_d y T_f
	J_e	Momento de inercia de la masa del motor
	b_e	Fricción viscosa del motor
55	J_v	Inercia del vehículo
	b_v	Fricción viscosa del vehículo
	r	Relación de marcha combinada caja de cambios y final
	k_s	Constante de resorte del eje de impulsión
	c_s	Constante de amortiguación del eje de impulsión
60	c_W	Constante de amortiguación que representa deslizamiento ruedas
	1	Modalidad de contacto en el lado de impulsión negativo
	2	Modalidad de contacto en el lado de impulsión positivo
	3	Modalidad sin contacto
	4	Transición contragolpe
65	5	Derivación (Shunt)

	6	Arrastre (Shuffle)
	7	Posición del pedal del acelerador
	8	Limitaciones activas de par
	9	Controlador
5	10	Estructura controlador
	11	Vehículo
	12	Observador
	13	Tiempo mantenimiento
	14	Flecha indicativa valores disminuidos u_{rmant}
10	15	Petición par motor
	16	Carga carretera
	17	Primer comparador
	18	Segundo comparador

REIVINDICACIONES

- 5 1. Procedimiento para el control del par de salida (T_{motor}) de una unidad de propulsión en una línea de impulsión de un vehículo, que comprende ruedas impulsadas conectadas con capacidad de impulsión a dicha unidad de propulsión con intermedio de una transmisión mecánica con un eje de impulsión, caracterizado porque dicho procedimiento comprende las siguientes etapas:
- 10 - registrar la demanda de par (T_d) del conductor para propulsión del vehículo;
 - registrar la velocidad de rotación de la unidad de propulsión (ω_e);
 - controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión para seguir asintóticamente dicha demanda de par (T_d) del conductor utilizando un controlador (9) basado en un regulador lineal-cuadrático en bucle cerrado (LQR) que tiene dicha solicitud de par (T_d) del conductor y dicha velocidad de rotación (ω_e) de la unidad de propulsión como datos de entrada, a efectos de minimizar las oscilaciones de la línea de impulsión,
- 15 en el que dicho controlador (9):
- 20 - recibe una información de vector de estado completo (\hat{x}) de un observador de estado (12) basado, como mínimo, en la velocidad de rotación (ω_e) de dicha unidad de propulsión;
 - genera una demanda (T_i) de par del controlador utilizada para controlar el par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión, basándose en dicha demanda de par de (T_d) del conductor y dicha información (\hat{x}) de vector de estado completo,
- 25 y en el que dicho control del par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión es llevado a cabo regulando, como mínimo, los tres componentes siguientes de índice de rendimiento de dicho controlador (9) a cero:
- 30 - una derivada de tiempo de un par del eje de impulsión (T_{eje}) de dicho eje de impulsión;
 - una diferencia integrada (x_u) entre dicha demanda de par de impulsión (T_d) y dicha demanda de par del controlador (T_i); y
 - una diferencia corriente entre dicha demanda de par (T_d) del conductor y dicha demanda de par del controlador (T_i).
- 35 2. Procedimiento, según la reivindicación 1, en el que dicho observador de estado (12) se basa en un diseño de Recuperación de Transferencia de Bucle (LTR), y dicho observador de estado (12) está adaptado para generar dicha información (\hat{x}) de vector de estado completo, basándose, como mínimo, en dicha velocidad de rotación (ω_e) de la unidad de propulsión y demanda de par (T_i) del controlador.
- 40 3. Procedimiento, según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que dicha información (\hat{x}) de vector de estado completo incluye como variable de estado, como mínimo, el ángulo de torsión del eje de impulsión (θ_s) y preferentemente, asimismo, la velocidad de rotación (ω_e) de la unidad de propulsión y la velocidad del vehículo (ω_v).
- 45 4. Procedimiento, según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa de registrar la demanda de par (T_d) del conductor para la propulsión del vehículo comprende las siguientes etapas:
- 50 - traducir una posición del pedal del acelerador en dicha demanda de par (T_d) del conductor;
 - deducir un punto de ajuste (T_r) de referencia de par de dicha demanda de par (T_d) del conductor, comparando dicha demanda (T_d) de par del conductor con, como mínimo, una limitación de par (8) activo y ajustando dicho punto de ajuste (T_r) de referencia de par al valor de par mínimo en base a dichos valores de par de dicha comparación;
 - facilitar dicho punto de ajuste (T_r) de referencia de par a dicho controlador (9) como demanda de par (T_d) del conductor.
- 55 5. Procedimiento, según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa que genera la demanda de par (T_i) del controlador, utilizado para controlar el par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión, comprende las siguientes etapas:
- 60 - generar un par compensado (T_c) por dicho controlador (9);
 - comparar dicho par compensado (T_c) con, como mínimo, una limitación de par (8) activo; y
 - ajustar dicha demanda de par (T_i) del controlador al valor de par mínimo en base a dichos valores de par de dicha comparación.
6. Procedimiento, según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que se toma asimismo en cuenta el contragolpe de la línea de impulsión en dicho procedimiento para controlar el par de salida (T_{motor}) de una unidad de propulsión por la siguiente etapa:

- en caso de pasar por el contragolpe, proporcionar un valor de mantenimiento del par intermedio (u_{mant}) que el par solicitado (T_d , T_r) no puede superar hasta alcanzar una modalidad de contacto de la línea de impulsión (1,2) a efectos de limitar choques de aceleración como consecuencia del paso por el contragolpe.

5 7. Procedimiento, según la reivindicación 6, en el que dicha etapa es realizada por:

- incluir el ángulo de contragolpe (θ_b) como variable de estado en dicha información (\hat{x}) de vector de estado completo;
 - determinar si la línea de impulsión se encuentra en la modalidad de contacto negativo (1), modalidad de contacto positivo (2) o modalidad sin contacto (3), basándose en las condiciones de transición de la modalidad de estado de la línea de impulsión;
 - determinar si se pasará por contragolpe;
 - determinar dicho valor de mantenimiento de par intermedio (u_{mant});
 - controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión por medio de la ley de control óptimo del controlador (9) en modalidad de contacto de la línea de impulsión (1, 2) y controlando dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión por medio de control en bucle abierto durante la modalidad sin contacto (1) de la línea de impulsión.

8. Procedimiento, según cualquiera de las reivindicaciones 6 ó 7, en el que dicho valor de mantenimiento de par intermedio (u_{mant}) es determinado por optimización numérica basada, como mínimo, en una estimación de una derivada de tiempo del ángulo de contragolpe ($\dot{\theta}_b$) en el momento de tiempo en el que se alcanza el lado opuesto del contragolpe.

9. Procedimiento, según la reivindicación 7, en el que dichas condiciones de transición de la modalidad de estado de la línea de impulsión se basan en el ángulo de contragolpe (θ_b), la derivada de tiempo de dicho ángulo de contragolpe ($\dot{\theta}_b$) y del par del eje de impulsión (T_{eje}).

10. Procedimiento, según la reivindicación 9, en el que dicha condición de transición de la modalidad de estado de la línea de impulsión para determinar cuándo dicha línea de impulsión pasa de:

- modalidad de contacto del lado negativo (1) a modalidad sin contacto (3) es el par del eje de impulsión ($T_{\text{eje}} > 0$);
 - modalidad de contacto del lado positivo (2) a modalidad sin contacto (3) es el par del eje de impulsión ($T_{\text{eje}} < 0$);
 - modalidad sin contacto (3) a modalidad de contacto lado negativo (1) son ángulo de contragolpe ($\theta_b = \alpha$) y derivada de tiempo de dicho ángulo de contragolpe ($\dot{\theta}_b < 0$); y
 - modalidad sin contacto (3) a modalidad de contacto lado positivo (2) son ángulo de contragolpe ($\theta_b = \alpha$) y derivada de tiempo de dicho ángulo de contragolpe ($\dot{\theta}_b > 0$),

en el que dicho ángulo de contragolpe (θ_b) es limitado por $-\alpha \leq \theta_b \leq \alpha$.

11. Controlador (9) del par de la unidad de propulsión para controlar el par de salida (T_{motor}) de una unidad de propulsión en un conjunto de impulsión de un vehículo comprendiendo ruedas impulsadas conectadas con capacidad de impulsión a dicha unidad de propulsión con intermedio de una transmisión mecánica con un eje de impulsión, caracterizado porque dicho controlador (9) es un controlador (9) basado en un regulador lineal-cuadrático en circuito cerrado (LQR) y porque dicho controlador (9) está dispuesto para controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión por las siguientes etapas:

- registrar la demanda de par (T_d) del conductor para la propulsión del vehículo;
 - registrar la velocidad de rotación de la unidad de propulsión (ω_e);
 - controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión para seguir de manera asintótica dicha demanda de par (T_d) del conductor, teniendo dicha demanda de par (T_d) del conductor y dicha velocidad (ω_e) de rotación de la unidad de propulsión como datos de entrada, para minimizar las oscilaciones de la línea de impulsión,

de manera que dicho controlador (9) está dispuesto para:

- recibir una información (\hat{x}) de vector de estado completo de un observador de estado (12) basado, como mínimo, en la velocidad (ω_e) de rotación de dicha unidad de propulsión;
 - generar una demanda de par del controlador (T_r) utilizada para controlar el par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión basándose en dicha demanda de par (T_d) del conductor y dicha información (\hat{x}) del vector de estado completo, y

en el que dicho controlador (9) está dispuesto para controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión al regular los tres componentes de índice de rendimiento siguientes del controlador (9) a cero:

- una derivada de tiempo de un par del eje de impulsión (T_{eje}) de dicho eje de impulsión;
- una diferencia integrada (x_u) entre dicha demanda de par (T_d) del conductor y dicha demanda de par (T_r) de controlador; y
- una diferencia corriente entre dicha demanda de par (T_d) del conductor y dicha demanda de par (T_r) del controlador;

5
10 12. Controlador (9), según la reivindicación 11, en el que se toma asimismo en cuenta el contragolpe de la línea de impulsión cuando se controla el par de salida (T_{motor}) de una unidad de propulsión mediante la etapa siguiente:

- en el caso de paso por contragolpe, disponer un valor de mantenimiento de par intermedio (u_{mant}) que un par requerido (T_d , T_r) no puede superar hasta que se alcanza una modalidad (1, 2) de contacto de la línea de impulsión, a efectos de limitar choques de aceleración después del paso por el contragolpe.

15 13. Controlador (9), según la reivindicación 12, en el que dicha etapa es realizada por:

- incluir el ángulo de contragolpe (θ_b) como variable de estado en dicha información (\hat{x}) de vector de estado completo;
- determinar si la línea de impulsión se encuentra en modalidad de contacto del lado negativo (1), modalidad de contacto de lado positivo (2) o modalidad sin contacto (3), basándose en las condiciones de transición de la modalidad de estado de la línea de impulsión;
- determinar si se pasará por contragolpe;
- determinar dicho valor de mantenimiento del par intermedio (u_{mant});
- controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión por medio de la ley de control óptimo del controlador (9) en la modalidad de contacto (1, 2) de la línea de impulsión; y controlar dicho par de salida (T_{motor}) de dicha unidad de propulsión por medio de control en bucle abierto durante la modalidad (1) sin contacto de la línea de impulsión.

20
25

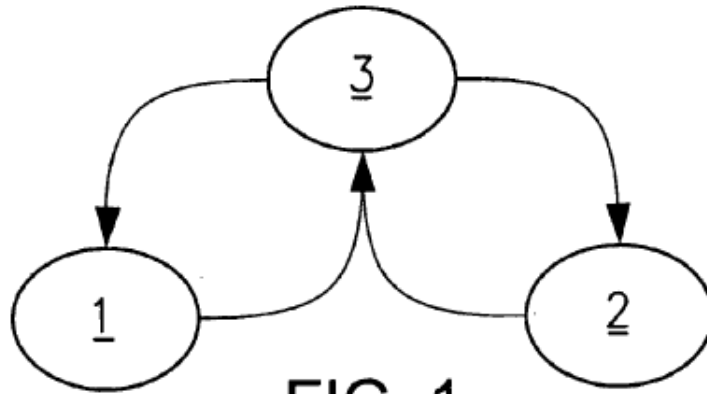


FIG. 1

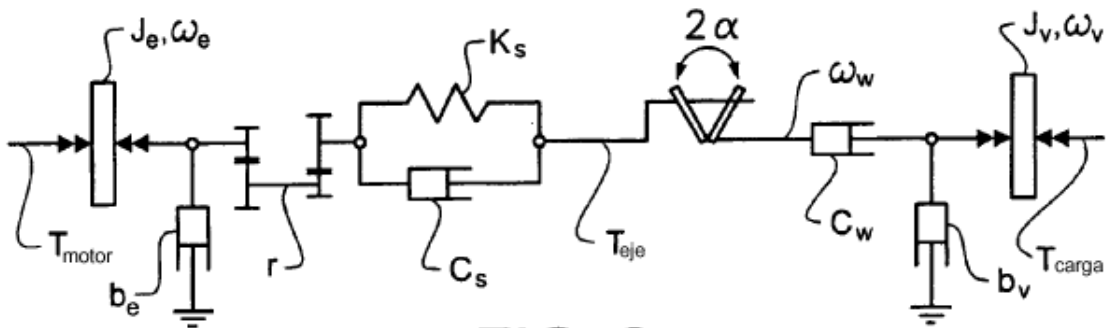


FIG. 2

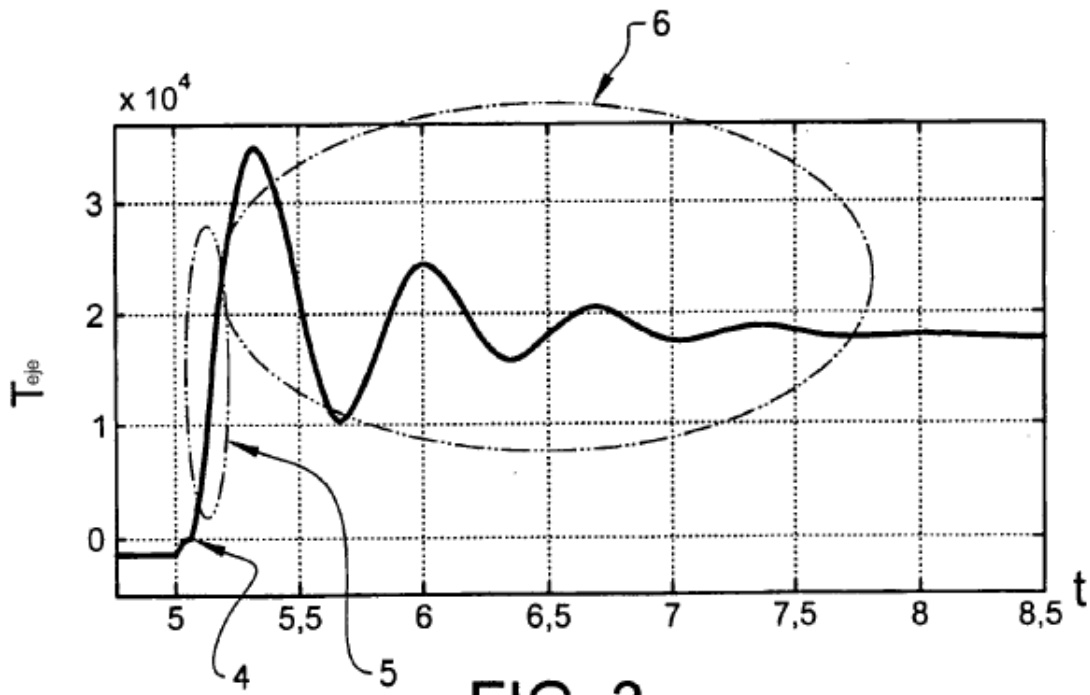


FIG. 3

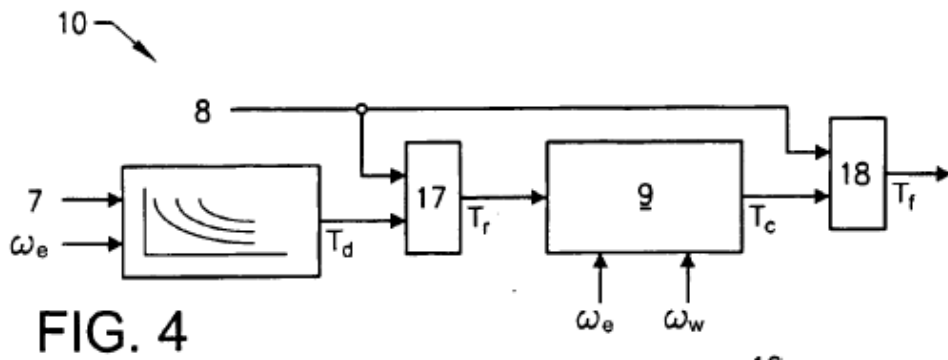


FIG. 4

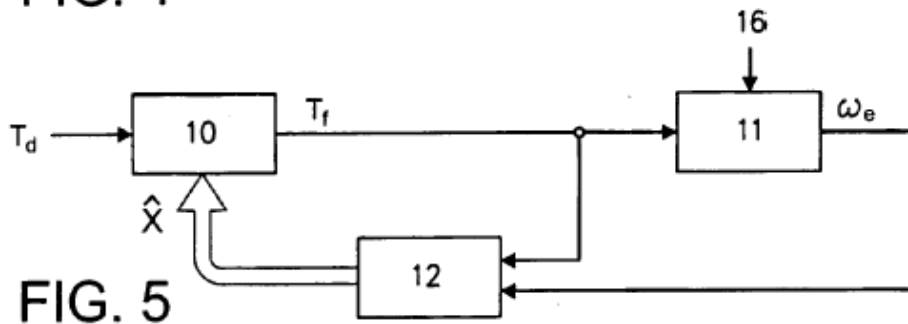


FIG. 5

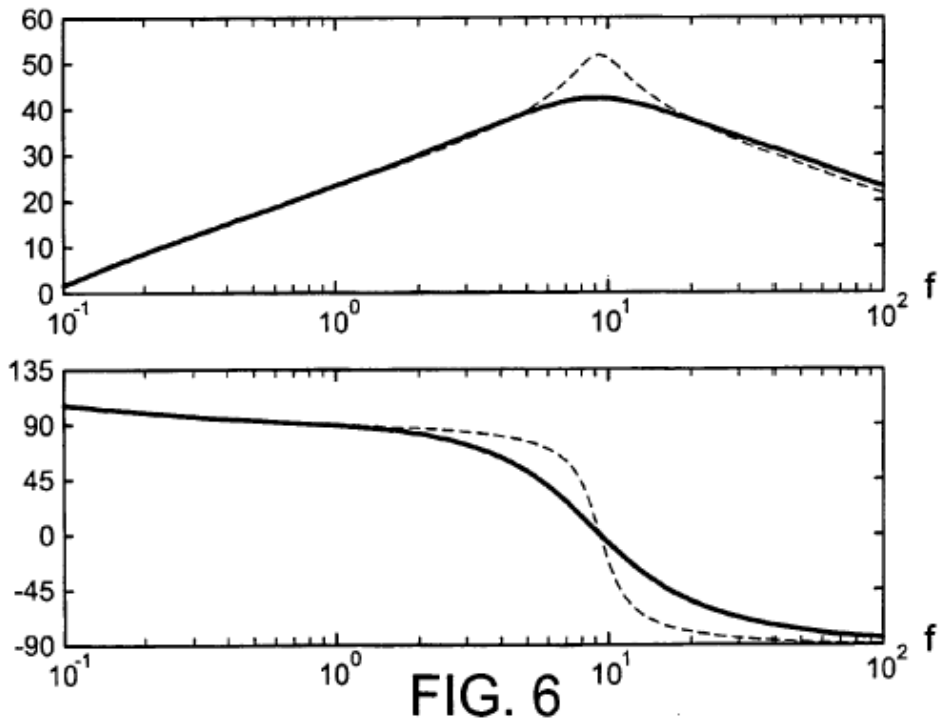


FIG. 6

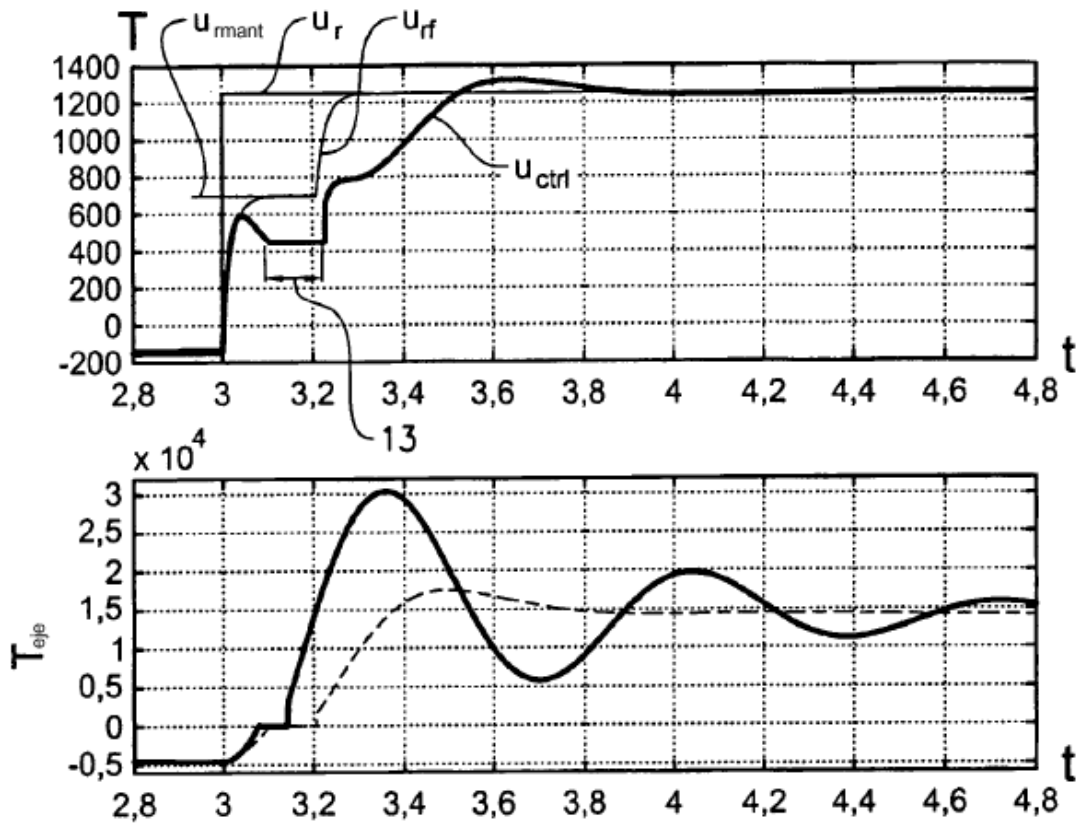


FIG. 7

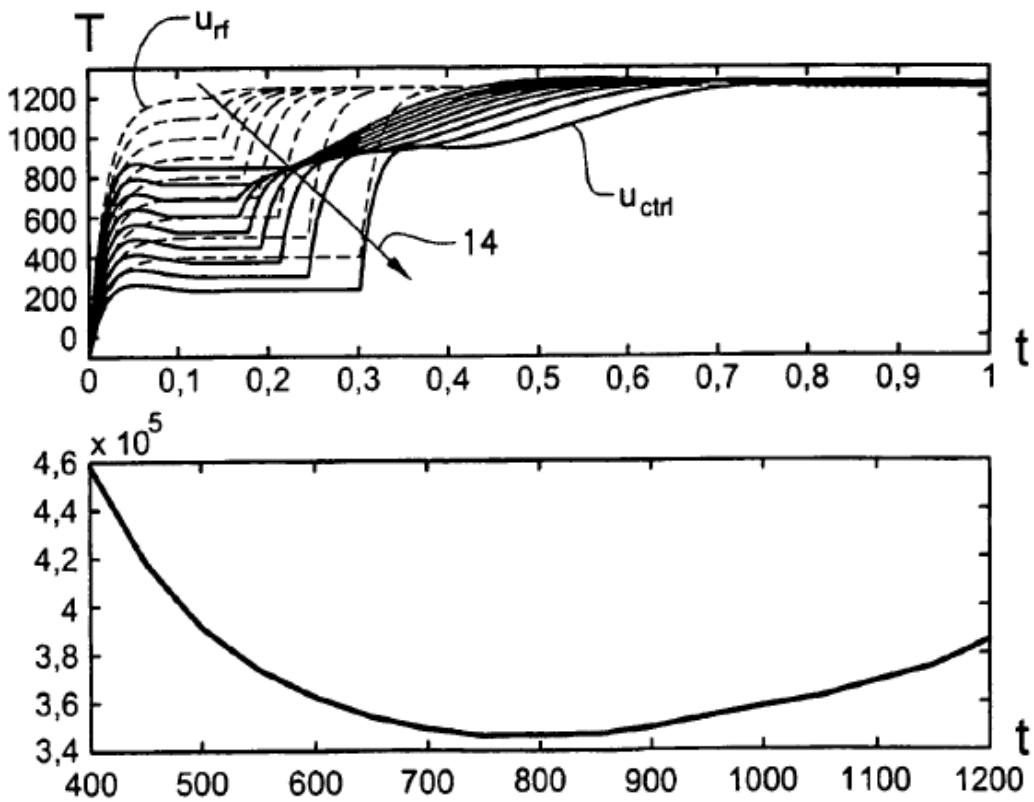


FIG. 8

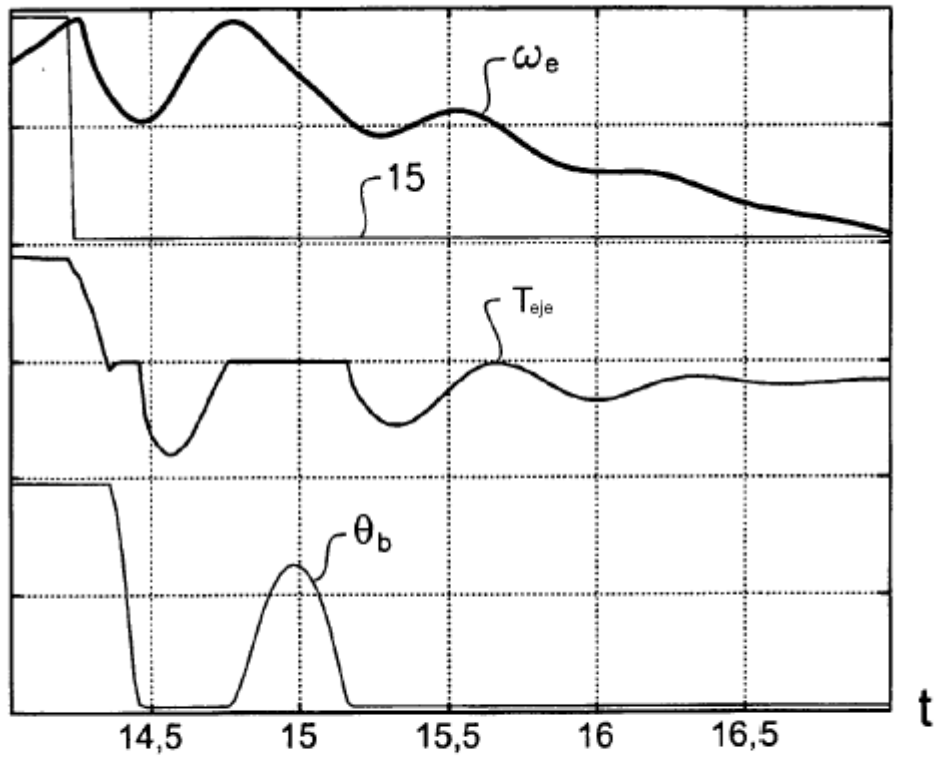


FIG. 9

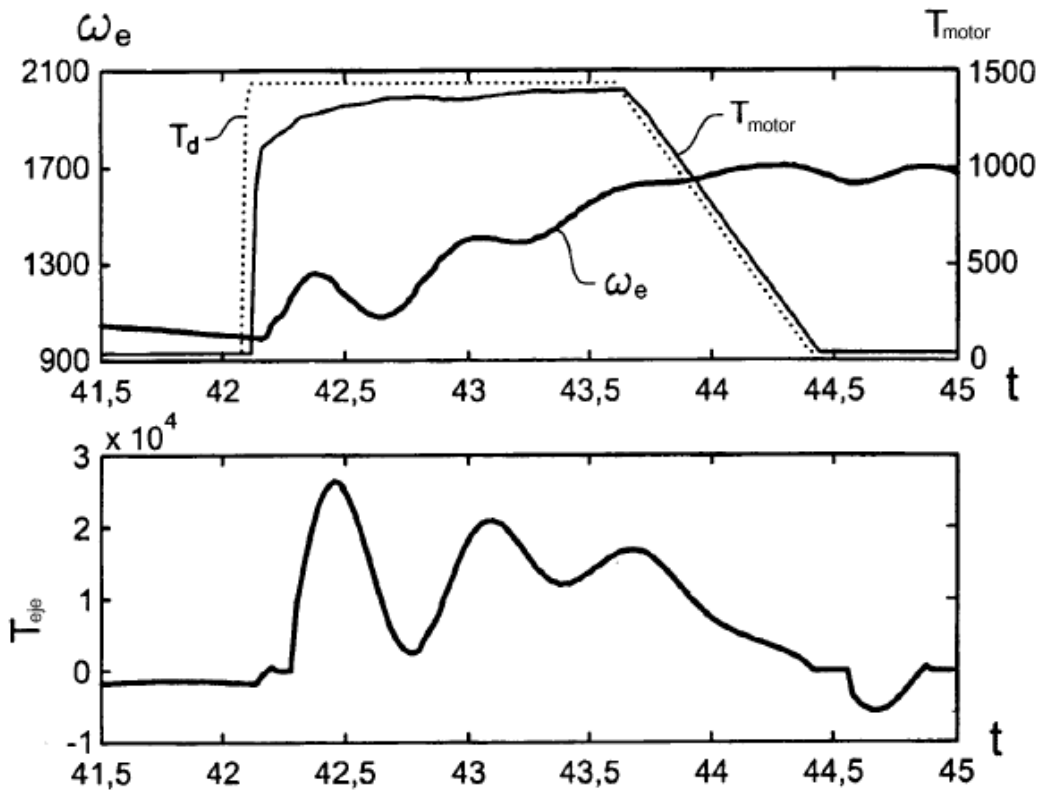


FIG. 10a

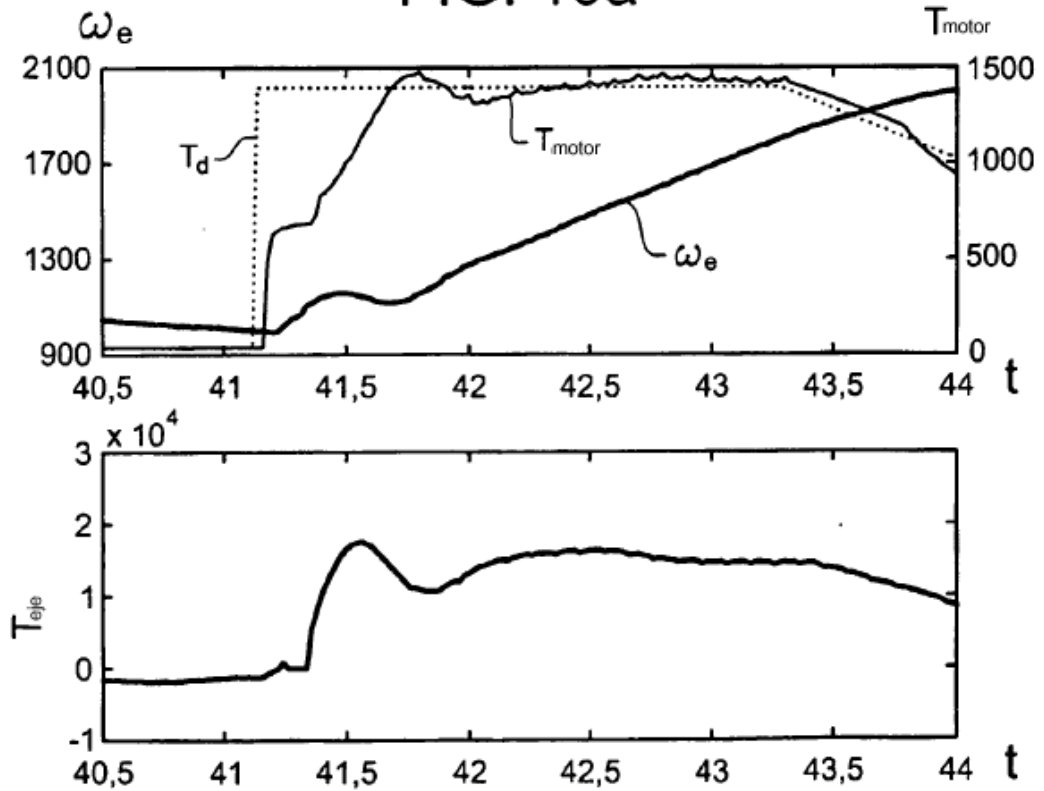


FIG. 10b