



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 332 895**

51 Int. Cl.:  
**B60K 28/16** (2006.01)  
**B60T 8/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **03702540 .0**  
96 Fecha de presentación : **27.01.2003**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1587704**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **26.10.2005**

54 Título: **Procedimiento, sistema y producto de programa informático para control de deriva de ruedas.**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**15.02.2010**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**15.02.2010**

73 Titular/es: **Nira Dynamics AB.**  
**Teknikringen 6**  
**583 30 Linköing, SE**

72 Inventor/es: **Gustavsson, Fredrik;**  
**Forssell, Urban;**  
**Törmänen, Mikael;**  
**Engbom, Johan y**  
**Granström, Magnus**

74 Agente: **Arias Sanz, Juan**

ES 2 332 895 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, sistema y producto de programa informático para control de deriva de ruedas.

### 5 **Campo de la invención**

La presente invención se refiere al control de velocidad de las ruedas de un vehículo, y más particularmente a un procedimiento, un sistema y un producto de programa informático para llevar a cabo un control de patinamiento o de deriva sobre una o más ruedas de vehículo u otro tipo de ruedas motrices. El documento DE3735673A1 describe la técnica anterior. Los valores en un punto de funcionamiento en la curva de deriva-fuerza de rozamiento son estimados. No se usa un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento.

### **Antecedentes de la invención**

15 La industria automovilística es una de las industrias más grandes y más competitivas de hoy en día. Hay muchos actores y una abundancia de automóviles diferentes dirigidos a un mercado altamente diversificado y se hacen grandes esfuerzos para mejorar el rendimiento y la seguridad en los productos sin reducir los beneficios. Una estrategia para hacer esto es desarrollar sistemas que puedan implementarse fácilmente en diferentes automóviles y adaptarse a los deseos de los clientes. Un ejemplo de esto son los denominados sistemas ABS (sistema antibloqueo de frenos) que a menudo son desarrollados por una compañía específica y luego son vendidos a muchos fabricantes de automóviles diferentes pero ajustados apropiadamente a las diferencias en las características de los vehículos como la masa del vehículo y el rendimiento del motor y la preferencia del cliente como el confort deseado. Por lo tanto, existe una necesidad de desarrollar un *Sistema de estabilidad de vehículo* con esta estrategia en mente.

25 Un vehículo está expuesto a muchas fuerzas diferentes durante la conducción. La suma de esas fuerzas decidirá cómo se comportará el vehículo. El conductor controla la trayectoria del vehículo controlando el par motor a través del acelerador, cambiando el ángulo de dirección, frenando y/o usando el embrague. Sin embargo, los efectos de las acciones adoptadas por el conductor dependerán de condiciones ambientales como la tracción entre el neumático y el terreno, las pendientes y la temperatura. Esto implica que el conductor tiene que hacer una estimación del entorno antes de adoptar una acción. A veces esta estimación es difícil de hacer correctamente y aquí es donde entran en juego los sistemas de estabilidad de vehículos. El sistema de estabilidad de vehículos más conocido es probablemente los frenos ABS que se usan para optimizar la fuerza de frenado dependiendo de las condiciones del terreno independientemente (el sistema ABS no puede aumentar la fuerza de frenado, sólo reducirla) de la fuerza de frenado solicitada por el conductor.

35 Otras propiedades del vehículo que son de interés controlar son la deriva, el *deslizamiento* y el *derrape*. La deriva se define esencialmente como la diferencia de velocidad entre el vehículo y la rueda motriz y su valor decidirá las fuerzas longitudinal y lateral procedentes de las ruedas que actúan sobre el vehículo. El deslizamiento se define como el comportamiento del vehículo al tomar una curva (subviraje y sobreviraje) y depende parcialmente de la deriva. Aquí se usa el derrape para indicar el estado inestable cuando todos los neumáticos del vehículo han perdido su capacidad de tracción y el vehículo está fuera de control. Hoy en día hay muchos sistemas diferentes disponibles en el mercado que intentan controlar esas propiedades. Ejemplos referentes a la técnica anterior son los sistemas de Volvo TRACS, DSA y DSTC. Son de configuración bastante diferente y en este documento no se analizarán con más detalle.

45 Un propósito de los sistemas de estabilidad de vehículos como un sistema anti-deriva es controlar las velocidades de las ruedas de un vehículo y, haciendo esto, lograr aceleración y manejo óptimos. Esto se hace en los sistemas de la técnica anterior con controladores desarrollados empíricamente, que habitualmente están implementados como grandes máquinas de estado finito basadas en tablas de consulta que usan el motor y/o los frenos como accionador. Como los parámetros de los sistemas anti-deriva normalmente se configuran para diferentes condiciones de conducción y propiedades específicas del vehículo, la implementación de los sistemas en nuevas plataformas ha demostrado llevar mucho tiempo y ser costosa.

### **Objeto de la invención**

55 Un objeto de la presente invención es proporcionar un procedimiento mejorado, un producto de programa informático para llevar a cabo el procedimiento y un sistema para control de velocidad de las ruedas en vehículos. Un objeto adicional es proporcionar un procedimiento y un sistema para control de deriva de neumáticos con el objetivo de aumentar la flexibilidad y reducir los costes y el tiempo para la implementación en diferentes tipos de vehículos.

### **Resumen de la invención**

60 La invención proporciona un procedimiento para controlar la deriva de las ruedas de un vehículo, en particular llevando a cabo control de anti-deriva, anti-patinamiento o ABS, que comprende las etapas de obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo, estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo, determinar un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y controlar el par de la línea de transmisión del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

Según otro aspecto, la invención proporciona un procedimiento para determinar la fuerza de tracción de un neumático sobre un vehículo, en particular en combinación con uno de los procedimientos precedentes, basándose en un modelo de deriva-rozamiento según la fórmula  $F_{\text{trac}} = \mu(\lambda)F_z$ , donde  $\mu$  es un valor de rozamiento,  $\lambda$  es un valor de deriva del neumático,  $F_{\text{trac}}$  es una fuerza de tracción,  $F_z$  es la carga vertical sobre una rueda y  $\mu(\lambda)$  es una curva de deriva según el modelo de deriva-rozamiento.

Según otro aspecto más, la invención proporciona un sistema para controlar la deriva de las ruedas en un vehículo, que comprende un dispositivo para obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo, un dispositivo para estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo, un dispositivo para determinar un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y un dispositivo para controlar el par de la línea de transmisión del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

Según otro aspecto más, la invención proporciona un producto de programa informático que incluye código de programa para llevar a cabo un procedimiento de procesamiento de señal digital, cuando se ejecuta en un sistema informático, para controlar la deriva de las ruedas en un vehículo, que comprende un dispositivo para obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo, estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo, determinar un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y un dispositivo para controlar el par de la línea de transmisión del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

La invención es aplicable para y adaptable a toda clase de vehículos transportados sobre neumáticos, como automóviles, motocicletas, camiones o furgones que tengan cualquier número de ruedas de acuerdo con las diferentes realizaciones y aspectos adicionales descritos en la descripción detallada.

### 30 Breve descripción de los dibujos

La presente invención se explicará con más detalle por medio de realizaciones ejemplares en conjunción con los dibujos acompañantes, en los que las figuras muestran esquemáticamente:

35 Fig. 1 Diagrama de un entorno del sistema completo.

Fig. 2 Diagrama que ilustra el enrutamiento de señales interno en el vehículo. (Las flechas de puntos y rayas indican la ruta mientras se usa xPC Target).

40 Fig. 3 Tabla de acciones de reducción de par, que son realizadas en un componente de bloqueo de combustible.

Fig. 4 Tabla que comprende patrones principales para las diferentes acciones en un componente de bloqueo de combustible. Los cilindros no bloqueados están indicados por (0), los cilindros bloqueados están indicados por (1).

45 Fig. 5 Tabla que muestra un ejemplo de una secuencia de acciones de un componente de bloqueo de combustible. Secuencia realizada (en negrita) y secuencia planeada (normal). El patrón para la acción aplicada está subrayado.

Fig. 6 Vista esquemática de un motor de encendido por chispa.

50 Fig. 7 Diagrama del retardo del motor como función de la velocidad del motor.

Fig. 8 Vista esquemática de un modelo de tres estados de una línea de transmisión del vehículo.

Fig. 9 Vista esquemática de un neumático visto desde arriba con ángulo de deriva  $\alpha$ .

55 Fig. 10 Diagrama de la curva de deriva con zonas lineal (a), no lineal (b) e inestable (c) (térmica (continua) e isotérmica (de rayas)). El parámetro de tracción  $\mu$  está esquematizado como función del parámetro de deriva  $\lambda$ .

Fig. 11 Descripción esquemática de un modelo de rueda única.

60 Fig. 12 Descripción esquemática de un modelo de línea de transmisión rígida.

Fig. 13 Diagrama de la relación entre la curva de deriva real (de puntos y rayas) y la aproximación usada en el controlador (continua).

65 Fig. 14 Validación de  $G_{\text{norm}}(s)$ . Salida del modelo (de puntos y rayas) comparada con los datos de deriva medidos (continua).

## ES 2 332 895 T3

Fig. 15 Validación de  $G_{abs}(s)$ . Salida del modelo (de puntos y rayas) comparada con los datos de  $\Delta v$  medidos (continua).

Fig. 16 Diagrama de bloques de la estructura principal de un controlador.

Fig. 17 Diagrama de la respuesta gradual para un sistema de bucle cerrado controlado con un controlador diseñado para IMC. Bajo  $\square$  (de puntos y rayas), “bueno”  $\square$  (continua), alto  $\square$  (de rayas).

Fig. 18 Diagrama esquemático de la compensación de Ackerman.

Fig. 19 Diagramas que representan la identificación del sistema. Salida medida procedente del vehículo (continua), salida del modelo (de puntos y rayas). El vehículo está colgando en el aire para eliminar la influencia del terreno. Los valores en los ejes son datos binarios sin procesar.

Fig. 20 Diagrama de la curva de deriva para grava.

Fig. 21 Diagrama que muestra una estimación de  $k_{slip}$  mientras se conduce desde asfalto sobre grava con neumáticos de invierno.

Fig. 22 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para un arranque a plena potencia con DSA, velocidad inicial del motor 3000 RPM.

Fig. 23 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para un arranque a plena potencia con DSA, velocidad inicial del motor 3000 RPM.

Fig. 24 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para un arranque a plena potencia con NSC 2. Velocidad inicial del motor 3000 RPM.

Fig. 25 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para un arranque a plena potencia con NSC 2. Velocidad inicial del motor 3000 RPM.

Fig. 26 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para una aceleración a plena potencia con DSA de 30 a 60 km/h.

Fig. 27 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para una aceleración a plena potencia con DSA de 30 a 60 km/h.

Fig. 28 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para una aceleración a plena potencia con NSC 2 de 30 a 60 km/h.

Fig. 29 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para una aceleración a plena potencia con NSC 2 de 30 a 60 km/h.

Fig. 30 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para toma de curvas con DSA.

Fig. 31 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para toma de curvas con DSA.

Fig. 32 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para toma de curvas con NSC 2.

Fig. 33 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo para toma de curvas con NSC 2.

Fig. 34 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo en un carril de aceleración con DSA.

Fig. 35 Diagrama que muestra la deriva como función de tiempo en un carril de aceleración con el controlador de la invención.

Fig. 36 Diagrama de bloques de una realización adicional de la estructura de control de la invención.

Fig. 37 Diagrama de una elipse de rozamiento que muestra cómo la fuerza de rozamiento total puede dividirse entre fuerzas lateral y longitudinal.

Fig. 38 Diagrama que muestra cómo se calcula la referencia de deriva  $s_{ref}$  a partir de  $\mu_{x,ref}$ .

Fig. 39 Tres diagramas, donde el primer diagrama muestra la deriva sin ruido y ruidoso en un estado anti-deriva, el segundo diagrama muestra una curva de deriva verdadera (continua), una estimación inicial (de puntos) y una curva estimada final (de rayas) usando mediciones de deriva ruidosa, y el tercer diagrama muestra la convergencia de parámetros.

Fig. 40 Cuatro diagramas, donde el primer diagrama muestra la convergencia a  $s_{mx}, \mu_{max}$  desde diferentes estados iniciales, el segundo diagrama muestra la convergencia a  $r, n$  desde diferentes estados iniciales, el tercer diagrama muestra curvas de deriva iniciales, y el cuarto diagrama muestra curvas de deriva estimadas finales.

5 Fig. 41 El diagrama izquierdo muestra la trayectoria para  $s$  y  $\mu$  en la rueda motriz izquierda y derecha, respectivamente, durante una conducción con patinamiento totalmente desarrollado. El primer subdiagrama para datos estáticos, y el segundo subdiagrama para  $\mu$  filtrado con filtro de paso bajo. Los diagramas derechos muestran diagramas de tiempo de  $s$  y  $\mu$  y la curva de deriva estimada. En las diferentes filas se comparan tres conducciones de prueba diferentes.

## 10 Descripción detallada de las realizaciones

Muchas de las ventajas de la presente invención se apreciarán inmediatamente y se comprenderán mejor por referencia a la siguiente descripción detallada cuando se considera en relación con los dibujos acompañantes. Sin embargo, antes de avanzar más con la descripción detallada se hacen unas observaciones generales para mejorar la comprensión de la presente invención.

### *Control basado en modelo*

20 Los sistemas anti-deriva conocidos hoy en día en el mercado son típicamente controladores desarrollados empíricamente basados en tablas de consulta con gran número de parámetros. Los parámetros de los controladores dependen normalmente de las condiciones de funcionamiento como la marcha, el rozamiento y la velocidad. Cuando tal sistema ha de ser adaptado a una nueva plataforma se requiere un procedimiento de prueba extensivo para ajustar el controlador con respecto a las nuevas propiedades de los vehículos.

25 Una ventaja particular de usar control basado en modelo es la flexibilidad del sistema de control resultante. La idea es desarrollar un sistema de control paramétrico general que pueda ejecutarse en cualquier plataforma comparable de características conocidas sin cualquier pérdida significativa de rendimiento. En el control basado en modelo el número de parámetros que han de ser equilibrados es sustancialmente inferior y por lo tanto es más fácil y lleva menos tiempo ajustar el controlador a una nueva plataforma.

### *Estrategia*

35 Cuando se desarrollan controladores basados en modelo, primero es necesario realizar una investigación del comportamiento del sistema que ha de ser controlado. Esta incluye no sólo sus propiedades físicas y dinámicas sino también cómo está configurado en un sentido más amplio el entorno del sistema. Las preguntas que han de ser contestadas son, entre otras:

- ¿De qué tipos de sensores se dispone?
- 40 • ¿Cómo serán transferidos los datos?
- ¿Cuál es la limitación de la potencia del procesador para el controlador?
- 45 • ¿Qué tipo de estrategia del accionador debe usarse?
- ¿De qué otros sistemas depende el controlador?
- ¿En qué entorno está pensado que funcione el sistema?
- 50 • ¿Cuáles son los casos que se han de tratar?.

55 Cuando estas preguntas han sido contestadas puede establecerse un esquema para el entorno del sistema completo como se ilustra en la Fig. 1. El sistema anti-deriva puede dividirse en dos subsistemas, el controlador y el calculador de valor de referencia. El controlador sugerido fue desarrollado usando Control de Modelo Interno (IMC). El calculador de valor de referencia era de interés secundario en este estudio y la versión usada en la implementación fue sólo para evaluar el rendimiento del controlador.

60 Cuando se ha establecido el entorno del sistema completo pueden caracterizarse y modelarse los componentes en un entorno de simulación para reproducir el comportamiento del sistema real. A partir de este modelo matemático puede obtenerse un controlador usando una combinación de técnicas basadas en modelo y lógica como se describe en lo sucesivo. Este controlador puede ser evaluado en un entorno simulado y, si parece que tiene cualidades prometedoras, probarse entonces en un sistema real.

65 Cuando se implementa el controlador a menudo es necesario cambiar algunos de sus parámetros para compensar dinámicas no modeladas y otras perturbaciones, especialmente si el sistema controlado es difícil de describir. Esto implica que a menudo es provechoso empezar con procedimientos bastante sencillos donde los cambios de parámetros y de configuración se realizan e interpretan fácilmente.

## ES 2 332 895 T3

### *El entorno Volvo V40 T4*

En esta realización se usó un Volvo V40 T4 como plataforma durante el desarrollo del controlador y el entorno del sistema fue configurado como en la Fig. 2. Esta realización es un enfoque para implementar control anti-deriva basado en modelo y está limitado principalmente por la escasa cantidad de señales disponibles en el V40. Por lo tanto, el sistema ha de ser sencillo para hacer posible evaluar su rendimiento bajo condiciones de conducción reales. En el futuro, como la cantidad de señal disponible en los automóviles aumenta por el uso de buses CAN y sensores adicionales como acelerómetros, el sistema anti-deriva podría ser mejorado para tener estos en cuenta.

Un Controlador Anti-deriva Basado en Modelo (MASC) según la presente realización tiene el potencial de reducir la complejidad y el tiempo de implementación, y hacer uso de la posible información procedente de otros sistemas (como la estimación de rozamiento) y sensores no estándar. La idea es usar un sistema de control basado en modelo, que en este caso incluye: un modelo dinámico de los neumáticos, la línea de transmisión y la carrocería del automóvil, un estimador de estado (filtro de Kalman) para calcular los estados del vehículo y un controlador acoplado en cascada para reducir el par motor durante la patinamiento totalmente desarrollado.

Aquí, el accionador ha sido sustituido por el sistema de control del accionador, la Unidad de Control Electrónico del Motor (EECU), ya que parece más lógico implementar el motor como un componente del vehículo. El término NSC se usa aquí para indicar la ECU para el sistema anti-deriva. En la presente realización del sistema el algoritmo anti-deriva se sitúa aquí. Sin embargo, al desarrollar el controlador el NSC sólo sirvió como nodo de comunicación para todo el tráfico de datos entre el vehículo y una herramienta de creación rápida de prototipos, xPC Target, que se ejecuta en un ordenador personal externo. La EECU, el NSC, los sensores y algunos temas relacionados con el accionador se describen en lo sucesivo. La parte principal del entorno del sistema es el vehículo real o G(s) y su entorno operacional.

### *ECU del motor y sensores*

Esta sección trata de las partes del entorno del sistema que se refieren a la generación de la reducción de par solicitada por el controlador e información acerca de los diversos dispositivos electrónicos del vehículo usados para recogida, transferencia y tratamiento de datos.

### *ECU-EECU del motor*

La EECU recibe la señal de control procedente del sistema anti-deriva y su tarea es forzar al motor a reducir el par. Hay tres procedimientos básicos para hacer esto, controlando el ángulo de la válvula de gases, controlando el ángulo de encendido o bloqueando o bloqueando el combustible a los cilindros. En las presentes realizaciones, se usa preferentemente bloqueo de combustible para controlar el par de la línea de transmisión, por ejemplo, el par motor pero el controlador podría usar cualquiera (o combinaciones) de los procedimientos sugeridos, aunque su rendimiento podría reducirse. Otro procedimiento poderoso de control de deriva sería usar los frenos para hacer bajar las velocidades de las ruedas. Sin embargo, esto es bastante peligroso y difícil de implementar y también conducirá a que el sistema anti-deriva se clasificaría como un sistema de seguridad con requisitos de especificación mucho más altos que cumplir.

### *Bloqueo de combustible*

La técnica de control por bloqueo de combustible está basada en series de acciones así de nominadas. Se identifica una acción después de cuántos cilindros que son bloqueados en una secuencia imaginada de cilindros (16 cilindros u ocho revoluciones del motor en el caso del V40). Esto implica que esta técnica no permite que el motor proporcione la reducción de par deseada de una forma continua. La reducción de par tiene que ser cuantificada para que corresponda a una acción específica al par motor actual solicitado por el conductor,  $T_{driver}$ . En la Fig. 3 se ofrece una tabla que enumera el porcentaje de reducción de par para cada acción. El procedimiento se explica de la manera más fácil mediante un ejemplo sencillo.

Ejemplo: Supongamos que  $T_{driver}$  es igual a 200 Nm y que el controlador sugiere una reducción de par de 83 Nm. Esto significa que el par de salida deseado procedente del motor  $T_e$  es igual a 117 Nm, es decir, el 58,5% de  $T_{driver}$ . El valor más cercano en la tabla de acciones (Fig. 3) es la acción 3 que da el 60,1%, así que la acción 3 es enviada al sistema de control del motor.

Los valores hallados en la tabla de la Fig. 3 fueron estimados empíricamente midiendo la aceleración del vehículo a plena potencia con diferentes acciones fijas establecidas. Los valores para la acción 14-16 son muy inciertos y dependen de la posición reinante de la válvula de gases (un pequeño ángulo de la válvula de gases probablemente da un par negativo debido a baja presión en la admisión).

Cada acción está asociada a un cierto patrón de cilindros bloqueados. Cuando se envía una secuencia de acciones a la EECU sus patrones son ajustados cuidadosamente entre sí para mantener los mismos cilindros bloqueados mientras sea posible. Esta técnica se denomina control en cascada. Es bien sabido que el cambio innecesario entre bloqueo y desbloqueo para un cilindro conducirá a una mezcla de aire-combustible inferior a la óptima (proporción estequiométrica) con fenómenos no deseados como gases de escape muy calientes y desgaste en el catalizador como consecuencia. Los patrones principales para las diferentes acciones se presentan en la tabla de la Fig. 4.

## ES 2 332 895 T3

Si se envía una secuencia de acciones a la EECU el algoritmo de ajuste de patrones tiene como resultado una secuencia un tanto extraña de cilindros bloqueados y desbloqueados como se muestra en la tabla de la Fig. 5. El patrón resultante implica que el motor sólo puede producir el par deseado en un sentido estadístico amplio. A bajas velocidades del motor será posible enviar acciones a la EECU aún más rápido de lo que se pueden ejecutar debido al gran retardo del motor descrito más adelante. Esto conducirá a aún más perturbaciones en la secuencia de bloqueo y más incertidumbre respecto al par motor resultante.

### *Sensores y señales*

Los sensores para medir parámetros de estado dinámico del vehículo como la velocidad de las ruedas, el par motor, la velocidad del vehículo, la tracción del vehículo, etc., son sensores ya existentes en la edición estándar del Volvo V40. Las señales usadas se encuentran en casi cualquier vehículo en el mercado hoy en día.

#### *ABS*

Las velocidades de las ruedas fueron medidas por el sistema ABS. El muestreo fue realizado a una frecuencia de 200 Hz y la señal pudo verse bastante exacta. Sin embargo, la señal será algo ruidosa debido a la exposición de las ruedas a cambios ambientales.

#### *EECU*

La EECU mide el par motor y la velocidad y los combina en una señal de anchura de impulso y frecuencia modulada enviada a 50 Hz. La señal del par es la más incierta debido al hecho de que su valor se toma de un mapa estático de pares de estado estacionario. Cuando el conductor exige cambios rápidos de par la señal distará mucho de ser exacta. Además a esto la señal será multiplicada con los valores de la tabla de la Fig. 3 cuando hay acciones presentes.

#### *Filtrado*

Antes de que las señales sean usadas para cálculos tienen que ser filtradas para deshacerse del ruido no deseado procedente del procedimiento de medida. Se supone que la mayor parte de este ruido es de las frecuencias más altas, al menos se puede decir sin temor a equivocarse que la señal "real" no contiene frecuencias muy altas (este es normalmente el caso con los sistemas físicos). Por lo tanto, se aplica un filtro de paso bajo para reducir la influencia del ruido. Cuando se filtran señales siempre ha de alcanzarse un equilibrio entre el deseo de tener un corto tiempo de subida para el sistema para detectar cambios rápidos (aquí, por ejemplo, placas de hielo), y la necesidad de bloquear las perturbaciones de alta frecuencia. Para lograr esto la elección natural es un filtro de Respuesta Infinita al Impulso (IIR). El inconveniente de los filtros IIR es que todos ellos tienen una fase más o menos no lineal. La fase no lineal tiene a retrasar las señales de manera diferente a medida que pasan por el filtro dependiendo de sus frecuencias. Este fenómeno puede dar origen a respuestas extrañas al impulso (para más información, véase [10] o cualquier libro de texto sobre procesamiento de señales) y por lo tanto no es deseable. En esta realización de la invención se ha elegido un filtro Butterworth debido a su fase no tan lineal.

### *Tratamiento de datos*

#### *NSC*

Para el uso normal todos los cálculos se realizan en el NSC. Sin embargo, durante el desarrollo del controlador sólo se usó como nodo de comunicación para el intercambio de información entre el ABS, la EECU y el sistema xPC Target.

#### *xPC Target*

xPC Target es un conjunto de herramientas desarrolladas por MathWorks para creación rápida de prototipos de aplicaciones en tiempo real. Ofrece la posibilidad de tener modelos SIMULINK® en un ordenador personal (Anfitrión) y a partir de este modelo generar código C. El código podría entonces ser compilado y descargado a otro ordenador personal (Objetivo) ejecutando un núcleo en tiempo real sencillo. Esto ofrece la posibilidad de hacer cambios en la configuración del sistema y ajustes de parámetros y observar fácilmente cómo circulan las diversas señales a través del modelo. El modelo SIMULINK® se modifica fácilmente y se descarga al ordenador objetivo y de este modo pueden probarse rápidamente varias estrategias diferentes en el sistema real.

Para que esto funcione correctamente, ha de establecerse la comunicación entre el ordenador personal objetivo y en este caso el NSC. Para esto se dispone de bloques de SIMULINK® predefinidos en el conjunto de herramientas xPC Target. La rutina de comunicación usada para esta aplicación es una comunicación en serie RS-232 y los datos fueron enviados del NSC al ordenador personal objetivo con precisión de 2 bytes. Las señales enviadas del NSC al ordenador personal objetivo fueron:

- Valor medio de las velocidades de las ruedas motrices

## ES 2 332 895 T3

- Ambas velocidades de las ruedas que ruedan libres
- Velocidad de rotación del motor
- Par motor.

5 Cuando se hicieron los cálculos en el ordenador personal objetivo, se devolvió una acción del ordenador personal objetivo al NSC.

### 10 Descripción y modelización del sistema

15 Un requisito del desarrollo de control basado en modelo es un modelo exacto del sistema estudiado, que preferentemente es un automóvil de tracción delantera, de cuatro cilindros, con motor de encendido por chispa. Además, es de gran importancia elegir un modelo que capte las principales características del sistema sin volverse demasiado grande de manejar en simulaciones y aplicaciones de control.

### Motor

20 El motor de combustión convierte la energía química en energía mecánica en un proceso de un ciclo de cuatro tiempos. El motor usado en esta realización de la invención es un motor sobrealimentado de encendido por chispa también conocido como motor de gasolina, descrito en la Fig. 6. Ahora viene una breve introducción al principio básico de cómo funciona la combustión del ciclo de cuatro tiempos. Para información adicional, véase:

25 J.B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill International Editings, Singapur, 1988.

30 El conductor controla el par motor a través del acelerador que está conectado a la válvula de gases. La válvula de gases controla el flujo de aire dentro del colector de admisión y de este modo cuánta energía puede ser desarrollada en el motor. Antes de que el aire entre en el cilindro se inyecta combustible para producir una mezcla altamente inflamable. La proporción de aire/combustible en esta mezcla se controla cuidadosamente para mantener la denominada proporción estequiométrica. Si no se alcanza esta proporción la combustión no será óptima y habrá un aumento de emisiones en el escape del motor. Esto conducirá a que el catalizador de tres vías no funcionará apropiadamente e incluso podría dañarse, dependiendo de la mezcla. El pistón en el cilindro funciona en un patrón de cuatro tiempos donde cada tiempo dura media revolución del motor. Los tiempos se denominan *admisión*, *compresión*, *expansión* y *escape*.

35 Durante la admisión la válvula de admisión está abierta y el pistón baja y la mezcla de aire/combustible llena el cilindro. Entonces el pistón sube en la fase de compresión y la mezcla es comprimida a una temperatura (y presión) más alta. Justo antes de llegar a la posición superior en el ciclo la mezcla es encendida por una chispa que inicia la combustión. El pistón baja entonces (expansión) y se genera par y se transfiere al cigüeñal. Cuando se llega a la parte inferior, la válvula de escape se abre y mientras el pistón sube la mezcla de gas quemada en la cámara de combustión es expulsada al sistema de escape. Entonces empieza un nuevo ciclo de funcionamiento con el tiempo de admisión.

### 45 Modelo del motor

50 En el modelo, el motor se considera como un generador de par con la capacidad de producir directamente el par solicitado por el conductor (a través del acelerador/la válvula de gases). Este no es el caso de la realidad, donde el par de salida es una función de muchas variables como la velocidad del motor, la presión de sobrealimentación, la temperatura, etc., pero esto no es de interés para la realización de esta invención. Sin embargo, el procedimiento de bloqueo de combustible de control del par motor da origen a dos fenómenos: un tiempo de subida para alcanzar el par deseado y un retardo dependiente de la velocidad del motor.

55 La respuesta gradual del filtro de paso bajo se debe a la gasolina restante no quemada en la pared del cilindro que se encenderá aun cuando no se inyecte nueva gasolina. De este modo,

$$60 \quad \dot{T}_e = \frac{1}{t_e} (T_{demanded} - T_e) \quad (1)$$

65 donde  $T_{demanded}$  es el par solicitado por el controlador y  $T_e$  es el par de salida del motor. La constante de tiempo  $t_e$  de esta respuesta gradual no es fácil de especificar pero debe ser dependiente de la velocidad del motor hasta cierto punto. La conclusión de esto es que aunque el sistema anti-deriva envía acciones apropiadas al motor no es cierto que puedan ser producidas a su debido tiempo. El retardo es debido al hecho de que el sistema de control del motor primero debe esperar que un cilindro llegue a la fase de inyección de combustible antes de que el combustible pueda

ser bloqueado y entonces el efecto del bloqueo de combustible tendrá lugar una revolución del motor más tarde. Este retardo se denomina el *retardo del motor* y la ecuación para el retardo medio se convierte en

$$d_{engine} = \frac{5 \cdot 2 \cdot \pi}{4 \cdot \omega_e} = \frac{5 \cdot \pi}{2 \cdot \omega_e} \quad (2)$$

donde  $\omega_e$  es la velocidad del motor. El retardo del motor también se muestra en la Figura 7. El modelo completo del motor con retardo y tiempo de subida se convierte en:

$$\dot{T}_e(t) = \frac{1}{t_e} (T_{desired}(t - d_{engine}) - T_e(t)) \quad (3)$$

### Línea de transmisión

La línea de transmisión es la disposición mecánica que transfiere el par motor a las ruedas motrices. Es un sistema bastante complejo que incluye el embrague, una caja de cambios de múltiples velocidades y varios árboles para transferencia de potencia. El automóvil estudiado en esta realización preferida de la invención tenía una tracción delantera, lo que significa que el par motor (idealmente) era distribuido uniformemente a través de un denominado *diferencial* entre las dos ruedas delanteras. Las propiedades principales de la línea de transmisión están constituidas por las relaciones de reducción, la transmisión final, las inercias y los factores de rigidez y de amortiguación para los árboles y la transmisión.

#### Modelo de línea de transmisión

Existen varias maneras posibles de simular el comportamiento de una línea de transmisión de un vehículo. Un modelo de tres estados fue usado por Fredriksson en:

J. Fredriksson. Nonlinear Model-based Control of Automotive Powertrain. Ph.D. thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Suecia, 2002.

y se presenta en la Fig. 8 de una forma ligeramente modificada.

Puede demostrarse que este modelo de tercer orden capta todas las características principales de la línea de transmisión, incluyendo oscilaciones de primer orden. Aun así es necesario suponer que todas las demás partes de la línea de transmisión (el embrague, la transmisión, etc.) son completamente rígidas. La principal diferencia entre el modelo usado por Fredriksson y el modelo usado aquí es que la condición sin deriva encontrada en el modelo de Fredriksson es reemplazada por un modelo de tracción una sola rueda presentado en la siguiente sección. De izquierda a derecha en la Fig. 8 la ecuación se convierte en:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_1 \quad (4)$$

donde  $J_e$  es la inercia del motor (volante de inercia, árbol de levas, pistones, etc.) y  $T_e$  es el par motor. Para la transmisión se consideran las dos expresiones siguientes:

$$\omega_e = i \omega_s \quad (5)$$

$$T_1 i = T_s \quad (6)$$

donde  $i$  indica la relación de reducción elegida (en este modelo no se consideran situaciones de cambio de marcha).

El par del árbol de transmisión  $T_s$ , representado por un resorte de torsión, puede expresarse como

$$T_s = k_{ds} (\varphi_s - \varphi_w) + d_{ds} (\omega_s - \omega_w) \quad (7)$$

donde  $k_{ds}$  y  $d_{ds}$  son las propiedades del resorte y  $(\varphi_s - \varphi_w)$  es la deformación angular del árbol de transmisión. Por último, la ecuación para la rueda se convierte en,

$$J_w \dot{\omega}_w = T_s - r_w F_{trac} \quad (8)$$

## ES 2 332 895 T3

donde  $F_{\text{trac}}$  es la fuerza de tracción longitudinal a partir del modelo del neumático. El origen y el comportamiento de  $F_{\text{trac}}$  se explicarán en la siguiente sección. Después de algunas manipulaciones las expresiones se convierten en

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - \frac{1}{i} (k_{ds} (\varphi_s - \varphi_w) + d_{ds} (\omega_s - \omega_w)) \quad (9)$$

$$\omega_e = i \omega_s \quad (10)$$

$$J_w \dot{\omega}_w = k_{ds} (\varphi_s - \varphi_w) + d_{ds} (\omega_s - \omega_w) - r_w F_{\text{trac}} \quad (11)$$

Si la torsión del árbol de transmisión se introduce como una variable de estado como  $\varphi_{\Delta} = \varphi_s - \varphi_w$  el sistema de ecuaciones puede reescribirse como

$$\begin{cases} \dot{\omega}_e = -\frac{d_{ds}}{J_e i^2} \omega_e + \frac{d_{ds}}{J_e i} \omega_w - \frac{k_{ds}}{J_e i} \varphi_{\Delta} + \frac{1}{J_e} T_e \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} \dot{\omega}_w = \frac{d_{ds}}{J_w i} \omega_e - \frac{d_{ds}}{J_w} \omega_w + \frac{k_{ds}}{J_w} \varphi_{\Delta} - \frac{r_w}{J_w} F_{\text{trac}} \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{\Delta} = \frac{\omega_e}{i} - \omega_w \end{cases} \quad (14)$$

donde  $T_e$  y  $F_{\text{trac}}$  se ven como entradas (esto es del todo cierto para  $F_{\text{trac}}$  como se mostrará en la siguiente sección). Como el par del árbol flexible es más fácil de medir quizá sería mejor usar  $T_s$  como estado en lugar de  $\varphi_{\Delta}$  pero para esta realización esto no es de importancia.

### Contacto entre neumático y terreno

Una simplificación común en mecánica es suponer que la velocidad periférica de una rueda rodante es igual a la velocidad del vehículo. En realidad, esto sólo es cierto si no hay intercambio de fuerzas presentes en la dirección longitudinal entre la rueda y el terreno. Si hay fuerzas presentes, la rueda sufrirá una deformación elástica (compárese con un resorte) y empieza a “resbalar” en relación con el terreno y por eso la velocidad periférica de la rueda diferirá de la velocidad del vehículo. Por ejemplo, para acelerar un vehículo la velocidad de las ruedas motrices debe ser superior a la velocidad del vehículo. Esta diferencia se denomina deriva y es una propiedad fundamental en la dinámica del vehículo. La definición SAE J670 de la deriva  $\lambda$  es

$$\lambda = \frac{r\omega_w - v_x}{v_x} \quad (13)$$

donde  $r$  es el radio de la rueda,  $\omega_w$  es la velocidad de la rueda motriz y  $v_x$  es la velocidad del vehículo (habitualmente aproximada por la velocidad de las ruedas no motrices). Cuando se conduce a lo largo de una trayectoria curvada debe haber fuerzas presentes en la dirección lateral también para mantener el vehículo sobre el carril. Análogamente al caso de las fuerzas longitudinales la rueda debe tener una velocidad lateral respecto al terreno para transferir fuerzas en esa dirección. Esto nos lleva a la definición del ángulo de deriva como se ilustra en la Fig. 9, donde  $\alpha$  es el ángulo de deriva y  $v_x$  y  $v_y$  son las velocidades longitudinal y lateral del vehículo, respectivamente. La expresión matemática es:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_y}{|v_x|}\right) \quad (14)$$

Como se expuso anteriormente la deriva  $\lambda$  y el ángulo de deriva  $\alpha$  son funciones de la fuerza transferida entre la rueda y el terreno. Por razones matemáticas, la relación se ve a menudo al revés y puede dibujarse una curva denominada de deriva a partir de mediciones. Como muestra el gráfico de la Fig. 10, el coeficiente de rozamiento  $\mu$  no es una constante como en el caso del rozamiento normal sino que es una función no lineal de la deriva  $\lambda$  (esto no es del todo cierto y se analizará más adelante). Aquí,  $\mu$  se denomina como el *coeficiente de tracción* para evitar confusión. El propósito de un modelo de neumático es describir la relación no lineal entre la deriva y la fuerza transferida entre la rueda y el terreno. Típicamente, la relación puede describirse como

$$F_x = F_z \mu(\lambda, \mu_{\text{max}}, \alpha, F_z, v_x) \quad (15)$$

## ES 2 332 895 T3

donde  $F_{trac}$  es la fuerza longitudinal,  $F_z$  es la carga vertical presente sobre la rueda,  $\alpha$  es el ángulo de deriva (sólo presente al tomar curvas),  $v_x$  es la velocidad del vehículo y  $\mu_{max}$  es el coeficiente de rozamiento máximo para la combinación de neumático/terreno. La expresión modelo de neumático es en cierto modo engañosa ya que la forma de la curva de deriva depende de la textura del terreno y otras características ambientales, como la temperatura (que influye en la rigidez del neumático). Sin embargo, seguidamente se ofrece un intento de explicar brevemente por qué la curva de deriva tiene la forma mostrada en la Fig. 10. Para información adicional, véase:

J.Y. Wong. Theory of Ground Vehicles, 2ª edición. John Wiley & sons, Nueva York, 1993;

y

J.C. Dixon. Tires, Suspension and Handling. 2ª edición, Society of Automotive Engineers, Warrendale, EE.UU., 1996.

A bajos niveles de deriva (Fig. 10, caso a) hay una relación lineal entre deriva y tracción. Esto se debe principalmente al hecho de que el neumático (aproximadamente) no está deslizando contra el terreno sino que se comporta en cierto modo como un resorte lineal como se expuso anteriormente. Sin embargo, la rigidez de este resorte depende mucho de las condiciones del terreno, es decir, la pendiente de la curva de deriva varía dependiendo de si el vehículo está circulando sobre grava o asfalto. Puede establecerse un modelo lineal para valores bajos de deriva como:

$$\mu = k_{slip} \lambda \quad (16)$$

donde  $k_{slip}$  es una función de las características del neumático (presión de inflado, banda de rodadura, etc.) y de factores ambientales (temperatura, textura de la carretera, etc.).

A medida que aumenta la deriva  $\lambda$  (Figura 4.5, caso b) la relación se vuelve más no lineal. Esto se explica por el hecho de que la tracción máxima (es decir,  $\mu_{max}$ ) se alcanza en la parte final del área de contacto entre el neumático y el terreno y se desarrollará una zona de deslizamiento.

A altos niveles de deriva (Figura 4.5, caso c) la pendiente de la curva de deriva es negativa. Esto es porque la tracción máxima (es decir,  $\mu_{max}$ ) se alcanza en toda el área de contacto. Cuando todo el neumático está deslizando se desarrollará calor en toda su longitud a un ritmo que se puede suponer proporcional a la diferencia de velocidad entre el perímetro de la rueda y el terreno. La pérdida de energía debida a este desarrollo de calor curvará la curva de deriva hacia abajo y asume la forma arqueada, o térmica, característica. Sin embargo, la "protuberancia" está más o menos presente en diferentes superficies. En superficies de bajo  $\mu$  como grava o nieve apenas es detectable (isoterma).

Una consecuencia de esto es que la curva de deriva no sólo depende de la deriva  $\lambda$  sino también de la diferencia de velocidad absoluta  $\Delta v$ . La conclusión que se extrae de esta discusión es que la curva de deriva tendrá un comportamiento diferente a velocidades diferentes ya que hay una zona deslizante desarrollada en la trayectoria de contacto.

También es apropiado observar que la mayoría de las curvas de deriva presentadas en la bibliografía están pensadas para aplicaciones de frenado donde la deriva se define de manera ligeramente diferente comparada con la definición aquí usada. Esto podría explicar la "protuberancia" dominante en esas curvas de deriva. Mientras se acelera (el caso de este estudio) esta "protuberancia", como se expuso anteriormente, no es detectada como se mostrará en la descripción de la Fig. 20.

### *Modelo de contacto entre neumático y terreno*

El comportamiento básico de un vehículo propulsado por ruedas que se desplaza sobre una línea recta se capta bastante bien mediante un *modelo de una sola rueda o de cuarto de automóvil* (Fig. 11) como se describe en

T.Glad, L. Ljung. *Reglerteori*. Studentlitteratur, Lund, Suecia, 1997.

Las ecuaciones del modelo son (compárese con la ecuación 8):

$$J_w \dot{\omega}_w = T_w - r_w F_{trac} - r_w F_{roll} \quad (16)$$

$$m \dot{v}_x = F_{trac} - F_{roll} - \frac{1}{2} C_d A \rho v_x^2 \quad (17)$$

donde  $J_w$  es la inercia de la rueda,  $\omega_w$  es la velocidad de la rueda,  $T_w$  es el par aplicado,  $r_w$  es el radio de la rueda,  $m$  es la masa del vehículo,  $v_x$  es la velocidad del vehículo,  $F_{trac}$  es la fuerza en la trayectoria de contacto,  $F_{roll}$  es la resistencia a la rodadura,  $C_d$  es el coeficiente de resistencia del aire (por ejemplo, la resistencia aerodinámica),  $A$  es el área frontal del vehículo y  $\rho$  es la densidad del aire.

La fuerza de tracción longitudinal  $F_{trac}$  podría verse, como se expuso anteriormente, como una función no lineal de la deriva con varios parámetros, como la temperatura y las condiciones de la superficie del terreno. Una propuesta para el uso de la curva de deriva en un sentido de simulación es decir que la forma de la curva depende del entorno (temperatura, condiciones de la superficie del terreno, etc.) y luego usar la deriva  $\lambda$  para calcular la fuerza longitudinal.

La relación no lineal entre la fuerza longitudinal y la deriva se calcula entonces preferentemente usando un modelo de neumático estático muy simple como

$$\mu(\lambda) = \begin{cases} k_{slip}\lambda & si \ \lambda \leq \lambda_{max} \\ k_{slip}\lambda_{max} & si \ \lambda \geq \lambda_{max} \end{cases} \quad (18)$$

$$F_{trac} = \mu(\lambda) F_z \quad (19)$$

Los parámetros de la ecuación podrían cambiarse entonces para simular la conducción sobre diferentes superficies (generalmente una superficie con bajo  $k_{slip}$  tiene un bajo  $\lambda_{max}$ ).

#### Modelo completo

El modelo de vehículo resultante está constituido, aun cuando sigue siendo sencillo, por un sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas de cinco estados. El modelo fue implementado en SIMULINK® y sirvió como entorno primario para el desarrollo del sistema de control de la realización preferida de la invención.  $T_{desired}$  es la entrada al sistema.

$$\dot{x} = f(x, u, \theta) \Leftrightarrow \begin{cases} \dot{T}_e = -\frac{1}{t_e} T_e + \frac{1}{t_e} T_{desired} \left( t - \frac{5\pi}{2\omega_e} \right) \\ \dot{\omega}_e = -\frac{d_{ds}}{J_e i^2} \omega_e + \frac{d_{ds}}{J_e i} \omega_w - \frac{k_{ds}}{J_e i} \varphi_\Delta + \frac{1}{J_e} T_e \\ \dot{\omega}_w = \frac{d_{ds}}{J_w i} \omega_e - \frac{d_{ds}}{J_w i} \omega_w + \frac{k_{ds}}{J_w} \varphi_\Delta - \frac{r_w}{J_w} F_{trac} \\ \dot{\varphi}_\Delta = \frac{\omega_e}{i} - \omega_w \\ \dot{v}_x = \frac{1}{m} F_{trac} - \frac{1}{m} F_{road} - \frac{C_d}{m} v_x^2 \end{cases} \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{r\omega_w - v_x}{v_x} \quad (21)$$

$$\mu(\lambda) = \begin{cases} k_{slip}\lambda & si \ \lambda \leq \lambda_{max} \\ k_{slip}\lambda_{max} & si \ \lambda \geq \lambda_{max} \end{cases} \quad (22)$$

$$F_{trac} = \mu(\lambda) F_z \quad (23)$$

#### Diseño de controladores

La calidad de las señales de entrada al controlador a menudo es un limitador cuando se trata de cuánto es posible refinar el controlador. Por ejemplo, muchos controladores hacen uso de la derivada de la entidad controlada para poder compensar más rápido los cambios. Quizá podría alcanzarse una compensación aún más rápida si se usara también la segunda derivada pero esto rara vez es posible debido al hecho de que las señales diferenciadas tienen una tendencia a volverse muy ruidosas.

#### Simplificación del modelo

Para obtener un controlador manejable basado en modelo es apropiado simplificar las ecuaciones para el sistema considerado (aquí, las ecuaciones 20-23). Este es un equilibrio difícil entre mantener la información y obtener aun así un sistema manejable. Aquí se proponen dos realizaciones diferentes para el controlador. Ambas usan las mismas simplificaciones (excepto la *variación lenta de la velocidad del vehículo* que sólo es usada por el controlador normalizado de más adelante):

- El árbol de transmisión es rígido

## ES 2 332 895 T3

- La dinámica del motor puede ser captada suficientemente por un filtro de paso bajo y un retardo
- Modelo de neumático lineal hasta  $\mu_{\max}$
- Variación lenta de la velocidad del vehículo

### Árbol de transmisión rígido

La prueba realizada en el V40 muestra que el árbol de transmisión es bastante rígido y las oscilaciones de la rueda pueden ignorarse. Así que para el propósito de diseño del controlador no es necesario incluir la influencia del árbol de transmisión “débil”.

Esto hace posible transformar la inercia del motor a la rueda sobre la transmisión conduciendo a una nueva inercia  $J$  que describe tanto la inercia de las dos ruedas como la del motor como

$$J = 2J_w + i^2 J_e \quad (24)$$

Con un árbol de transmisión rígido la ecuación diferencial para la línea de transmisión (ecuación 12) se obtiene como

$$\dot{\omega}_w = \frac{iT_e - r_w F_{trac}}{J} \quad (25)$$

En la Fig. 12 se ve esquemáticamente el modelo de árbol de transmisión rígido.

### Dinámica del motor

La dinámica del motor debida a humedecimiento de pared y otros fenómenos termodinámicos se supone que es de carácter de paso bajo pero es muy difícil de estimar. El humedecimiento de pared surge ya que siempre se pega algo de gasolina sobre las paredes de entrada al cilindro bloqueado. Este comportamiento dinámico realmente depende mucho de la velocidad del motor, la temperatura de la pared y de qué acción de control está siendo aplicada. Por lo tanto, preferentemente se usa una estimación media de la constante de tiempo  $t_e$ . La ecuación es la misma que se usa en el entorno de simulación.

### Variaciones lentas de la velocidad del vehículo

La función de deriva (definida en la ecuación 13) es no lineal, por lo tanto no es posible una aplicación directa de un controlador lineal sin algún tipo de simplificación. En el controlador absoluto descrito más adelante esta simplificación no es necesaria. La idea es usar el hecho de que los cambios en la velocidad del vehículo son mucho más lentos que los cambios en la velocidad de la rueda para las ruedas motrices.

La validez de esta afirmación también es relevante para esta realización, aunque la inercia del motor  $J_e$  hace la inercia total mayor que en una maniobra de frenado.

### Modelo de neumático lineal

En comparación con la teoría, la suposición de un modelo de neumático lineal (Fig. 12) es una simplificación fundamental. Por otra parte, las mediciones realizadas por los inventores implican que la simplificación puede ser bastante relevante (véase la Fig. 20). De todos modos, en la realidad la curva de deriva no es fija sino que cambia todo el tiempo (grava suelta sobre asfalto, vías de tranvía, etc.) así que incluso un modelo de neumático no lineal no ofrecería una buena imagen de la realidad. Una estrategia más sofisticada para estimar la curva de deriva se desvela en una realización alternativa que viene más adelante. Sin embargo, aunque la curva de deriva lineal no es totalmente correcta, proporciona información cualitativa útil acerca de las condiciones del terreno.

En una posible realización de la invención se usan dos controladores, un controlador en la parte superior del modelo de neumático donde

$$\frac{\partial \mu}{\partial \lambda} = 0 \quad (26)$$

y otro controlador en la pendiente donde

$$\frac{\partial \mu}{\partial \lambda} = k_{slip} \quad (27)$$

y

$$F_{trac} = k_{slip} F_z \lambda \quad (28)$$

y

La Fig. 13 muestra la relación entre la curva de deriva real y la aproximación usada en el controlador.

#### Función de transferencia de deriva normalizada

En la función de transferencia que ha de obtenerse, se usa la manera común de definir la deriva  $\lambda$ , es decir, la definición de deriva *normalizada* (ecuación 13). La suposición de que el cambio en la velocidad del vehículo es mucho más lento que el cambio en la deriva da que la aceleración del vehículo puede verse como cero. La derivada de la deriva se convierte entonces en

$$\dot{\lambda} = \frac{\dot{\omega}_w r_w}{v_x} \quad (29)$$

Combinar las ecuaciones 3, 25, 28 y 29 y transformarlas al plano de Laplace conduce a una función de transferencia del par motor demandado a deriva como

$$G_{norm}(S) = \frac{\lambda}{T_{demanded}} = \frac{i e^{-s \frac{5\pi}{2\omega_e}}}{\left( J \frac{v_x}{r_w} s + r_w k_{slip} F_z \right) (1 + t_e s)} \quad (30)$$

Por desgracia, esta ecuación tiene cuatro parámetros variables, la velocidad del vehículo  $v_x$ , la pendiente de la deriva  $k_{slip}$ , la velocidad del motor  $\omega_e$  y la relación de reducción  $i$ . Por simplicidad, la velocidad del motor puede verse como una función de la velocidad del vehículo y la marcha. Esto, por supuesto, no es del todo cierto, especialmente en una situación de deriva alta pero esta suposición ofrece algo de margen extra en el controlador cuando sobreestima el retardo del motor. Para los otros tres parámetros necesitamos cambiar de escala el sistema. Esto nos ofrece un controlador de administración de ganancia en las tres dimensiones velocidad del vehículo, pendiente de la deriva y marcha. La pendiente de la deriva se estima preferentemente con un filtro de Kalman, como se describirá más adelante.

La función de transferencia  $G_{norm}(s)$  fue comparada con el comportamiento del vehículo real y el resultado se muestra en forma de diagrama en la Fig. 14. La función de transferencia fue alimentada con el par motor medido, la velocidad del vehículo y la estimación de la  $k_{slip}$  reinante.

#### Función de transferencia de deriva absoluta

Otra manera de evitar la no linealidad en el controlador es usar la definición de *deriva absoluta*, es decir, la diferencia de velocidad  $\Delta v$  entre las ruedas motrices y las no motrices,

$$\Delta v = \omega_w r_w - v_{vehicle} \quad (31)$$

La relación entre la tracción  $\mu$  y la diferencia de velocidad  $\Delta v$  es

$$\mu = k_{\Delta v} \Delta v \quad (32)$$

## ES 2 332 895 T3

donde  $k_{\Delta v}$  puede obtenerse de la pendiente de la deriva estimada  $k_{slip}$  como

$$k_{\Delta v} = \frac{k_{slip}}{v_x} \quad (33)$$

La ecuación 31 se diferencia análogamente al procedimiento para la función de transferencia de deriva normalizada aunque no es necesario suponer que la velocidad del vehículo es constante. De este modo,

$$\dot{\Delta v} = \dot{\omega}_w r_w - \dot{v}_{vehicle} \quad (34)$$

Junto con las funciones simplificadas para la velocidad de la rueda motriz (25) y la velocidad del vehículo (comárese con la ecuación 20),

$$\dot{\omega}_w = \frac{T_e i - F_{trac} r_w}{J} \quad (35)$$

$$\dot{v}_x = \frac{F_{trac}}{m}, \quad (36)$$

puede obtenerse una función de transferencia para la deriva absoluta combinando las ecuaciones 3, 23, 32, 33, 34, 35 y 36 y transformándolas al plano de Laplace. La función de transferencia se convierte en

$$G_{abs}(s) = \frac{\Delta v}{T_{demanded}} = \frac{\frac{r_w i}{J} e^{-s \frac{5\pi}{2\omega_e}}}{t_e s^2 + \left(1 + t_e k_{\Delta v} \frac{F_z g}{2} \left(\frac{r_w^2}{J} + \frac{1}{m}\right)\right) s + k_{\Delta v} \frac{F_z g}{2} \left(\frac{r_w^2}{J} + \frac{1}{m}\right)} \quad (37)$$

con los parámetros que varían con el tiempo  $i$  y  $k_{\Delta v}$ . La función de transferencia  $G_{abs}(s)$  fue comparada con el comportamiento del vehículo real y el resultado se representa en forma de diagrama en la Fig. 15. La función de transferencia fue alimentada con el par motor medido y la  $k_{slip}$  reinante. Una comparación directa entre las dos funciones de transferencia y su capacidad de reproducir la realidad (Fig. 14 y 15) implica que las funciones de transferencia para la deriva absoluta parecen más exactas. Esto se debe probablemente al hecho de que la función de transferencia normalizada pierde información cuando se omite la derivada de la velocidad del vehículo.

### *Diseño del controlador-IMC*

El procedimiento elegido preferentemente para diseñar el controlador se denomina en lo sucesivo Control de Modelo Interno (IMC). Cuando se elige un procedimiento de diseño es importante considerar los criterios específicos del problema que han de cumplirse. Para esta aplicación podrían establecerse tres criterios principales.

En primer lugar, el controlador debe ser preferentemente rápido pero aun así robusto y preferentemente capaz de seguir y mantener un valor de referencia. Generalmente esto puede lograrse usando un controlador que incluya partes proporcionales al error (P), la integral del error (I) y la derivada del error (D) o equivalente.

El segundo criterio surge porque el sistema (el vehículo) cambiará su comportamiento dependiendo del punto de funcionamiento (es decir, la relación de reducción, las condiciones del terreno, etc.). Esto implica que la ganancia del controlador preferentemente debe tener que ser administrada para obtener un buen rendimiento. Para que esto funcione correctamente, el controlador obtenido debe ser preferentemente "liso" (o incluso lineal) en sus componentes con respecto a sus parámetros de cambio de escala. Esto es para evitar cambios súbitos en los parámetros del controlador al cambiar el punto de funcionamiento con comportamiento "inestable" resultante de la señal de control.

Además de esto, un tercer criterio fue que el procedimiento elegido debe ser preferentemente fácil de usar y tener como resultado un controlador fácilmente ajustable.

## ES 2 332 895 T3

El concepto general en el IMC es diseñar un controlador que dé al sistema de bucle cerrado (Fig. 16) una función de transferencia deseada. Si la función de transferencia, que describe el sistema controlado  $G(s)$  es completamente correcta, este procedimiento tiene como resultado automáticamente un controlador estable con respecto a la función de sensibilidad y la función de sensibilidad complementaria (Función de sensibilidad,  $S(s)=\frac{y}{v}$ , Función de sensibilidad complementaria  $Q(s)=\frac{y}{w}$ ). En esta realización, el controlador tiene preferentemente sólo un parámetro de diseño  $\beta$  que establece el ancho de banda para el sistema.

Para ilustrar la influencia de  $\beta$ , en la Fig. 17 se representa en forma de diagrama la respuesta gradual para un sistema de bucle cerrado. Los gráficos muestran que existe un  $\beta$  que tiene como resultado la respuesta más favorable. Para más información acerca del IMC, véase

T. Glad, L. Ljung. *Reglerteori*. Studentlitteratur, Lund, Suecia, 1997.

Los siguientes controladores, desarrollados con IMC, pueden verse como controladores PID convolucionados con filtros de paso bajo de primer orden. Excepto el parámetro de diseño  $\beta$ , todos los parámetros de los controladores tienen significado físico que describe la dinámica de la deriva. También resulta claramente visible cómo los diferentes parámetros del modelo y  $\alpha$  afectan a las partes P, I y D del controlador. Para la deriva normalizada el controlador se convierte en

$$R_{norm}(s) = \frac{\left[ \frac{Jv_x}{2i\beta r_w} \right] s + \left[ \frac{Jv_x + r_w^2 k F_z t_e}{2i\beta r_w} \right] + \left[ \frac{r_w k F_z}{2i\beta} \right] \frac{1}{s}}{\left( \frac{\beta}{2} s + 1 \right)} \quad (38)$$

que tiene que ser administrado para  $v$ ,  $k_{slip}$  e  $i$ . Para la deriva absoluta el controlador se convierte en

$$R_{abs}(s) = \frac{\left[ \frac{Jt_e}{2ir_w\beta} \right] s + \left[ \frac{J}{2ir_w\beta} \left( 1 + t_e k_{\Delta v} \frac{F_z g}{2} \left( \frac{r_w^2}{J} + \frac{1}{m} \right) \right) \right] + \left[ \frac{Jk_{\Delta v} F_z g}{4ir_w\beta} \left( \frac{r_w^2}{J} + \frac{1}{m} \right) \right] \frac{1}{s}}{\left( \frac{\beta}{2} s + 1 \right)} \quad (39)$$

que tiene que ser administrado para  $k_{\Delta v}$  e  $i$ .

Los efectos del retardo del motor (y los retardos relacionados con la comunicación) no se tratan de ninguna manera especial, sino que el controlador es ralentizado para mantener la estabilidad. Hay otras maneras de ocuparse de los retardos, el más común es usar un modelo de predicción como en el controlador Otto-Smith descrito en la referencia citada anteriormente.

### *Lógica del controlador*

El problema lógico principal para un sistema anti-deriva es cómo y cuándo debe ser conectado y desconectado el controlador. La primera cuestión secundaria respecto a este problema es qué debe calcular el controlador, el par necesario que el motor debe ofrecer para mantener una cierta deriva o la reducción de par necesaria en la situación actual. Otra cuestión relacionada es cómo debe actuar el integrador cuando el controlador está fuera de su área de funcionamiento.

### *Dirección de Ackerman*

Cuando se conduce a lo largo de una trayectoria curva, las ruedas delanteras del vehículo recorrerán una distancia más larga que las ruedas traseras. Si el automóvil es de tracción delantera esto aumentará la deriva. Para compensar este "falso" componente de la deriva es ventajoso volver a calcular la deriva con respecto al radio de giro. Si se des-cuidan los ángulos de deriva (en la realidad se mantienen preferentemente pequeños) y no se aplica par de transmisión ( $v_{front}=\omega_w r_w$ ) un modelo de bicicleta girará como en la Fig. 18 y las velocidades en la ecuación de deriva podrían normalizarse con respecto a la distancia recorrida para cada neumático.

Esta compensación produce aproximadamente even for deriva y ángulos de deriva pequeños. La ecuación de deriva compensada se convierte entonces en

$$\lambda = \frac{\frac{r_w \omega_w}{\dot{\Omega} \sqrt{R^2 + L^2}} - \frac{v_x}{\dot{\Omega} R}}{\frac{v_x}{\dot{\Omega} R}} = \frac{r_w \omega_w}{v_x \sqrt{1 + \left(\frac{L}{R}\right)^2}} - 1 \quad (40)$$

donde L es la distancia del árbol y R es el radio de giro.

Esta compensación depende del radio de giro desconocido R así que tiene que ser estimada. Una posible manera de hacer esto en un vehículo no equipado con acelerómetros y sensores de tasa de derrape es obtener R a partir de la diferencia de las velocidades de las ruedas traseras como

$$\left(R + \frac{B}{2}\right) v_{x,left} = \left(R - \frac{B}{2}\right) v_{x,right} \Rightarrow R = \frac{B r_w (\omega_{right} + \omega_{left})}{2 r_w (\omega_{right} - \omega_{left})} = \frac{B v_x}{\delta} \quad (41)$$

donde B es la anchura de vía del vehículo. La ecuación de deriva compensada puede establecerse como

$$\lambda = \frac{r_w \omega_w}{v_x \sqrt{1 + \left(\frac{L \delta}{B v_x}\right)^2}} - 1 \quad (42)$$

Si se usa deriva absoluta la compensación puede obtenerse análogamente a la discusión anterior y la  $\Delta v$  compensada se convierte en:

$$\Delta v = \frac{r_w \omega_w}{\sqrt{1 + \left(\frac{L \delta}{B v_x}\right)^2}} - v_x \quad (43)$$

La línea de pensamiento usada para obtener esta compensación de deriva es bastante simplificada comparada con la realidad donde están presentes tanto los ángulos de deriva como las diferencias de velocidad entre las ruedas delanteras. El comportamiento al tomar curvas de un automóvil real también depende de dónde está situado su centro de masas como también se describe en

J.Y. Wong. *Theory of Ground Vehicles*, 2ª edición. John Wiley & sons, Nueva York, 1993.

El estimador de  $k_{slip}$

El único parámetro desconocido en el controlador es la pendiente de la deriva  $k_{slip}$  que tiene que ser estimada. Esta no es una tarea sencilla de realizar en aplicaciones en tiempo real pero hay algunos procedimientos desarrollados para esta tarea, un ejemplo es el RFI (Indicador de Rozamiento de Carretera). El RFI está basado preferentemente en un filtro de Kalman variable en el tiempo como se describe más detalladamente más adelante. En la presente realización se usa una versión escalar simplificada del filtro de Kalman.

El filtro está basado ventajosamente en las siguientes ecuaciones donde  $e(t)$  y  $v(t)$  son el ruido de la medición y del procedimiento:

$$k_{slip}(t+1)^{-1} = k_{slip}(t)^{-1} + v(t) \quad (44)$$

$$\lambda = k_{slip}(t)^{-1} \mu(t) + e(t) \quad (45)$$

Q(t) y R(t) se introducen como la varianza de v(t) y e(t):

$$Q = E[e(t)e(t)] \quad (46)$$

$$R = E[v(t)v(t)] \quad (47)$$

Con v(t) y e(t) considerados como ruidos blancos gaussianos el filtro de Kalman da la estimación de estado óptimo  $\hat{k}(t)$ . El algoritmo del filtro se parece ventajosamente a lo siguiente:

$$S(t) = P(t-1) + Q \quad (48)$$

$$K(t) = S(t)\mu(t)(\mu(t)S(t)\mu(t) + R)^{-1} \quad (49)$$

$$\hat{k}_{slip}(t)^{-1} = \hat{k}_{slip}(t-1)^{-1} + K(t)(\lambda(t) - \mu(t)\hat{k}_{slip}(t)^{-1}) \quad (50)$$

$$P(t) = S(t) - K(t)\mu(t)S(t) \quad (51)$$

El parámetro de diseño para el filtro es la relación de las covarianzas del ruido Q y R (los valores de inicio de P(0) y  $k_{slip}(0)$  pueden almacenarse cuando el automóvil no está circulando). La relación de covarianza se establece de manera que  $k_{slip}$  se estime bastante rápidamente pero aún así no demasiado ruidosa. Para cambios súbitos en  $k_{slip}$  (por ejemplo, una placa de hielo) el estimador no podrá captar el cambio rápido y por lo tanto el controlador no se iniciará apropiadamente (la  $k_{slip}$  usada en el controlador y el calculador de referencia de deriva serán incorrectos).

En cuanto al controlador, el estimador de  $k_{slip}$  debe estar rodeado preferentemente por lógica para conectar y desconectar el filtro.

#### Cálculo del valor de referencia

En la teoría clásica, se dice que la pendiente  $k_{slip}$  de la curva de deriva depende sólo de las propiedades del neumático (esencialmente la presión de inflado y el tipo de neumático). Esto ha sido tomado por un hecho por muchos pero los inventores han descubierto que este no es el caso en absoluto. Por el contrario, la pendiente depende mucho de las condiciones del terreno. Cuando se conduce sobre grava o hielo se descubre que la  $k_{slip}$  estimada es sustancialmente inferior a la estimada mientras se conduce sobre asfalto. Esto es claramente contradictorio con las teorías comúnmente aceptadas sobre el tema. Con esta nueva teoría, podría usarse una estimación en línea de una  $k_{slip}$  dependiente de las condiciones del terreno, junto con el conocimiento empírico del  $\mu_{max}$  correspondiente, para estimar una referencia de deriva apropiada para el caso de conducción actual. En esta realización se usa preferentemente este enfoque debido a su simplicidad aun cuando más adelante se analiza una realización alternativa.

#### Estrategia implementada

La referencia de deriva se calcula ventajosamente según dos suposiciones:

- La pendiente de la curva de deriva puede usarse para establecer un valor de referencia (conocimiento empírico del  $\mu_{max}$  correspondiente)
- Se da prioridad a la estabilidad lateral al tomar curvas a altas velocidades

Los cálculos se realizan preferentemente de la siguiente manera: primero se elige un valor de referencia nominal dependiendo de las condiciones del terreno reinantes (por ejemplo,  $k_{slip}$ ) como

$$\lambda_k(k) = \begin{cases} \lambda_{k,high} & si \quad k_{slip} = k_{slip,high} \\ \lambda_{k,med} & si \quad k_{slip} = k_{slip,med} \\ \lambda_{k,low} & si \quad k_{slip} = k_{slip,low} \end{cases} \quad (52)$$

con alguna clase de interpolación lineal entre las entradas. Se calcula la fuerza lateral requerida para mantener el vehículo sobre la trayectoria y el valor de referencia podría compensarse como

$$\lambda_{ref} = \lambda_k(k_{slip}) \left( 1 - k_1 m \frac{v_x^2}{R} \right) \quad (53)$$

## ES 2 332 895 T3

Según la ecuación (41) R puede obtenerse de las señales de velocidad de las ruedas y el valor de referencia compensado se convierte en

$$\lambda_{ref} = \lambda_k(k_{slip}) \max\left(\left(1 - k_1 m \frac{Bv_x \delta}{L}\right), k_2\right) \quad (54)$$

donde  $k_1$  y  $k_2$  son los parámetros de diseño. Aunque la elipse de seguridad es un buen modelo para obtener el valor de referencia óptimo depende de muchos parámetros que son difíciles de estimar. La ecuación sugerida aquí es más intuitiva, el valor de referencia disminuirá con mayor aceleración centrípeta pero nunca descenderá hasta cero (y de ese modo estropear el motor). Sin embargo, no hay posibilidad de detectar lo que pretende hacer el conductor en el sentido de que no se mide el ángulo de dirección y por lo tanto es imposible detectar un giro hasta que se alcanza una cierta diferencia de velocidad en las ruedas traseras. Esto implica que si el conductor pretende girar tiene que usar con moderación el acelerador para no provocar grandes ángulos de deriva sobre las ruedas delanteras. Si hay grandes ángulos de deriva sobre las ruedas delanteras la fuerza lateral disponible no será suficiente para girar el automóvil y no se realiza reducción del valor de referencia con el resultado de que se provoca un deslizamiento incontrolado.

Por último, si se desea, podría considerarse la influencia de la velocidad y compensarse el valor de referencia según

$$\lambda_{ref}(k_{slip}, v_x, \delta) = \lambda_k(k_{slip}) \max\left(\left(1 - k_1 m \frac{Bv_x \delta}{L}\right), k_2\right) f(v_x, k_3) \quad (55)$$

donde  $k_3$  se usa para controlar la influencia de la velocidad. Para bajas velocidades el sistema anti-deriva funcionaría preferentemente como un sistema de tracción, es decir, la referencia de deriva se establecería preferentemente alta mientras se da prioridad a la estabilidad lateral a velocidades más altas. En general esta fórmula se vuelve muy fácil de comprender y la influencia de las diferentes compensaciones puede ajustarse fácilmente con  $k_1$ ,  $k_2$  y  $k_3$  para lograr el comportamiento deseado del vehículo sin ningún conocimiento de las características de la deriva teórica. También existe la posibilidad de suponer que  $k_1$ ,  $k_2$  y  $k_3$  dependen de  $k_{slip}$  si existen exigencias de, digamos, estabilidad lateral aún mejor cuando se conduce sobre hielo.

La referencia de deriva normalizada calculada podría transformarse entonces fácilmente en una referencia de deriva absoluta por multiplicación por la velocidad del vehículo.

### *Cálculo adaptativo de la referencia de deriva*

La realización sugerida anteriormente funciona lo suficiente para un conjunto de neumáticos o neumáticos con características similares, pero el valor de referencia puede volverse incorrecto si se cambia radicalmente el tipo de neumático (por ejemplo, cambio entre neumáticos de verano e invierno).

Otro enfoque más sencillo del problema con diferentes neumáticos podría ser obtener algunos ajustes estándar para neumáticos de verano e invierno y entonces dejar que el conductor decida su preferencia pulsando un botón.

### *Implementación y rendimiento*

Esta sección tratará de los aspectos de implementación del sistema de control en el Volvo V40 T4. Este vehículo está equipado originalmente con un sistema anti-deriva (NSC) que está basado en tablas de consulta.

El sistema de control desarrollado podría implementarse directamente en cualquier vehículo de tracción delantera con posibilidad de bloqueo de combustible, aunque tiene que ser adaptado en el sentido de que los parámetros específicos del automóvil como la masa, la distancia entre ejes, inercias, etc., tienen que cambiarse. Estos parámetros se encuentran habitualmente en los archivos de configuración del automóvil enviados por el bus CAN.

### *Aspectos generales de la implementación*

#### *Retardos y tiempo de muestreo*

El procesamiento de datos y la transferencia de datos añadirán un tiempo de retardo extra al bucle de control. En total, el retardo estará constituido por dos partes, una parte constante debida a la configuración de enrutamiento de señales internas del vehículo y los sensores y una parte variable que dependerá de la velocidad del motor ( $d_{engine}$  como se describe en lo sucesivo dentro del ámbito del modelo del motor). Por lo tanto,

$$d_{tot} = d_{ecu} + d_{engine}(\omega_e) \quad (56)$$

## ES 2 332 895 T3

La longitud de la parte constante de este retardo es difícil de estimar cuando depende de cómo funcionan los diferentes subsistemas. Podría estimarse activando el sistema ABS y luego midiendo el tiempo transcurrido antes de que la EECU proporcione una salida para el motor. Sin embargo, al desarrollar el sistema el retardo será significativamente mayor comparado con el retardo de una implementación del producto debido al uso de xPC Target.

Además del retardo extra, xPC Target no puede funcionar a más de 50 Hz. Esto no se debe al propio xPC Target sino al hecho de que el NSC no puede transferir datos más rápido que esta velocidad. El controlador anti-deriva existente (NSC) funciona a 200 Hz. Esto implica que una comparación directa entre los dos sistemas no es completamente justa.

### *Identificación de parámetros*

El modelo fue validado frente a datos del mundo real en un experimento sencillo. Como el equipo de medición no podía presentar pares negativos del motor, es decir, todos los casos de frenado con el motor, sólo los casos de aceleración podrían ser validados con algo de certeza. Los ceros reemplazaron los pares negativos. Como la influencia de las condiciones de la superficie del terreno eran no deseadas las ruedas delanteras del V40 se elevaron en el aire durante la prueba. Se realizaron aceleraciones a plena potencia y se presentaron los resultados en la Fig. 19 como líneas continuas. El modelo fue alimentado entonces con la salida del par medido procedente del motor real y la salida del modelo fue representada en forma de diagrama frente a las salidas medidas. Los parámetros del modelo fueron ajustados a partir de sus valores físicos (estimados) para reproducir mejor el comportamiento del vehículo.

Los parámetros del modelo más importantes de estimar fueron  $J_e$  y  $J_w$  ya que son cruciales para el rendimiento del controlador. Como se ve claramente en la Fig. 19, el modelo se desvió mucho del vehículo real cuando la válvula de gases estaba cerrada (par motor negativo).

### *La curva de deriva medida*

Cuando se confronta con la realidad se descubre que el modelo de neumático ofrece una versión idealizada de las características de contacto con el terreno. La deriva medida puede contener muchas componentes de alta frecuencia debidas a la dinámica de la línea de transmisión, oscilaciones del cuerpo del neumático y variaciones en la superficie del terreno (piedras, baches, agujeros, etc.). La fuerza de tracción longitudinal no se puede medir directamente sino que tiene que obtenerse a partir de la aceleración del vehículo o el par motor. Ambos procedimientos tienen sus inconvenientes. La aceleración se mide preferentemente como la derivada de la velocidad de las ruedas traseras y por lo tanto es bastante ruidosa. Además, el procedimiento según la presente realización no capta la influencia de las pendientes, la resistencia del aire, etc. El par motor procedente de la EECU se toma en la realización preferida de un mapa de estado estacionario y no puede captar ningún comportamiento transitorio del motor. Además de esto el par motor sólo es válido para estimación de la curva de deriva a bajos niveles de deriva si no está correctamente compensada la inercia de las ruedas y otras pérdidas de energía. En la Fig. 20 se usó como entrada la aceleración del vehículo. Tanto la deriva como la aceleración tuvieron ser pasados por un filtro de paso bajo para poder dibujar la curva de deriva.

Sin embargo, la curva de deriva resultante muestra que la suposición de un modelo de neumático lineal es bastante exacta hasta  $\mu_{\max}$  y que no pudo detectarse una "protuberancia" significativa. Por lo tanto, la estrategia con dos controladores, uno en la zona lineal y uno en la inestable, como se sugiere ventajosamente mediante la presente realización, parece prometedora.

### *Estimador de $k_{\text{slip}}$*

El filtro se ajusta preferentemente para tener un comportamiento transitorio bastante rápido sin dar una estimación demasiado ruidosa de la pendiente de la deriva. Como se muestra en la Fig. 21, se tarda aproximadamente cuatro segundos en detectar un cambio en la condición del terreno (aquí de asfalto a grava). Sin embargo, tiene que realizarse trabajo adicional en el estimador si ha de ser más exacto. Las partes planas en la curva indican dónde la lógica del filtro ha decidido desconectar el estimador.

### *Rendimiento del controlador*

De las dos realizaciones descritas para los controladores, el controlador basado en deriva absoluta pareció ser el más adecuado para implementación en vehículos principalmente debido a mejores resultados en el entorno de simulación. Además de esto, usando deriva absoluta  $\Delta v$  podría tratarse otro par de problemas prácticos de una manera más suave. Por ejemplo, la deriva normalizada se vuelve indefinida cuando la velocidad del vehículo es cero y muy ruidosa a bajas velocidades.

El controlador fue comparado frente a un DSA, el sistema anti-deriva implementado en el Volvo serie S/V40.

### *Arranque a plena potencia*

A partir de una velocidad inicial del motor de 3000 RPM, se realizó un arranque brusco a plena potencia en primera marcha. Los resultados se presentan en la Fig. 22 y la Fig. 23 para el DSA y la Fig. 24 y la Fig. 25 para el NSC 2.

*Aceleración*

El automóvil fue llevado lentamente a una velocidad inicial de 30 km/h en segunda marcha. Se inició el registro de datos y se realizó una aceleración a plena potencia hasta 60 km/h. Los resultados se presentan en la Fig. 26 y la Fig. 27 para el DSA y la Fig. 28 y la Fig. 29 para el NSC 2.

*Toma de curvas*

El automóvil fue llevado lentamente a una velocidad inicial de 20 km/h en primera marcha. El acelerador fue soltado totalmente y el volante fue girado hasta su máximo ángulo. Luego se inició el registro de datos y el acelerador fue apretado a plena potencia mientras el automóvil completaba dos vueltas en una trayectoria circular. Después de las dos vueltas completas, el automóvil fue enderezado y acelerado a plena potencia hasta una velocidad del motor de ~5000 RPM. Los resultados se presentan en la Fig. 30 y la Fig. 31 para el DSA y la Fig. 32 y la Fig. 33 para el NSC 2.

*Carril de aceleración*

Se hizo un intento de imitar un escenario de conducción más realista cuando el vehículo está acelerando por una curva larga, como un carril de aceleración para entrar en una carretera. El vehículo fue conducido a plena potencia en tercera marcha. Esta prueba fue difícil de repetir exactamente de la misma manera para los dos controladores, por eso los dos ensayos no son completamente comparables. Los resultados se presentan en la Fig. 34 para el DSA y la Fig. 35 para el NSC 2.

*Resumen de los resultados de las pruebas*

Al evaluar el rendimiento de sistemas anti-deriva hay temas separados ventajosamente que se han de considerar, comprendiendo cómo se comporta la deriva real y cómo experimenta el conductor el comportamiento del vehículo.

A partir de los resultados de las pruebas medidos parece que el controlador según la realización mantiene un valor de deriva suave con comportamiento menos oscilante que el DSA. Además de esto, la señal de control también muestra un comportamiento más suave, lo que es preferible si el controlador debe tener que usar otro procedimiento de reducción de par como control de la válvula de gases y/o de ángulo de encendido.

Sin embargo, la prueba real para el sistema anti-deriva es cómo lo experimenta el conductor. Al conducir, el DSA se experimenta como ligeramente más suave que el controlador presentado. Esto se debe probablemente al hecho de que el DSA usa un valor de referencia de deriva más alto que el controlador presentado. A altos niveles de deriva, la diferencia de aceleración del vehículo es pequeña para deriva oscilante mientras que se vuelve más grande cuando la deriva se mantiene en la pendiente de la deriva. Sin embargo, un valor de referencia alto tiende a priorizar la tracción sobre la estabilidad lateral y también a aumentar el desgaste sobre los neumáticos, así que aquí ha de encontrarse un equilibrio.

*Segunda realización del sistema*

Obsérvese que en la realización descrita en lo sucesivo, la deriva  $\lambda$  se indica por  $s$  y la función de transferencia  $G(s)$  por  $G(p)$ .

*Esquema de la estructura del controlador*

Por simplicidad, aquí repetiremos las ecuaciones dinámicas básicas suponiendo un vehículo de una rueda. Los detalles específicos del vehículo para automóviles y motocicletas se presentarán en lo sucesivo.

Supongamos que este vehículo tiene masa  $\mu$ , fuerza normal  $F_z$  y la rueda tiene momento de inercia  $J$  y radio  $r$ . Las ecuaciones dinámicas básicas del movimiento son:

$$m \dot{v}_x = F_z \mu_x(s)$$

$$J \dot{\omega} = r F_z \mu_x(s) + T_{traction} - T_{brake}$$

Aquí,  $\mu_x(s)$  es la fuerza de tracción normalizada  $F_x/F_z$ . La definición de deriva es como la dada en la realización anterior (véase la ecuación 13). Esta relación estática funciona perfectamente para nuestros propósitos. El conocimiento de la relación de  $\mu$  es crítico como se observó anteriormente. La forma principal de esta relación se muestra en la Fig. 10 y el mejor rozamiento posible se alcanza para la deriva que produce el valor máximo de esta curva. La estrategia básica de control es reducir el par motor y así  $\mu_x$  para no sobrepasar nunca el valor máximo.

## ES 2 332 895 T3

Esto da la dinámica para la deriva como

$$\dot{s} = \frac{\omega r}{v_x} \dot{\omega} - \frac{\omega r}{v_x^2} \dot{v}_x = \frac{\omega r}{J v_x} (r F_z \mu_x(s, \mu_0) + T_{traction} - T_{brake}) - \frac{\omega r}{m v_x^2} F_z \mu_x(s, \mu_0)$$

Es decir, cada neumático es modelado como una ecuación diferencial ordinaria no lineal de primer orden.

Se aplican técnicas de control estándar sobre las ecuaciones diferenciales lineales, y el enfoque que se adoptará es usar un controlador robusto sobre la dinámica linearizada. Esto implica calcular una relación lineal  $\mu_x(s) + \mu_x'(s_0)(s-s_0)$  alrededor del punto de funcionamiento actual  $s_0$ .

Un modelo de línea de transmisión de la señal de reducción de par motor a la fuerza del neumático  $T_{traction}$  similar a la realización anterior puede tomarse como

$$T_{traction} = G(p) T_{engine}$$

donde  $G(p)$  es una función de transferencia lineal como la descrita detalladamente en la realización anterior, aquí expresada en el operador diferenciador  $p$ . Supondremos que se da un algoritmo de reducción de par,

$$T_{engine} = \min(u, 1) T_{commanded}, \quad u > 0,$$

donde  $u$  es el factor de reducción (podría ser discreto). Se incluye el operador mínimo de manera que el controlador puede estar activo todo el tiempo y normalmente trata de aumentar el par motor ( $u > 1$ ) de manera que la deriva se aproximaría a su valor de referencia. Los principios comunes para reducción de par incluyen controlar la válvula de gases o el ángulo de encendido o usar bloqueo de combustible.

Una parte del algoritmo es un estimador rápido de rozamiento basado en modelo. Otra característica pretendida es un control en cascada igualmente que en la realización anterior donde el bucle interior controla cada deriva de rueda individual respecto a un valor de referencia, y el bucle exterior determina un valor de referencia adecuado que produce un margen de seguridad constante durante la toma de curvas.

Una estructura alternativa del controlador, como la ilustrada en la Fig. 36, es la siguiente:

- Un detector/estimador de rozamiento opcional está funcionando todo el tiempo. Proporciona una estimación de la fuerza de rozamiento utilizable máxima  $\mu_{max}$  y la pendiente inicial  $k$  de la curva de deriva. Este algoritmo se denominará RFI (Indicador de Rozamiento de Carretera).
- Siempre que la fuerza de tracción (o de frenado) dé una deriva mayor que un valor umbral, se habilita el estimador de curva de deriva, preferentemente usando  $\mu_{max}$  y  $k$  procedentes del RFI para inicialización. Una buena inicialización previene problemas de divergencia y acelera la convergencia.
- La elipse de rozamiento describe cómo puede dividirse la fuerza de rozamiento total entre una fuerza lateral y una fuerza longitudinal, véase la Fig. 37. Aquí hay un círculo con radio 1 que indica el rozamiento perfecto, pero para carreteras resbaladizas y también considerando un cierto margen de seguridad, el radio debe disminuirse en consecuencia. Para una aceleración lateral dada  $\mu_y$ , puede calcularse la fuerza longitudinal máxima  $\mu_{x,ref}$  dado el rozamiento y el margen de seguridad. Para el MASC, se usa para calcular cuánta fuerza utilizable se deja para tracción, teniendo en cuenta la dirección ordenada por el conductor. La aceleración lateral se obtiene de un acelerómetro o se calcula a partir del ángulo del volante o la señal de velocidad de las ruedas, o usando finalmente una combinación de varios principios en un filtro de Kalman. La salida es un valor de referencia longitudinal adecuado de la fuerza de tracción normalizada longitudinal,  $\mu_{x,ref}$ .
- Se estima una curva de rozamiento estimada en línea  $\mu_x(s)$ . Aquí el valor máximo es el más importante. A partir de este, se correlaciona la fuerza longitudinal de referencia  $\mu_{x,ref}$  con una deriva de referencia  $s_{ref}$ .
- Un cambio del controlador de bucle cerrado calcula un par motor adecuado para hacer a cada deriva de rueda igual al valor de referencia. La señal de control  $u$  puede pensarse como el factor de reducción de par motor, ya que el par ordenado nunca será aumentado, por supuesto. La razón para calcular  $u > 0$  y luego limitarla a  $\min(u, 1)$  es poder usar el diseño de control lineal estándar y evitar cambios no lineales dentro del controlador.

## ES 2 332 895 T3

### Modelo de referencia no lineal

Es crucial para el rendimiento el conocimiento de la relación  $\mu$ - $s$ , definida por la curva de deriva  $\mu_x(s)$ . Empezaremos por definir propiedades útiles de la estructura del modelo que se usa en la estimación, y luego examinar algunos filtros adaptativos y su rendimiento en datos simulados y reales. Suponemos que la estructura del modelo puede expresarse en la forma  $\mu_x(s, \theta)$ , donde  $\theta$  indica los parámetros libres.

#### Requisitos del modelo

Antes de enumerar las propiedades buscadas en la estructura del modelo, resultan apropiadas algunas reflexiones sobre las curvas de la Fig. 10. Las propiedades más características para tales curvas son:

- La pendiente inicial  $k=d\mu_x(s)/ds$ , para  $s=0$ .

En nuestro caso,  $k$  puede suponerse *a priori* a partir del algoritmo RFI, mientras que en la interpretación clásica, es una propiedad del neumático no cambiar mucho a lo largo del tiempo.

- La fuerza de rozamiento utilizable máxima  $\mu_{\max}=\max_s \mu_x(s)$ . A partir del algoritmo RFI tenemos un valor inicial para estimación como alto (digamos  $\mu_{\max}=0,7$ ) o bajo (digamos  $\mu_{\max}=0,2$ ).

- La deriva para el que se obtiene la fuerza de rozamiento utilizable máxima,  $s_{\max}=\arg \max_s \mu_x(s)$ . En la práctica, un valor común de  $s_{\max}$  es 0,15.

- La fuerza de rozamiento utilizable estacionaria.

$$\mu_{\infty}=\lim_{s \rightarrow \infty} \mu_x(s) .$$

Estas son quizá las características más importantes de la curva de  $\mu_x(s)$ . Obsérvese que los valores factibles de estos parámetros vienen dados por la caja abierta

$$\begin{aligned} 0 &\leq k, \\ 0 &\leq \mu_{\max} \leq 1, \\ 0 &\leq s_{\max} \leq \infty, \\ 0 &\leq \mu_{\infty} \leq 1. \end{aligned}$$

Para otros valores, la curva correspondiente no corresponde al conocimiento físico anterior del rozamiento. El vector  $(k, \mu_{\max}, s_{\max}, \mu_{\infty})$  se denominará los *parámetros físicos*. Buscaremos estructuras de modelos que tengan cuatro parámetros en  $\theta$ , así que podemos interpretar el resultado en cuanto a los parámetros físicos. Esto tiene muchas ventajas, que serán señaladas.

Las propiedades más importantes en una estructura del modelo para que sea un buen candidato para estimación en línea son las siguientes:

P1 Flexibilidad. Debe poder hacerse una buena aproximación a una gran clase de relaciones empíricas ajustando los valores de los parámetros.

P2 Los parámetros  $\theta$  deben ser sencillos de relacionar con los siguientes parámetros físicos. Hay dos motivos para una relación sencilla entre  $\theta$  y  $(k, \mu_{\max}, s_{\max}, \mu_{\infty})$ :

P2a La inicialización del algoritmo adaptativo se simplifica en gran medida si hay una relación sencilla  $\theta=f(k, \mu_{\max}, s_{\max})$ :

P2b Proyección de viabilidad. La función  $\mu_x(s, \theta)$  debe corresponder, por supuesto, a una curva de deriva viable. Si hay una transformación explícita  $(k, \mu_{\max}, s_{\max}, \mu_{\infty})=g(\theta)$ , entonces es sencillo restringir los parámetros de manera que los parámetros físicos pertenezcan a la caja abierta definida anteriormente. Además, se simplifica si la zona de viabilidad para  $\theta$  tiene una forma sencilla, preferentemente sin acoplamientos no lineales entre los parámetros.

P3 Diferenciabilidad con respecto a  $s$ . El controlador de deriva adaptativo es una función de  $d\mu_x(s)/ds$ , que de este modo debe calcularse en el diseño del controlador.

P4 Permitir identificación eficiente. La mejor estructura del modelo en este sentido es una que es lineal en los parámetros. La siguiente mejor estructura del modelo es una que es diferenciable en los parámetros

que permite algoritmos adaptativos basados en gradiente. Para algoritmos basados en gradiente, el hessiano debe ser tan diagonal como sea posible, lo que prácticamente significa que los parámetros deben estar tan desacoplados como sea posible.

5 *Modelo CARMA*

Aquí examinamos una estructura que es lineal en los parámetros. La respuesta gradual de un modelo de promedio móvil autorregresivo de tiempo continuo (CARMA) de segundo orden, tal como se usa a menudo en la teoría de control, tiene una forma similar a la curva de deriva. Imaginemos aquí la deriva como “tiempo”. En el dominio del “tiempo”, la respuesta gradual es

$$\mu_x(s) = (k + \bar{k})s_1(1 - e^{-s/s_1}) - \bar{k}s_2(1 - e^{-s/s_2})$$

15 Una fase cero no mínima causa un sobreimpulso en la respuesta gradual, que modela el máximo de la curva de deriva. Una ventaja de usar estructuras de modelos sacadas de la teoría de control, es que pueden usarse algoritmos de identificación del sistema estándar. Por ejemplo, la función *pem* del conjunto de herramientas de identificación del sistema podría modificarse para muestreo “no causal”. Esta parametrización particular da (P3)

$$\mu'(s) = (k + \bar{k})e^{-s/s_1} - \bar{k}e^{-s/s_2},$$

a partir de lo cual calculamos los parámetros físicos

$$\mu'(0) = k$$

$$\mu_x(\infty) = (k + \bar{k})s_1 - \bar{k}s_2$$

$$s_{\max} = \frac{1}{\frac{1}{s_1} - \frac{1}{s_2}} \log\left(1 + \frac{k}{\bar{k}}\right)$$

$$\mu_{\max} = (k + \bar{k})s_1 \left(1 - e^{-\frac{\log\left(1 + \frac{k}{\bar{k}}\right)}{\frac{1}{s_1} - \frac{1}{s_2}}}\right) - \bar{k}s_2 \left(1 - e^{-\frac{\log\left(1 + \frac{k}{\bar{k}}\right)}{\frac{1}{s_1} - \frac{1}{s_2}}}\right) \frac{1}{\frac{1}{s_1} - \frac{1}{s_2}}$$

45 Esto significa que se cumple P2b. Por desgracia, la zona de viabilidad es difícil de determinar y no parece haber una inversa explícita, así que no se satisface P2a. El gradiente del parámetro P4 tiene una forma bastante sencilla, permitiendo algoritmos adaptativos computacionalmente sencillos.

*El modelo parametrizado de máximos*

50 La segunda propuesta es parametrizada directamente en los parámetros máximos ( $\mu_{\max}, s_{\max}$ ),

$$\mu_x(s) = \mu_{\max} \left(1 - \left| \frac{(1+r)s}{s + rs_{\max}} - 1 \right|^n\right).$$

60 La expresión interior al signo de valor absoluto es positiva cuando  $s > s_{\max}$  y negativa si no es así.

Spongamos primero, por simplicidad, que  $n$  está restringida a ser par. La derivada está dada entonces por

$$\mu'(s) = -n\mu_{\max} \left( \frac{1+r}{s + rs_{\max}} - \frac{(1+r)s}{(s + rs_{\max})^2} \right) \left( \frac{(1+r)s}{s + rs_{\max}} - 1 \right)^{n-1}$$

## ES 2 332 895 T3

Los parámetros físicos pueden calcularse como

$$\mu'_x(0) = \frac{\mu_{\max}}{s_{\max}} n \frac{1+r}{r}$$

$$\mu_x(\infty) = \mu_{\max} (1 - r^n)$$

$$s_{\max} = s_{\max}$$

$$\mu_{\max} = \mu_{\max}$$

Obsérvese que la línea recta entre el origen y el máximo tiene pendiente  $\mu_{\max}/s_{\max}$ . El factor  $n(1+r)/r$  es por lo tanto la pendiente excesiva, y por viabilidad esta debe ser mayor que uno así que debemos tener  $n > r/(1+r)$ . A partir de la expresión para  $\mu_{\max}$ , interpretamos  $r^n$  como el exceso máximo, comparado con el valor estacionario. Debemos tener  $r \leq 1$ , así que la zona de viabilidad es un cubo unitario para  $(\mu_{\max}, s_{\max}, r)$ . Para resumir, debemos diseñar el filtro adaptativo para garantizar que

$$0 \leq r \leq 1,$$

$$0 \leq \mu_{\max} \leq 1,$$

$$0 \leq s_{\max} \leq 1,$$

$$0 \leq n \leq \frac{r}{1+r}$$

Un inconveniente de este modelo es el acoplamiento no lineal entre  $(n,r)$  y  $(k,\mu_{\infty})$ , que están influyendo en diferentes partes de la curva de deriva. Es decir, aquí podría no satisfacerse perfectamente la propiedad P4.

### *Estimación adaptativa de la curva de deriva*

#### *Algoritmo adaptativo*

El algoritmo adaptativo quizá más sencillo posible para el modelo de máximo es un algoritmo de gradiente estocástico:

$$\hat{\theta}_{t+1} = \hat{\theta}_t - \alpha \left. \frac{d\mu_x(s; \theta)}{d\theta} \right|_{\theta=\hat{\theta}_t} (\mu_t - \mu_x(s_t; \hat{\theta}_t)) .$$

Aquí  $\alpha$  es un tamaño gradual que ha de elegirse. El algoritmo sólo debe ser ejecutado cuando la deriva es mayor que un cierto valor umbral, digamos  $s > 0,05$ , para evitar el problema de excitación. Para pequeños valores de deriva, sólo es identificable la pendiente. En cada iteración, se acepta la actualización sólo si cada parámetro actualizado pertenece a la zona de viabilidad. En lugar de calcular el gradiente analítico, podría simplificar usar un gradiente numérico.

#### *Resultados de la simulación*

El rendimiento del algoritmo de gradiente numérico se investiga aquí sobre datos simulados. Se supone que el sistema está en bucle cerrado, así que la deriva es barrida cíclicamente sobre el valor máximo, aquí según una onda sinusoidal después de una rampa inicial, como se muestra en el primer diagrama en la Fig. 39. El segundo diagrama muestra cómo una estimación inicial converge a la curva verdadera, y el último diagrama muestra cómo convergen los parámetros.

La Fig. 40 muestra cómo el algoritmo trata diferentes condiciones iniciales. Lo más importante es comparar el segundo último diagrama con las curvas de deriva estimadas finales en el último diagrama.

El diagrama izquierdo de la Fig. 41 muestra la trayectoria para  $s$  y  $\mu$  en la rueda motriz izquierda y derecha, respectivamente, durante una conducción con patinamiento totalmente desarrollado. El primer subdiagrama para datos estáticos, y el segundo subdiagrama para  $\mu$  filtrado con filtro de paso bajo. Los diagramas derechos muestran diagramas de tiempo de  $s$  y  $\mu$  y la curva de deriva estimada. En las diferentes filas se comparan tres conducciones de prueba diferentes.

Otras realizaciones

Aquí se presentan algunas otras realizaciones de aspectos de la invención.

5 Controlador que usa estados internos

Si se usa la deriva absoluta  $\Delta v$  y se desprecia la resistencia del aire es posible establecer un modelo lineal para el vehículo con los estados  $x_1=T_e$ ,  $x_2=\omega_e$ ,  $x_3=\omega_w$ ,  $x_4=\Delta\varphi$  y  $x_5=v_x$ . Un controlador  $H_2$ -  $0 H_{\infty}$  podría estar basado en este sistema. Sin embargo, tal controlador exigiría un estimador bastante extenso (por ejemplo, un filtro de Kalman) para llevar la cuenta de los estados no mensurables,  $T_e$ , y  $\Delta\varphi$ . Entonces podría estimarse la carga del vehículo.

$\dot{x} = Ax + Bu + Mv$  con  $u=T_{reg}$  y  $v=F_{load}$  (57)

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{1}{t_e} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_e} & -\frac{d_{ds}}{J_e} & \frac{d_{ds}}{J_e} & -\frac{k_{ds}}{J_e} & 0 \\ 0 & \frac{d_{ds}}{J_w} & -\frac{d_{ds}}{J_w} - \frac{k_{abs} r_w}{J_w} & \frac{k_{ds}}{J_w} & -\frac{k_{abs}}{J_w} \\ 0 & -\frac{1}{i} & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{abs} r_w}{m} & 0 & -\frac{k_{abs}}{m} \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} \frac{1}{J_e} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, M = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (58)$$

Control de RPM

Un problema en el control de deriva es la influencia de las propiedades dinámicas de la línea de transmisión. El problema está constituido por el hecho de que la entidad controlada (la deriva) está situada “lejos” del accionador (el motor) y las oscilaciones procedentes de la línea de transmisión tendrán un efecto negativo sobre la estabilidad del sistema si no se modelan correctamente. Además de esto, la señal de deriva será bastante ruidosa mientras que la señal de RPM es bastante “limpia” en comparación. Si se controlara la velocidad del motor (RPM) en lugar de la velocidad de las ruedas esos problemas podrían evitarse. Sin embargo, surgen otros problemas como el cálculo del valor de referencia que se volverá muy dependiente de la relación de reducción y cómo tratar los casos de conducción con uso activo del embrague.

Varios

Según una realización ejemplificada de la invención, el sistema anti-deriva basado en modelo puede ser cualquier máquina capaz de ejecutar una secuencia de instrucciones que especifican acciones que han de ser adoptadas por esa máquina para hacer que la máquina realice una cualquiera de las metodologías analizadas anteriormente. La máquina puede ser un circuito integrado de aplicación específica (ASIC) que incluya un procesador y una unidad de memoria. Las instrucciones pueden residir, completamente o al menos en parte, dentro de la memoria y/o dentro del procesador.

En particular, el sistema anti-deriva basado en modelo puede ser implementado en forma de un sistema informático dentro del cual puede ejecutarse una secuencia de instrucciones. El sistema informático puede entonces incluir además una unidad de presentación de vídeo, un dispositivo de entrada alfanumérico (por ejemplo, un teclado), un dispositivo de control de cursor (por ejemplo, un ratón), una unidad de disco. La unidad de disco incluye un medio legible por la máquina en el que está almacenada la secuencia de instrucciones (es decir, un programa informático o software) que incorpora una cualquiera, o todas, las metodologías descritas anteriormente.

El producto de programa informático puede ser un medio legible por la máquina que sea capaz de almacenar o codificar la secuencia de instrucciones para ejecución por la máquina y que hacen que la máquina realice una cualquiera de las metodologías de la presente invención. Por consiguiente, se adoptará el medio legible por la máquina que incluye, pero no está limitado a, memorias de estado sólido, discos ópticos y magnéticos, y señales de onda portadora.

En la descripción anterior, por simplificación, se hace referencia en su mayor parte al caso del procedimiento. El caso del sistema puede obtenerse fácilmente a partir del último reemplazando en los lugares apropiados en la descripción la expresión “etapa” para el caso del procedimiento por la expresión “componente” para el caso del sistema.

## ES 2 332 895 T3

Además, todas las demás publicaciones y sistemas existentes mencionados en esta memoria descriptiva se incorporan en este documento por referencia.

5 Aunque ciertos procedimientos, sistemas y productos construidos de acuerdo con las enseñanzas de la invención han sido descritos en este documento, el ámbito de cobertura de esta patente no está limitado a los mismos. Particularmente, el entorno Volvo V40 T4 sirve solamente como realización ejemplar de la presente invención. Se señala explícitamente que la invención no está limitada en ningún sentido a este entorno de vehículo particular. Por el contrario, esta patente cubre todas las realizaciones de las enseñanzas de la invención que entran de lleno dentro del ámbito de las reivindicaciones adjuntas.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

5 1. Un procedimiento para controlar la deriva de las ruedas ( $\lambda$ ) de al menos una rueda en un vehículo, que comprende las etapas de:

- obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo,
- estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo,
- 10 - determinar (G(s)) un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y
- 15 - controlar (R(s)) el par de la línea de transmisión ( $T_i$ ) del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

20 2. El procedimiento de la reivindicación 1, en el que el cálculo basado en modelo está basado en un modelo de vehículo, que comprende al menos uno de

- un modelo de motor,
- un modelo dinámico de la línea de transmisión para estimar fuerzas en la trayectoria de contacto del neumático, y
- 25 - un modelo de contacto entre neumático y carretera.

30 3. El procedimiento de la reivindicación 2, en el que el modelo de contacto entre neumático y carretera comprende un modelo de deriva-fuerza de rozamiento que tiene como resultado una curva de deriva indicativa de las características de la carretera respectiva.

4. El procedimiento de la reivindicación 3, en el que el modelo de deriva-rozamiento es un modelo lineal.

35 5. El procedimiento de la reivindicación 3, en el que el modelo de deriva-fuerza de rozamiento es no lineal.

6. El procedimiento de la reivindicación 3, en el que el modelo de deriva-rozamiento está definido por las siguientes fórmulas:

$$\mu(\lambda) = \begin{cases} k_{slip} \lambda & si \ \lambda \leq \lambda_{max} \\ k_{slip} \lambda_{max} & si \ \lambda \geq \lambda_{max} \end{cases} \quad (ec. 18)$$

$$F_{trac} = \mu(\lambda) F_z \quad (ec. 19)$$

40 donde  $\mu$  es un valor de rozamiento,  $\lambda$  es un valor de deriva,  $k_{slip}$  es una pendiente de la deriva,  $\lambda_{max}$  es un valor máximo de la deriva,  $F_{trac}$  es una fuerza de tracción longitudinal y  $F_z$  es una carga vertical sobre una rueda.

50 7. El procedimiento de la reivindicación 5, en el que el modelo de deriva-rozamiento no lineal es un modelo de Promedio Móvil Autorregresivo de Tiempo Continuo (CARMA).

8. El procedimiento de la reivindicación 5, en el que el modelo de deriva-rozamiento no lineal es un modelo parametrizado de máximos.

9. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones 3-8, que además comprende una etapa para estimación de rozamiento (RFI), que proporciona una estimación de la fuerza de rozamiento utilizable máxima ( $\mu_{max}$ ) y la pendiente inicial (k) de la curva de deriva (actual), que puede usarse como parámetro de entrada para el modelo de deriva-fuerza de rozamiento.

10. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones 3-9, en el que el valor de referencia de deriva se calcula según el modelo de deriva-rozamiento mediante un filtro adaptativo.

65 11. El procedimiento de la reivindicación 10, en el que el filtro adaptativo es un filtro de Kalman.

12. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el control de par se consigue mediante bloqueo de combustible.

## ES 2 332 895 T3

13. El procedimiento de la reivindicación 12, **caracterizado** porque el bloqueo de combustible comprende una estructura de control en cascada.

5 14. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el control de par se consigue controlando al ángulo de la válvula de gases.

15. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el control de par se consigue controlando el ángulo de encendido.

10 16. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el control de par se consigue controlando los frenos de las ruedas.

15 17. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los parámetros de estado dinámico comprenden al menos un parámetro de velocidad de las ruedas ( $\omega_w$ ).

18. El procedimiento de la reivindicación 17, en el que el parámetro de velocidad de las ruedas ( $\omega_w$ ) se obtiene mediante un sistema antibloqueo (ABS).

20 19. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los parámetros de estado dinámico comprenden un parámetro de par motor ( $T_{eng}$ ).

20. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los parámetros de estado dinámico comprenden un parámetro de velocidad del vehículo ( $v_x$ ).

25 21. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los parámetros de estado dinámico comprenden un parámetro de pendiente de la curva de deriva ( $k_{slip}$ ).

30 22. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el valor de referencia de deriva depende de las fuerzas laterales del vehículo.

30 23. Un procedimiento para determinar la fuerza de tracción ( $F_{trac}$ ) de un neumático en un vehículo, en particular en combinación con uno de los procedimientos precedentes, basado en un modelo de deriva-rozamiento según la fórmula

35 
$$F_{trac} = \mu(\lambda) F_z, \quad (\text{ec. 19})$$

40 donde  $\mu$  es un valor de rozamiento,  $\lambda$  es un valor de deriva del neumático,  $F_{trac}$  es una fuerza de tracción,  $F_z$  es la carga vertical sobre una rueda y  $\mu(\lambda)$  es una curva de deriva según el modelo de deriva-rozamiento.

24. El procedimiento de la reivindicación 23, en el que el modelo de deriva-rozamiento no lineal es un modelo de Promedio Móvil Autorregresivo de Tiempo Continuo (CARMA).

45 25. El procedimiento de la reivindicación 23, en el que el modelo de deriva-rozamiento no lineal es un modelo parametrizado de máximos.

50 26. El procedimiento de una cualquiera de las reivindicaciones 23-25, en el que el valor de referencia de deriva se calcula según el modelo de deriva-fuerza de rozamiento mediante un filtro adaptativo.

27. El procedimiento de la reivindicación 26, en el que el filtro adaptativo es un filtro de Kalman.

28. Un sistema para controlar la deriva de las ruedas ( $\lambda$ ) de al menos una rueda en un vehículo, que comprende:

- 55
- un dispositivo para obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo,
  - un dispositivo para estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo,
  - 60 - un dispositivo ( $G(s)$ ) para determinar un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y
  - 65 - un dispositivo ( $R(s)$ ) para controlar el par de la línea de transmisión ( $T_s$ ) del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

## ES 2 332 895 T3

29. Un producto de programa informático que incluye código de programa para llevar a cabo un procedimiento de procesamiento de señal digital, cuando se ejecuta en un sistema informático, para controlar la deriva ( $\lambda$ ) de al menos una rueda en un vehículo, que comprende:

- 5           - obtener al menos un parámetro de estado dinámico del vehículo,
- estimar adaptativamente parámetros de un modelo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento del vehículo,
- 10          - determinar ( $G(s)$ ) un valor de referencia de deriva indicativo de la deriva de las ruedas a un par de la línea de transmisión determinado a partir de un modelo dinámico de los componentes relevantes del vehículo que comprende el modelo adaptativo paramétrico de deriva-fuerza de rozamiento, y
- controlar ( $R(s)$ ) el par de la línea de transmisión ( $T_s$ ) del vehículo determinando una señal de manipulación de par basándose en los parámetros de estado dinámico y el valor de referencia de deriva.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

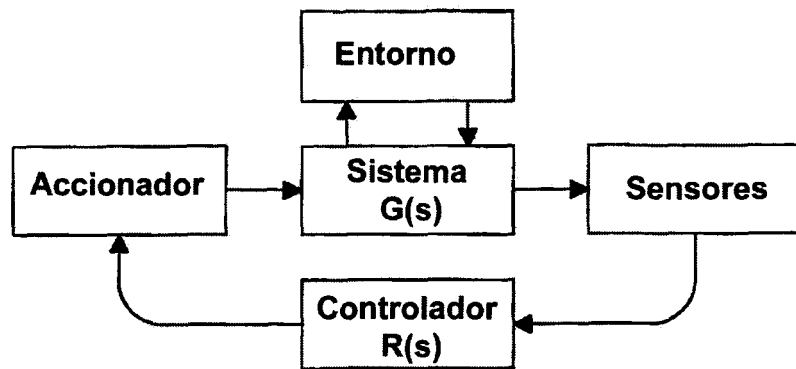


FIG. 2

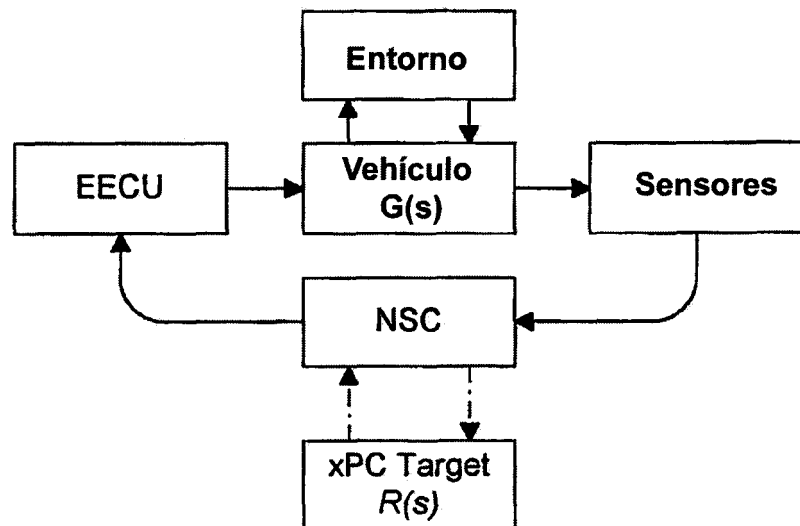


FIG. 3

Acción	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	>13
% de T <sub>driver</sub>	80,5	70,1	60,1	55,1	48,0	42,0	36,0	31,1	22,5	15,0	10,7	4,8	1,0	~0

FIG. 4

Acción	Patrón	Acción	Patrón
1	1000 0000 0000 0000	9	1110 1010 1010 1010
2	1000 0000 1000 0000	10	1110 1010 1110 1010
3	1000 1000 1000 0000	11	1110 1110 1110 1010
4	1000 1000 1000 1000	12	1110 1110 1110 1110
5	1010 1000 1000 1000	13	1111 1110 1110 1110
6	1010 1000 1010 1000	14	1111 1110 1111 1110
7	1010 1010 1010 1000	15	1111 1111 1111 1110
8	1010 1010 1010 1010	16	1111 1111 1111 1111

FIG. 5

Muestra	Acción	Patrón
1	0	<u>0000 0000 0000 0000</u>
2	1	<u>0 1000 0000 0000 0000</u>
3	2	<u>01 000 0000 1000 0000</u>
4	3	<u>010 00 1000 1000 0000</u>
5	4	<u>0100 0 1000 1000 1000</u>
6	5	<u>0100 0 1010 1000 1000 1000</u>
7	6	<u>0100 01010 1000 1010 1000</u>
8	7	<u>0100 010 1010 1010 1010 1000</u>
9	8	<u>0100 0101010 1010 1010 1010</u>
10	7	<u>0100 0101 0 1010 1010 1010 1000</u>

FIG. 6

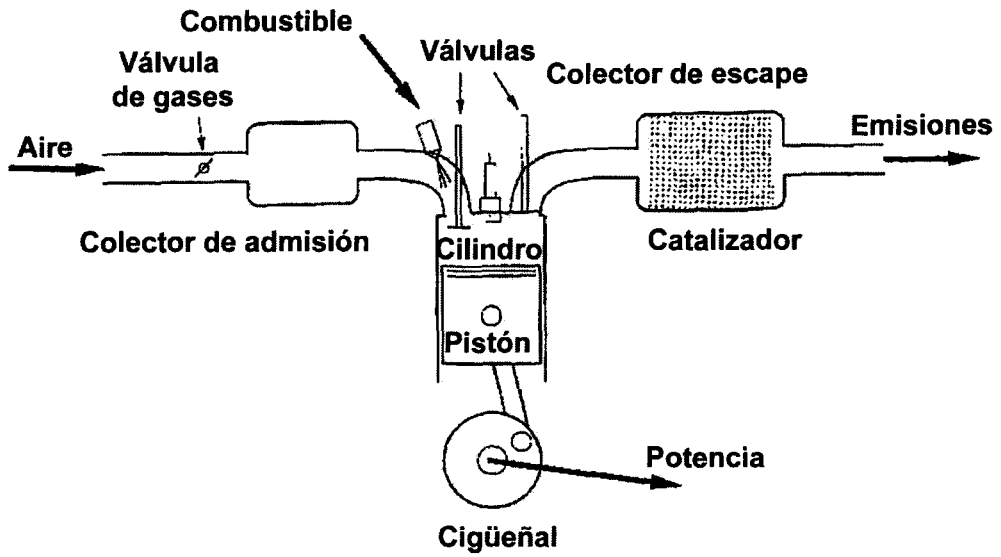


FIG. 7

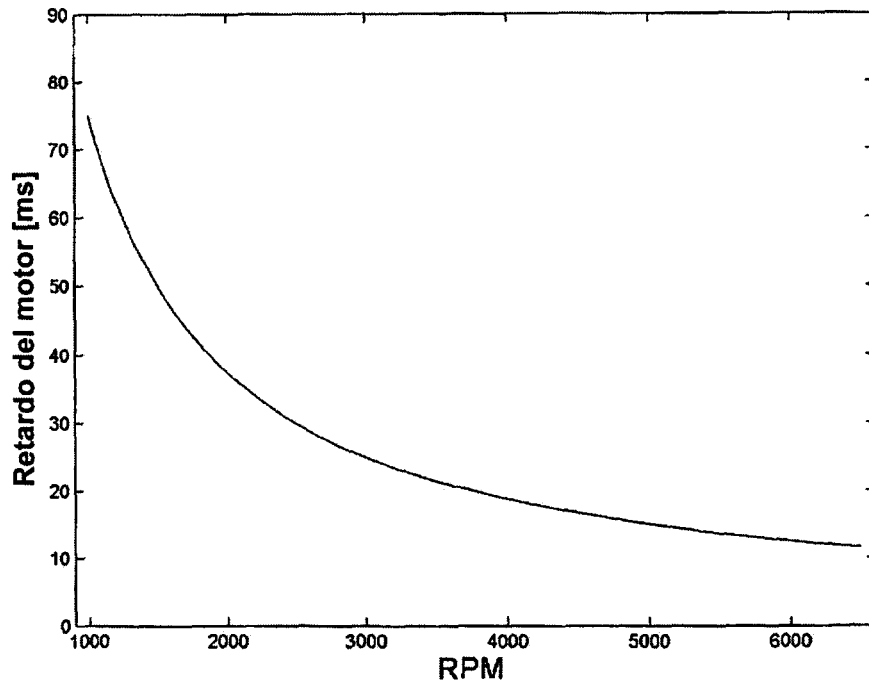


FIG. 8

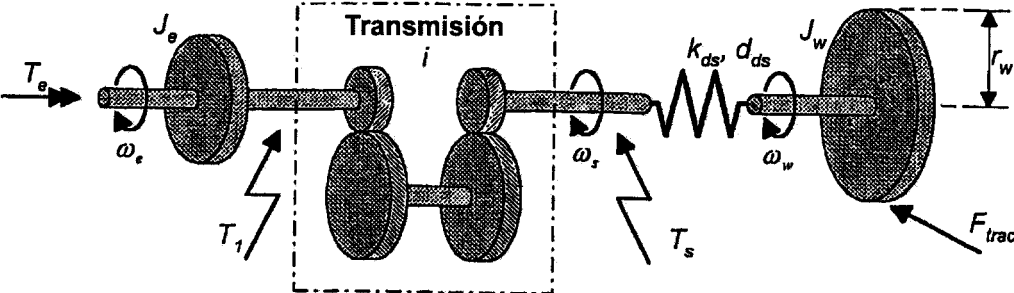


FIG. 9

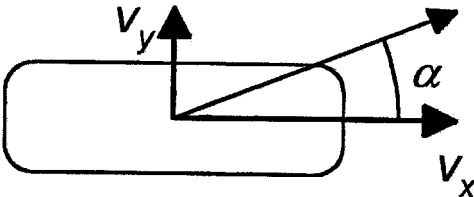


FIG. 10

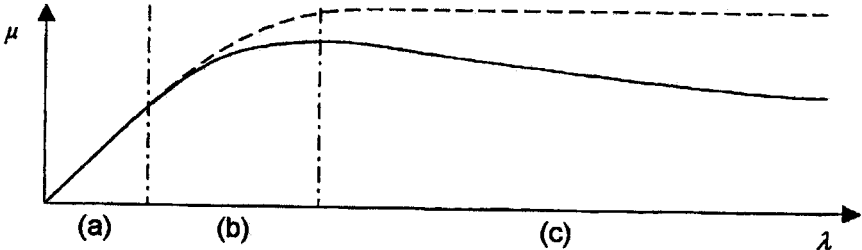


FIG. 11

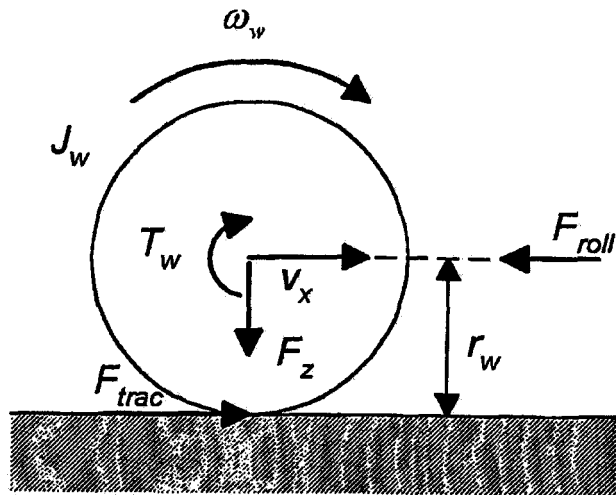


FIG. 12

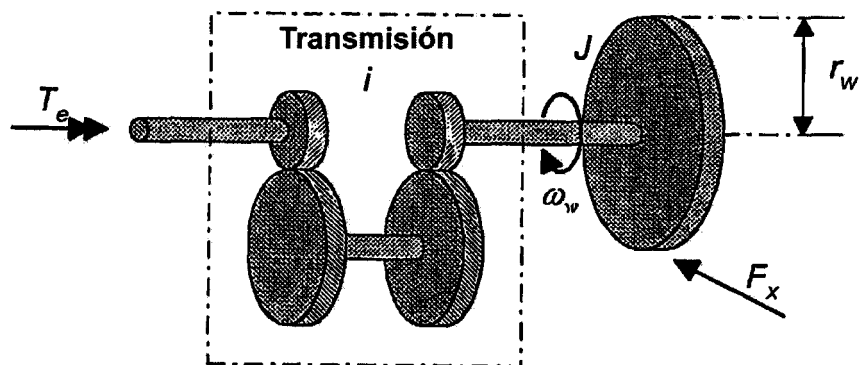


FIG. 13

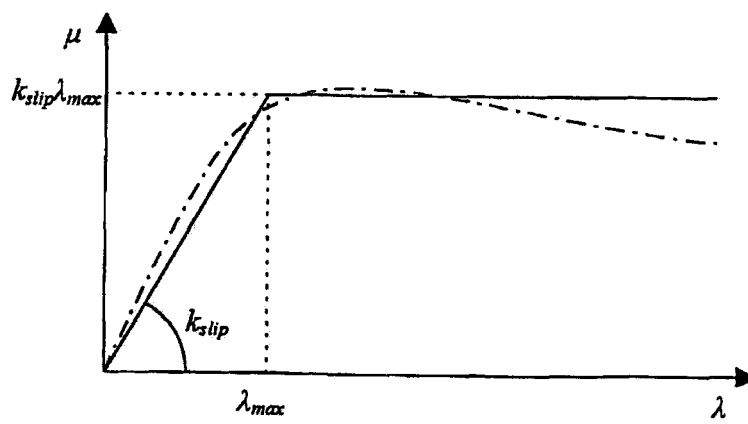


FIG. 14

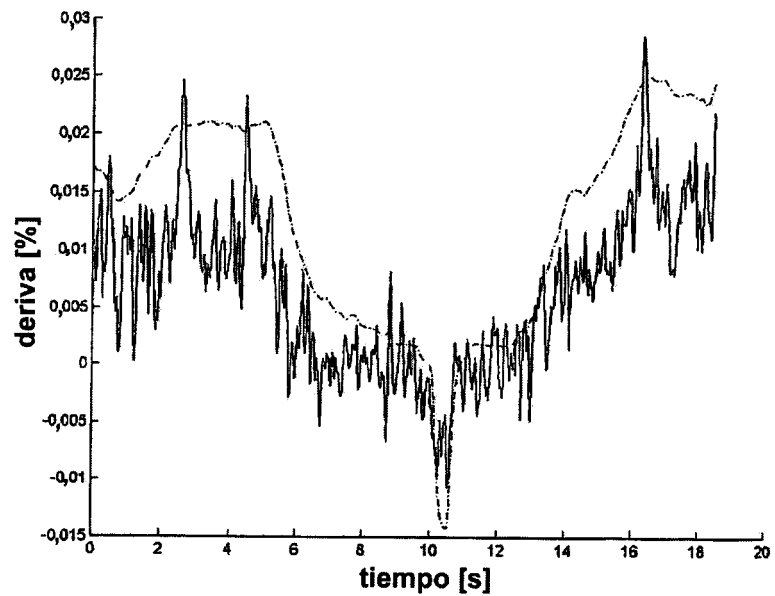


FIG. 15

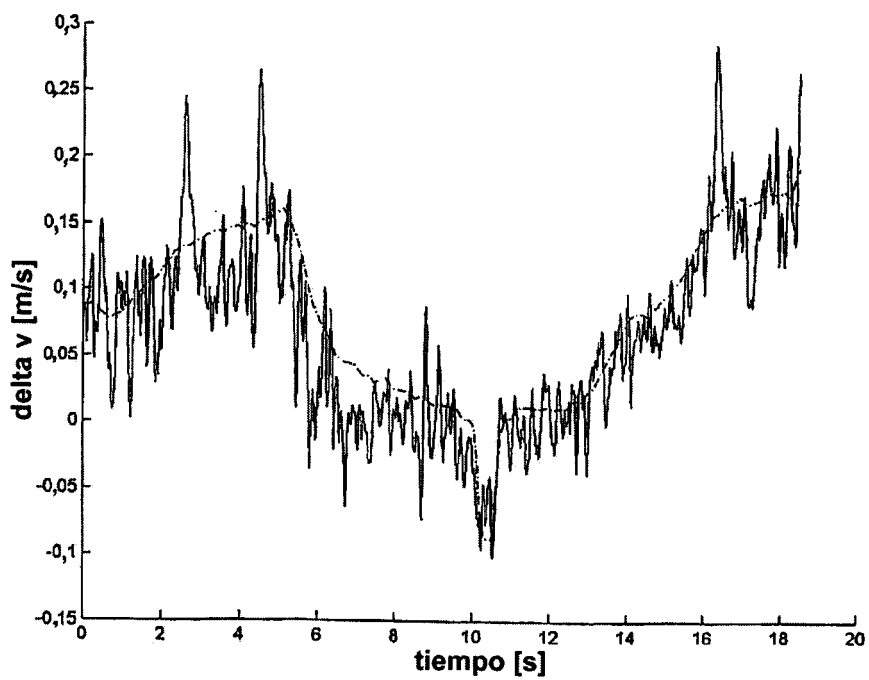


FIG. 16

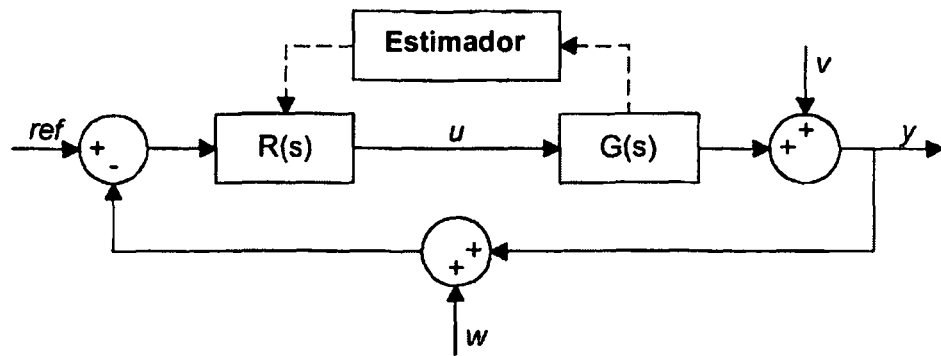


FIG. 17

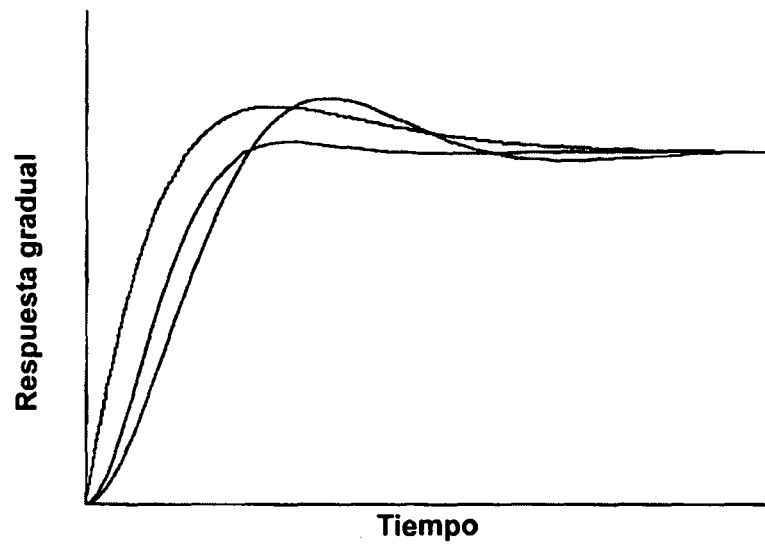


FIG. 18

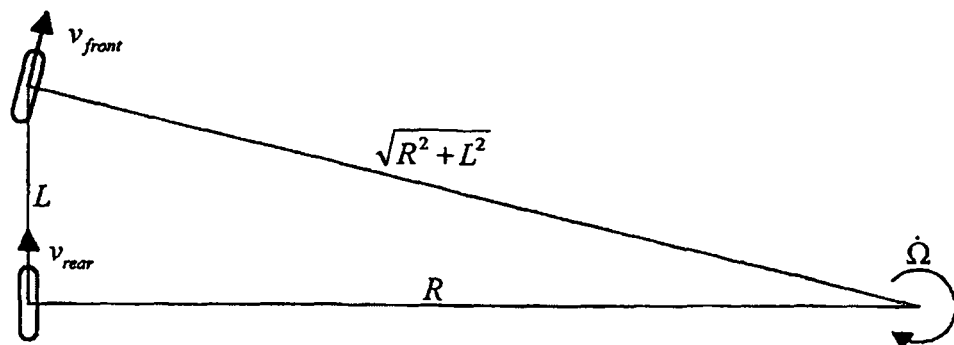


FIG. 19

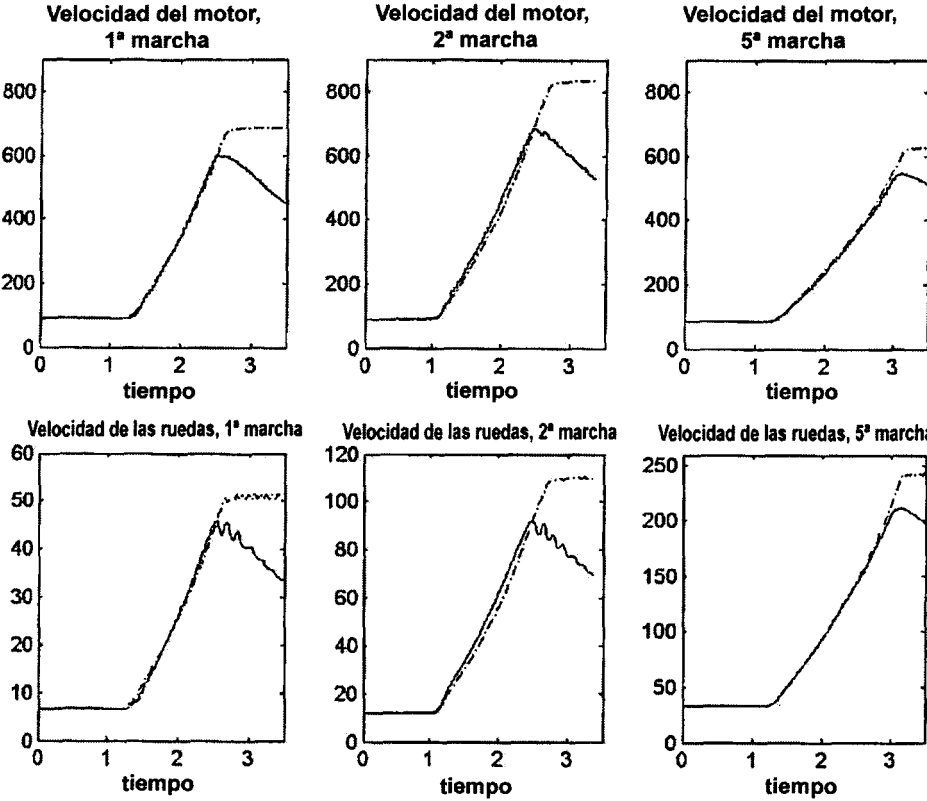


FIG. 20

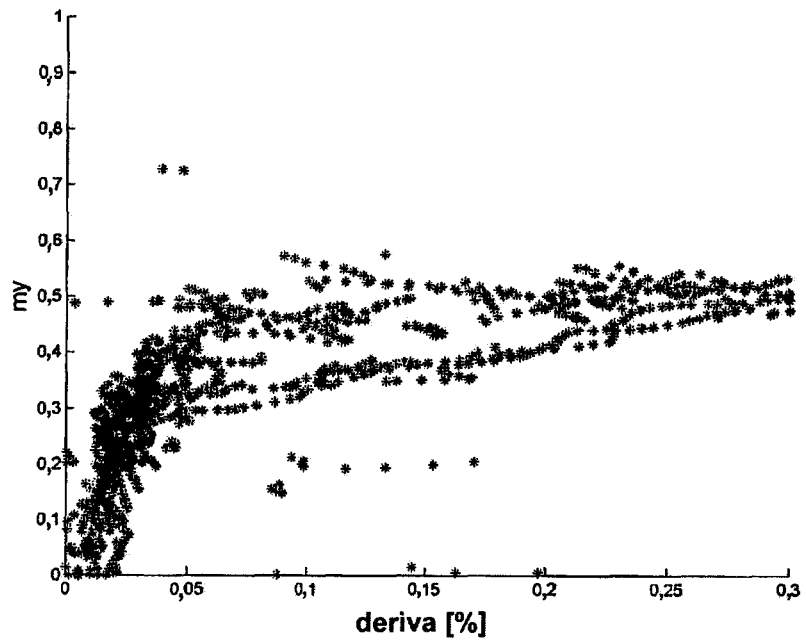


FIG. 21

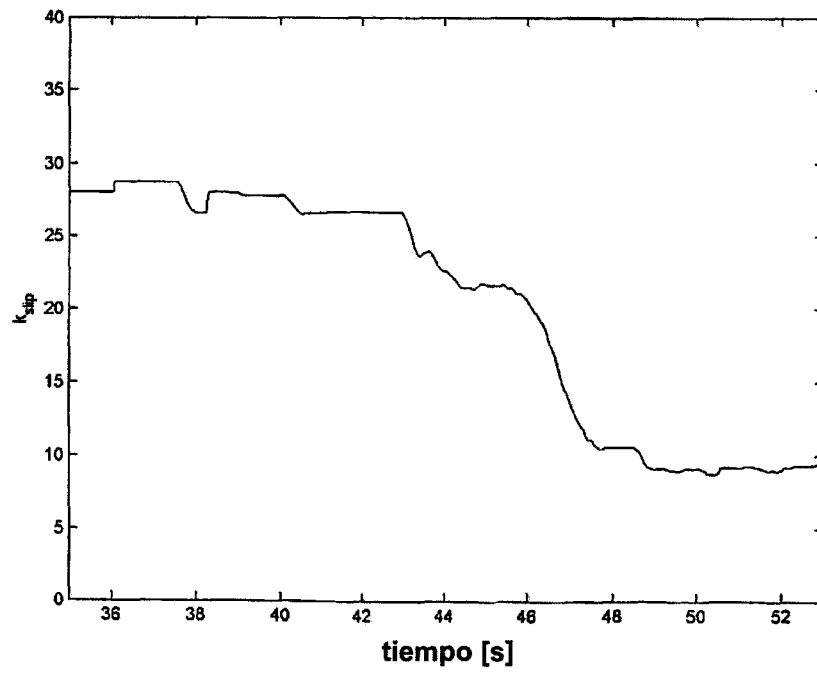


FIG. 22

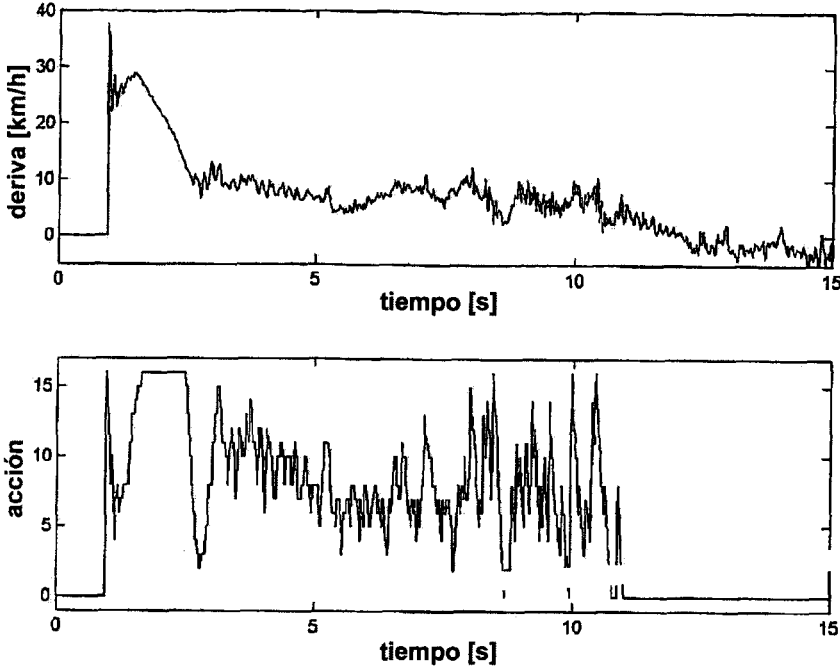


FIG. 23

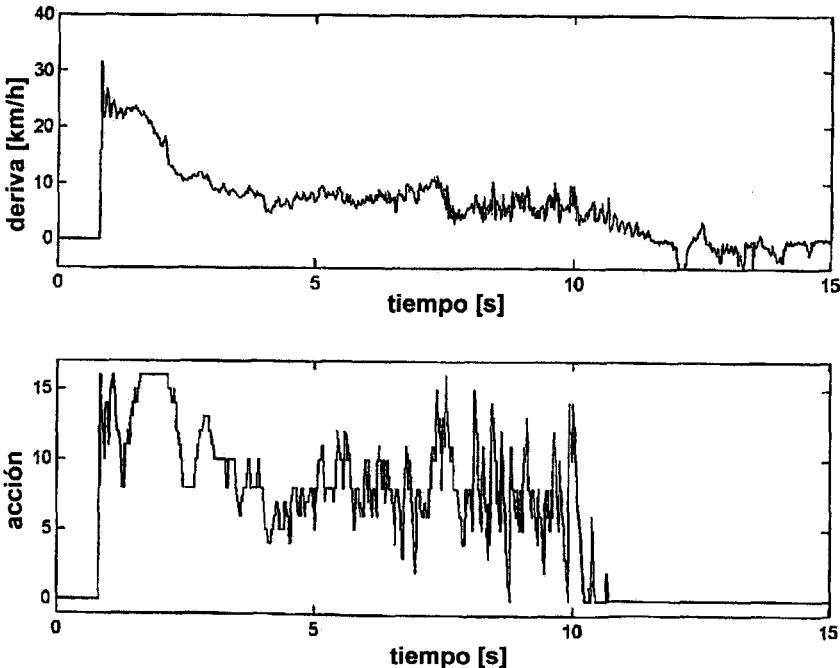


FIG. 24

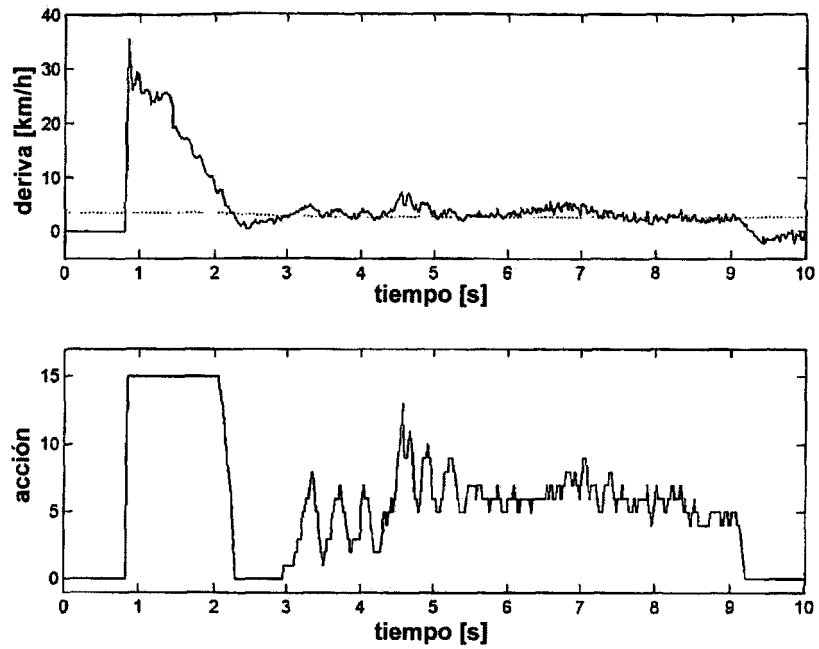


FIG. 25

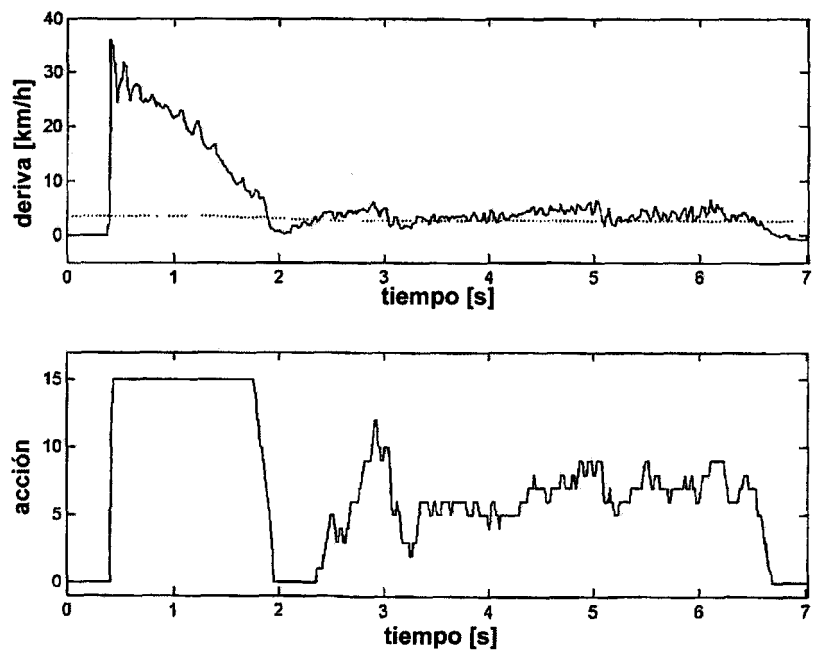


FIG. 26

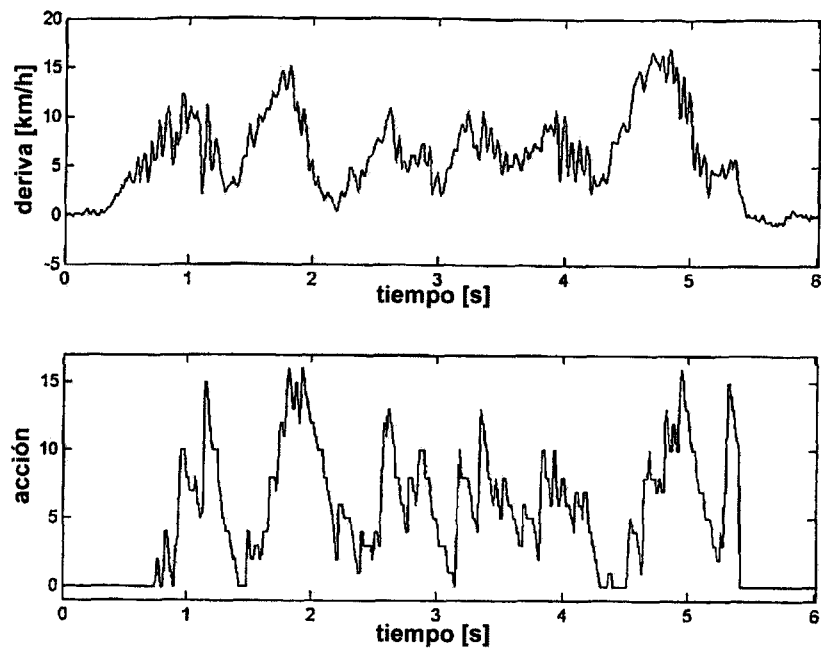


FIG. 27

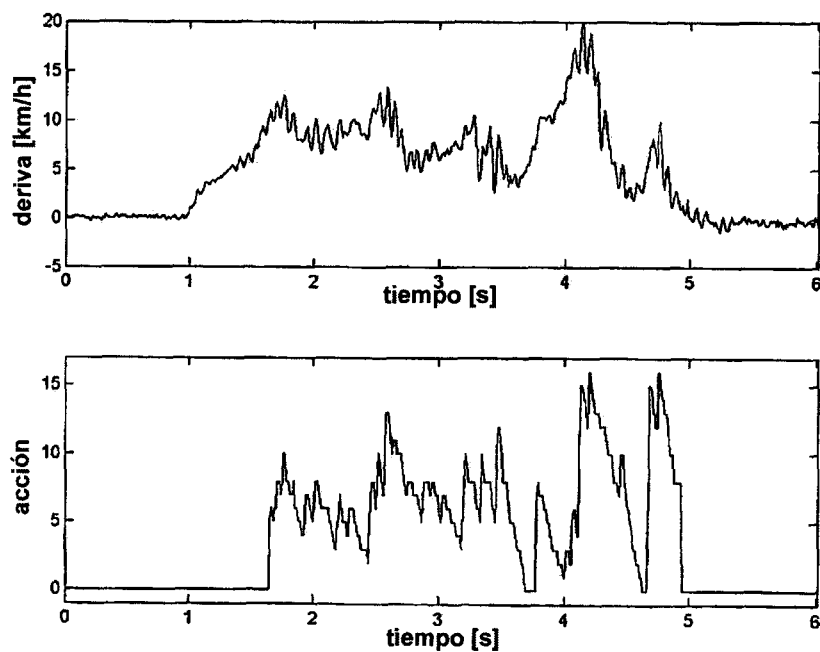


FIG. 28

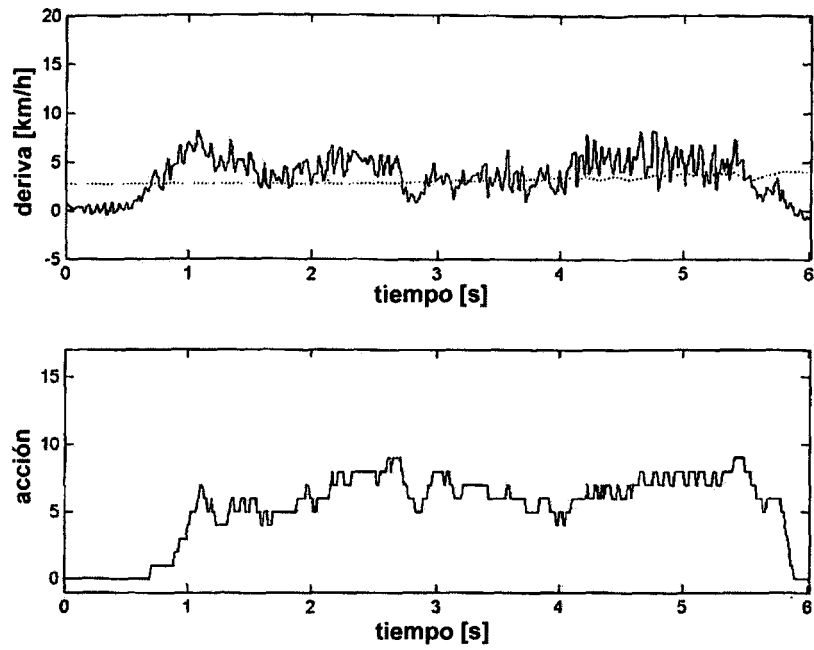


FIG. 29

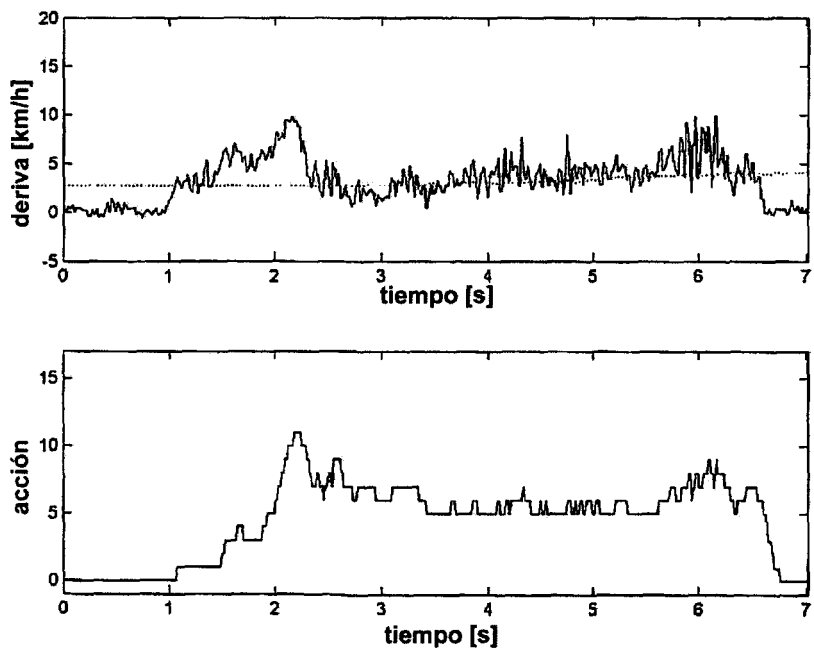


FIG. 30

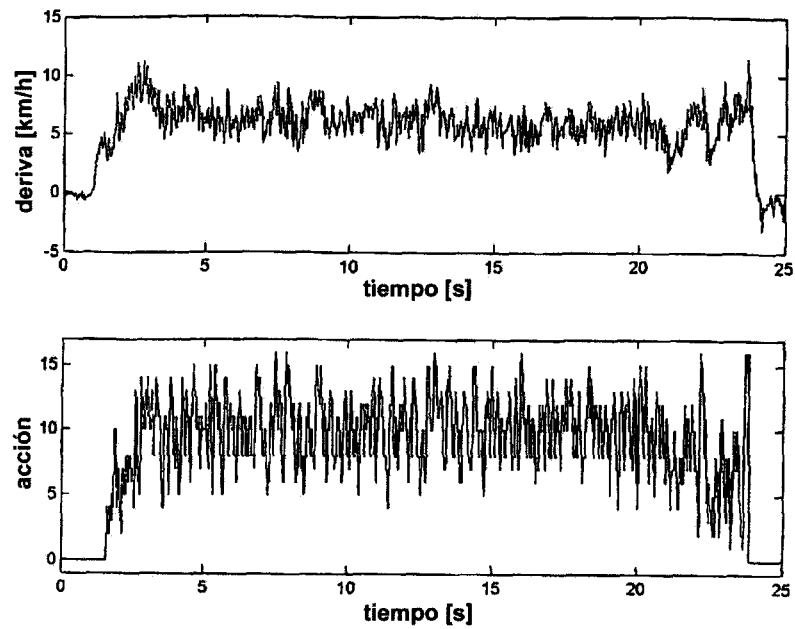


FIG. 31

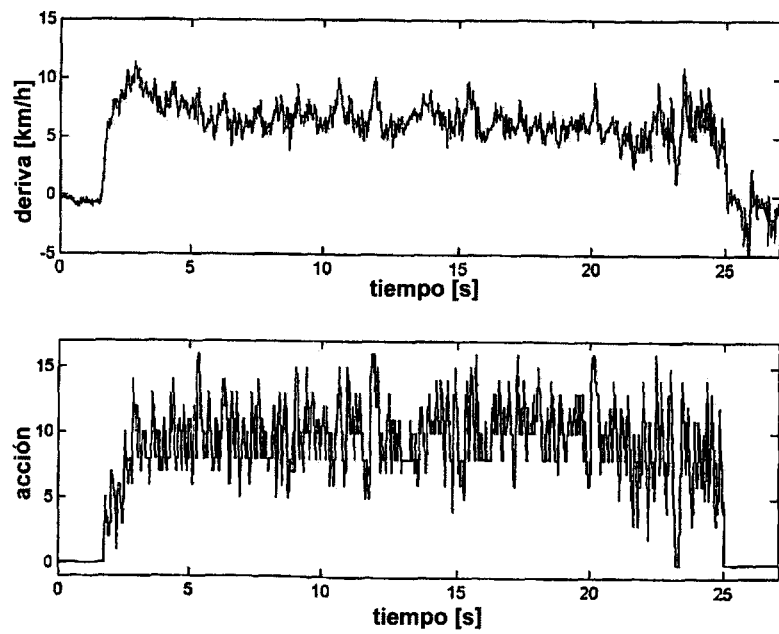


FIG. 32

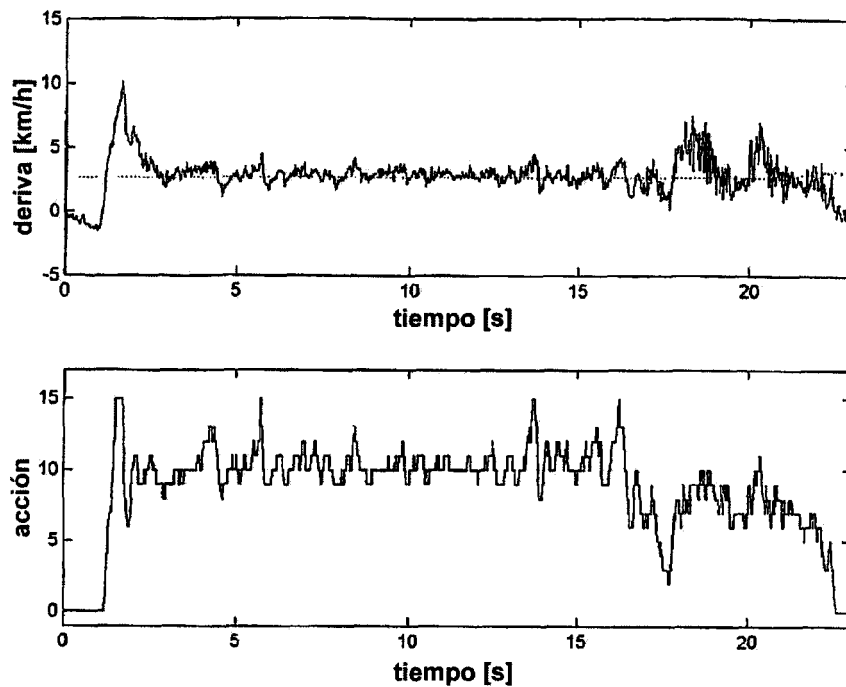


FIG. 33

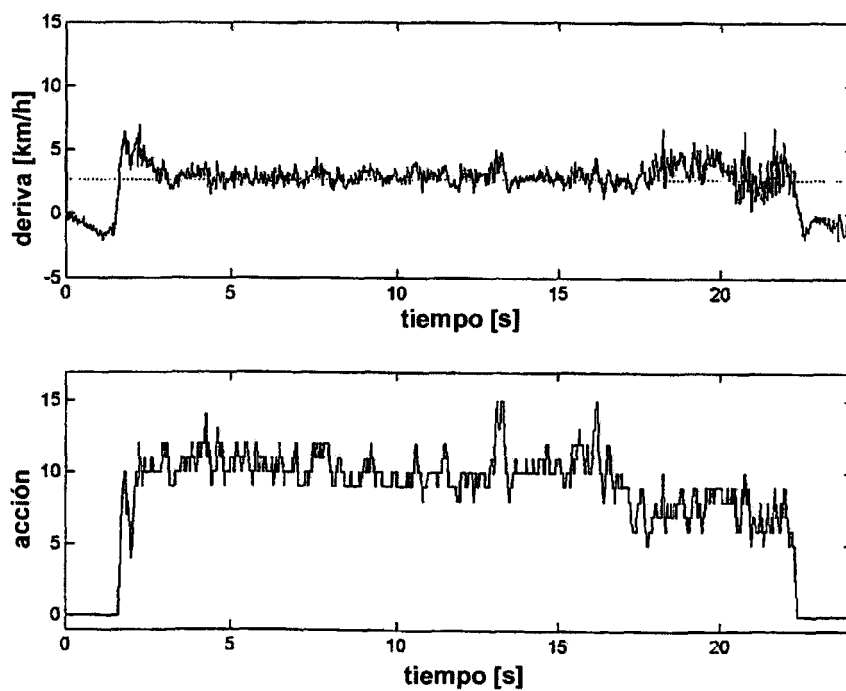


FIG. 34

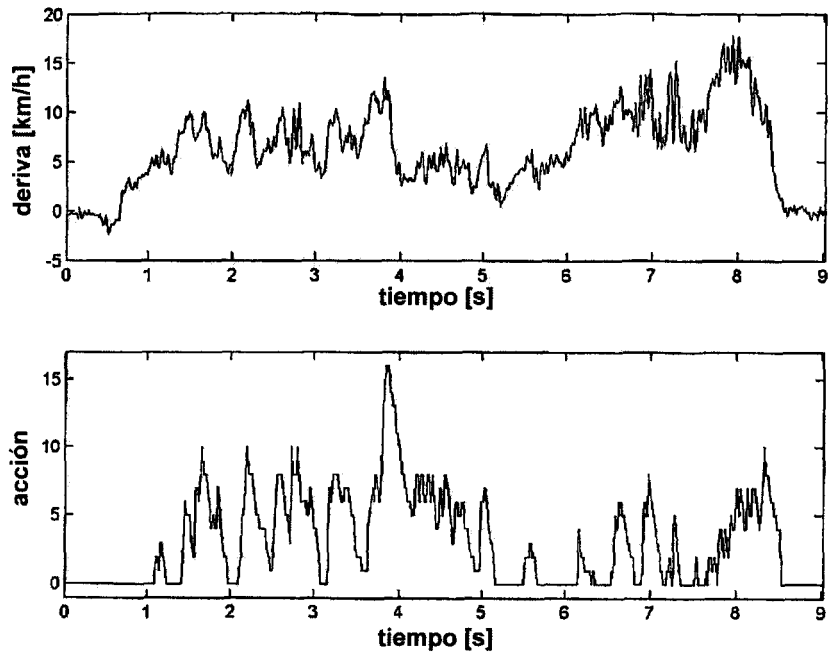


FIG. 35

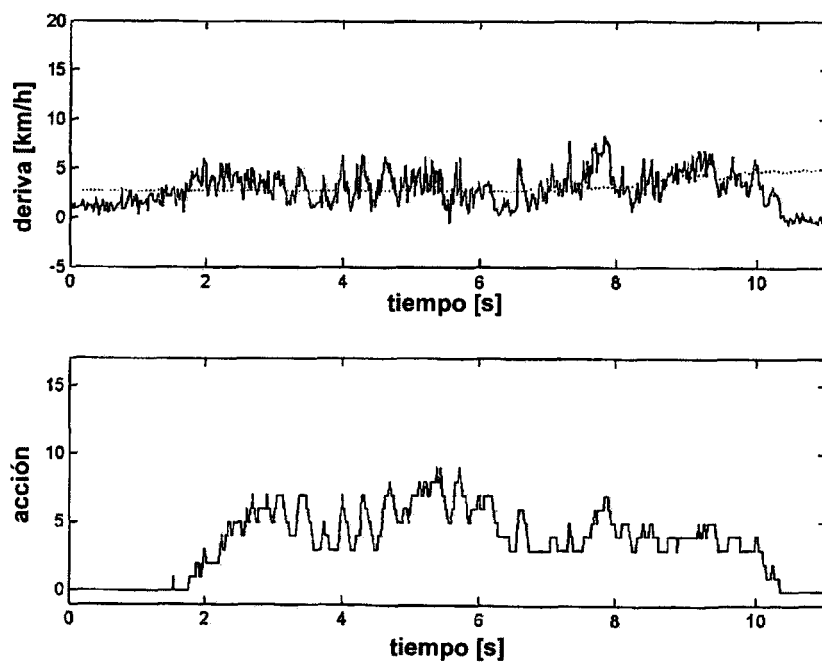


FIG. 36

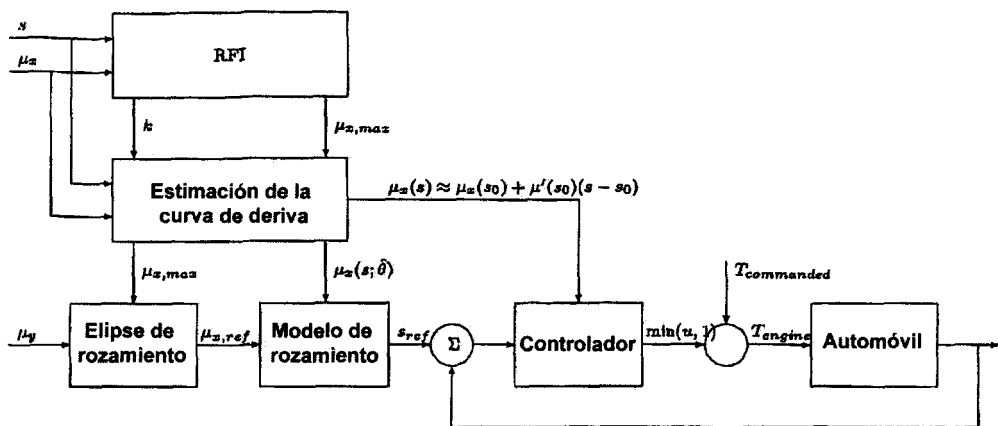


FIG. 37

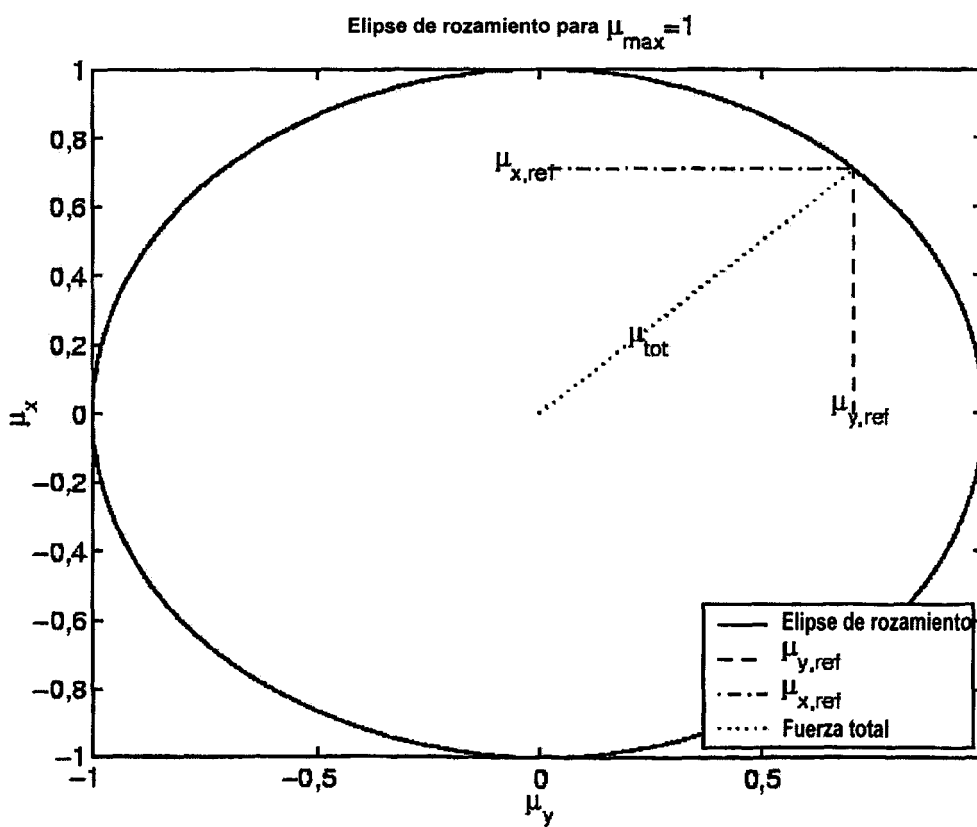


FIG. 38

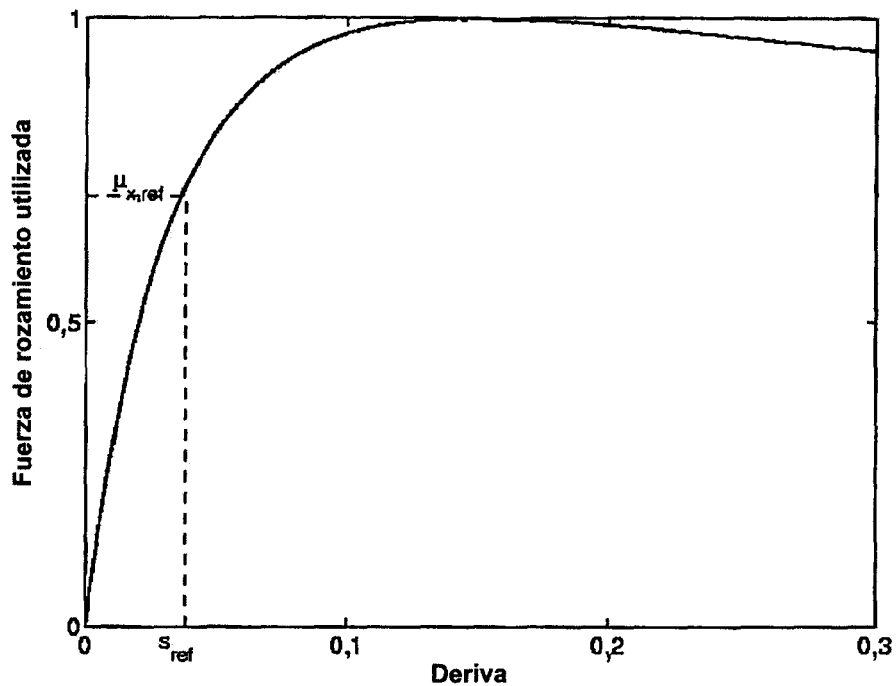


FIG. 39

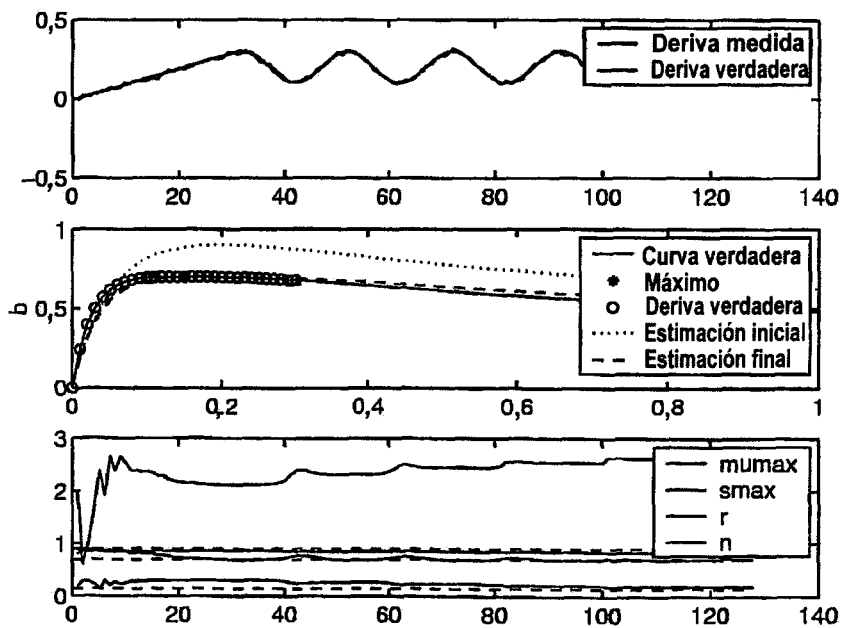


FIG. 40

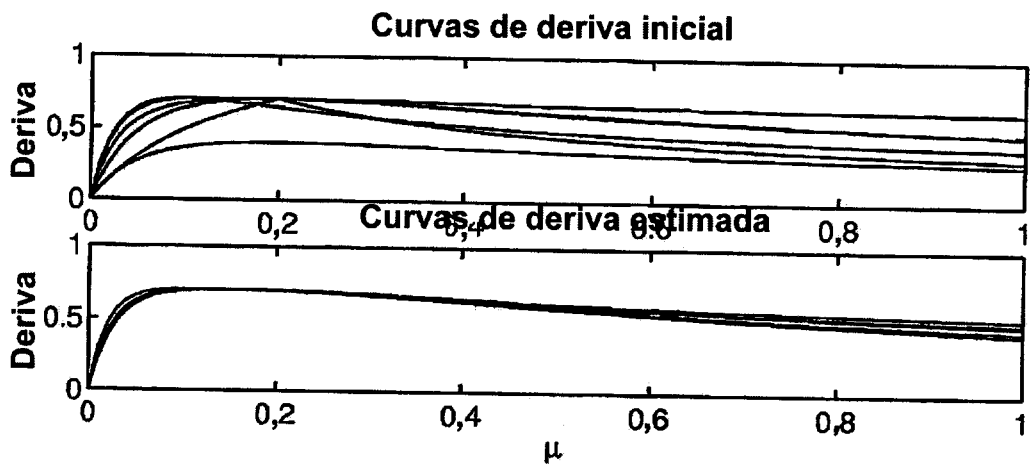
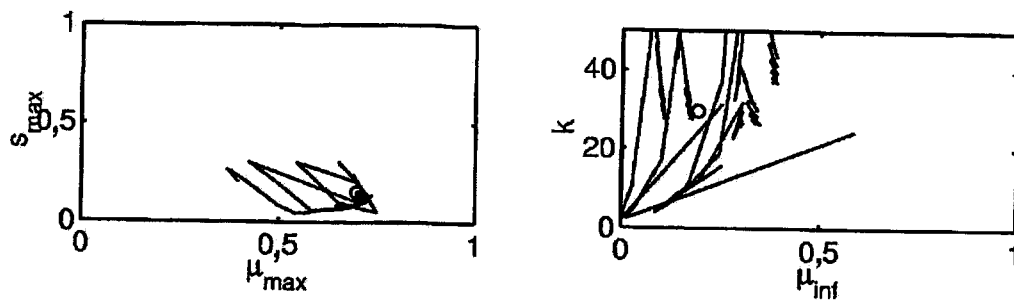


FIG. 41

