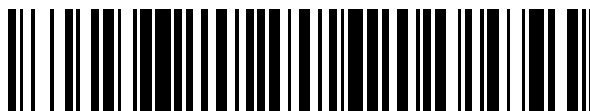


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 621 262**

51 Int. Cl.:

F16H 61/688 (2006.01)

F16H 61/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **06.03.2015** E 15158002 (4)

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.01.2017** EP 2921746

54 Título: **Método de control para el tren de accionamiento y tren de accionamiento**

30 Prioridad:

18.03.2014 DE 102014103672

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

03.07.2017

73 Titular/es:

**GETRAG B.V. & CO. KG (100.0%)
Hermann-Hagenmeyer-Strasse
74199 Untergruppenbach, DE**

72 Inventor/es:

KNIESBURGES, STEFAN

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 621 262 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

Método de control para el tren de accionamiento y tren de accionamiento

5 La presente invención se refiere a un método para el control de un tren de accionamiento de un vehículo, que presenta un motor de accionamiento y una transmisión de doble embrague, en donde la transmisión de doble embrague presenta un primer embrague de fricción y un segundo embrague de fricción, así como una primera transmisión parcial y una segunda transmisión parcial, a fin de establecer una primera rama de transferencia de potencia y una segunda rama de transferencia de potencia, en donde la transmisión de doble embrague presenta un dispositivo actuador de embrague para la actuación de los embragues de fricción, así como un dispositivo actuador de cambio para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la transmisión de doble embrague, en donde, partiendo de una circulación del automóvil en una relación de marcha fuente elevada, se realiza una reducción de marcha múltiple a una relación de marcha objetivo baja. La invención se refiere además a un tren de accionamiento para un automóvil.

15 En general se conocen trenes de accionamiento con transmisiones de doble embrague de este tipo. Mediante la actuación superpuesta de dos embragues de fricción, la potencia de accionamiento se puede transmitir en este caso de la una rama de transferencia de potencia sin interrupción de la fuerza de tracción sobre la otra rama de transferencia de potencia. La una transmisión parcial contiene en general las relaciones de marcha impares y la otra transmisión parcial las relaciones de marcha pares. En la transmisión parcial con las relaciones de marcha pares también está integrada preferentemente la relación de marcha hacia atrás.

El dispositivo actuador de embrague puede contener motores eléctricos como actuadores. No obstante, es preferible que los embragues de fricción se accionen respectivamente mediante actuadores hidráulicos apropiados.

25 El dispositivo actuador de cambio puede contener igualmente actuadores hidráulicos. En este caso se conoce prever para cada paquete de embragues de cambio (que presenta respectivamente dos embragues de cambio adyacentes) un cilindro hidráulico de cambio como actuador. Además, se conoce usar motores eléctricos para la actuación de los embragues de cambio de la transmisión parcial. Los motores eléctricos de cambio pueden estar dispuestos en este caso de forma concéntrica al embrague de cambio.

30 En otra forma de realización conocida, las relaciones de marcha de la transmisión de doble embrague se accionan mediante al menos un cilindro selector. El cilindro selector se acciona en este caso preferentemente mediante un motor eléctrico, no obstante, también puede ser accionado por un accionamiento hidráulico.

35 En una variante la transmisión de doble embrague presenta exactamente un cilindro selector. En esta forma de realización los cambios de marcha se deben realizar en general de forma puramente secuencial. En este caso requieren relativamente mucho tiempo los cambios de marcha múltiples a través de una o varias relaciones de marcha.

40 En otra variante se conoce prever un cilindro selector propio para cada transmisión parcial, pudiéndose accionar los cilindros selectores de forma independiente uno de otro. En esta forma de realización también queda un problema con respecto a los tiempos de cambio relativamente largos en cambios de marcha múltiples.

45 El presente método de control parte de un estado en el que el vehículo se hace funcionar con una relación de marcha fuente elevada. Cuando partiendo de este estado de partida se requiere una reducción de marcha múltiple, por ejemplo, en el caso de un "kick-down" (bajar de marcha) o un proceso de frenado, en la transmisión de doble embrague, cuyo dispositivo actuador de cambio presenta uno o dos cilindros selectores, se pueden producir retrasos relativamente largos está que se establece la relación de marcha correcta.

50 El documento DE 10 2004 031 021 A da conocer un método y un tren de accionamiento según el preámbulo de las reivindicaciones independientes.

55 Antes estos antecedentes un objetivo de la invención es especificar un método de control mejorado para un tren de accionamiento de la transmisión de doble embrague, en donde en particular se pueda mejorar el confort, así como especificar un tren de accionamiento mejorado.

60 El objetivo arriba mencionado se consigue mediante un método según la reivindicación 1 para el control de un tren de accionamiento de un automóvil, que presenta un motor de accionamiento y una transmisión de doble embrague, en donde la transmisión de doble embrague presenta un primer embrague de fricción y un segundo embrague de fricción, así como una primera transmisión parcial y una segunda transmisión parcial, a fin de establecer una primera rama de transferencia de potencia y una segunda rama de transferencia de potencia, en donde la transmisión de doble embrague presenta un dispositivo actuador de embrague para la actuación de los embragues de fricción, así como un dispositivo actuador de cambio para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la transmisión de doble embrague, con las siguientes etapas, partiendo de una circulación del automóvil en una relación de marcha fuente elevada, para la realización de una reducción de marcha múltiple a una relación de marcha objetivo baja:

65

- apertura inmediata del embrague de fricción de la relación de marcha fuente, que está asociado a la transmisión parcial de la relación de marcha fuente, en el que se coloca la relación de marcha fuente, después de que se ha recibido un deseo de cambio para la bajada de marcha múltiple,
- uso al menos de una relación de marcha intermedia para la transferencia de potencia a través de una rama de transferencia de potencia de la relación de marcha intermedia asociada a la relación de marcha intermedia, en donde la relación de marcha intermedia está asociada a una transmisión diferente que la relación de marcha objetivo y está adyacente a la relación de marcha objetivo, y
- establecimiento de la relación de marcha objetivo, así como actuación superpuesta de los embragues de fricción, en donde se cierra el embrague de fricción asociado a la relación de marcha objetivo,

en donde la apertura del embrague de fricción de la relación de marcha fuente se realiza sin cerrar inmediatamente el embrague de fricción de la relación de marcha intermedia.

El objetivo arriba mencionado se resuelve además mediante un tren de accionamiento de un automóvil según la reivindicación 6, que contiene un dispositivo de control que está configurado y establecido para realizar el método de control según la invención.

El presente método de control parte de una circulación del automóvil en una relación de marcha fuente elevada, es decir, en particular la relación de marcha más elevada de la transmisión de doble embrague, o la segunda o la tercera relación de marcha más elevada de la transmisión de doble embrague. Además, el presente método de control parte en particular de una circulación semejante, en la que la relación de marcha fuente se utiliza en un rango de velocidad relativamente bajo, de manera que desde este funcionamiento de circulación es posible reducir al menos dos, no obstante, preferentemente tres o incluso todavía más relaciones de marcha, sin llegar a la relación de marcha objetivo en el límite de la velocidad de giro. Una reducción de marcha múltiple es una reducción de marcha a través de al menos dos, no obstante, preferentemente tres o incluso todavía más relaciones de marcha, es decir, por ejemplo de la relación de marcha 6 hacia la relación de marcha 3.

La velocidad del automóvil se puede situar en este caso en particular en el rango de 30 a 130 km/h, preferentemente en el rango de 30 a 100 km/h y en particular en el rango de 30 a 80 km/h.

El motor de accionamiento del tren de accionamiento usado en el método de control es preferentemente un motor de combustión interna, en donde el motor de accionamiento también puede estar configurado como motor híbrido. Además, en algunas variantes es posible conectar una entrada de la transmisión de doble embrague con una máquina eléctrica a fin de establecer de esta manera un tren de accionamiento híbrido.

Mediante el accionamiento de un elemento de ajuste por parte del conductor se le comunica a un dispositivo de control un deseo de reducción de marcha o un deseo de reducción de marcha se puede derivar de esta actuación. El dispositivo de control genera por ello una señal de cambio.

La relación de marcha objetivo que surge a partir de la primera señal de cambio es preferentemente la relación de marcha más baja posible para el estado antes de la actuación del elemento de ajuste. De este modo en general debe ser posible proporcionar un momento de tracción o empuje posible máximo en la relación de marcha objetivo así calculada. La relación de marcha objetivo es, según se ha dicho, al menos en dos escalones más baja que la relación de marcha fuente (por ejemplo, relación de marcha fuente 7 y relación de marcha objetivo 5, de manera que entre estas relaciones de marcha se puede establecer todavía una relación de marcha intermedia).

Es especialmente preferible cuando la relación de marcha objetivo calculada es al menos tres relaciones de marcha, en particular cuatro relaciones de marcha más baja que la relación de marcha fuente.

En particular en transmisiones de doble embrague, cuyo dispositivo actuador de cambio presenta un cilindro selector, en general se conoce establecer por poco tiempo todas las relaciones de marcha intermedias en un proceso de reducción de marcha múltiple de este tipo y conectar también con la salida de fuerza del automóvil (las ruedas accionadas) a través de una actuación superpuesta de los embragues de fricción. No obstante, precisamente en el caso de grandes reducciones de marcha múltiples, la inversión de tiempo requerida para ello hasta alcanzar la relación de marcha objetivo es relativamente elevada. La misma problemática puede surgir cuando el dispositivo actuador de cambio presenta dos cilindros selectores.

En las transmisiones de doble embrague, cuyo dispositivo actuador de cambio presenta cilindros de cambio individuales, excitables independientemente uno de otro, este problema está presente en general sólo en menor medida.

La presente invención parte ahora de que en el recorrido de la relación de marcha fuente a la relación de marcha objetivo se abre inmediatamente el embrague de fricción asociada a la relación de marcha fuente, sin cerrar inmediatamente el otro embrague de fricción para el establecimiento de una relación de marcha siguiente, de modo que se asume una interrupción de la fuerza de tracción. Dado que esto se realiza desde una relación de marcha fuente elevada, la caída de la fuerza de tracción que aparece eventualmente por ello no se puede sentir o sólo ligeramente por el conductor, de

5 modo que con esta medida no van acompañadas limitaciones de confort esenciales. Por otro lado, la apertura inmediata del embrague de fricción asociado a la relación de marcha fuente posibilita que la velocidad de giro del motor de accionamiento pueda ascender de forma inmediata para obtener una velocidad de giro apropiada para una relación de marcha siguiente (por ejemplo, una relación de marcha intermedia o una relación de marcha interina). En este caso la adaptación de la velocidad de giro del motor de accionamiento se puede realizar preferentemente mediante una regulación de la velocidad de giro del motor de accionamiento o regulación del par de fuerzas del motor de accionamiento.

10 Bajo una apertura inmediata del embrague de fricción asociado a la relación de marcha fuente se entiende en particular que este embrague de fricción se abre completamente y/o lo más rápido posible, de modo que no se espera hasta que la velocidad de giro del motor de accionamiento ha alcanzado una velocidad de giro apropiada para una relación de marcha directamente subsiguiente.

15 Mediante la medida de abrir inmediatamente el embrague de fricción de la relación de marcha fuente después de la detección de un deseo de cambio para una reducción de marcha múltiple, se puede obtener una ventaja de tiempo considerable respecto a las reducciones de marcha múltiples convencionales que se realizan de forma puramente secuencial. El tiempo hasta que se ha establecido la relación de marcha objetivo se puede reducir, por ejemplo, de aproximadamente 2,5 s a menos de 1,5 s.

20 El objetivo se consigue por consiguiente completamente.

25 Según una forma de realización preferida, antes de la transferencia de potencia a través de la relación de marcha intermedia se usa una relación de marcha interina para la transferencia de potencia a través de la rama de transferencia de potencia asociado a la relación de marcha interina, en donde la transición de la relación de marcha interina a la relación de marcha intermedia se realiza mediante actuación superpuesta de los embragues de fricción.

30 Mientras que la relación de marcha intermedia es en consecuencia una relación de marcha directamente adyacente a la relación de marcha objetivo, es decir, está dispuesta en una transmisión parcial diferente que relación de marcha objetivo, la relación de marcha interina se le asocia preferentemente a la misma transmisión parcial que la relación de marcha objetivo.

35 En una variante se puede asumir una caída de la fuerza de tracción más prolongada después de la apertura del embrague de fricción de la relación de marcha fuente, a fin de establecer entonces como relación de marcha siguiente directamente la relación de marcha intermedia que es adyacente a la relación de marcha objetivo, desde cuyo estado se establece luego la relación de marcha objetivo mediante actuación superpuesta de los embragues de fricción.

40 En otra variante, después de la apertura del embrague de fricción asociado a la relación de marcha fuente se establece en primer lugar la relación de marcha interina, si ésta todavía no estaba establecida, y se transfiere la potencia a través de la rama de transferencia de potencia que está asociada a relación de marcha interina. Partiendo de ello, luego usualmente mediante actuación superpuesta de los embragues de fricción sin caída de la fuerza de tracción se transmite la transferencia de potencia a la otra rama de transferencia de potencia que está asociado a la relación de marcha intermedia. Partiendo de ello, luego la potencia se transmite a la rama de transferencia de potencia asociado a la relación de marcha objetivo (mediante actuación superpuesta de los embragues de fricción), con lo que se termina el método de control ya que la relación de marcha objetivo se usa para la transferencia de potencia después de una reducción de marcha múltiple.

45 Cuando la potencia se transfiere a través de la relación de marcha intermedia, el embrague de fricción asociado a la relación de marcha intermedia se cierra usualmente completamente.

50 Lo mismo también es posible cuando la potencia se transfiere a través de la relación de marcha interina.

55 No obstante, dado que la relación de marcha interina se usa en general directamente a continuación de la relación de marcha fuente para la transferencia de potencia, en este caso es preferible no cerrar completamente el embrague de fricción asociado a la relación de marcha interina. Esto conduce a que la velocidad de giro del motor de accionamiento se puede llevar más rápidamente a una velocidad de giro objetivo, que está adaptada a la relación de marcha intermedia o la relación de marcha objetivo.

60 Una parte del momento de accionamiento no se usa en este caso a saber para la transferencia del momento de giro a través de la rama de transferencia de potencia asociado a la relación de marcha interina, sino para revolucionar el motor de accionamiento

En general es posible que el método de control se realice en un funcionamiento de empuje, por ejemplo en el caso de un fuerte proceso de frenado.

65 No obstante, de forma especialmente preferida la reducción de marcha múltiple se realiza bajo tracción.

Una reducción de marcha múltiple bajo tracción se comienza usualmente al pisar fuertemente el pedal del acelerador, por ejemplo un kick-down, dado que el conductor requiere de este modo más momento de accionamiento para la aceleración, lo que ocurrir en particular en un conducción en una relación de marcha fuente elevada con velocidades relativamente bajas, para iniciar por ejemplo una maniobra de adelantamiento o similares.

En general es posible que la transmisión de doble embrague presente dos cilindros selectores, que están asociados respectivamente a una de las dos transmisiones parciales de la transmisión de doble embrague.

No obstante, preferentemente la transmisión de doble embrague presenta un único cilindro selector para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la primera y de la segunda transmisión parcial.

En esta forma de realización, que supone normalmente un cambio puramente secuencial, mediante apertura inmediata del embrague de fricción asociado a la marcha fuente se puede realizar un establecimiento claramente más rápido de la relación de marcha objetivo, en donde entre la relación de marcha fuente y la relación de marcha objetivo están dispuestas al menos una, en particular dos relaciones de marcha.

Además, en el método de control según la invención, se implementa preferentemente al menos una de las siguientes características. Mientras que el cilindro selector realiza una o varias reducciones de marcha, el tiempo de cierre del embrague de fricción asociado a la relación de marcha fuente se puede acortar fuertemente, mientras que el otro embrague de fricción puede permanecer más tiempo en deslizamiento. Mientras tanto el cilindro selector sigue girando preferentemente tan rápido como sea posible para llegar a las marchas inferiores. Además, en este caso la velocidad e giro del motor se adapta preferentemente respectivamente a la velocidad de giro de la relación de marcha interina y/o la relación de marcha intermedia, a fin de posibilitar al menos una sincronización sin dificultades en las marchas inferiores. Al menos durante una parte de todas las reducciones de marcha no se transfiere una fuerza de tracción, dado que se espera al alcanzar una velocidad de giro objetivo del motor de accionamiento y/o a la realización de una sincronización.

El método según la invención se utiliza en general en conexión con un tren de accionamiento que presenta una transmisión de doble embrague. No obstante, el tren de accionamiento también puede presentar una caja de cambios automatizada (AMT), en la que entre un motor de accionamiento y una transmisión sólo está dispuesto un único embrague y en el que la transmisión presenta una multiplicidad de relaciones de marcha que, no obstante, no están divididas sobre la transmisión parcial. La transmisión escalonada presenta en este caso sólo un árbol de entrada y un árbol de salida, en donde el árbol de entrada está conectado con un elemento de salida del embrague de fricción individual.

Además, es ventajoso que durante la transferencia de potencia a través de las ramas de transferencia de potencia ya se realice, durante la sincronización a una relación de marcha siguiente, un llenado del embrague de fricción a cerrar como siguiente. En otras palabras el embrague de fricción como siguiente ya se llena antes de la apertura del embrague de fricción usado actualmente para la transferencia de potencia, en tanto que se ha alcanzado su punto de intervención (kisspoint). De este modo, después de una apertura del embrague de fricción utilizado actualmente para la transferencia de potencia se puede cerrar más rápidamente el embrague de fricción a utilizar como siguiente para la transferencia de potencia. En otras palabras, se puede iniciar una actuación superpuestas de los embragues de fricción lo antes posible, después de que ha tenido lugar una sincronización a la relación de marcha siguiente.

La invención se puede aplicar en particular luego cuando el tren de accionamiento presenta una transmisión de doble embrague con más de cinco relaciones de marcha hacia adelante, en particular más de seis relaciones de marcha hacia delante, dado que esto puede conducir a tiempos de cambio totales claramente prolongados en particular en el caso de una transmisión de doble embrague activada con un cilindro selector individual.

Sin embargo, el método según la invención se puede utilizar no sólo en transmisiones de doble embrague actuadas mediante cilindro selector, sino también en transmisiones de doble embrague cuyo dispositivo actuador de cambio presente, por ejemplo, cilindros selectores hidráulicos o similares y en consecuencia en general fuesen posibles reducciones de marcha múltiples directas.

Se entiende que las características mencionadas anteriormente y todavía a explicar a continuación se pueden aplicar no sólo en la respectiva combinación indicada, sino también en otras combinaciones o por sí mismas, sin abandonar el marco de la presente invención.

Ejemplos de realización de la invención están representados en el dibujo y se explican más en detalle en la descripción siguiente. Muestran:

La Figura 1, una representación esquemática de una forma de realización de un tren de accionamiento según la invención;
la Figura 2, una representación esquemática en forma de un diagrama de desarrollo temporal en una forma de realización de un método de control según la invención; y

la Figura 3, una representación conforme a la Figura 2 en forma de un diagrama de desarrollo temporal en otra forma de realización de un método de control según la invención.

5 La Figura 1 muestra de forma esquemática un tren de accionamiento para un automóvil para un coche de pasajeros, en donde el tren de accionamiento está designado en general con 10. El tren de accionamiento 10 contiene un motor de accionamiento 12, como un motor de combustión interna o una unidad de accionamiento híbrida, una transmisión de doble embrague 14, así como un diferencial 16, mediante el que la potencia de accionamiento se puede repartir en las ruedas accionadas 18L, 18R del automóvil.

10 La transmisión de doble embrague 14 presenta un embrague por fricción 20 y una primera transmisión parcial 22, que forman una primera rama de transferencia de potencia 24. La primera transmisión parcial 24 contiene las relaciones de marcha hacia delante 1, 3, 5, 7. Además, la transmisión de doble embrague 14 presenta un segundo embrague de fricción 26 y una segunda transmisión parcial 28, que forman una segunda rama de transferencia de potencia 30. La segunda transmisión parcial 28 presenta las relaciones de marcha hacia delante pares 2, 4, 6 y eventualmente 8, y también presenta en cuestión preferentemente una relación de marcha hacia atrás R.

15 Además, la transmisión de doble embrague 14 contiene un dispositivo actuador de embrague 34 con un primer actuador de embrague 36 y un segundo actuador de embrague 38. Los actuadores de embrague 36, 38 se excitan por un dispositivo de control 40 y sirven para abrir, cerrar los embragues de fricción 20, 26, o llevarlos a un estado de deslizamiento. Los actuadores de embrague 36, 38 pueden ser actuadores hidráulicos o electromecánicos.

20 Además, la transmisión de doble embrague 14 presenta un dispositivo actuador de cambio 42 para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la transmisión de doble embrague 14. El dispositivo actuador de cambio 42 contiene un único cilindro selector 44 que está accionado por un motor eléctrico 46.

25 El cilindro selector 44 sirve para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la primera transmisión parcial 22 y para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la segunda transmisión parcial 28.

30 El cilindro selector 44 presenta en este caso contornos de cambio no dibujados más en detalle, y las relaciones de marcha a excitar con ello están dispuestas de forma distribuida en el cilindro selector 44 en la dirección circunferencial.

35 Además, la Figura 1 muestra que el dispositivo de control 40 recibe una señal de un pedal del acelerador 60, así como de un pedal de freno 62. Para ello al pedal del acelerador 60 y al pedal de freno 62 se les asocian sensores apropiados, como por ejemplo sensores de desplazamiento que miden el recorrido s del pedal del acelerador 60 y se lo transmiten al dispositivo de control 40.

40 El tren de accionamiento 10 se hace funcionar usualmente de un modo y manera convencionales. Es decir, la potencia de accionamiento se transfiere respectivamente a través de una rama de transferencia de potencia 24 ó 30. En la otra rama de transferencia de potencia se preselecciona una relación de marcha. La potencia de accionamiento se puede transmitir luego a la otra rama de transferencia de potencia, en tanto que los embragues de fricción 20, 26 se actúen de un modo y manera superpuestos, de modo que se pueden realizar cambios de marcha sin caída de la fuerza de tracción.

45 En transmisiones de doble embrague, cuyo dispositivo actuador de cambio presenta un único cilindro selector, las reducciones de marcha múltiples, tal y como se desencadenan por ejemplo en la transmisión de doble embrague convencional mediante un así denominado kick-down, pueden necesitar un tiempo proporcionalmente largo.

50 En cuestión para reducciones de marcha múltiples se propone abrir inmediatamente el embrague de fricción de la relación de marcha fuente, que está asociado a la transmisión parcial de la relación de marcha fuente, en el que está establecida la relación de marcha fuente, después de que se ha recibido un deseo de cambio para la reducción de marcha múltiple. En este caso se asume eventualmente una interrupción de la fuerza de tracción. A continuación se usa al menos una relación de marcha intermedia para la transferencia de potencia a través de una rama de transferencia de potencia de la relación de marcha intermedia asociada a la relación de marcha intermedia, en donde la relación de marcha intermedia está asociada a una transmisión parcial diferente que la relación de marcha objetivo y está adyacente a la relación de marcha objetivo. Finalmente se establece la relación de marcha objetivo y los embragues de fricción se actúan de forma superpuesta, en donde se cierra el embrague de fricción asociado a la relación de marcha objetivo.

55 Ejemplos de métodos de este tipo están representados en las figuras 2 y 3. Las figuras 2 y 3 son respectivamente diagramas de desarrollo temporal, que muestran las siguientes magnitudes de estado del tren de accionamiento:

60 n_M Motor de accionamiento de la velocidad de giro 12

φ_{44} Posición de giro del cilindro selector 44

65 n_{22} Velocidad de giro de entrada de la transmisión parcial 22 con las relaciones de marcha impares

ES 2 621 262 T3

n_{28}	Velocidad de giro de entrada de la transmisión parcial 28 con las relaciones de marcha pares
T_{20}	Par de fuerzas del primer embrague de fricción 20 que está asociado a las relaciones de marcha impares
5	T_{26} Par de fuerzas del primer embrague de fricción 26 que está asociado a las relaciones de marcha pares
	T_{18} Par de fuerzas en las ruedas accionadas 18
10	GS Relación de marcha activa en el árbol secundario 18

El diagrama de desarrollo temporal de la Figura 2 muestra en el lado izquierdo la velocidad de giro (en rpm) y el par de fuerzas de rueda (en Nm). En el lado derecha están representados el par de fuerzas de los embragues de fricción (en Nm), la posición de cambio (en grados). Aunque en la siguiente descripción se hace referencia a valores numéricos, no obstante, esto no se debe entender de forma limitante.

El método de la Figura 2 parte de un estado en el que se ha establecido una relación de marcha fuente elevada, aquí por ejemplo la relación de marcha fuente 6. Además, se muestra que el embrague de fricción 26 asociado a la relación de marcha elevada 6 está cerrado ($T_{26} = 150$). El otro embrague de fricción 20 está abierto ($T_{20} = 0$). En la entrada de la segunda transmisión parcial 28 se aplica una velocidad de giro de 1500, que es igual a la velocidad de giro n_M del motor de accionamiento. La velocidad de giro de entrada n_{22} de la otra transmisión parcial se deduce de que en la otra transmisión parcial ya se ha establecido una relación de marcha más baja (aquí relación de marcha 5) ($n_{22} = 2100$).

En la salida de fuerza actúa en consecuencia la relación de marcha fuente 6 ($GS = 6$). El cilindro selector 44 tiene una posición asociada a la relación de marcha 6, en la que simultáneamente está establecida la siguiente relación de marcha 5 ($\varphi_{44} = 4200$).

Partiendo de este estado, que se muestra en t_0 , se obtiene un deseo de cambio para una reducción de marcha múltiple a una relación de marcha objetivo más baja, aquí la relación de marcha objetivo 3.

Tras recibir este deseo de cambio (por ejemplo en el dispositivo de control 40 debido a una actuación del pedal del acelerador 60 o del pedal de freno 62) se abre inmediatamente el embrague de fricción 26 asociado a la relación de marcha fuente 6, y a saber en t_1 . Esto conduce a que debido al momento de tracción requerido asciende fuertemente la velocidad de giro n_M del motor de accionamiento 12 (desde t_1). En paralelo a ello el primer embrague de fricción 20 se llena previamente, es decir, se llena en tanto que está próximo a su punto de intervención o sobre el punto de intervención ($T_{20} =$ diferente de 0 y \leq por ejemplo 20 Nm).

Desde t_1 desciende en consecuencia el par de fuerzas T_{18} a disposición en la salida de fuerza, hasta 0 en un instante t_2 , en el que el embrague de fricción 26 está completamente abierto. En un intervalo de tiempo siguiente hasta t_3 no se transmite ningún momento sobre la salida de fuerza del tren de accionamiento ($T_{18} = 0$). Aquí se produce en consecuencia una interrupción de la fuerza de tracción. Desde t_3 la velocidad de giro n_M del motor de accionamiento ha ascendido hasta que se puede cerrar el primer embrague de fricción 20. Este embrague de fricción 20 se cierra hasta el instante t_4 , no obstante, no completamente, de modo que $T_{20}(t_4) <$ como $T_{26}(t_0)$. Este cierre no completo del primer embrague de fricción 20 conduce a que la velocidad de giro del motor n_M puede ascender más rápidamente. Sin embargo, durante la fase de t_4 a t_5 se transfiere un par de fuerzas a través de la relación de marcha 5 (= relación de marcha interina), de modo que en el rango de t_4 a t_5 se aplica un par de fuerzas T_{18} de aproximadamente 500 Nm en la salida de fuerza. Durante el tiempo entre t_4 y t_5 se sigue girando el cilindro selector y se sincroniza la nueva relación de marcha, de modo que desde un instante entre t_4 y t_5 están establecidas simultáneamente las relaciones de marcha 5 y 4.

Desde el instante t_5 se establece la actuación superpuesta de los embragues de fricción 20, 26, en la que el primer embrague de fricción 20 se abre y el segundo embrague de fricción 26 se cierra de nuevo, de modo que tiene lugar la superposición aproximadamente en el instante t_6 y en el instante t_7 la relación de marcha efectiva en la salida de fuerza es la relación de marcha 4 ($GS = 4$). Además, desde este instante se da un par T_{18} sobre la salida de fuerza, que es mayor que el momento transferido en último término (aquí a modo de ejemplo 1100 Nm). El segundo embrague de fricción 26 se cierra completamente en este caso de nuevo (por ejemplo de t_8 a t_{10}).

La relación de marcha 4 activa en el instante de t_7 a t_{10} es una relación de marcha intermedia.

En el instante entremedio (por ejemplo en t_9) tiene lugar una sincronización de la relación de marcha objetivo, en tanto que el cilindro selector se sigue girando y se realiza la sincronización de la relación de marcha objetivo mediante alimentación de corriente correspondiente de un motor eléctrico que acciona el cilindro selector 44. Poco después de t_9 se realiza de nuevo un llenado previo del primer embrague de fricción, de modo que tiene lugar una actuación superpuesta de los embragues de fricción 20, 26 en un instante de t_{10} a t_{11} . Desde t_{11} se ha establecido la relación de marcha objetivo y en la salida de fuerza está a disposición un par de fuerzas elevado ($t_8 = 1700$ Nm).

La sincronización de la relación de marcha objetivo tiene lugar, según se ha dicho, aproximadamente en t_9 , de modo que

en este instante asciende la velocidad de giro n_{22} de la primera transmisión parcial, y a saber hasta que es igual a la velocidad de giro de accionamiento n_M , lo que es condición previa para la actuación superpuesta subsiguiente de los embragues de fricción 20, 26.

5 En la Figura 3 se muestra una forma de realización alternativa, que respecto al desarrollo se corresponde ampliamente con la forma de realización de la Figura 2.

10 No obstante, en el desarrollo de la Figura 3 se omite el establecimiento de la relación de marcha interina 5 y el uso de la relación de marcha interina a través de la rama de transferencia de potencia asociada, de modo que durante un instante más prolongado (aproximadamente de t_2' a t_7') no está a disposición un par de fuerzas en la salida de fuerza ($T_{18} = 0$). Los desarrollos restantes se corresponden con aquellos de la forma de realización de la Figura 2, en donde los instantes correspondientes están caracterizados así como en la forma de realización de la Figura 2. En este caso se muestra que ya en un instante t_9' se sincroniza la relación de marcha objetivo, lo que puede ser todavía antes que en la forma de realización de la Figura 2, de modo que pese a la caída de la fuerza de tracción relativamente larga de t_2' a t_9' se puede
15 realizar el establecimiento de la relación de marcha objetivo 3 en un tiempo muy corto.

REIVINDICACIONES

1.- Método para el control de un tren de accionamiento (10) de un automóvil, que presenta un motor de accionamiento (12) y una transmisión de doble embrague (14), en donde la transmisión de doble embrague (14) presenta un primer embrague de fricción (20) y un segundo embrague de fricción (26), así como una primera transmisión parcial (22) y una segunda transmisión parcial (28), a fin de establecer una primera rama de transferencia de potencia (24) y una segunda rama de transferencia de potencia (30), en donde la transmisión de doble embrague (14) presenta un dispositivo actuador de embrague (34) para la actuación de los embragues de fricción (20, 26), así como un dispositivo actuador de cambio (42) para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha (1-7, R) de la transmisión de doble embrague (14), con las siguientes etapas, partiendo de una circulación del automóvil en una relación de marcha fuente elevada (6), para la realización de una reducción de marcha múltiple a una relación de marcha objetivo baja (3):

- apertura inmediata del embrague de fricción (26) de la relación de marcha fuente, que está asociado a la transmisión parcial (28) de la relación de marcha fuente, en el que está establecida la relación de marcha fuente (6), después de que se ha recibido un deseo de cambio para la reducción de marcha múltiple,
- uso al menos de una relación de marcha intermedia (4) para la transferencia de potencia a través de una rama de transferencia de potencia (24) de la relación de marcha intermedia asociada a la relación de marcha intermedia (4), en donde la relación de marcha intermedia (4) está asociada a una transmisión parcial diferente que la relación de marcha objetivo (3) y está adyacente a la relación de marcha objetivo (3), y
- establecimiento de la relación de marcha objetivo (3), así como actuación superpuesta de los embragues de fricción (20, 26), en donde se cierra el embrague de fricción (20) asociado a la relación de marcha objetivo (3),

caracterizado por que
la apertura del embrague de fricción (26) de la relación de marcha fuente se realiza sin cerrar inmediatamente el embrague de fricción (20) de la relación de marcha intermedia.

2.- Método de control según la reivindicación 1, **caracterizado por que** antes de la transferencia de potencia a través de la relación de marcha intermedia (4) se usa una relación de marcha interina (5) para la transferencia de potencia a través de la rama de transferencia de potencia (24) asociada a la relación de marcha interina (5), en donde la transición de la relación de marcha interina (5) a la relación de marcha intermedia (4) se realiza mediante actuación superpuesta de los embragues de fricción (20, 26).

3.- Método de control según la reivindicación 2, **caracterizado por que** el embrague de fricción (20) asociado a la relación de marcha interina (5) no se cierra completamente en la transferencia de potencia a través de la rama de transferencia de potencia (24) asociada a la relación de marcha interina (5).

4.- Método de control según una de las reivindicaciones 1 – 3, **caracterizado por que** la reducción de marcha múltiple se realiza bajo tracción.

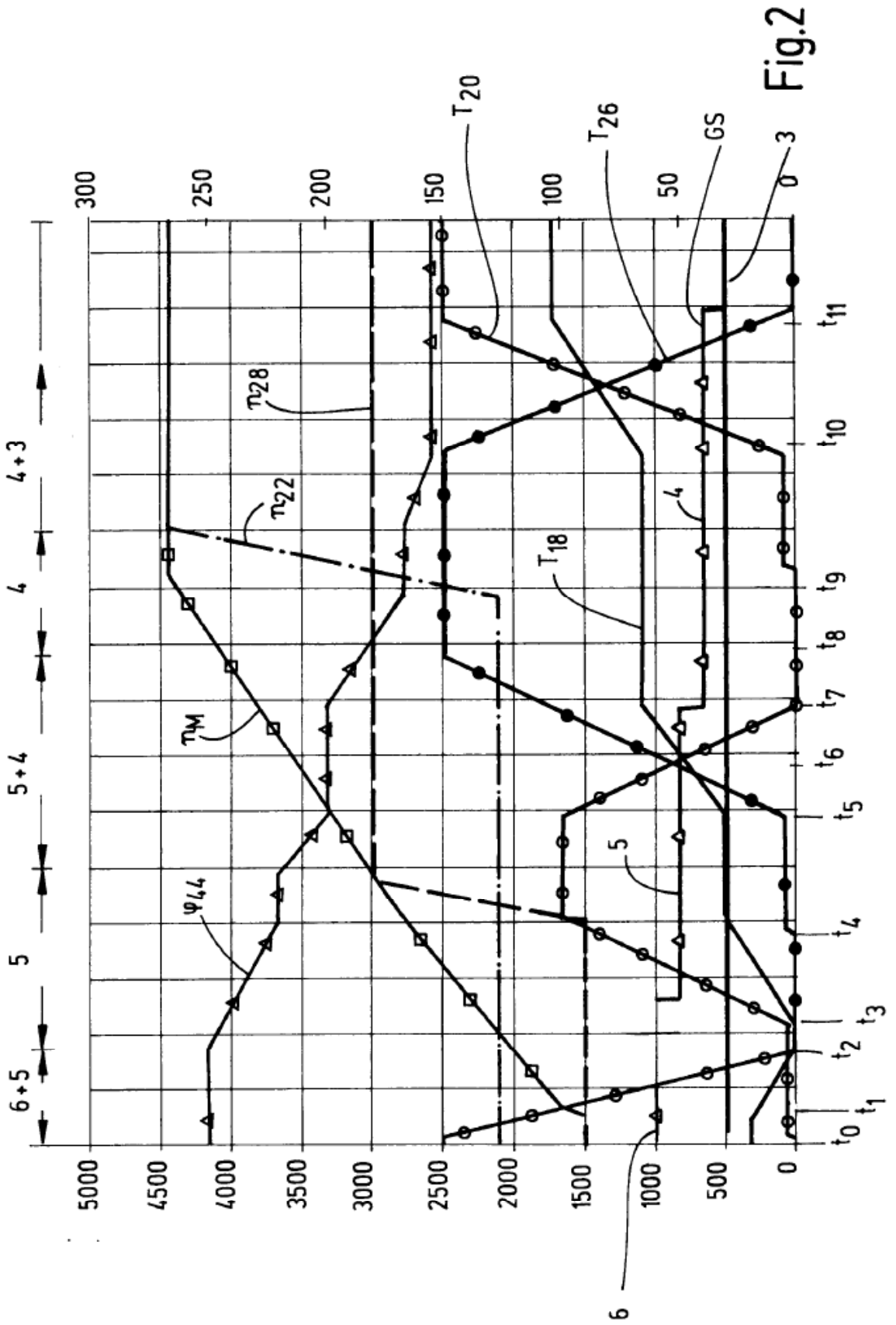
5.- Método de control según una de las reivindicaciones 1 – 4, **caracterizado por que** la transmisión de doble embrague (14) presenta un único cilindro selector (44) para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha de la primera y de la segunda transmisión parcial (22, 28).

6.- Tren de accionamiento (10) para un automóvil, que presenta un motor de accionamiento (12) y una transmisión de doble embrague (14), en donde la transmisión de doble embrague (14) presenta un primer embrague de fricción (20) y un segundo embrague de fricción (26), así como una primera transmisión parcial (22) y una segunda transmisión parcial (28), a fin de establecer una primera rama de transferencia de potencia (24) y una segunda rama de transferencia de potencia (30), en donde la transmisión de doble embrague (14) presenta un dispositivo actuador de embrague (34) para la actuación de los embragues de fricción (20, 26), así como un dispositivo actuador de cambio (42) para el establecimiento y liberación de las relaciones de marcha (1-7, R) de la transmisión de doble embrague (14); con un dispositivo de control (40) que está configurado y establecido para realizar un método para el control del tren de accionamiento (10) con las siguientes etapas, partiendo de una circulación del automóvil en una relación de marcha fuente elevada (6), para la realización de una reducción de marcha múltiple a una relación de marcha objetivo baja (3):

- apertura inmediata del embrague de fricción (26) de la relación de marcha fuente, que está asociado a la transmisión parcial (28) de la relación de marcha fuente, en el que está establecida la relación de marcha fuente (6), después de que se ha recibido un deseo de cambio para la bajada de marcha múltiple,
- uso al menos de una relación de marcha intermedia (4) para la transferencia de potencia a través de una rama de transferencia de potencia (24) de la relación de marcha intermedia asociada a la relación de marcha intermedia (4), en donde la relación de marcha intermedia (4) está asociada a una transmisión parcial diferente que la relación de marcha objetivo (3) y está adyacente a la relación de marcha objetivo (3), y
- establecimiento de la relación de marcha objetivo (3), así como actuación superpuesta de los embragues de fricción (20, 26), en donde se cierra el embrague de fricción (20) asociado a la relación de marcha objetivo (3),

caracterizado porque

el dispositivo de control (40) está configurado y establecido para abrir el embrague de fricción (26) de la relación de marcha fuente sin cerrar inmediatamente el embrague de fricción (20) de la relación de marcha intermedia.



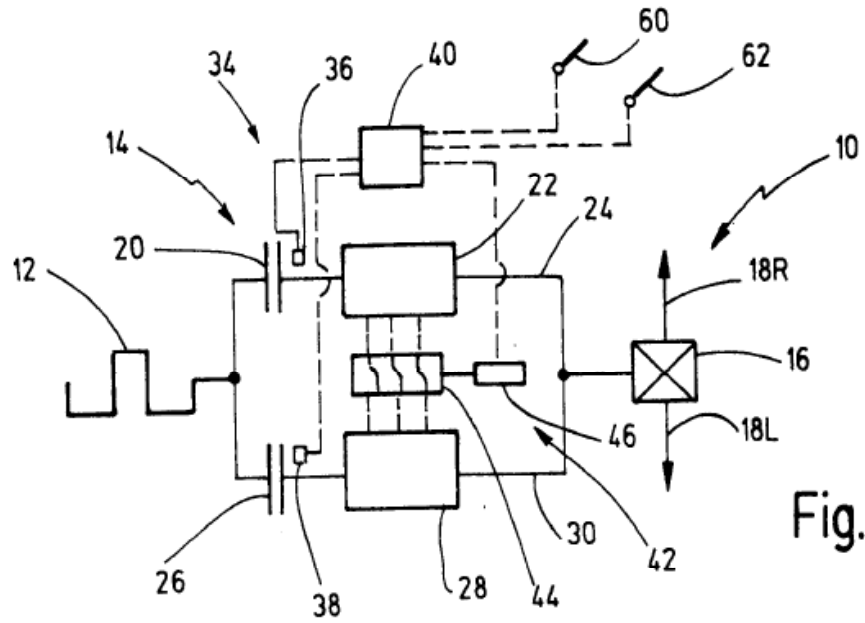


Fig.1

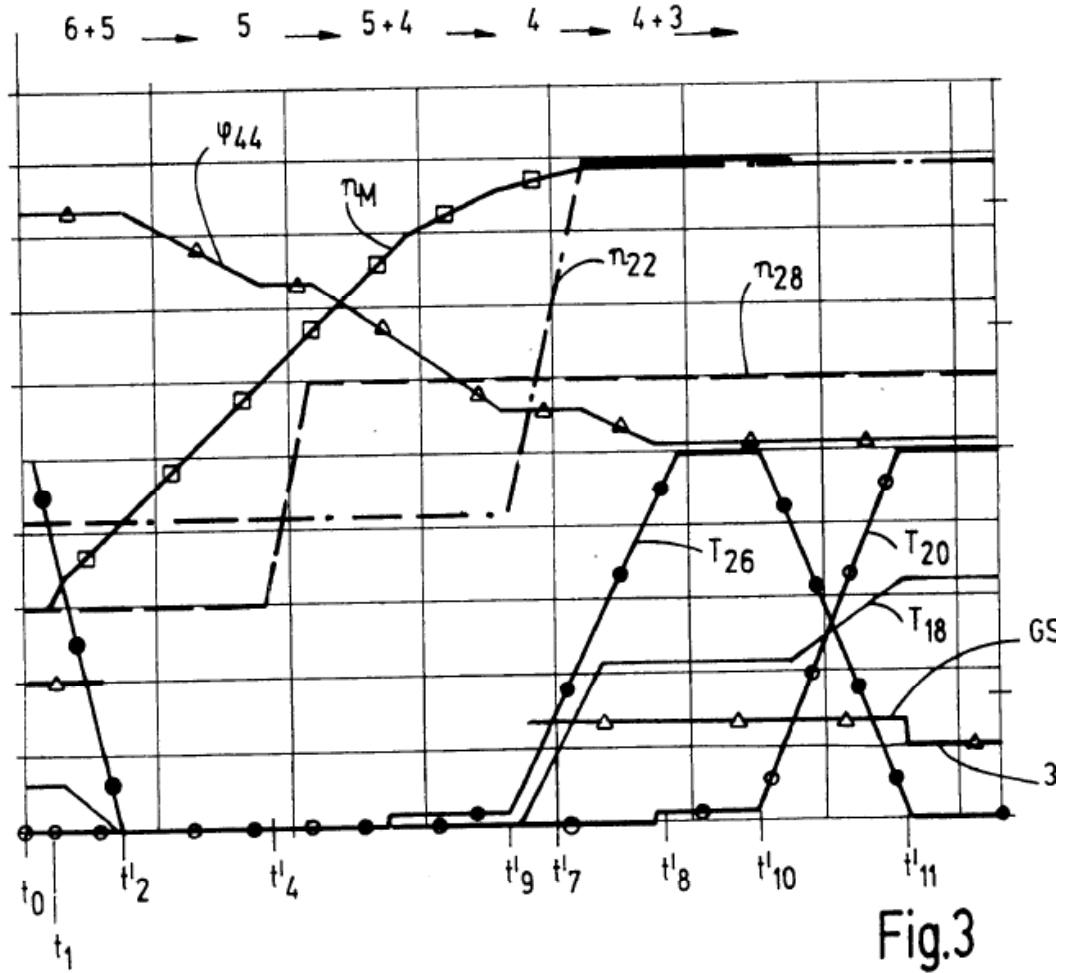


Fig.3