

253502

253502

P - 18.947

A 2060

Differentialwandler"



253502

MEMORIA DESCRIPTIVA

para solicitar

P A T E N T E D E I N V E N C I O N

e n

E S P A Ñ A

por VEINTE años

a nombre de J. M. VOITH G.m.b.H., entidad alemana, establecida en Heidenheim, Brenz, Alemania, por

"UN MECANISMO DE CAMBIO AUTOMATICO PARA VEHICULOS".-

Para el accionamiento de automóviles se han sugerido cambios de velocidades hidráulicos compuestos de un convertidor y de un embrague hidráulico, o también de varios circuitos hidráulicos, a los cuales va subordinado un engranaje planetario de tal modo, que según sea el oportuno estado de régimen, la potencia motriz sea transmitida por vía hidráulica, o en parte hidráulica y, en parte, mecánica, o también por vía puramente mecánica. En particular se ha sugerido también el disponer el engranaje de ruedas planetarias de tal modo que una de sus partes principales esté unida al eje motor, otra con el rodete de la bomba del cam-

5

10

25 35 02



bio hidráulico y la tercera, con su rodete de turbina. Con semejante cambio de velocidades divisor de potencia se puede transmitir primeramente la potencia motriz por vía puramente hidráulica al arrancar, es decir con el eje movido en reposo, en tanto que con un número creciente de revoluciones inducidas se transmite a la rama mecánica una parte cada vez mayor de la potencia de accionamiento.

En semejantes cambios de velocidades, otras soluciones previenen el interrumpir desde un punto de régimen apropiado la transmisión de fuerza en uno de ambos trayectos de fuerza, de modo que toda potencia se transmita entonces únicamente a través del otro trayecto de fuerza que, de paso, es multiplicado al mismo tiempo de preferencia a una velocidad rápida. Como medios para ello se pueden emplear embragues o frenos conectados arbitraria o automáticamente. Para desconectar la rama hidráulica de potencia se puede proceder también al vaciado del circuito hidráulico o a aflojar una o varias de las ruedas de álabes. En una forma particularmente conveniente, y según una sugerencia en si ya conocida para la interrupción de uno de los ramales de potencia, se frena fijamente una parte del engranaje planetario distribuidor y, por lo mismo, se multiplica al mismo tiempo otro ramal de potencia a una velocidad rápida y, además, si es necesario, se vacía el circuito hidráulico o se le neutraliza aflojando algunas ruedas de álabes.

Aún cuando estas soluciones fueron sugeridas en múltiples variaciones y aparecieron publicadas principalmente en la bibliografía americana de patentes, no se ha conocido todavía ninguna ejecución práctica de esta clase, por lo que hay que deducir que unas condiciones generales de funcionamiento favorables se dan únicamente ateniéndose a unas estipulaciones muy determinadas en

253502



lo que respecta al engranaje distribuidor y a la caracterís-  
tica del convertidor hidráulico utilizado. En semejantes com-  
binaciones de un convertidor hidráulico con un engranaje pla-  
netario divisor de la potencia se cambian muy sensiblemente las  
5 propiedades y características del convertidor - las cuales pue-  
den ser muy distintas según sea el sistema de álabes y la eje-  
cución - según sea la concepción del engranaje distribuidor. De  
aquéllas dependen también los estados de régimen después de la  
interrupción de uno de los ramales de potencia, por ejemplo, en  
10 la marcha rápida hidráulica o mecánica. Sin embargo, sólo se ob-  
tienen ventajosos diagramas de marcha cuando los respectivos es-  
tados de régimen pueden ser favorablemente adaptados unos a otros,  
o bien cuando los mismos se complementan en forma apropiada.

Así pues, es importante que la transmisión del engranaje  
15 distribuidor esté elegida con respecto a los datos del converti-  
dor, de tal modo que el propio estado de régimen hidráulico-me-  
cánico combinado resultante de esta manera llegue a ser de una  
calidad óptima y que se complemente lo más favorablemente posi-  
ble con la marcha rápida mecánica o hidráulica subsiguiente, o  
20 bien con una eventual marcha directa mecánica o hidráulica.

El invento se ocupa de una combinación de esta clase de  
un engranaje de ruedas planetarias que sirve de engranaje divi-  
sor de potencia con un convertidor hidráulico y un dispositivo  
para desconectar el ramal mecánico o hidráulico de potencia con  
25 multiplicación simultánea a la marcha rápida del otro ramal de  
fuerza que queda en servicio, y expone a este respecto la teo-  
ría de como tienen que estar armonizados entre si el mecanismo  
distribuidor y el convertidor, para que resulten condiciones ge-  
nerales favorables.

30 Para enjuiciar el efecto del engranaje distribuidor, hay

25 3502



que fijar su relación de transmisión en un determinado estado de régimen. En lo sucesivo, por relación de transmisión  $u$  del engranaje distribuidor se debe entender la relación negativa del número de revoluciones del eje movido  $n_2$  y eje  $n_p$  del rodete de la bomba con el eje motor detenido. Por lo tanto debe ser:

$u = - \frac{n_2}{n_p}$ . En el ejemplo de ejecución que se explica más adelante con mayor detalle en la Fig 1,  $u$  es por lo tanto igual a la relación negativa del número de revoluciones de la rueda solar 4 con respecto al número de revoluciones de la rueda exterior 3 dentada interiormente, en la Fig 4,  $u$  es igual a la relación negativa del número de revoluciones del eje movido 17 con respecto al número de revoluciones del eje 21 del rodete de la bomba, en ambos casos dando por supuesto que el eje motor está parado.

La Fig 2 muestra la forma en que las características de un convertidor hidráulico, a las que se supone conocidas, son variadas por un engranaje planetario distribuidor de esta clase, en donde los valores con el índice  $w$  se refieren al convertidor solo, y los valores sin índice, a la combinación. En el eje de abscisas está registrada la relación del número de revoluciones de la turbina a número de revoluciones de la bomba del convertidor solo  $\psi_w = n_{2w}/n_{1w}$ , o bien el número de revoluciones inducido con respecto al número de revoluciones motor de la combinación  $\psi = n_2/n_1$ . El valor  $K_w$  o bien  $K$  registrado como ordenada denota la absorción específica de potencia del convertidor y de la combinación respectivamente, referido al diámetro de perfil  $I$  y al número de revoluciones motor  $I$ , y  $\eta_w$  o bien  $\eta$ , el rendimiento del convertidor y de la combinación respectivamente. Se reconoce, por ejemplo la forma en que es elevada y aplanada la línea de rendimiento, o bien como es modificada en una línea que asciende más o menos pronunciadamente, la línea  $K$  horizontal original a medi-



983502

da que disminuye la relación del número de revoluciones. Esto último origina una depresión muy deseable en determinados casos del número de revoluciones del motor en el arranque.

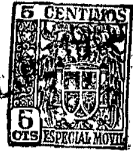
5 La medida de las variaciones de los valores característicos de un determinado convertidor por la combinación con el mecanismo planetario distribuidor, por ejemplo la pendiente de la línea K o el aumento del vértice de rendimiento, depende en gran modo de la relación de transmisión u del mecanismo planetario.

10 Por otra parte, u determina la relación de transmisión entre las revoluciones motrices y las revoluciones movidas en la marcha rápida mecánica o hidráulica subsiguiente. Si se quiere aprovechar la marcha rápida en forma conveniente, o alcanzar un curso a ser posible sin discontinuidades y sin escalonamientos de la línea de fuerza de tracción, entonces hay que elegir esta relación u con determinados datos del convertidor, dentro  
15 de límites completamente definidos.

Sin embargo, la influencia de la multiplicación del engranaje distribuidor es muy diferente, según sea la rapidez con que marche el convertidor. Por lo mismo esta última tiene que ser tomada en consideración al concebir un cambio de marchas según el principio expuesto más arriba. El convertidor hidráulico puede ca  
20 racterizarse con respecto a su rapidez de marcha o con respecto a su relación de transmisión interior o hidráulica, por la relación del número de revoluciones en la que alcanza su rendimiento óptimo, o sea para la que está construido (relación de revoluciones de construcción  $\psi_{wopt}$ ). Con miras a un aprovechamiento conveniente del vertice del rendimiento, un convertidor, como es sabido, no vuelve a ser desconectado ya al alcanzar su rendimiento óptimo, sino de ordinario solo al llegar a una velocidad que quede alre-  
25 dedor de un 20% por encima de la velocidad máxima. Por lo mis-  
30

253502

- 8 -



mo, para caracterizar el convertidor se puede recurrir también al valor de la relación del número de revoluciones en el punto de conmutación, o sea  $\psi_{wu}$ .

5 Según el invento la relación  $\frac{u}{wu}$  tiene que elegirse ahora aproximadamente entre 0,4 y 1.

Por consiguiente, para el mecanismo convertidor diferencial no se deben emplear conjuntamente mecanismos planetarios y convertidores multiplicados en cualquier forma deseada, más bien estos dos elementos del cambio deben estar armonizados entre sí según una relación especial, dentro de ciertos límites. De este modo se consiguen ventajosas relaciones generales, una depresión adecuada del número de revoluciones del motor en el arranque y, por lo tanto, elevados momentos de arranque, una curva de rendimiento completa con altos valores, tanto en la zona de arranque como a elevadas velocidades, así como un ventajoso escalonamiento entre la marcha hidromecánica con régimen divisor de potencia y con la marcha rápida subsiguiente, puramente hidráulica o puramente mecánica.

Según otra sugerencia del invento, en un mecanismo convertidor diferencial realizado según esta teoría con ramal de potencia desconectable mecánico o hidráulico, entre dos partes principales del engranaje planetario distribuidor debe ir situado un embrague acoplable arbitrariamente, y además se debe emplear un convertidor cuya relación de números de revoluciones de conmutación  $\psi_{wu}$  oscile alrededor de 0,3 a 0,5. De esta manera se consigue que, entre la marcha hidráulico-mecánica con división de potencia y la marcha rápida hidráulica o mecánica, exista todavía otra marcha directa mecánica escalonada ventajosamente. El embrague para el acoplamiento del engranaje planetario puede estar concebido en forma en sí ya conocida, como

253502



embrague de fricción o, también, como embrague de garras sín-  
crónico. Para la desconexión del convertidor, se le construye  
de modo que puede ser vaciado, o se le equipa con una rueda di-  
rectriz soltable, o bien con una caja de rueda directriz, que,  
5 en el trabajo normal del convertidor, es retenida por medio de  
un freno o a través de un trinquete de rueda libre. En lugar de  
una rueda libre hay que elegir un freno cuando, por ejemplo, hay  
que frenar también con el convertidor. Con esta disposición adi-  
cional se puede conseguir una tercera marcha de avance y una ter-  
10 cera marcha de frenado.

Según otra sugerencia del invento, para esta combinación  
"engranaje planetario divisor de potencia con posibilidad meca-  
nica de acoplamiento y convertidor hidráulico" se empleará un  
convertidor de rotor rápido, es decir, un convertidor con un  
15  $\eta_{wu} > 0,5$ , o sea un convertidor cuyo máximo de rendimiento se ha-  
lle a una elevada relación de números de revoluciones, y además,  
entre el mecanismo divisor de potencia y el rodete de la bomba  
del convertidor o entre el rodete de la turbina y el eje movido  
se intercalará una relación de transmisión a marcha lenta. Una  
20 forma de ejecución particularmente conveniente de semejante com-  
binación consiste en que la transmisión a la marcha lenta va si-  
tuada entre el rodete de la turbina y el eje movido y está con-  
cebida como engranaje planetario, cuya rueda solar está unida  
al rodete de la turbina del convertidor, y cuyo soporte de ruedas  
25 satélites va unido al eje movido, mientras que, por el contrario,  
la corona exterior está fijamente apoyada.

Según sea el valor de  $\frac{u}{\eta_{wu}}$  elegido dentro de los límites  
indicados, también es diversamente grande la depresión del mo-  
tor resultante. Siempre que está última alcance un valor dema-  
30 siado grande, se puede conseguir una disminución empleando, se-

3502



gún otra sugerencia del invento, un convertidor hidráulico con características crecientes de absorción de potencia, es decir, un convertidor que a número de revoluciones constante de accionamiento absorba más potencia cada vez a medida que aumenta el número de revoluciones movido. Con ello se puede mantener más pequeña en el punto de arranque la depresión del motor, a veces indeseable o demasiado grande.

Una ventajosa forma de ejecución del cambio de velocidades sugerido por el invento, consiste en que el engranaje planetario distribuidor es concebido como engranaje planetario de dos planos con soporte planetario susceptible de ser frenado y con dos coronas exteriores susceptibles de fijarse por frenado, de las cuales una rueda solar está unida con el eje del motor, y la segunda rueda solar con el eje movido, en tanto que una de las coronas exteriores ataca a través de una rueda libre sobre el rodete de la bomba del convertidor.

Siempre que para la interrupción del ramal hidráulico de potencia entre el rodete de la turbina del convertidor y el eje movido se emplee, en forma en sí ya conocida, una rueda libre, esta rueda libre puede estar concebida en forma susceptible de bloqueo, por ejemplo a modo de embrague bloqueable de rueda libre con garras, que en estado bloqueado pueda transmitir fuerza en ambas direcciones. De esta manera es factible frenar también con el convertidor, adicionalmente al frenado con el motor

En una configuración más del invento, para conseguir una marcha en vacío y una velocidad de retroceso, y especialmente cuando se trata de exigencias particularmente grandes, tales como las que se dan con frecuencia, por ejemplo, en los autobuses y camiones pesados, para conseguir otra velocidad muy desmultiplicada, al mecanismo de convertidor diferencial descrito



3502

hasta ahora, compuesto de engranaje distribuidor planetario y convertidor hidráulico, se le puede subordinar todavía un engranaje planetario de maniobra posterior, o un cambio de marchas a acoplar con embragues de láminas.

5 El invento está representado en el dibujo en varios ejemplos de ejecución.

La Fig 1 muestra esquemáticamente un ejemplo de ejecución de un cambio de velocidades compuesto de un engranaje planetario divisor de potencia y de un convertidor hidráulico.

10 La Fig 2 muestra las curvas características de un convertidor en comparación con las de un convertidor combinado con un engranaje divisor de potencia.

La Fig 3 muestra las curvas características correspondientes al cambio de velocidades según Fig 1.

15 La Fig 4 muestra en una representación más constructiva, otro ejemplo de ejecución con ramal de potencia hidráulico desconectable.

La Fig 5 muestra las curvas características de funcionamiento correspondientes a una ejecución según Fig 4.

20 La Fig 6 muestra una ejecución con engranaje planetario distribuidor acoplado, y con rodete de turbina del transformador mecánicamente desmutiplicado.

La Fig 7 muestra una ejecución con dos velocidades rápidas mecánicas adicionales; en las ejecuciones según las

25 Figs. 8, 9 y 10, el ramal de potencia mecánico es desconectable; en las

Figs. 11 y 12 están representados todavía dos ejemplos de ejecución con ramal de potencia hidráulico desconectable.

30 Para facilitar la comprensión y la comparación entre los respectivos ejemplos de ejecución, todos los mecanismos están

253502



representados de manera que queden, a la izquierda, el eje de accionamiento procedente del motor, y a la derecha, el eje movido. Según la Fig 1, con el eje motor 1 va unido el juego de ruedas planetarias 2, el cual engrana con la corona exterior 3 y con la rueda solar 4. La corona exterior 3 está unida al eje intermedio 5, el cual lleva un tambor de freno 6 y el rodete 7 de la bomba del convertidor. La rueda solar 4 está enchavetada en el eje movido 8, con el cual está unido además el rodete 9 de turbina del convertidor a través de un acoplamiento de rueda libre 10. Este acoplamiento de rueda libre está dispuesto de manera que pueda ser traspasado desde el rodete de la turbina hasta el eje movido y que desacople el rodete de la turbina al adelantarse el eje movido.

En el instante del arranque, están parados el eje movido 8 y, por consiguiente, la rueda solar 4; por lo mismo las ruedas planetarias 2 ruedan sobre la rueda solar y a través de la corona exterior 3 impulsan al rodete de bomba 7 a la marcha rápida con multiplicación. Debido al elevado número de revoluciones, adquiere un gran par de giro, y carga por lo mismo al motor de modo que durante el arranque, su número de revoluciones del mismo sea deprimido en la forma deseada. En este estado la potencia se transmite por vía puramente hidráulica. Bajo el efecto del par de giro ejercido por el rodete de la turbina y la rueda solar sobre el eje movido, éste empieza a girar y a moverse el vehículo. A medida que suben las revoluciones del eje movido o de la rueda solar aumenta la parte de potencia transmitida mecánicamente y disminuye la parte hidráulica, puesto que la multiplicación para el rodete de la bomba disminuye continuamente y, por lo tanto, el convertidor absorbe menos potencia. Al mismo tiempo se reduce con ello la carga del motor, por lo que el número de re-

25 3502



voluciones de éste aumenta paulatinamente hasta alcanzar su plena magnitud a una cierta velocidad de marcha, para lo cual está diseñado el convertidor (velocidad de conmutación). Pero en la misma medida en que disminuye la parte de potencia transmitida hidráulicamente a medida que crece la velocidad de marcha, en favor de la parte mecánica, aumenta también el rendimiento total de la transmisión frente al rendimiento hidráulico del convertidor.

Pero en el momento en que se rebasa el margen ventajoso del mecanismo diferencial, se aprieta el freno 11 y con ello se detienen la corona exterior 3 y el rodete de la bomba 7. Con esto, por una parte, la rueda solar es accionada con mayor velocidad, puesto que las ruedas planetarias ruedan por la corona exterior detenida y, además, el convertidor, sin que tuviese que ser vaciado, es desconectado totalmente, puesto que el rodete de la turbina también se suelta bajo el efecto de la rueda libre al adelantarse el eje movido. El freno 11 para el mecanismo distribuidor puede ser accionado automáticamente, por ejemplo en función del número de revoluciones del eje del cambio y de la posición de la palanca del combustible.

En la Fig 3 está reproducido el diagrama de marchas de este sencillo cambio de dos velocidades. En una representación sin dimensiones muestra aquél, registrado sobre la velocidad de marcha, el curso de la fuerza de tracción 12, el número de revoluciones del motor 13 y el rendimiento 14 de la transmisión, en lo cual se han despreciado las pérdidas mecánicas y las pérdidas de cualquier dispositivo auxiliar. Se ha registrado además la potencia motriz 13<sup>a</sup> y su distribución en el ramal mecánico y en el hidráulico. Con la velocidad máxima nominal, la fuerza de tracción y las revoluciones del motor así como la velocidad



de marcha se han anotado igual a 1.

En la Figura se aprecia que al arrancar con pleno gas se dispone de una fuerza de aproximadamente 4,1 veces mayor que en la velocidad nominal, lo que equivale aproximadamente a una multiplicación mecánica de 1:4,1. Aquí hay que tener particularmente en cuenta que esta fuerza de tracción, al contrario que en un accionamiento con cambio de velocidades de engranajes, existe verdaderamente y durante cualquier tiempo deseado. Los valores y relaciones conseguidos con ésto dependen ampliamente de la relación de transmisión elegida en el mecanismo distribuidor y de la calidad del convertidor.

Por lo general, estas propiedades de trabajo y potencia del mecanismo diferencial satisfacen las exigencias requeridas en un vehículo, siempre que con otras medidas, por ejemplo con la aplicación de un engranaje de manobra posterior, se procure una marcha en vacío y una velocidad de retroceso. Pero en los vehículos pesados se necesita todavía una velocidad de montaña o lenta fuertemente desmultiplicada. A continuación se describirá a base de las figuras 4 y 5 un cambio de velocidades de esta clase.

La Fig 4 muestra una sección longitudinal del cambio de velocidades y la Fig 5 sus curvas características de trabajo. El engranaje planetario divisor está construido en dos planos. La rueda solar grande 15 es accionada por el eje motor, y la rueda solar pequeña 16 monta en el eje 17 del engranaje. Con las ruedas solares engranan las ruedas satélites 18 y 19, las cuales están sostenidas por el porta-satélites 20. Este está concebido a modo de cárter giratorio con eje hueco 21 acoplado, sobre el que monta el rodete de bomba 22 del convertidor. Por medio de un freno 23 se puede parar el cárter del porta-



satélites junto con el rodete de bomba del convertidor. El rodete de turbina 24 está acoplado al eje del cambio de velocidades por medio de un acoplamiento de rueda libre 25. Con 26 se designa el aparato de guía doble, y con 27 una camisa doble para un líquido refrigerante.

Al eje del cambio de velocidades se une una combinación de ruedas satélites 28 en tres planos, la cual, según cual de los tres frenos 29, 30 y 31 esté apretado, facilita una velocidad normal ligeramente desmultiplicada, una velocidad de montaña o lenta muy desmultiplicada y una velocidad de retroceso, asimismo fuertemente desmultiplicada. Cuando los tres frenos están sueltos, queda interrumpida la unión entre el eje movido y el eje del mecanismo, o sea establecido el estado de marcha en vacío.

En detalle, el mecanismo de maniobra posterior está concebido de la siguiente manera: sobre el eje del mecanismo monta la rueda solar 33, cuyas ruedas satélites 34 están sostenidas por el porta-satélites 35 unido con el eje movido 32. La corona exterior 36 forma al mismo tiempo el porta-satélites 37 para las ruedas satélites 38 y 39 unidas entre sí del engranaje planetario central y delantero. La corona exterior 40 del engranaje planetario central está unida con el porta-satélites 35. Una rueda solar 41 que engrana con las ruedas satélites 39, y una corona exterior 42, se pueden frenar por medio de los frenos 29 y 30 respectivamente, y la corona exterior 36, por medio de un freno 31. El engranaje planetario central está construido sin rueda solar. El freno para el engranaje distribuidor o divisor está señalado con 23.

En el diagrama de marcha según la Fig 5 se representa nuevamente, sin dimensiones, en función de la velocidad de mar-

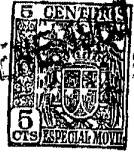


25 30 2

cha, el curso de la fuerza de tracción, del rendimiento y de las revoluciones del motor en todas las velocidades del cambio. La curva 44<sup>a</sup> representa el rendimiento en la velocidad de avance normal con funcionamiento del divisor de potencia. Al alcanzar la velocidad de conmutación en el punto de conmutación 0,6 se frena fijamente el rodete de bomba del convertidor y la potencia del motor se transmite ahora mecánicamente. La curva 44<sup>b</sup> reproduce el curso del rendimiento. Conectando la velocidad de montaña fuertemente desmultiplicada en el engranaje planetario de maniobra posterior resulta una reducción del margen de marcha y un correspondiente desplazamiento de las curvas de rendimiento 44<sup>a</sup> y 44<sup>b</sup> a las curvas 44<sup>c</sup> y 44<sup>d</sup>, Las curvas 43<sup>a</sup> hasta 43<sup>d</sup> reproducen las líneas de fuerza de tracción correspondientes a las curvas de rendimiento 44<sup>a</sup> hasta 44<sup>d</sup>, y las curvas 45<sup>a</sup> hasta 45<sup>d</sup>, las revoluciones del motor correspondientes a estas velocidades individuales. A la izquierda del eje de ordenadas 0 están representadas las líneas de fuerza de tracción 43<sup>e</sup> hasta 43<sup>f</sup> y las líneas 45<sup>e</sup> y 45<sup>f</sup> de revoluciones del motor para la velocidad desmultiplicada de retroceso. Según se aprecia en este diagrama, el rendimiento teórico alcanza ya a un 12,5% de la velocidad nominal máxima el valor de 90%, por lo que a partir de ahí, se transforma en calor perdido menos del 10% de la potencia motriz reducida además hasta el 80% por la depresión del número de revoluciones.

En la marcha por pendientes, este cambio de velocidades permite también como de costumbre, un frenado con el motor, el cual se consigue solo reduciendo gas. Para aumentar el efecto de frenado se mete la velocidad lenta. Otro frenado más intenso todavía, por ejemplo en un caso de peligro, se consigue metiendo la velocidad de retroceso.

25 3502



Frente a otras soluciones ya conocidas, un cambio de velocidades según el invento posee fuerza de tracción al arranque sensiblemente mayores y un mejor rendimiento, y por lo tanto también un menor consumo de combustible, principalmente en la  
5 región del arranque y en las velocidades de marchas reducidas, y ésto con un despliegue constructivo relativamente pequeño.

El cambio de velocidades representado esquemáticamente en la Fig 6 muestra una ejecución con engranaje planetario embragable y una transmisión entre el rodete de turbina del convertidor y el eje movido, formada por otro engranaje planetario.  
10 El eje motor 51 ataca en el porta-satélites 52, que además constituye una de las partes del embrague de discos 53. La rueda solar 54 está unida con el rodete de bomba 55, mientras que la corona exterior 56 está acoplada con el eje movido 61. La segunda  
15 parte del embrague de fricción está unida con el eje del rodete de la bomba y, además, se la puede frenar fijamente con un freno 57. El rodete de turbina 58 del convertidor engrana en la rueda solar 59 de un engranaje planetario, cuyo porta-satélites 60 está unido con el eje movido, mientras que la corona exterior  
20 62 va fijamente apoyada en el cárter. El engranaje planetario 59, 60, 62 sirve para la multiplicación a la marcha lenta entre el rodete de turbina del convertidor y el eje movido y permite el empleo de un convertidor de marcha rápida. El convertidor es vaciado para las dos marchas posibles puramente mecánicas.

25 Siempre que el engranaje divisor no sea acoplable, es decir que falte al acoplamiento 53, se puede realizar la desconexión del ramal de potencia hidráulico, siguiendo el convertidor lleno, de tal modo que la corona exterior del engranaje planetario esté apoyada por medio de un freno, el cual está suelto  
30 en la velocidad mecánica. El engranaje planetario 59, 60, 62

3502



asume entonces también con el freno de la corona exterior la función de la rueda libre 10 descrita a base de la Fig 1.

5 El ejemplo de ejecución expuesto en la Fig 7 muestra nuevamente un engranaje planetario divisor en dos planos, el cual es accionado a través de la rueda solar 110. La pequeña rueda solar 111 está unida por el eje movido 112 sobre el que, apoyado sobre una rueda libre 113, monta también el rodete de turbina 114 del convertidor. El accionamiento del rodete de la bomba 115 tiene lugar a través de la corona exterior 116 y con intercalación de una rueda libre 117. Las dos coronas exteriores 117 y 118, así como el porta-satélites 119 pueden ser frenados fijamente por medio de sendos frenos 116<sup>a</sup>, 118<sup>a</sup> y 119<sup>a</sup>.

10 Para el arranque en la marcha del convertidor con división de potencia están sueltos todos los frenos. El convertidor está accionado aquí con una multiplicación en marcha rápida, y entonces se aprieta el freno 116<sup>a</sup> y, por lo mismo, el rodete de la bomba 115 queda fijamente frenado. Entonces a través del engranaje planetario el eje movido es accionado por vía puramente mecánica. A través de la rueda libre 113, el rodete de la turbina 114 se suelta del eje movido. Para la siguiente marcha más multiplicada se aprieta el freno 118<sup>a</sup> y se suelta el freno 116<sup>a</sup>. A través de la rueda libre 117, el rodete de la bomba se suelta al mismo tiempo de la corona exterior 116 que gira ahora en sentido contrario. Apretando el freno 119<sup>a</sup> del porta-satélites y soltando el freno 118<sup>a</sup> se consigue otra marcha más multiplicada todavía.

15 Los demás ejemplos de ejecución representados en las Figs. 8 a 10 se diferencian de los de las figuras 1 a 7 por el hecho de que no se puede desconectar el ramal hidráulico, sino el ramal mecánico del engranaje diferencial. El funcionamiento de es-



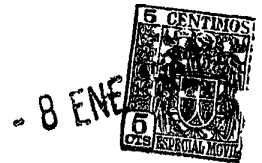
25 25

- 8 EN 6

te engranaje será descrito con más detalle a base de la Fig 8.

El eje motor 120 acciona al porta-satélites 121, cuyas  
ruedas satélites 122 engranan con la rueda solar 123 y la coro-  
na exterior 124. La rueda solar 123 monta rígidamente sobre el  
5 eje del rodete de la bomba, en tanto que la corona exterior 124  
está unida a través de un acoplamiento de rueda libre 125 con  
el eje movido 126, sobre el que el rodete de la turbina está  
además enchavetado. La corona exterior 124 puede frenarse fija-  
mente por medio de un freno 127. El convertidor posee un aparato  
10 director giratorio 128, que en servicio con convertidor es  
retenido por medio de un freno 129. Para el arranque se frena  
fijamente la rueda directriz del convertidor y la potencia se  
transmite al eje movido, en parte hidráulicamente a través del  
convertidor y, en parte, mecánicamente a través de la corona  
15 exterior. Entonces se aprieta el freno 127 y se suelta el fre-  
no 129 de la rueda directriz y, por lo mismo, se accionan con  
un número de revoluciones más elevado, el rodete de la bomba del  
convertidor y, por medio de acoplamiento hidráulico, también el  
rodete de la turbina. El eje movido puede girar entonces libre-  
20 mente en el acoplamiento de rueda libre. En este estado de tra-  
bajo, el convertidor trabaja como acoplamiento hidráulico.  
Mientras que, según está comprobado por la experiencia, un con-  
vertidor de par de giro con rueda directriz giratoria no tiene,  
al mismo número de revoluciones que en el trabajo con converti-  
25 dor, ninguna capacidad suficiente de transmisión, o sea que tie-  
ne un deslizamiento demasiado grande y, por lo mismo, en gene-  
ral, como se dijo anteriormente, es inapropiado para este esta-  
do de trabajo, según el invento, con la rueda directriz suelta,  
el rodete de la bomba y, por consiguiente, el rodete de la tur-  
30 bina son accionados con un mayor número de revoluciones, por lo

253502



5 cual aumenta el par de giro susceptible de transmisión por medio del circuito hidráulico que actúa a modo de acoplamiento hidráulico. De esta manera resulta para el convertidor, incluso en trabajo con acoplamiento, una suficiente capacidad de transmisión con deslizamiento bastante pequeño. Al contrario que en los ejemplos de ejecución expuesto más arriba, aquí se pueden aprovechar en todas las marchas las propiedades amortiguadoras de las oscilaciones del sistema hidráulico.

10 La Fig 9 muestra un ejemplo de ejecución con engranaje planetario 140 con satélites dobles 141 y 142 y, además, con una rueda solar 144 que se puede frenar fijamente por medio de un freno 143. Para la desconexión del ramal mecánico sirve el freno 145, cuyo tambor monta sobre el eje intermedio 147 que lleva la rueda solar 146, y un acoplamiento de rueda libre de garras 15  
15 148 entre este eje 147 y el rodete de turbina 149 unido rígidamente con el eje movido. El acoplamiento de rueda libre de garras puede ser bloqueado por medio de un manguito de maniobra 150 accionado a mano. Entonces puede ir dispuesto todavía adicionalmente un acoplamiento hidráulico, cuyo rodete de bomba  
20 está unido con el rodete de bomba del convertidor, y cuyo rodete de turbina está asimismo unido al rodete de turbina del convertidor. Este engranaje da entonces por resultado como primera velocidad, una velocidad del convertidor con división de potencia, después por trasvase de los circuitos hidráulicos, como segunda velocidad, una marcha hidráulica de acoplamiento con  
25 división de potencia y después, todavía, dos velocidades hidráulicas de acoplamiento sin división de potencia con diferente multiplicación mediante el apriete de los frenos 143 y 145, respectivamente. La capacidad de bloqueo de la rueda libre está  
30 prevista para el frenado con el motor. Hay que mencionar toda-

25 3502



vía que también es posible, en forma en si ya conocida, dejar marchar al mismo tiempo el convertidor, en el trabajo con embrague, de forma que intensifique el acoplamiento soltando al mismo tiempo el cárter de la rueda directriz.

5           La Fig 10 muestra un cambio de velocidades con un engranaje divisor de potencia 160 con un porta-satélites 163 que engrana entre los dos juegos de ruedas planetarias 161 y 162. El engranaje de maniobra posterior 164 tiene también tres juegos de ruedas planetarias 165, 166 y 167 con tres frenos 168, 169  
10           y 170, de los que el primero es apretado para la velocidad normal, el segundo para la velocidad lenta y el tercero para la marcha atrás, mientras que para la marcha en vacío están sueltos los tres frenos. La rueda solar 171 del engranaje planetario central está unida con el eje del engranaje 172, que lleva  
15           además la corona exterior 173 del primer juego. La corona exterior 174 del juego central está unida con el porta-satélites 175 del primer juego y con la rueda solar 176 del tercer juego, mientras que el porta-satélites 177 del segundo juego y el porta-satélites 178 del tercer juego están unidos con el eje movi-  
20           do. La rueda solar del primer juego, la corona exterior del segundo juego y la corona exterior del tercer juego pueden frenarse fijamente por medio de los tres frenos citados. Con 180 se designa el freno para frenar fijamente el porta-satélites en el engranaje divisor de potencia.

25           En el cambio de velocidades representado en la Fig 11, tanto el engranaje distribuidor como la parte hidráulica del engranaje y el engranaje planetario de maniobra posterior están concebidos en forma especial. La parte del mecanismo hidráulico se compone de un convertidor hidráulico 70 y de un acoplamiento hidráulico 71, a los que va subordinado un engranaje pla-  
30



netario 72 con ruedas planetarias dobles como engranaje divisor de potencia, y un engranaje planetario 73 como engranaje de maniobra posterior. El eje motor acciona al porta-satélites 75, en el que montan los dos juegos de ruedas satélites 76 y 77. La  
5 rueda solar 78 que engrana con el juego planetario más pequeño está unida al eje 79 del engranaje, y la corona exterior 80 que engrana con el otro juego de ruedas planetarias 77, está unida al eje hueco, sobre el que están montados el rodete de bomba 81 del convertidor y el rodete de bomba 82 del acoplamiento. El  
10 rodete de turbina 83 del convertidor y el rodete de turbina 84 del acoplamiento están unidos rígidamente entre sí y suspendidos en el eje del engranaje por medio de un acoplamiento de rueda libre 85. El engranaje de maniobra posterior 73 se compone de la corona exterior 86 unida con el eje del engranaje, con la  
15 cual están unidos los porta-satélites, unidos a su vez con el eje movido 87, con ruedas planetarias dobles, de las cuales unas, 88, están unidas con una rueda solar 89 susceptible de frenarse para la marcha de avance, y las otras, 90, con una corona exterior 91 susceptible de frenarse para la marcha atrás. Mediante  
20 la disposición de una rueda solar 95 que engrana con las ruedas planetarias pequeñas, y frenando fijamente el disco de freno 96 unido con aquélla, se puede conseguir otra marcha de avance más lenta. Para la marcha en vacío todos los frenos están sueltos. Desde el engranaje planetario 72, se pueden frenar, tanto la corona exterior 80, con un freno 92, como también una corona exterior 93 que engrana con las otras ruedas planetarias, por medio  
25 de un freno 94.

Para la puesta en marcha solo está de momento apretado el freno de avance 96 en el engranaje de maniobra posterior, mientras que los otros cuatro frenos están sueltos. De este modo se  
30

25 35 02



obtiene por de pronto un trabajo con convertidor con división de potencia; por trasvase desde el convertidor 70 al acoplamiento 71 resulta entonces seguidamente una marcha hidráulica de acoplamiento con división de potencia. Después se aprieta el freno 92 y de este modo se acciona el eje 79 del engranaje con un mayor número de revoluciones, por lo que el rodete de turbina del acoplamiento y del convertidor se sueltan de dicho eje a través de la rueda libre. Esto da entonces por resultado una marcha puramente mecánica con una multiplicación dada por la multiplicación en el engranaje planetario 76, 77, 78. Soltando el freno 92 y apretando el freno 94 se consigue otra marcha mecánica multiplicada en mayor proporción. Con este cambio de velocidades, cuya aplicación no está en modo alguno limitada a vehículos de carretera, sino que más bien es apropiada para automotores y locomotoras, se dispone tanto para la marcha de avance como para la marcha atrás de dos marchas hidráulicas y dos mecánicas, que en sentido de avance se pueden todavía duplicar mediante el cambio de los frenos 91 y 96. El paso desde la primera velocidad hasta la segunda velocidad hidráulica se realiza por trasvase de los circuitos hidráulicos, mientras que las demás velocidades se conectan únicamente apretando y soltando los frenos. Cuando solamente existe un convertidor y ningún acoplamiento hidráulico, y el convertidor está siempre lleno, hay que disponer un embrague de maniobra para la segunda velocidad mecánica entre el rodete de bomba 81 del convertidor y la corona exterior 80. Este embrague se suelta para la segunda velocidad mecánica con el fin de que el rodete de la bomba no pueda ser accionado hacia atrás. El embrague puede estar realizado, por ejemplo, como embrague de discos, que permita además intercalar un cambio de velocidades de ruedas de empuje dispuesto en

253502



lugar del engranaje planetario de maniobra posterior 73. Otra posibilidad estriba en la disposición de una rueda libre invertida (rueda libre de retroceso), a través de la cual el rodete de la bomba se suelte automáticamente de la corona exterior en el mencionado estado de trabajo.

En lugar de un acoplamiento de maniobra o de rueda libre se puede prever también un dispositivo de vaciado para el convertidor, con lo cual se puede ahorrar también el acoplamiento de rueda libre 85.

El cambio de velocidades descrito en la Fig 11 es apropiado, merced a sus numerosas posibilidades de maniobra, para vehículos con exigencias particularmente grandes. Por supuesto para menores requerimientos se pueden suprimir algunos de los dispositivos expuestos. Hay que tener particularmente en cuenta que en la ejecución expuesta del engranaje divisor planetario, juntamente con un solo circuito hidráulico y un engranaje de maniobra posterior, que permite únicamente la velocidad de avance, la marcha en vacío y la velocidad de retroceso, se pueden conseguir, tanto para la marcha de avance como para la de retroceso, una primera velocidad hidráulica con división de potencia, una segunda velocidad ligeramente multiplicada y una tercera velocidad mecánica muy multiplicada.

La Fig 12 muestra otra variante con engranaje planetario distribuidor de dos planos, en el que el rodete de la bomba 100 está unido con una de las ruedas solares 101, y el eje movido 102, con el porta-satélites 103. Ahí, este porta-satélites engrana entre los dos juegos de ruedas planetarias. Además de los dos juegos de ruedas planetarias va situado todavía otro juego planetario 104 don rueda solar 105 susceptible de frenado. El freno 106 del rodete de la bomba y el freno 107 de la rueda solar



27-502

- 8 F

están concebidos de manera que con zapatas de frenado comunes 108 pueden frenar alternativamente. Mediante el frenado de la tercera rueda solar se consigue la velocidad de retroceso.

Esta solicitud que corresponde a la presentada en Alemania, 5 el 13 de mayo de 1.949, bajo el número p 42.689 XI/63c D, se acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

N O T A

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan pa- 10 ra que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los siguientes:

1º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor, compuesto de un convertidor hidráulico y un engranaje pla- 15 netario divisor de potencia subordinado al convertidor hidráulico, el cual distribuye la potencia suministrada al mismo por el motor de accionamiento, de tal modo que , en parte mecánicamente y en parte hidráulicamente, es transmitida al eje movido, así co- mo con medios de maniobra, por medio de los cuales se puede inte- 20 rrumpir (desconectar) uno de los dos caminos de fuerza, y al mismo tiempo multiplicar el otro a la velocidad rápida, caracteri- zado por el empleo de un engranaje planetario divisor tal y de un convertidor hidráulico con tal multiplicación interna que la relación  $\frac{4}{\gamma w u}$ , o sea la relación de la relación de multiplica- 25 ción en el engranaje planetario divisor a la relación del número de revoluciones de conmutación del convertidor, quede entre 0,4 y 1, entendiéndose por relación de multiplicación  $u$  en el engranaje planetario divisor la relación negativa de los números de revoluciones del eje movido y eje del rodete de la bomba, con el eje motor retenido.

30 2º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de

25 85 02

- 8 EN



motor según reivindicación 1, caracterizado porque entre dos partes principales del engranaje planetario va situado un acoplamiento mecánico (acoplamiento de fricción, acoplamiento de garras sincronizado o similar), y el convertidor es desconectable, es decir que puede ser vaciado, o construido con una rueda directriz desacoplable por aflojamiento de un freno o mediante una rueda libre, y porque, además, el convertidor tiene una relación de números de revoluciones de conmutación  $\psi_{wu} = 0,3$  a  $0,5$ .

3º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 1, caracterizado porque entre dos partes principales del engranaje planetario va situado un acoplamiento mecánico y el convertidor es desconectable, y además porque el convertidor está calculado para una elevada relación de números de revoluciones de conmutación ( $\psi_{wu} > 0,5$ ) y porque delante del rodete de la bomba o después del rodete de la turbina, o sea en el ramal hidráulico de potencia, está situada una correspondiente multiplicación a marcha lenta, de modo que toda la relación de números de revoluciones ascienda a  $0,3$  hasta  $0,5$  entre el eje de entrada del convertidor y el eje movido.

4º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 3, caracterizado porque la multiplicación a marcha lenta está situada entre el rodete de la turbina y el eje movido y concebida a modo de engranaje planetario, cuya rueda solar está unida al rodete de la turbina del convertidor y su porta-satélites, al eje movido, mientras que la corona exterior es fija o susceptible de frenarse fijamente.

5º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por el empleo de un convertidor con una característica de absorción de potencia que sube a medida que aumenta el valor



25 3502

de la relación  $\frac{n_2}{n_1}$ .

5 6º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según una o varias de las reivindicaciones 1 a 5 con engranaje planetario divisor en dos planos, caracterizado porque una de las ruedas solares está montada en el eje de accionamiento y, la otra, en el eje accionado, y porque a través de una rueda libre, una corona exterior susceptible de ser frenada actúa sobre el eje del rodete de la bomba y, además, porque la otra corona exterior y el porta-satélites se pueden frenar, asimismo, fijamente por medio de un freno.

10 7º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según una de las reivindicaciones 1 a 6 con un acoplamiento de rueda libre entre el rodete de la turbina y el eje movido, o bien, entre el engranaje planetario y el eje movido, caracterizado porque este acoplamiento de rueda libre está concebido de  
15 forma bloqueable, por ejemplo a modo de acoplamiento de rueda libre de garras bloqueable, de tal modo que, en estado bloqueado, puede transmitir fuerza en las dos direcciones.

20 8º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por otro engranaje planetario, como engranaje reductor escalonado y/o engranaje de inversión, conectado a continuación del mecanismo del cambio de velocidades.

25 9º.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 8, caracterizado por un engranaje de cambio de ruedas satélites con tres juegos yuxtapuestos de ruedas solares y planetarias, estando la rueda solar del juego central unida con el eje movido del mecanismo diferencial hidromecánico y con la corona exterior del primer juego, además la corona exterior del juego central está unida al porta-satélites del  
30 primer juego y a la rueda solar del tercer juego así como el por-

253502 - 8 E 8



ta-satélites del segundo y tercer juegos están unidos al eje movido, y en el que, además, la rueda solar del primer juego, la corona exterior del segundo y la corona exterior del tercero son susceptibles de ser frenadas fijamente mediante sendos frenos.

5           10<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 9, caracterizado porque las tres ruedas solares y las ruedas planetarias del engranaje de maniobra posterior tienen todas ellas el mismo diámetro y, además, porque sus tres coronas exteriores de dentado interior son iguales entre sí.

10           11<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 8, caracterizado por un engranaje de cambio de ruedas planetarias con tres juegos yuxtapuestos de ruedas solares y planetarias, en donde las ruedas satélites de dos juegos - rígidamente unidos entre sí - están sostenidas por un  
15           porta-satélites común, el cual está rígidamente unido con la corona exterior del tercer juego, cuya rueda solar monta en el eje del mecanismo, mientras que su porta-satélites unido al eje movido está unido a la corona exterior del juego segundo ejecutado sin rueda solar, en donde, además, la rueda solar y la corona exterior del primer juego y la corona exterior del tercer juego unida con el porta-satélites de los dos primeros juegos, son susceptibles de ser frenadas fijamente con sendos frenos.  
20

          12<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicaciones 1 a 11, caracterizado porque el soporte planetario divisor lleva ruedas planetarias de doble corona de diferente diámetro, de las cuales, las mayores, engranan con la corona exterior que impulsa al rodete de la bomba.  
25

          13<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 12, caracterizado porque el juego de  
30           ruedas planetarias que engrana con la rueda solar tiene una coro-

253502

-8E



na exterior/adicional susceptible de ser frenada fijamente.

14<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 12, caracterizado porque el juego de ruedas planetarias que engrana con la corona exterior tiene una  
5 rueda solar adicional susceptible de ser frenada fijamente.

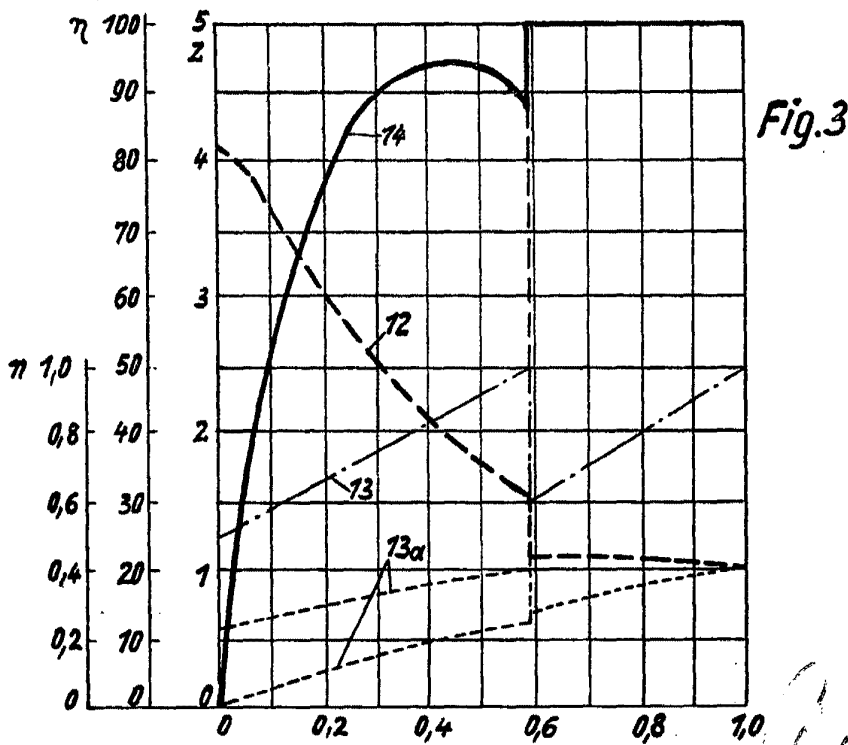
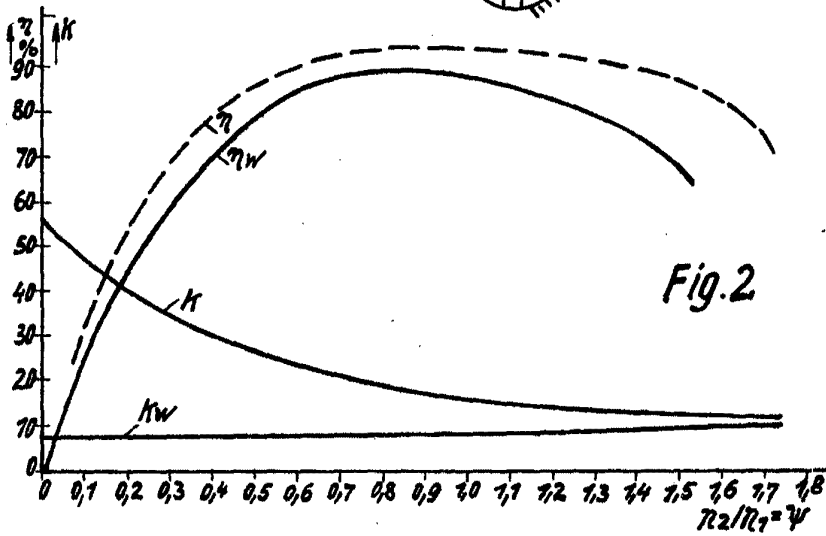
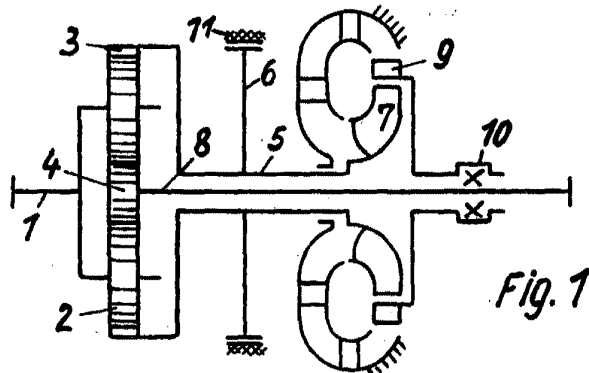
15<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicaciones 1 a 14, caracterizado porque el rodete de bomba de un convertidor y el rodete de bomba de un acoplamiento hidráulico están unidos con una de las partes del engranaje  
10 planetario distribuidor, y el rodete de turbina de un cambiador así como el rodete de turbina de un acoplamiento hidráulico, con la otra parte del engranaje planetario.

16<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 15 con un cambiador o convertidor hidráulico y un acoplamiento hidráulico embragable y desembragable,  
15 caracterizado porque el convertidor tiene un aparato director desconectable, por ejemplo, a través de un acoplamiento de rueda libre o aflojando un freno, y en servicio gira al mismo tiempo con el acoplamiento hidráulico intensificando el acoplamiento.

17<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según reivindicación 15, caracterizado porque para el trabajo con acoplamiento, el aparato director del convertidor es acoplable al rodete de turbina del convertidor, por ejemplo, automáticamente mediante un trinquete de rueda libre.  
20

18<sup>a</sup>.- Mecanismo de cambio de velocidades para vehículos de motor según una o varias de las reivindicaciones 1 a 17 con engranaje planetario distribuidor en dos planos, caracterizado por un juego adicional de ruedas planetarias unido a las demás ruedas planetarias, el cual engrana con una rueda solar o corona exterior  
25 susceptible de ser frenada fijamente.  
30

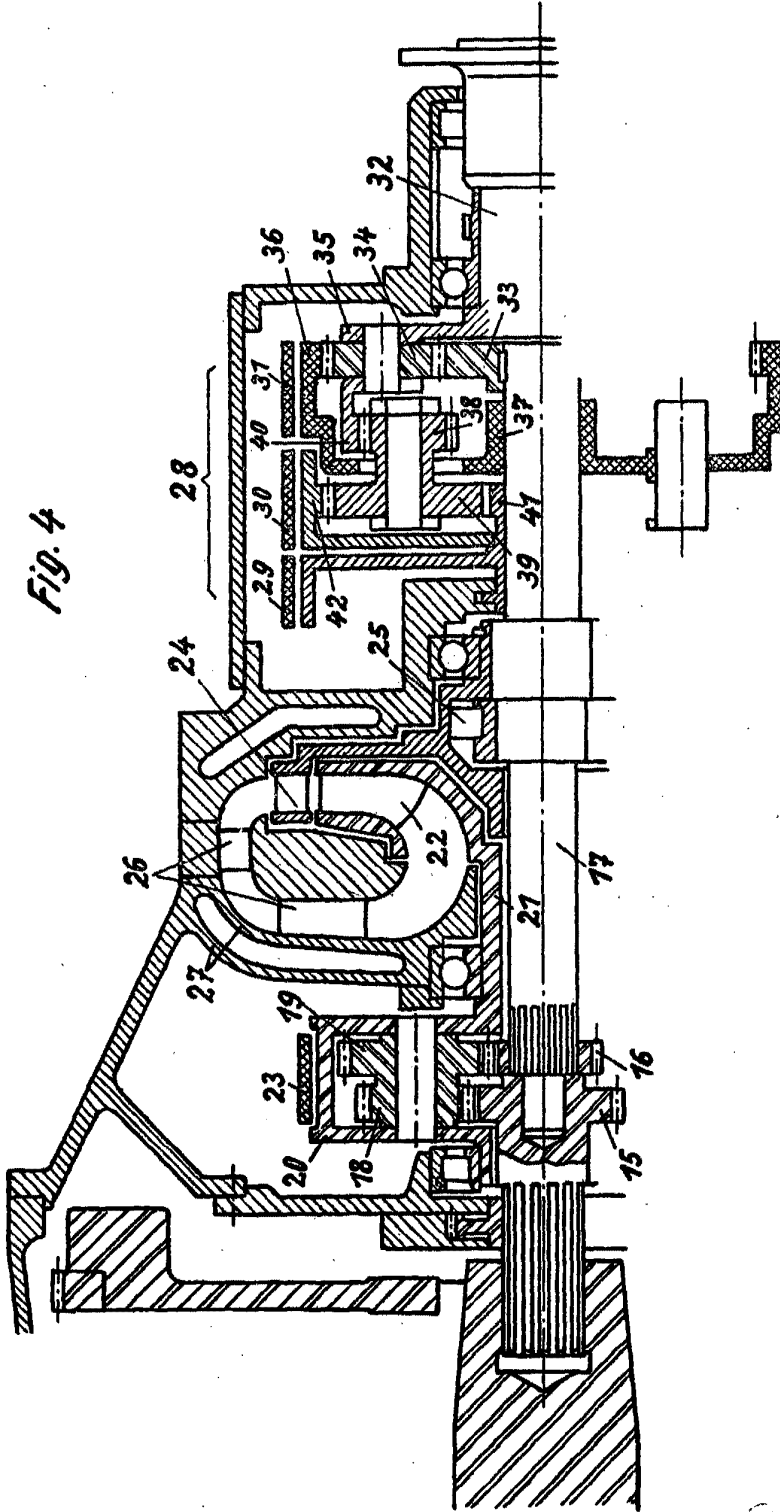




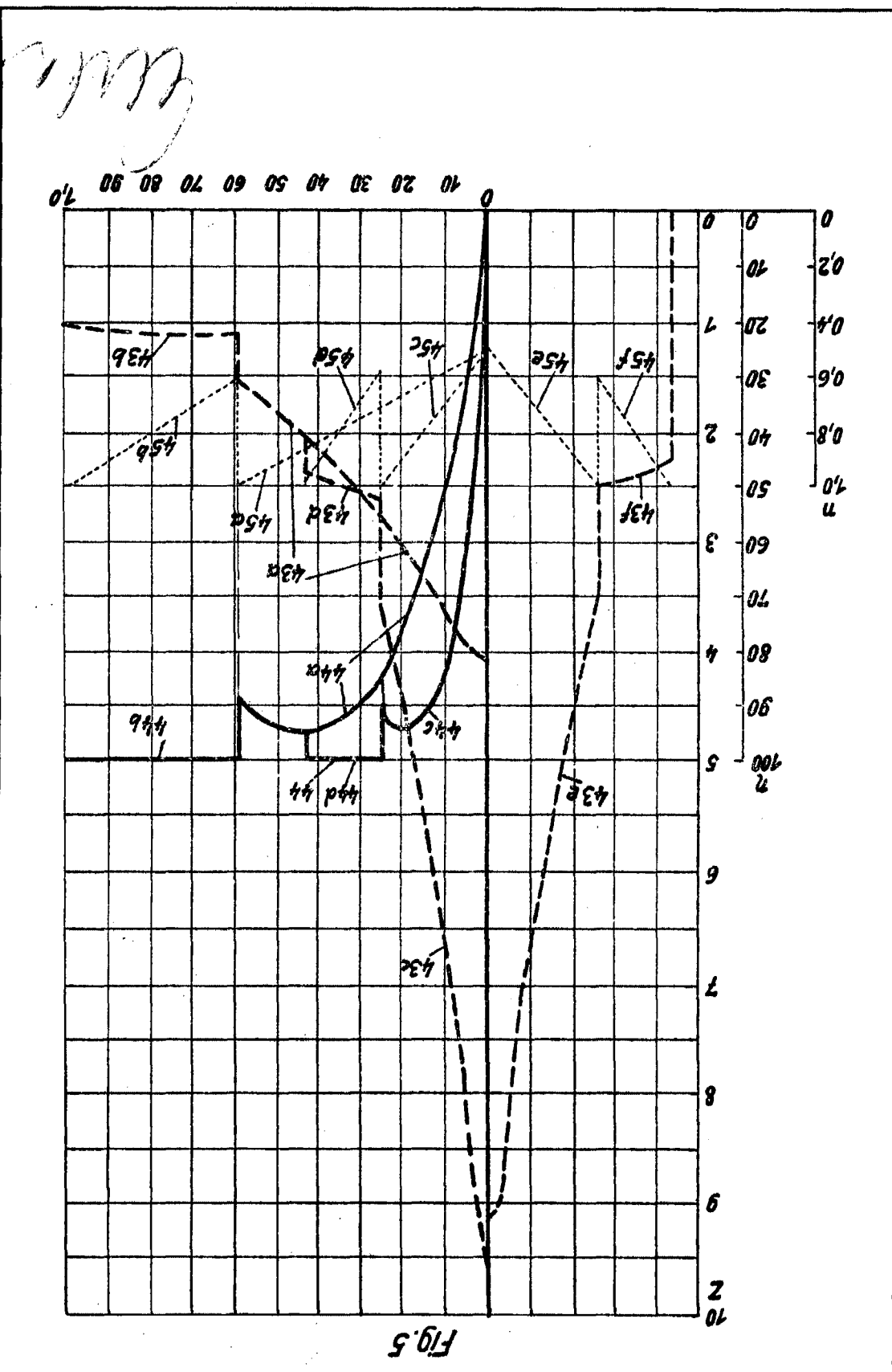
*Handwritten signature or initials.*



Fig. 4



*Ed. L.*



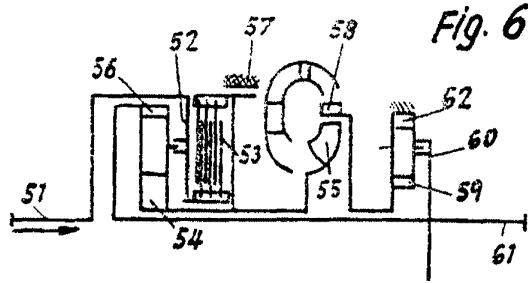


Fig. 6

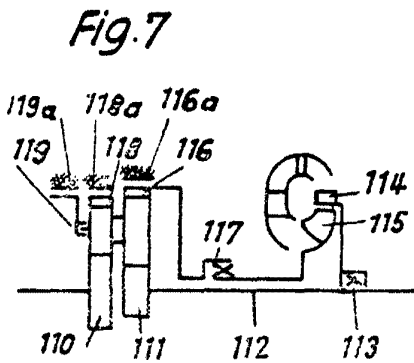


Fig. 7

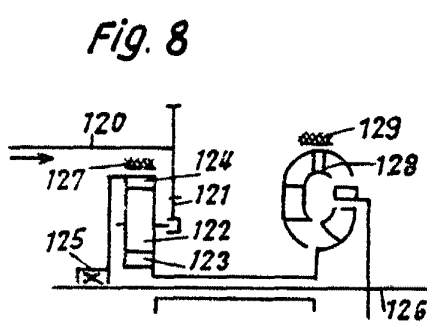


Fig. 8

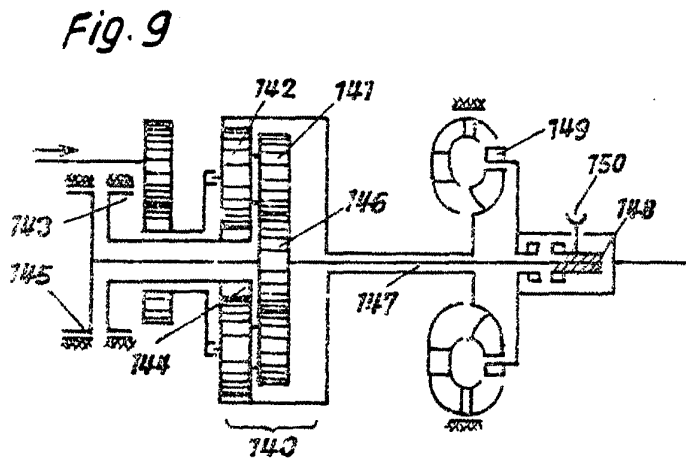


Fig. 9

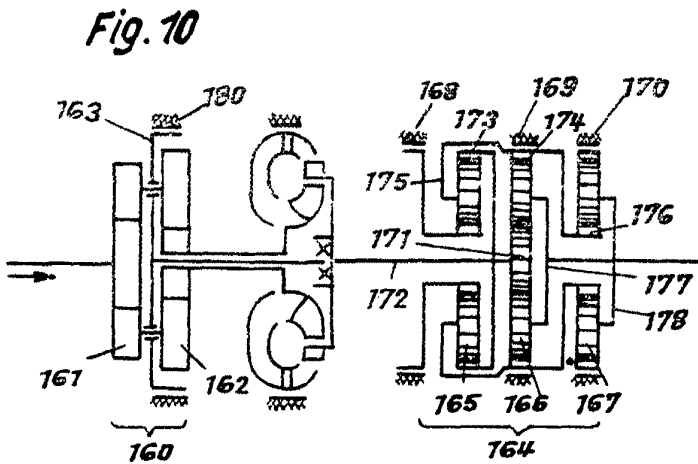


Fig. 10

*Handwritten signature or mark.*



Fig. 11

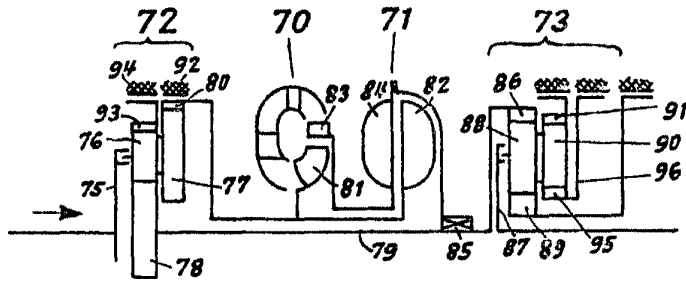
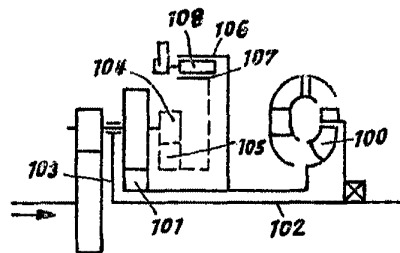


Fig. 12



*Handwritten signature or initials.*