



ESPAÑA

10 ES	11 21	NUMERO <b>483972</b>	10 AI
	22	FECHA DE PRESENTACION 23 agosto 1979	

PATENTE DE INVENCION

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

20 PRIORIDADES:		
21 NUMERO	22 FECHA	23 PAIS
PV 78 24 755	24 agosto 1978	Francia
47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL	53 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F16D65/20; F16D55/22	
54 TITULO DE LA INVENCION		
"MECANISMO DE MANDO PARA FRENO DE DISCO".		
71 SOLICITANTE (S)		
PONT-A-MOUSSON, S. A.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE		
F54000 Nancy (Francia) 91 Avenue de la Libération		
72 INVENTOR (ES)		
D. Pierre Guy TOSI		
73 TITULAR (ES)		
74 REPRESENTANTE		
D. Ignacio PONTI GRAU		

La presente invención se refiere a un mecanismo de mando para freno de disco, aplicable especial, pero no exclusivamente, a vehículos automóviles pesados.

Más particularmente, la invención se refiere a un  
5 mando mecánico, del tipo en el que las guarniciones de freno o de fricción soportadas por un estribo flotante a uno y otro lado de un disco de freno, son apretadas sobre dicho disco por la acción de una palanca que hace girar relativamente un sistema de levas-tambores o levas cilíndricas con rampas heli-  
10 coidales conjugadas, con vistas a obtener un desplazamiento axial y un impulso sobre una guarnición de fricción, de forma que apriete las dos guarniciones opuestas sobre el disco.

La invención es igualmente del tipo conocido en el que un sistema de compensación automática del desgaste de las  
15 guarniciones de freno, del tipo de tornillo-tuerca y de carrera perdida, así como de embrague unidireccional, se interpone entre el sistema de levas-tambores y una guarnición de fricción.

Según la técnica conocida, el sistema de levas-tambores  
20 consiste en un par de levas con rampas helicoidales conjugadas, de las que una es absolutamente fija y la otra susceptible de girar con relación a la primera, lo que da lugar a un movimiento axial que es transmitido a una guarnición de fricción por intermedio del sistema de compensación de desgaste de la mencionada guarnición.  
25

Cuando se desea aumentar la fuerza axial de apretado de las guarniciones de freno o de fricción, es interesante y conocido el interponer un tope de agujas entre las rampas

helicoidales o flancos de las levas. Pero para permitir a dicho tope de agujas, constituido por una jaula de rodamientos anular cortada y deformada según una superficie helicoidal, funcionar en condiciones satisfactorias, es preciso limitar el ángulo de rotación de la leva rotativa a un valor demasiado bajo. La carrera axial de apretado se ve entonces limitada. Por otra parte, una razón suplementaria limita este ángulo de rotación: la carrera del cilindro de accionamiento de la palanca precitada es asimismo limitada para que el cilindro funcione en condiciones satisfactorias.

Además, en el caso en que una carrera axial importante sea necesaria para apretar las guarniciones de fricción sobre el disco, se podría pensar en escoger un paso de hélice mayor para las rampas de las levas y el tope de agujas. Pero esta solución debe rechazarse ya que, por una parte, no es posible deformar exageradamente la jaula de rodamiento anular abierta del tope de agujas, y, por otra parte, el desgaste de las rampas de levas resultaría más difícil.

La presente invención resuelve el problema del aumento de la carrera axial de apretado con empleo de un tope de agujas sin aumentar el ángulo de rotación ni el paso de las levas y sin acrecentar exageradamente el volumen ni el peso del mecanismo de freno.

La invención tiene, por tanto, por objeto un mecanismo de mando para freno de disco con estribo flotante, cuyo estribo va dotado de una mordaza fija que lleva una guarnición de fricción sobre una cara de un disco rotativo y una mordaza móvil portadora de una guarnición de freno sobre la otra cara

del disco, siendo dicho mecanismo del tipo de palanca motriz articulada arrastrando en rotación una rampa helicoidal con relación a otra rampa helicoidal conjugada fija y apoyada sobre la precedente por un tope helicoidal de agujas, y desplazándolo así axialmente a una guarnición de fricción hacia el disco a apretar por intermedio de un sistema de compensación automática del desgaste, mientras que la otra guarnición de fricción se acerca igualmente al disco, cuyo mecanismo se caracteriza por el hecho de que va dotado de tres levas-tambores con cuatro rampas helicoidales conjugadas, quedando unida una leva a una guarnición de fricción por medio de un sistema de compensación automática del desgaste conocido en sí.

Según una característica de la invención, la primera leva-tambor lleva una sola rampa helicoidal y es totalmente fija, la segunda leva-tambor lleva dos rampas helicoidales simétricamente opuestas y es rotativa y móvil en traslación con relación a la primera leva fija, mientras que la tercera leva-tambor, simétrica de la primera, va provista de una sola rampa helicoidal conjugada con la rampa adyacente a la segunda leva-tambor, estando la citada tercera leva inmovilizada en rotación pero no en traslación.

Gracias a las tres levas-tambores con cuatro rampas helicoidales, cuando la segunda gira un cierto ángulo con relación a la primera fija, provoca un desplazamiento axial de arrastre al que se añade el desplazamiento axial de la tercera leva, bajo el efecto de su propia rampa helicoidal conjugada con la rampa adyacente de la segunda leva intermedia rotativa de accionamiento.

En otras palabras, la segunda leva rotativa o leva intermedia con dos rampas helicoidales amplifica, doblándolo, el desplazamiento axial obtenido con ayuda de la rampa de la primera leva fija.

5 De esta manera se obtiene un desplazamiento axial de la guarnición de fricción doble del que se obtendría con ayuda del sistema conocido, sin modificar el paso de las rampas helicoidales ni el diámetro de las levas-tambores ni la longitud de la palanca motriz, ni su ángulo de batidero.

10 Otras características y ventajas aparecerán en el curso de la descripción siguiente.

En el dibujo anexo, establecido únicamente a título de ejemplo: la figura 1 es una vista esquemática en sección de un mecanismo de mando según la invención, en posición de apretado del disco de freno; la figura 2 es una vista parcial de detalle en sección, a mayor escala que la figura 1, del sistema de compensación de desgaste; la figura 3 es una vista parcial de órganos del sistema de compensación de desgaste; la figura 4 es una vista en perspectiva de las tres levas-tambores acercadas unas a las otras; las figuras 5 y 6 son vistas esquemáticas en alzado de las tres levas-tambores, respectivamente en posición de apretado y en posición de aflojado.

#### Estructura general del mecanismo de freno:

25 Según el ejemplo de realización de la figura 1, la invención se aplica a un mecanismo de mando de freno de disco -1-. El disco rotativo tiene dos superficies planas activas y es soportado por un plato -2- fijado, en forma conocida, por tornillos sobre una brida solidaria de un cubo de rueda gira-

torio. El cubo es soportado por un eje. Este montaje bien conocido en un vehículo automóvil, no se ha representado. El mecanismo de frenado está soportado por un estribo flotante -3-, llamado pinza, que está montado alrededor del disco de freno -1- de forma que goce de un grado de libertad en una dirección de eje XX normal a las dos superficies activas del disco -1-.

A estos efectos, el estribo -3-, provisto de una caja -4- con tapa -4a- que aloja al mecanismo, presenta una corredera -5- susceptible de desplazarse en una guía -6- paralela al eje XX y formada en el eje fijo no representado.

El estribo -3- así flotante presenta una mordaza fija -7- y otra móvil -8-, soportadas por el mecanismo alojado en la caja -4-. Las mordazas -7- y -8- llevan respectivamente guarniciones de fricción o frenado -9a-, -9b-. Las superficies activas de las guarniciones de frenado -9a-, -9b- están montadas a uno y otro lado del disco -1- alrededor del eje XX, y sus superficies activas son paralelas a las del disco -1-.

Gracias a este montaje flotante conocido del estribo -3- con relación al disco -1-, las guarniciones de fricción -9a-, -9b- pueden ser centradas con relación al disco -1-, es decir colocadas de manera equidistante, tanto en posición aflojada como en posición apretada.

#### Mecanismo de mando.

25 1.ª Descripción general (figura 1):

El mecanismo va provisto para su accionamiento de un cilindro motor -10- de fluido bajo presión y con resorte, de eje YY ortogonal al eje XX. El cilindro -10- es soportado

de forma no representada por el estribo -3-. El vástago del émbolo del cilindro -10- está conectado a una palanca -11- articulada alrededor del eje XX y susceptible de batideros angulares en un plano paralelo al disco -1- y a las guarniciones de fricción -9a-, -9b-. La palanca -11- está fijada sobre un árbol motor hueco -12- de eje XX que penetra en la caja -4-.

El árbol motor -12-, descrito más adelante con detalle, es solidario en rotación de un sistema A de levas tambores destinadas a transformar el movimiento de rotación del árbol -12- en un movimiento de traslación según la dirección del eje XX y a amplificar este movimiento de acuerdo con la invención, como se verá más adelante, para transmitirlo a la mordaza móvil -8- por intermedio de un sistema B de compensación automática del desgaste de las guarniciones de fricción -9a- y -9b-.

2ª Descripción detallada (figuras 1, 2, 3, 4):

En el interior de la caja -4-, el mecanismo de mando está dispuesto alrededor del eje XX.

El árbol motor -12- termina en el interior de la caja -4- en un cubo -13- de diámetro sensiblemente superior al de la parte del árbol -12- que atraviesa a la tapa -4a-.

El cubo -13- presenta unas acanaladuras exteriores -14- para el arrastre en rotación del sistema A de levas tambores. El cubo -13- está entallado por unas muescas o hendiduras longitudinales -15- (que siguen las generatrices del cubo -13-) destinadas a cooperar con un embrague de fricción, descrito más adelante, del sistema B de compensación del des-

gaste.

De acuerdo con la invención, el sistema A de levas-tambores comprende tres levas -16-, -17- y -18- con cuatro rampas helicoidales activas conjugadas dos a dos (figuras 4, 5, 6).

5 La primera leva-tambor -16- o levá de base, ya conocida, presenta una rampa helicoidal activa -19- de eje XX, que forma una superficie ortogonal al eje XX, arrollado  $360^{\circ}$  alrededor de este eje, con un paso  $p$  visible por el defasado axial de la distancia  $p$  entre el comienzo y el final de la mencionada rampa, es decir, entre sus dos extremos. La leva -16-  
10 está completamente inmovilizada, a la vez en traslación, ya que queda aprisionada entre el ensanchamiento o espaldón del cubo -13- y la tapa -4a-, y en rotación, toda vez que presenta una muesca exterior -20- en la que penetra sin juego un  
15 pivote radial de tope -21- que atraviesa a la tapa -4a-. Tal como ya es conocido, un tope axial de agujas -22- queda aplicado contra la rampa helicoidal -19-, interpuesto entre la leva de base -16- y la leva adyacente -17-.

La segunda leva-tambor -17- o leva intermedia rotativa presenta interiormente unas acanaladuras -23- (figuras 1  
20 y 4) conjugadas con las acanaladuras -14- del cubo -13-, y engranadas sobre éstas para ser arrastrado en rotación por el árbol motor -12-. La leva -17- va provista de dos rampas helicoidales simétricas -24- y -25- sobre cada una de sus zonas  
25 extremas. La rampa -24- está conjugada con la rampa -19- de la que queda separada por el tope de agujas -22- y tiene el mismo paso  $p$  y el mismo sentido de arrollamiento. La rampa simétrica -25- es del mismo paso, pero de sentido de arrolla-

miento inverso al de las rampas -19- y -24-. Un tope helicoidal de agujas -26- análogo al tope -22- pero simétrico respecto a éste y por tanto del mismo paso y de sentido de arrollamiento contrario, queda interpuesto entre la segunda leva -19- y la tercera leva adyacente -18-.

La segunda leva-tambor -17- está montada rotativa en el interior de la caja -4-, sirviéndole de alojamiento.

La tercera leva-tambor -18- o leva de transformación y amplificación de movimiento está inmovilizada en rotación, pero no en traslación en el interior de la caja -4- por medio de una muesca rectilínea exterior -27-, alargada según una generatriz, en la que traba un pivote radial de tope -28-. La leva -18- puede deslizarse en traslación con relación al pivote -28-. Sobre su cara enfrentada a la segunda leva -17-, la leva -18- lleva una rampa helicoidal -29- del mismo sentido de arrollamiento y del mismo paso que la rampa -25- de la leva -17-. Finalmente, la leva -18- es portadora de una muesca interior -30- de apoyo y de detención en rotación que se verá más adelante.

El conjunto B de compensación automática del desgaste de las guarniciones de fricción -9a-, -9b-, aun cuando es conocido en sí, presenta los órganos siguientes (figuras 1, 2 y 3) que están original y ventajosamente montados en el interior de las levas huecas -16-, -17-, -18-.

- un sistema de tornillo -31- de eje XX, solidario en traslación de la mordaza móvil -8-, y de tuerca -32-, permite, por rotación relativa en sentido único, cuando las guarniciones -9a-, -9b- están desgastadas, de compensar al desgaste

te. Los fileteados del tornillo -31- y de la tuerca -32- son irreversibles. Un dispositivo unidireccional, que se verá más adelante, permite la rotación de la tuerca -32- en el sentido de compensación, pero impide su rotación en sentido contrario.

5 El tornillo queda inmovilizado en rotación por un medio no representado, por ejemplo por su solidarización con la mordaza -8-. El tornillo -31- queda libre en traslación.

La tuerca -32- va provista de una brida sobre la que se apoya por un lado la tercera leva-tambor -18- y por el  
10 lado opuesto una placa de apoyo -33- y un resorte helicoidal -34-, apoyado a su vez sobre un saliente interno de la caja -4-. La tuerca -32-, cuando no gira, es solidaria en traslación del tornillo -31-. La tuerca -32- sirve de soporte a un resorte helicoidal de fricción -35-, engarzado por un extremo  
15 sobre la muesca interna -30- de la leva -18- que lo inmoviliza en rotación. El resorte -35- está arrollado de tal forma que al deformarse permite la rotación de la tuerca -32- en un sentido que corresponde al de compensación del desgaste, pero impide la rotación de la tuerca -32- en sentido inverso. De  
20 esta forma el resorte -35- constituye el equivalente de un embrague unidireccional o de una rueda libre.

Al objeto de su arrastre en rotación, la tuerca -32- (figuras 2 y 3) presenta por lo menos dos entallas -36- en las que engarzan un golpeo los pivotes radiales internos diametralmente opuestos de un disco -37- que está montado loco  
25 con relación al cubo -13- del árbol motor -12-. El disco -37- está montado emparedado entre dos discos de fricción -38- coaxiales, de eje XX, con pivotes radiales externos encajados

en las entallas -15- del cubo -13-. Los discos de fricción -38- están montados locos con relación a la tuerca -32-. Una arandela elástica -38a- trabada sobre el cubo -13-, sirve de apoyo a un disco -38-. Un resorte -39- aplica los discos -38- contra el disco intermedio -37- de tal manera que solamente por fricción de los discos -37- y -38- el cubo -13- del árbol motor -12- puede arrastrar en rotación a la tuerca -32-. El resorte -39- se apoya, por un lado contra un disco -38- y por el otro contra el fondo del cubo -13-.

Los discos -37- y -38- y el resorte -39- constituyen, en consecuencia, un embrague de fricción entre el cubo -13- y la tuerca -32-.

Para completar la descripción del sistema B de compensación automática del desgaste, es necesario precisar que un par de entallas, por ejemplo las -36-, son más anchas que los pivotes o lengüetas correspondientes del disco -37- y presentan una holgura correspondiente a un juego axial de las guarniciones -9a-, -9b- con relación al disco -1-.

Funcionamiento (figuras 1, 2, 3, 4, 5, y 6).

Se trata de apretar las guarniciones de fricción -9a-, -9b- sobre el disco -1-. Se supondrá que ningún juego debe compensarse, dado que la disposición y el funcionamiento del sistema B de compensación de desgaste citados anteriormente son bien conocidos.

1º Freno aflojado:

Originalmente el mecanismo de mando de frenado está en posición aflojada, las guarniciones de fricción -9a-, -9b- se suponen no desgastadas y separadas del disco -1- y el re-

sorte -34- impulsando a la placa de apoyo -33- contra la brida de la tuerca -32-, aplicada a su vez contra la tercera leva-tambor -18-.

5 El conjunto A de las tres levas-tambores -16-, -17-  
-18- está en situación retraída, por la posición de la palanca -11- (figura 6). Las rampas -19-, -24-, -25-, -29- están en contacto por sus sectores planos extremos con separación según el paso  $p$ .

2º Apretado del freno:

10 La palanca -11- es maniobrada por el cilindro -10- de forma que apriete a las guarniciones de fricción -9a-, -9b- contra el disco de freno -1-.

La rotación de la palanca -11- origina la del árbol -12-, de su cubo -13- y, por el juego de las acanaladuras -14- y -23- (figura 2), la rotación de la leva-tambor intermedia -17- con relación a la primera leva que permanece fija. Deslizándose sobre el tope de agujas -22-, la rampa -24- de la leva -17- se desplaza con relación a la rampa -19- de la leva -16- desde la posición de la figura 6 a la de la figura 5.  
20 Esta rotación de una fracción de vuelta de la leva -17- se traduce en un desplazamiento axial según el eje XX de la leva -17-, en una fracción del paso  $p$  de las rampas helicoidales -19- y -24-. La otra rampa -25- de la leva -17- se desplaza de esta manera en una fracción de paso  $p$  a la vez que gira y se  
25 desliza sobre el tope de agujas -26- que la separa de la rampa -29- de la tercera leva-tambor -28-. Esta permanece inmovilizada en rotación por el pivote -28- y la entalla -27-, pero puede deslizarse axialmente con relación al pivote -28-

gracias a dicha entalla -27-. Se comprende que el desplazamiento axial en una fracción de paso  $p$  y la rotación de la rampa -24- acarrearán un desplazamiento axial suplementario de una fracción de paso  $p$  de la tercera leva-tambor -18-. Como  
 5 en el caso ejemplo las rampas helicoidales -19-, -24-, -25-, -29- son del mismo diámetro y del mismo paso de arrollamiento, el desplazamiento axial simple de la leva intermedia de arrastre -17- provoca un desplazamiento axial doble de la leva conducida -18-.

10 A su vez, el desplazamiento axial de la leva -18-, doble del de la leva -17- (la leva -18- queda en la posición -18a- representada en línea de trazos en la figura 6), desplaza a la brida de la tuerca -32-, la placa de apoyo -33- aplasta al resorte de la placa -34- y, por conexión irreversible  
 15 de la tuerca -32- con el tornillo -31-, desplaza axialmente al tornillo -31- en la misma cantidad que la leva -18- y acerca a la mordaza móvil -8- al disco de freno -1-, apretando así a la guarnición de fricción -9b- sobre el disco -1-. Como sea que el estribo -3- es flotante, por reacción de la  
 20 guarnición -9a- se centra alrededor del disco -1- y se efectúa el apretado.

### 3º Aflojamiento del freno:

Para volver a la posición aflojada de los frenos, el resorte del gato -10- devuelve a la palanca -11- a su posición  
 25 inicial. El árbol -12- hace girar, por tanto, al cubo -13- y a la leva -17- en sentido inverso por el juego de las acanalamuras -14- y -23-. La leva -17- se acerca una fracción de paso  $p$  a la leva -16- y la leva -18-, bajo la presión del resorte

-34-, por intermedio de la placa de apoyo -33- de la brida de la tuerca -32-, se acerca a su vez a la leva -17- para volver a la posición de la figura 6, desplazándose axialmente dos veces más que la leva -17-.

5            En esta traslación en sentido inverso de un valor doble de la de la leva -17-, la tuerca -32- arrastra según la misma carrera axial al tornillo -31- y éste arrastra a la mordaza móvil -8- que se aleja del disco -1-. El estribo -3- flotante se equilibra por uno y otro lado del disco -1-, y el  
10 freno se afloja.

          Debe observarse que si hubiese habido desgaste de las guarniciones de freno -9a-, -9b-, que debiera compensarse, el sistema B habría funcionado de la siguiente manera: En el momento del apretado, tras una rotación de cada pivote del  
15 disco -37- correspondientes al batidero de las muescas -36-, el embrague -37-, -38- hace girar a la tuerca -32- y desplaza así al tornillo -31- y las guarniciones -9a-, -9b-, según un desplazamiento suplementario que se añade al obtenido por la impulsión directa de la leva -18- sobre la tuerca -32-.

20            Cuando aparece el esfuerzo axial (contacto de las guarniciones -9a-, -9b- con el disco -1-), el embrague -37-, -38- patina y las levas continúan su acción de desplazamiento sobre la tuerca -32- para originar el apretado.

          Durante el aflojado, el embrague -37-, -38- patina  
25 cuando cada pivote del disco -37- choca sobre el otro flanco activo de cada muesca -36-, es decir sobre el otro flanco del batidero que le está permitido. La tuerca -32- no puede girar ya que el resorte de rueda libre -35- se lo impide.

Ventajas:

La presencia de tres levas -15-, -17- y -18- y de las cuatro rampas -19-, -24-, -25- y -29- resulta ventajosa, ya que permite amplificar la carrera axial de apretado de las guarniciones de freno -9a-, -9b- sin aumentar el paso de las superficies helicoidales ni el ángulo de rotación de la palanca -11- con relación a la técnica conocida. La interposición de dos topes de agujas -22-26- entre las levas -16-, -17-, -18- permite transmitir un serio esfuerzo axial.

Además, la simetría de las rampas helicoidales -25- y -24- y de las rampas -19- y -29-, así como de las levas-tambores -16- y -18-, presentan una ventaja: la de poder invertir las funciones y posición de los anillos -16- y -18-, utilizando el mecanismo de la invención sobre un freno del lado izquierdo, respecto a un freno del lado derecho (rueda opuesta).

Finalmente, el hecho de alojar el sistema B de compensación de desgaste en el interior de las levas -16-, -17- -18-, en lugar de interponerlo entre la leva -18- y la tuerca -32-, al exterior de la leva -18-, permite una sensible economía o disminución de volumen axial.

## REIVINDICACIONES

1. Mecanismo de mando para freno de disco, con estribo flotante, cuyo estribo presenta una mordaza fija dotada de una guarnición de fricción sobre una cara del disco y una mordaza móvil dotada de una guarnición de fricción sobre la cara opuesta del disco, cuyo mecanismo es del tipo de palanca motriz articulada que arrastra en rotación a una rampa helicoidal conjugada fija y apoyada sobre la precedente por un tope helicoidal de agujas, y que desplaza así axialmente a una guarnición de fricción sobre el disco a apretar por intermedio de un sistema de compensación automático de desgaste, mientras que la otra guarnición de fricción se acerca igualmente al disco, cuyo mecanismo se caracteriza por el hecho de que está integrado por tres levas-tambores, con cuatro rampas helicoidales conjugadas, quedando una de las levas combinada con una de las guarniciones de fricción por intermedio de un sistema de compensación automático de desgaste.

2. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la primera leva-tambor lleva una sola rampa helicoidal y es totalmente fija, la segunda leva-tambor lleva dos rampas helicoidales, simétricamente opuestas, y es rotativo y móvil en traslación con relación a la primera leva fija, la tercera leva-tambor, simétrica de la primera, va provista de una sola rampa helicoidal, conjugada con la rampa adyacente de la segunda leva tambor quedando inmovilizada en rotación la mencionada tercera leva y combinada con una de las guarniciones

de fricción por intermedio de un sistema de compensación automático de desgaste.

3. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la segunda leva-tambor, rotativa, va provista de acanaladuras interiores que cooperan con las acanaladuras exteriores de un cubo solidario de un árbol de mando, accionado en rotación por una palanca motriz.

4. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la primera leva-tambor está inmovilizada en rotación por un pivote radial solidario de una caja del mecanismo y queda encajado en una ranura longitudinal de la leva, orientada sobre una generatriz de la leva cilíndrica, y por el hecho de que la leva-tambor está inmovilizada en traslación entre un ensanchamiento de la caja del mecanismo y un ensanchamiento comprendido entre el árbol y el cubo motores.

5. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la tercera leva-tambor queda inmovilizada en rotación por un pivote radial solidario de la caja del mecanismo y encajado en una ranura longitudinal de la leva, orientada según una generatriz de la leva cilíndrica.

6. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizada por el hecho de que la primera leva-tambor presenta una superficie activa transversal al eje de su superficie exterior, cuya superficie transversal tiene la forma de una rampa helicoidal de arrollamiento.

to alrededor del mencionado eje, arrollada en  $360^{\circ}$  alrededor del mismo, con un paso determinado por una separación axial entre el comienzo y el final de la mencionada rampa, es decir, entre sus dos extremos.

5                   7. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la segunda leva-tambor va provista de dos rampas helicoidales simétricas sobre cada uno de sus sectores extremos, ortogonales al eje de su superficie exterior cilíndrica.

10                   8. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 6, caracterizado por el hecho de que la rampa helicoidal está conjugada con la rampa helicoidal de la primera leva-tambor, con el mismo paso y sentido de arrollamiento alrededor del eje de su superficie exterior cilíndrica.

15                   9. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 6, caracterizado por el hecho de que la rampa de la segunda leva tambor es del mismo paso, pero de sentido inverso al de las rampas de la opuesta de la propia segunda leva y asimismo al de la primera leva.

20                   10. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la tercera leva va provista sobre su sector extremo, enfrentada a la segunda leva, de una rampa helicoidal del mismo paso y del mismo sentido de arrollamiento que la rampa de la segunda leva.  
25                   va.

                  11. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que entre las respectivas rampas helicoidales enfrentadas de las levas-

tambores, quedan interpuestos unos topes de agujas, cuyas agujas están montadas en unas jaulas de rodamiento helicoidales, del mismo paso y sentido de arrollamiento que las rampas helicoidales entre las que se hallan interpuestos.

5                   12. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la leva-tambor móvil en traslación pero no en rotación está provista de una entalla interior que sirva de apoyo y de paro en rotación de un órgano unidireccional que pertenece a un sistema de compensación automática de desgaste.

10                   13. Mecanismo de mando para freno de disco, según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el sistema, ya conocido, de compensación automática de desgaste de las guarniciones de fricción, queda interpuesto entre el budo del árbol motor accionado por la palanca motriz y una mordaza móvil portadora de una guarnición de fricción, situada lo más cercana posible del mecanismo de mando.

15                   14. Mecanismo de mando para freno de disco, según las reivindicaciones 1 y 12, caracterizado por el hecho de que el sistema de compensación automática de desgaste, constituido, como ya es conocido, por unos medios de tornillo y tuerca, un embrague de fricción entre el árbol motor y la tuerca, y un embrague unidireccional aplicado a la tuerca, está alojado en el interior de las levas-tambores, que, a tal fin, son huecas.

20                   15. Mecanismo de mando para freno de disco.

                  Todo ello según queda descrito y reivindicado en la presente memoria descriptiva, la cual consta de veinte

hojas foliadas, escritas a máquina por una sola de sus caras.

Barcelona, 23 de agosto de 1979

PONT-A-MOUSSON, S. A.

p.a.

A handwritten signature is written over the text 'p.a.' and extends to the left and right, ending in a long horizontal stroke.

FIG. 1

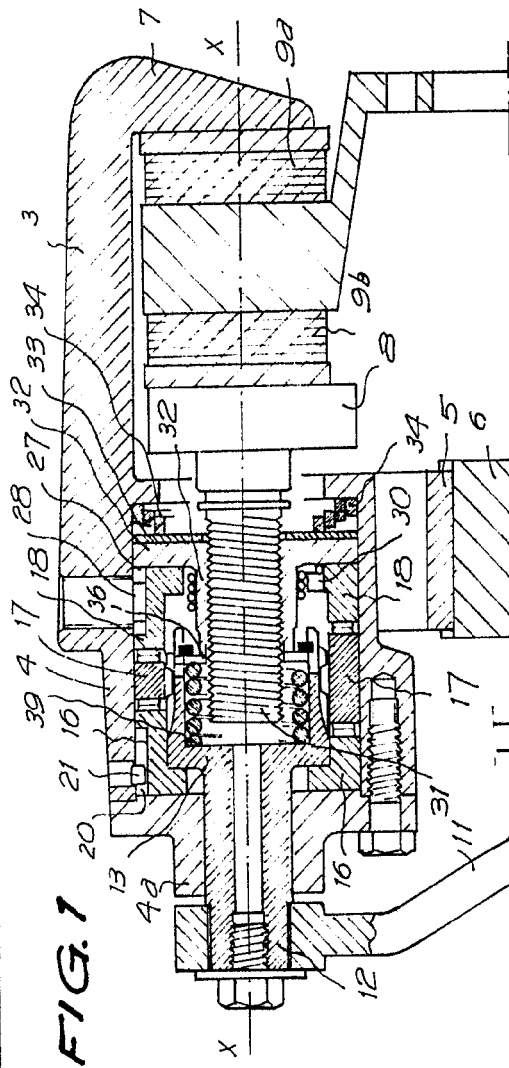


FIG. 2

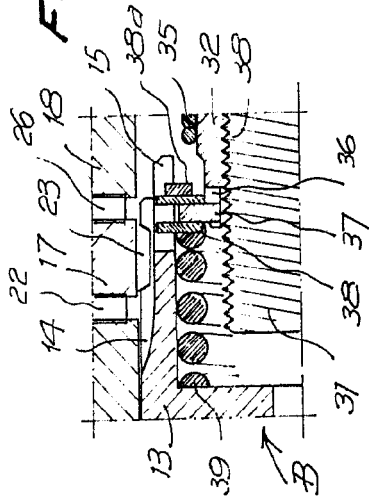


FIG. 3

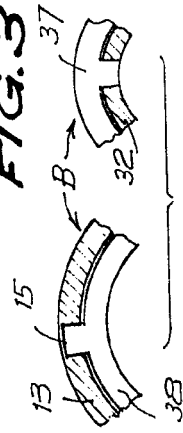


FIG. 4

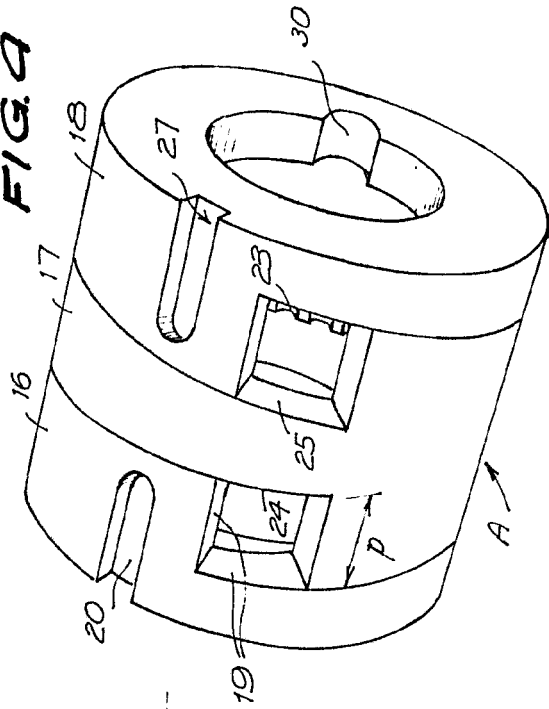


FIG. 5

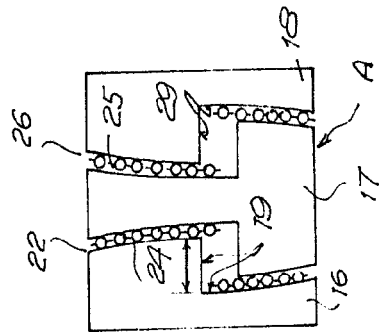
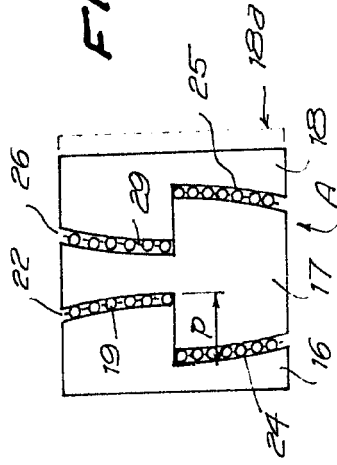


FIG. 6



Barcelona, 22 de agosto de 1979  
P.A.





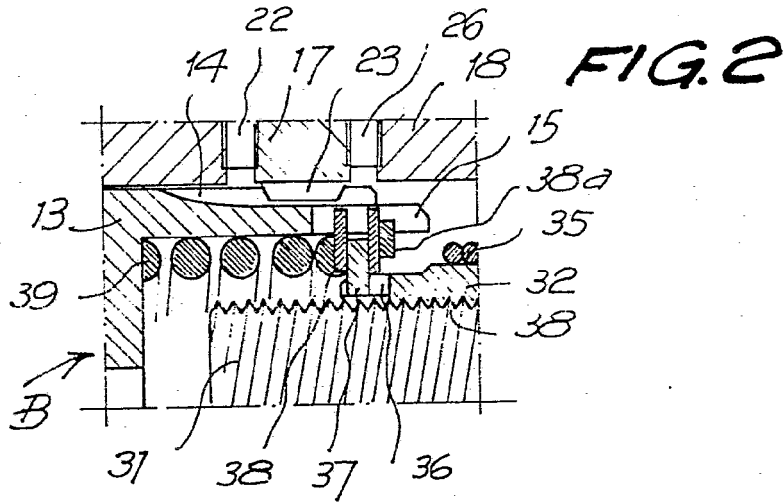
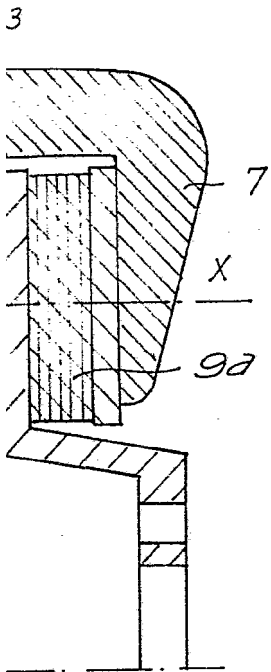


FIG. 2

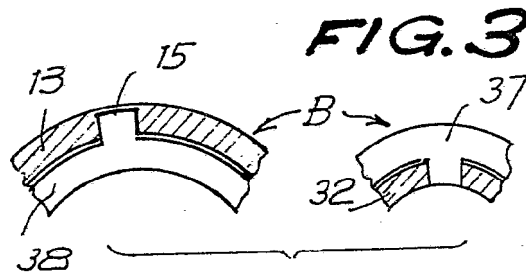


FIG. 3

FIG. 4

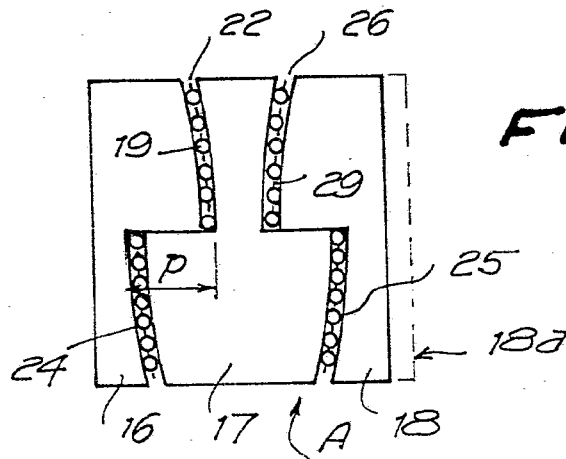
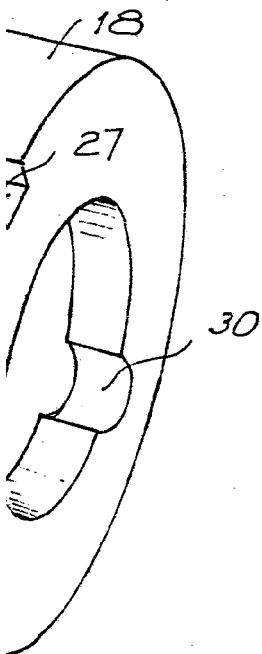


FIG. 6

Barcelona, 23 de agosto de 1979  
p.a.

