

MINISTERIO DE INDUSTRIA  
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



ESPAÑA

10	ES	11	NUMERO	446.807	19	AI
		21				
		22	FECHA DE PRESENTACION	8-4-76		

PATENTE DE INVENCION

30	PRIORIDADES	32	FECHA	33	PAIS
31	NUMERO				
	14.269/75		8 de Abril de 1.975		Inglaterra.

47	FECHA DE PUBLICIDAD	51	CLASIFICACION INTERNACIONAL	62	PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
			B 60 T		

64	TITULO DE LA INVENCION
	PROCEDIMIENTOS EN ACCIONADORES HIDRAULICOS PARA FRENOS DE VEHICULOS.
	17 FEB. 1977.

71	SOLICITANTE (S)
	GIRLING LIMITED.
	DOMICILIO DEL SOLICITANTE
	Kings Road, Tysley, Birmingham B26 1AW, West Midlands, Inglaterra.
72	INVENTOR (ES)
	GLYN PHILLIP REGINALD FARR.
73	TITULAR (ES)
74	REPRESENTANTE
	GOMEZ-ACEBO.

El presente invento se refiere a accionadores hidráulicos para sistemas de frenos de vehículos, y de un modo más particular, se refiere a un accionador hidráulico que comprende componentes epuestos relativamente móviles y que tienen un accionador mecánico auxiliar que funciona entre los componentes por medio de un ajustador automático del huelgo.

Un ajustador automático del huelgo para un accionador hidráulico de la clase mencionada, se describe en la Patente Española 380.885. Dicho ajustador automático del huelgo comprende elementos ajustadores giratorios y no giratorios que tienen una conexión de rosca reversible entre los mismos y se sitúa entre un accionador mecánico auxiliar adaptado a un primer componente del accionador hidráulico y un segundo componente del accionador hidráulico. Los elementos ajustadores se empujan en dirección axial uno en dirección al otro en respuesta a una carrera excesiva entre dichos componentes del accionador hidráulico para hacer que el elemento giratorio de rosca se enrosque a lo largo del elemento roscado no giratorio con el fin de reducir el huelgo del freno. Unas superficies de fricción se asocian con el elemento roscado giratorio y el segundo componente del accionador hidráulico para ser empujada en unión a tope entre sí por el empuje del freno para evitar la rotación del elemento roscado giratorio, por lo que el avance relativo de los elementos roscados puede tener lugar solamente durante una absorción del huelgo, cuando la fuerza de frenada es ligera y la deflexión del freno es imperceptible. El ajustador automático es, por lo tanto, "insensible a la carga" en el sentido de que no responde a un recorrido adicional del accionador debido a deflexión del freno.

En las modalidades de preferencia ilustradas en la patente citada, el elemento ajustado giratorio comprende una tuerca

asociada con el segundo componente del accionador hidráulico y  
el elemento ajustador no giratorio comprende una columna ó pun-  
tal roscado sobre el cual actúa el accionador mecánico por un -  
núcleo móvil con deslizamiento hermético en el primer componente  
5 del accionador hidráulico, adaptándose el accionador mecánico -  
al primer componente del accionador hidráulico. En una modalidad  
la tuerca que forma el elemento giratorio forma efectivamente -  
parte del segundo componente del accionador hidráulico que ac-  
túa sobre un elemento no giratorio con la superficie de fricción  
10 El inconveniente de este dispositivo es que el elemento ajusta-  
dor giratorio es de diámetro relativamente grande y ofrece una  
gran resistencia a la rotación. En otra modalidad descrita en -  
esta Patente anterior, este inconveniente se evita virtualmente  
haciendo que la tuerca giratoria sea un elemento separado del -  
15 segundo componente del accionador hidráulico situándose las su-  
perficie de fricción entre la tuerca giratoria y el segundo com-  
ponente del accionador hidráulico. Este dispositivo tiene el in-  
conveniente de que se tiene que formar una estanquidad hidráulica  
adicional entre la tuerca y el segundo componente del accio-  
20 nador.

Según un aspecto del presente invento, un accionador --  
hidráulico para el freno de un vehículo comprende componentes --  
opuestos, primero y segundo, no giratorios pero desplazables --  
axialmente de una forma relativa, que se separan por aplicación  
25 de presión hidráulica entre los mismos y que llevan un acciona-  
dor mecánico adaptado al primer componente y un ajustador auto-  
mático del huelgo que funciona entre el accionador mecánico au-  
xiliar y el segundo componente, comprendiendo el ajustador del  
huelgo elemento ajustadores giratorios y no giratorios de los -  
30 cuales el elemento giratorio tiene una parte roscada en acepla-

miento a rosca con el elemento giratorio y otra parte no girato-  
ria con relación a su parte roscada y se desliza de una forma -  
estanca con respecto al primer componente del accionador hidráu-  
lico, de forma que la presión hidráulica actúa sobre dicha parte  
5 adicional del elemento ajustador giratorio en la misma dirección  
que actúa sobre el primer componente del accionador hidráulico,  
actuando el accionador mecánico auxiliar sobre el segundo com-  
ponente del accionador hidráulico por el elemento ajustador gira-  
torio, por el montaje a rosca y por dicho elemento ajustador no  
10 giratorio en dicho orden, utilizándose medios de resorte para em-  
pujar dicha parte adicional del elemento ajustador giratorio en  
dirección opuesta a la dirección en la que la presión hidráuli-  
ca aplicada actúa sobre el mismo para producir por lo menos par-  
te de un ciclo de ajuste cuando se ha producido desgaste de las  
15 pastillas ó forros de los frenos y cuando la presión hidráulica  
aplicada está por debajo de un valor relativamente bajo prede-  
terminado, consistiendo dicho ciclo de ajuste en la rotación de  
dicho elemento ajustador giratorio ó comprendiendo dicha rota-  
ción en una dirección en la que se absorbe el huelgo aumentado  
20 debido al desgaste de los forros ó pastillas, venciendo la -  
fuerza de los medios de resorte por la presión hidráulica apli-  
cada que actúa sobre dicha parte adicional del elemento ajusta-  
dor giratorio para inhibir cualquier parte de un ciclo de ajue-  
ta siempre que la presión hidráulica aplicada esté por encima de  
25 dicho valor relativamente bajo predeterminado.

Según otro aspecto del presente invento, un accionador  
hidráulico para un freno de vehículo comprende un primer y un -  
segundo componentes no giratorios pero axialmente desplazables  
opuestos que se separan por aplicación de presión hidráulica en  
30 tre los mismos y que llevan un accionador mecánico adaptado al

primer componente y un ajustador automático del huelgo que funciona entre el accionador mecánico auxiliar y el segundo componente, comprendiendo el ajustador del huelgo elementos ajustadores giratorio y no giratorio de los cuales el elemento giratorio tiene una parte roscada con una conexión de rosca reversible ---  
5 con dicho elemento no giratorio y otra parte adicional no giratoria con relación a su parte roscada y que se desliza herméticamente con relación al primer componente del accionador hidráulico, de forma que la presión hidráulica actúa sobre dicha parte  
10 adicional del elemento ajustador giratorio en la misma dirección que actúa sobre el primer componente del accionador hidráulico, habilitándose superficies de unión a tope por fricción en cooperación sobre la citada parte adicional del elemento ajustador giratorio y un elemento adicional no giratorio, actuando el accionador hidráulico por el elemento no giratorio adicional, por  
15 la superficie de unión a tope por fricción por el elemento ajustador giratorio, por la conexión de rosca y por el elemento ajustador no giratorio en dicho orden, utilizándose medios de resorte para empujar la parte adicional del elemento ajustador  
20 giratorio en una dirección con el fin de tender al menos a separar la superficie de unión a tope por fricción con el fin de que la conexión de rosca reversible pueda hacer girar el elemento ajustador giratorio cuando se ha producido desgaste de las pastillas ó forros de los frenos y cuando la presión hidráulica  
25 aplicada está por debajo de un valor predeterminado relativamente bajo, efectuándose la rotación del elemento ajustador giratorio en una dirección en la que absorbe el huelgo aumentando debido al desgaste de las pastillas ó forros, venciendo la fuerza de los medios de resorte por la presión hidráulica aplicada que actúa sobre dicha parte adicional del elemento ajustador gi  
30

ratorio para que la presión hidráulica aplicada pueda empujar la superficie de unión a tope por fricción una contra otra con el fin de evitar la rotación del elemento ajustador giratorio siempre que la presión hidráulica aplicada supere dicho valor predeterminado.

5

Las superficies de unión a tope por fricción son convenientes frustrocónicas.

El primer componente del accionador hidráulico tiene -- preferiblemente un ánima y el elemento ajustador giratorio comprende una barra de empuje alojada deslizantemente en dicha ánima.

10

Un muelle adicional relativamente ligero puede actuar sobre dicha parte adicional del elemento ajustador giratorio para ayudar a que la presión hidráulica residual actúe sobre dicha parte adicional para vencer la fricción en la conexión de rosca reversible y en la obturación hidráulica resistiendo la rotación del elemento ajustador giratorio.

15

Se puede habilitar un mecanismo de trinquete entre el elemento no giratorio adicional y el elemento ajustador giratorio para evitar la rotación inversa de este último debido a "retrogradación".

20

No obstante, el invento no queda limitado a un accionador hidráulico provisto de un ajustador automático del huelgo que emplea una conexión de rosca reversible entre los elementos giratorio y no giratorio, según se describe en la patente Española número 3801885, si no que también tiene aplicación a accionadores hidráulicos provistos de ajustadores automáticos del huelgo en los cuales la conexión de rosca entre los elementos giratorios y no giratorio no es reversible y el ajustador del

25

30

huelgo comprende un mecanismo ajustador que responde a un exce-

so de huelgo del freno para hacer girar el elemento ajustador giratorio con el fin de absorber el huelgo en exceso, según se describe en la patente Británica número 1.381.281.

5 El dispositivo ilustrado en esta Patente Británica tiene también el inconveniente de que se tiene que habilitar una obturación adicional para que el ajustador sea insensible a la carga. Por otro lado, en la figura 2 de la patente Británica número 1.179.235, se ilustra un tipo similar de ajustador del  
10 huelgo que prácticamente es insensible a la carga en el sentido de que la presión hidráulica carga la conexión de rosca no reversible cuando la presión de frenada es importante e inhibe el ajuste en respuesta a la deflexión del freno. Un inconveniente de esta modalidad es que el deslizamiento relativo tiene lugar entre esta tuerca y el obturador ó cierre hermético por el cual  
15 se cierra al componente de la accionador hidráulico al que se adapta el accionador mecánico auxiliar, aún hasta la presión máxima de frenada. Esto da lugar a una vida útil corta del obturador. En la figura 4 de la patente Española número 348.389, se ilustra un ajustador insensible a la carga en el cual una tuerca  
20 no giratoria se cierra herméticamente de una forma deslizante al pistón al que está adaptado el accionador mecánico de forma que a las presiones hidráulicas aplicadas relativamente altas se evita el deslizamiento en este obturador. No obstante, este ajustador tiene los inconvenientes de que el obturador tiene que permitir la carrera máxima del accionador equivalente a  
25 dos espesores de las pastillas ó forros de fricción, para que el obturador sea eficaz con pastillas nuevas y con pastillas gastadas, y que se tiene que habilitar un cojinete de baja fricción para la barra de empuje giratoria que se conecta a rosca  
30 con la tuerca y sobre la cual actúa el accionador mecánico.

Según otro aspecto del presente invento, un accionador hidráulico para el freno de un vehículo comprende un primer y un segundo componentes no giratorios, opuestos, pero desplazables axialmente entre sí, que se separan por aplicación de presión -

5 hidráulica entre los mismos y que llevan un accionador mecánico adaptado al primer componente y un ajustador automático del huelgo que funciona entre el accionador mecánico auxiliar y el segundo componente, comprendiendo el ajustador del huelgo elementos -

10 ajustadores giratorios y no giratorios de los cuales el elemento giratorio tiene una parte roscada con una conexión de rosca no reversible con el elemento no giratorio y otra parte no giratoria con relación a su parte roscada y con deslizamiento hermético en el primer componente del accionador hidráulico, por lo que

15 la presión hidráulica actúa sobre dicha parte adicional del elemento ajustador giratorio en la misma dirección que actúa sobre el primer componente del accionador hidráulico, actuando dicho accionador mecánico auxiliar sobre el segundo componente del accionador hidráulico por el elemento ajustador giratorio, por la

20 conexión de rosca y por el elemento ajustador no giratorio en dicho orden, comprendiendo además el ajustador del huelgo un mecanismo ajustador que responde al recorrido axial relativo entre la parte adicional del elemento ajustador giratorio y el primer

25 componente accionador para hacer girar el elemento ajustador giratorio y absorber el huelgo excesivo debido a desgaste de los forros ó pastillas, disponiéndose un muelle oscilante para empujar dicha parte adicional del elemento ajustador giratorio en

30 dirección opuesta a la dirección en la cual la presión hidráulica aplicada actúa sobre el mismo para producir parte del ciclo de ajuste cuando se ha producido el desgaste de las pastillas ó forros y cuando la presión hidráulica aplicada está por debajo

de un valor predeterminado relativamente bajo, comprendiendo dicho ciclo de ajuste el giro del elemento ajustador giratorio por dicho mecanismo ajustador mediante desplazamiento axial relativo en una dirección. Entre la parte adicional del elemento ajustador giratorio y el primer componente del accionador hidráulico y el ajuste del mecanismo ajustador por desplazamiento axial relativo en dirección opuesta entre dicha parte adicional del elemento ajustador giratorio y el primer componente del accionador hidráulico vencióndose la fuerza del muelle por la presión hidráulica aplicada que actúa sobre la parte adicional del elemento ajustador giratorio para inhibir cualquier desplazamiento axial relativo entre la parte adicional del elemento ajustador giratorio y el primer componente del accionador hidráulico, siempre que la presión hidráulica aplicada esté por encima del citado valor predeterminado relativamente bajo.

El invento se describe de una forma adicional, a título de ejemplo, tomando como referencia los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 es una vista en sección longitudinal de una primera modalidad de accionador del freno construido de acuerdo con el invento con un ajustador automático del huelgo.

Las figuras 2, 3 y 4, son vistas similares que ilustran otras modalidades de ajustador automático del huelgo y accionador del freno.

Las figuras 5 y 6 son vistas detalladas en sección que ilustran otras modalidades de accionador mecánico auxiliar.

La figura 7 es una vista esquemática en sección que ilustra otra modalidad de ajustador automático del huelgo; y

La figura 8 es una vista en sección longitudinal de un accionador del freno provisto de una modalidad adicional de ajuste

tador automático del huelgo.

Refiriéndonos a la figura 1 de los dibujos, un accionador hidráulico para un freno de disco comprende pistones opuestos 10 y 11 que se deslizan en un ébima pasante 12 en un elemento de cuerpo 13.

5

El primer pistón 10 actúa por una prolongación 10a sobre un yugo 15 (del cual solo se ilustra una parte) montado deslizantemente sobre el elemento de cuerpo 13 que actúa sobre otra zapata (que tampoco se ilustra) que coopera con una cara de un disco (que tampoco se ilustra). El segundo pistón 11 actúa sobre una zapata de acción directa (no ilustrada) que coopera con la otra cara del disco. El freno del disco se puede construir según se describe en la patente Británica número 1.075.371.

10

Un accionador mecánico auxiliar se adapta al primer pistón 10 y comprende un disco de leva frontal 16 montado en este pistón para girar alrededor del eje longitudinal del accionador. Tres bolas 14 se colocan separadas a 120° en canales inclinados helicoidalmente en el disco de leva 16 y en la pared extrema de la prolongación del pistón 10a. El disco de leva 16 actúa a través de un elemento no giratorio 18 sobre un extremo de un ajustador automático 19 cuyo otro extremo coopera con el segundo pistón 11. Para obtener una descripción del dispositivo empleado para hacer girar el disco de leva 16 tomese como referencia la memoria de la patente Británica número 1.194.844. El ajustador comprende un elemento giratorio 20 y un elemento no giratorio 21 que tiene entre los mismos una conexión de rosca reversible 22. Una conexión de rosca reversible en una conexión de tal naturaleza que el desplazamiento axial a un elemento puede producir rotación del otro elemento y viceversa. Esta propiedad depende del ángulo de paso, ángulo de flanco y coeficiente de fricción de la

15

20

25

30

conexión roscada. El elemento ajustador giratorio 20 adopta la forma de una barra de empuje que tiene una parte roscada 20 a - provista de una rosca externa que coincide con una rosca interna en el elemento ajustador no giratorio 21 para formar la conexión giratoria 22, teniendo el elemento ajustador no giratorio forma de tuerca. La barra de empuje 20 tiene una parte adicional 20b que se desliza en un ánima 9 en el pistón 10 y se cierra herméticamente al mismo por un anillo de estanquidad 8. El extremo exterior de la parte de la barra 20b se une a tape con el elemento 18 por superficies de fricción frustrocónicas 30 y 31. Un muelle 32 actúa entre el pistón 10 y el elemento 18 y sirve como muelle de recuperación del freno de mano, teniendo el elemento 18 una formación esférica central 33 que se acopla al disco de leva 16 para reducir al mínimo el par de fricción entre estas partes y permitir la alineación apropiada del elemento 18. El elemento 18 y el pistón 10 están provistos de canales semicilíndricos donde se aloja un pistón 34 para evitar que el elemento 18 gire con relación al pistón 10. El propio pistón 10 no puede girar por acción del yugo 15.

La tuerca 21 se aloja parcialmente en un agujero ciego 23 en el segundo pistón 11 y es empujada contra la pared extrema lla del ánima 23 por un muelle 35. El muelle 35 queda entre una pestaña 21a en la tuerca 21 y un disco 36 mantenido por un anillo de resorte 37 alojado en un canal anular en el ánima del pistón 23. La pestaña 21a y el pistón 11 están provistos de canales semicilíndricos en los cuales se aloja un pistón dirigido axialmente 38 para evitar que la tuerca 21 gire con relación al pistón 11. El propio pistón 11 no puede girar gracias a un conjunto de zapata no ilustrado contra el cual actúa este pistón.

Para hacer funcionar los frenos hidráulicamente, se abas

tece fluido hidráulico al espacio comprendido entre los pistones 10 y 11 para separarlos. El primer pistón 10 actúa por la prolongación del pistón 10a y el yugo 15 sobre el conjunto de zapata de accionamiento indirecto y el segundo pistón 11 actúa contra el conjunto de zapata de accionamiento directo. El huelgo normal del freno se obtiene por holgura axial en la conexión de rosca 22 y normalmente el pistón 11 no se separa del conjunto de zapata de accionamiento directo. Una vez que los pistones 10 y 11 están sometidos a presión hidráulica, esta presión actúa también sobre la parte adicional 20b de la barra de empuje 20 para empujar la superficie de fricción frustrocónicas 30 y 31 en contacto entre sí. De este modo se evita que la barra 20 gire y cuando se ha absorbido la holgura axial en la conexión rosca 22, v.g., en una deflexión del freno, la tuerca 21 se mueve con la barra 20, comprimiendo el muelle 35. Cuando se desgasta la pastilla ó forro, la pastilla de accionamiento directo y el segundo pistón 11 no retroceden hasta la misma posición al soltarse el freno por lo que queda un pequeño espacio de separación entre la pestaña de la tuerca 21a y la pared extrema del pistón 11a en tanto que la presión hidráulica se encuentra todavía a un valor predeterminado relativamente bajo suficiente para vencer la fuerza del muelle 35. Cuando la presión hidráulica se reduce aún más, el muelle 35 tiende a separar la superficie de fricción frustrocónicas 30 y 31, permitiendo que la conexión de rosca reversible 22 haga girar a la barra 20 sometida la presión hidráulica residual. De este modo, solamente se puede realizar el ajuste mientras se absorbe una holgura de carrera excesiva y la presión hidráulica es relativamente baja. Se evita una ajuste excesivo por deformación del freno como consecuencia de pisar el freno a fondo, permitiéndose el recorrido del pistón adicional por compre-

sión del muelle 35.

El freno se echa mecánicamente haciendo girar el disco de leva 16. El empuje desarrollado entre las superficies de fricción 30 y 31 por accionamiento mecánico del freno evita que gire la barra de empuje 20.

La modalidad de la figura 2 es en la mayoría de los aspectos similar a la modalidad de la figura 1 y las partes componentes semejantes se indican con los mismos números de referencia. La modalidad de la figura 2 difiere de la modalidad de la figura 1 en dos aspectos. En primer lugar, un muelle 40 en forma de un paquete de arandelas de resorte actúa por un cojinete de empuje axial 41 sobre la parte adicional 20b de la barra de empuje 20. La fuerza del muelle 40 suplementa la presión hidráulica relativamente baja que actúa sobre la parte de barra de empuje 20b con el fin de efectuar el ajuste, siendo la fuerza del muelle 40 menor que la fuerza del muelle 35. De este modo se evita la posibilidad de que la resistencia a la rotación de la barra de empuje 20 sea demasiado para permitir la rotación a presiones hidráulicas suficientemente bajas. En segundo lugar, un elemento de trinquete 42 se fija al elemento 18 y comprende una -- uñeta de trinquete elástica 43 que coopera con los dientes de trinquete en la cara extrema de la barra de empuje 20. El elemento de trinquete 42 sirve para evitar la rotación inversa de la barra de empuje 20. Esto tiene por finalidad evitar la rotación inversa en condiciones de retrogresión.

La modalidad de la figura 3 es de nuevo muy similar a la modalidad de la figura 1 y las partes componentes semejantes indican con número de referencia iguales. En la modalidad de la figura 3, el elemento no giratorio 18a tiene la superficie de fricción frustrocónica 31 sirve simultáneamente como parte no girato

ria del accionador mecánico. En esta modalidad, el disco de leva giratorio 16a se monta por medio de un eje 45 en la prolongación del pistón 10b. Tres bolas 14a se sitúan separadas a 120° en canales inclinados helicoidalmente en el disco de leva 16a y en el elemento no giratorio 18a. Un cojinete de empuje 46 se adapta entre el disco de leva 16a y la pared extrema de la prolongación del pistón 10d. En esta modalidad, se tiene que recurrir a otros medios para que la prolongación del pistón 10d haga tope con la horquilla ó yugo (no ilustrado).

Con el empleo de ajustadores automáticos se tiene que disponer de medios para absorber un recorrido muy sustancial entre los pistones 10 y 11 que podría tener lugar si, por ejemplo se reemplazaran nuevas zapatas por zapatas gastadas ó el ajustador se desenroscara durante la reparación de los frenos y se volvieran a colocar zapatas gastadas. Con el ajustador de la figura 1 existe una presión hidráulica por debajo de la cual la barra de empuje 20 no girará debido a fricción de estanquidad y fricción de rosca, pero en la cual se pueden separar los pistones 10 y 11. Cuando se presenta un huelgo de freno excesivamente grande y se puede descargar suficiente fluido hidráulico para echar el freno, v.g., en un sistema de servofreno, el recorrido entre los pistones 10 y 11 podría ser tan grande que pusiera al extremo de cabeza de la derecha de la barra de empuje 20 en contacto con la cara posterior del pistón 10 y abatir entonces completamente el muelle 35. Para que la barra de empuje 20 pueda girar en estas condiciones y evitar por lo tanto deterioros del ajustador, se coloca un cojinete de baja fricción 44, v.g., de PTFE, en la cara posterior del pistón 10. En la modalidad de la figura 3 se puede hacer una modificación similar.

La modalidad de la figura 4 incorpora características -

de las modalidades de las figuras 1 y 2 y de nuevo, las partes componentes iguales están indicadas por números de referencia semejantes. En la figura 4, la pared extrema del pistón 11 está provista de una superficie de unión a tope frustracónica 11b contra la cual una superficie semiesférica 21b sobre la pestaña 21a de la tuerca 21 es empujada por el muelle 35. De este modo la tuerca 21 se puede alinear automáticamente. El cojinete de empuje de rodillos 41 de la figura 2 se reemplaza en la modalidad de la figura 4 por una arandela antifricción 41a de material de baja fricción como es el P.T.F.E. El pistón 38 de las figuras 1 y 2 se reemplaza en la modalidad de la figura 4 por una arandela 47 que se ajusta forzada sobre la tuerca 21 contra su pestaña 21a y tiene un saliente alojado en un canal axial 48 formado en la pared periférica interior del pistón 11 para evitar que gire la tuerca 21.

El mecanismo que comprende la tuerca 21 y el muelle 35 se puede encapsular, v.g., colocarse en una cápsula contenedora en la cual se habilite la superficie de unión a tope 11a y 11b y en uno de cuyos extremos abiertos se sujeta el anillo de resorte 37, habilitándose un dispositivo de fijación como es la arandela 47, para evitar que la tuerca 21 gire en la cápsula. El muelle 35 se comprime por lo tanto previamente antes de adaptarlo al accionador, con lo que se facilita el ensamble, fijándose la cápsula al pistón respectivo, v.g., por ajuste forzado.

La figura 5 ilustra otra modalidad de accionador mecánico auxiliar. Esta modalidad comprende un elemento de leva 16b montado en un componente accionador hidráulico 10b que en esta modalidad, es el cuerpo de un cilindro en cuya ánima de cilindro 12A se desliza herméticamente el pistón 11. El elemento de leva 16b tiene una superficie helicoidal 50 complementaria a una

superficie helicoidal 51 prevista en el elemento adicional no giratorio 18b. Los rodillos 14b, localizados en una jaula 52, se colocan entre las superficies helicoidales 50 y 51. Un cojinete de empuje axial 53 comprende también preferiblemente rodillos enjaulados y se dispone entre el elemento de leva giratorio 16b y el cuerpo del cilindro 10b. De este modo, la rotación del elemento de leva 16b por una palanca 54 en dirección apropiada empuja al elemento no giratorio 18b hacia la izquierda contra la barra de empuje 20.

En el cuerpo del cilindro 10b se adapta una pieza adicional 55 sujeta en su sitio por medio de un tornillo 57. El elemento no giratorio 18b se fija a la pieza 55 para evitar la rotación del elemento 18b pero permitiendo su desplazamiento axial. El dispositivo de estanquidad 8 que cierra la parte adicional 20b de la barra de empuje 20 coopera con un orificio 9 formado en la pieza 55. El ajustador automático del huelgo de la figura 5 funciona de la misma manera que el de la figura 1. Se puede tomar como referencia la memoria de la patente Alemana publicada número 3.503.875 (Offenlegungsschrift) para tener una descripción más detallada del accionador mecánico de la figura 5.

La figura 6 de los dibujos ilustra esquemáticamente un detalle de una modalidad en la cual el accionador mecánico auxiliar comprende una leva 16c que se monta en la parte del pistón 10a alrededor de un eje perpendicular al eje del accionador hidráulico. La leva 16c actúa sobre el elemento adicional no giratorio 18c por medio de una sufridera 60. El elemento 18c se enchaveta a la prolongación del pistón 10a y tiene una superficie de unión a tope por fricción 31 que coopera con la superficie de unión a tope por fricción 30 en la parte adicional 20b del elemento ajustador giratorio. La rotación de la leva 16c a izqui

erdas, según se verá en la figura 6, empuja hacia la izquierda -  
al elemento adicional no giratorio 18c.

5 En todas las modalidades del invento descrito e ilustra-  
do, el elemento ajustador giratorio 20 comprende una parte ros-  
cada 20a y una parte adicional 20b que se desliza herméticamente  
en un accionador hidráulico, cuyas partes forman parte íntegra  
como un puntal ó barra de empuje, y el elemento ajustador no gi-  
ratorio 21 adopta la forma de una tuerca separada del pistón 11,  
actuando el muelle 35 entre la tuerca 21 y el pistón 11. La fi-  
10 gura 7 de los dibujos ilustra esquemáticamente que se puede con-  
seguir otra modalidad en la cual el elemento ajustador no gira-  
torio 121 forma parte íntegra ó se fija con relación al segundo  
pistón 111 y el elemento ajustador giratorio 120 se fabrica en  
dos partes separadas 120a y 120b actuando entre las mismas el -  
15 muelle 35a. La parte 120a tiene la conexión de rosca reversible  
22a con el elemento no giratorio 121 formando parte del pistón -  
111 y la parte 120b se desliza herméticamente por medio de la -  
junta 8 al ánima 9 en el primer pistón 10. Las partes 120a y --  
120b del elemento ajustador giratorio son relativamente despla-  
zables en sentido axial por medio de una conexión de movimiento  
20 perdido pero gracias a un dispositivo de chaveta apropiada no -  
gira entre sí. El muelle 35a empuja las partes 120a y 120b axial-  
mente una hacia la otra. El funcionamiento del ajustador automá-  
tico ilustrado en la figura 7 es efectivamente el mismo que el  
25 de las figuras 1 a 4.

En las modalidades del invento ilustradas en las figuras  
1 a 7 de los dibujos, la conexión roscada 22 es una conexión de  
rosca reversible y el ajuste se efectúa cuando es necesario por  
el muelle 35 que actúa a la izquierda de la tuerca 21 y la pre-  
30 sión hidráulica residual (suplementada por el muelle 40 en las

figuras 2 y 4) que actúa hacia la derecha sobre la parte adicional 20b de la barra de empuje 20, haciendo de este modo que la conexión roscada 22 haga girar la barra de empuje 20. El muelle 35 tiende a separar la superficie de unión a tope a fricción 30 y 31 desahogando de este modo estas superficies de fricción 6 - el par de fricción y permitiendo que gire la barra de empuje 20. La barra de empuje 20 no se desplaza realmente hacia la izquierda, o por lo menos no se desplaza sensiblemente, con relación al pistón 10, pero se verá que el ajuste responde a la tendencia que tiene la parte de la barra de empuje 20b a desplazarse hacia la izquierda con relación al pistón 10, porque de este modo se liberan de carga axial las superficies de unión a tope por fricción 30 y 31, desahogando de este modo el par de fricción. En otras palabras, el accionador mecánico auxiliar se sitúa en el componente accionador hidráulico (el pistón 10) con relación al cual existe al menos la tendencia de que la parte de la barra de empuje 20b se desplace cuando es necesario un ajuste para absorber el huelgo, pero solamente cuando la presión hidráulica está debajo del valor predeterminado relativamente bajo en el cual el muelle 35 es más potente que la fuerza inducida a la barra de empuje 20 por la presión hidráulica.

Este mismo principio tiene aplicación en la modalidad del invento ilustrada en la figura 8 de los dibujos en la cual las partes componentes semejantes a la de las figuras 1 a 4 están indicadas por números de referencia iguales, pero en esta modalidad existe una conexión de rosca no reversible 222 entre una parte roscada 220a de una barra de empuje 220 y una tuerca 221 empujada por el muelle 35 contra la base 11a del pistón 11. Un mecanismo ajustador 219 se utiliza para hacer girar la barra de empuje 220 cuando se necesita ajuste. Este mecanismo ajustador

219 responde al movimiento real de una parte adicional 220b de la barra de empuje 220 hacia la izquierda con relación al pistón 10 cuando se necesita ajuste, siendo el pistón 10 el componente accionador hidráulico al cual se adapta el accionador mecánico auxiliar 16.

5

La parte adicional 220b de la barra de empuje 220 se cierra por el anillo de estanquidad 8 al ánima pasante 9 en el pistón 10. El disco de leva giratorio 16, montado en la prolongación del pistón 10a, actúa sobre un extremo en forma de cúpula 233 de la parte de barra de empuje 220b.

10

El mecanismo ajustador 219 comprende un tercer elemento ajustador en forma de anillo de accionamiento 70 que tiene una conexión de rosca reversible 61 con la parte de barra de empuje 220b. Una arandela de resorte 72 empuja a una superficie de fricción 73 formada por una esquina del anillo de accionamiento 70 contra una superficie de fricción frustrocónica 74 en una parte anular separada 75 la cual, en lo que se refiere al ajuste automático, puede considerarse como parte del pistón 10. La parte separada 75 es empujada realmente por arandelas de resorte adicionales 76 contra un resalto 77 en el pistón 10, quedando retenidas las arandelas de resorte 76 por un anillo de resorte 78. Las arandelas de resorte 76 son más ruetes que la arandela de resorte 72 y su finalidad es ceder para permitir que el anillo de accionamiento 70 se desplace hacia la izquierda con relación al pistón 10 cuando funciona el accionador mecánico auxiliar, evitando de este modo deterioro del mecanismo ajustador.

15

20

25

El muelle 35 es un muelle de ciclación para el mecanismo ajustador 219. Un ciclo de ajuste comprende dos partes, una de las cuales es rotación de la barra de empuje 220 por la conexión de rosca reversible 71 con el anillo de accionamiento 70 sujeto

30

por la superficies de fricción 73, 74 y la otra parte es la colocación del mecanismo ajustador 219 por rotación del anillo de accionamiento 70 por la conexión roscada 71 cuando existe la --  
tendencia a que se separen las superficies de fricción 73, 74.  
5 Estas dos partes de un ciclo de ajuste tienen lugar debido a --  
desplazamientos hacia la izquierda y hacia la derecha de la barra de empuje 220 con relación al pistón 10 en cantidad suficiente para absorber la holgura axial formada en la conexión de rosca reversibles 71.

10 Si suponemos ahora que con los frenos hechados se produce un cierto desgaste de los forros ó pastillas y que al saltarse el freno, los pistones 10 y 11 no retroceden con tanta proximidad entre sí, ocurre que, cuando la presión aplicada se reduce por debajo del valor predeterminado relativamente bajo, el --  
15 muelle de ciclación 35 tira de la tuerca 221 contra la base 220a del pistón 11 y absorbe cualquier holgura axial en la conexión de rosca no reversible 222 y tira de la parte de barra de empuje 220b separándola del disco de leva 16 más de lo necesario para absorber la holgura axial en la conexión de rosca reversible  
20 71. El anillo de accionamiento 70 no puede girar por las superficies de fricción 73 y 74 y la conexión de rosca reversible 71 hace girar la barra de empuje 220 en la dirección necesaria para absorber parte del huelgo excesivo del freno debido a desgaste de las pastillas ó forros, siendo de mano opuesta las conexiones roscadas 71 y 222. La vez siguiente que se echa el freno  
25 el muelle de ciclación 35 lleva la tuerca 221 y la barra de empuje 220 con el pistón 11 hasta que la presión hidráulica se --  
eleva por encima del valor predeterminado en el cual la fuerza de la presión que actúa sobre la parte de barra de empuje 220b  
30 vence la fuerza del muelle 35. El extremo en forma de cúpula 233

de la parte de barra de empuje 220b es empujado entonces por la presión hidráulica en contacto con el disco de leva 16, tendiendo de este modo a mover el anillo de accionamiento 70 hacia la derecha contra el muelle 72. De este modo se liberan las superficies de fricción 73 y 74 de la fuerza del muelle 72, permitiendo por lo tanto que la conexión de rosca reversible 71 haga girar el anillo de accionamiento 70 a una nueva posición en la cual queda dispuesto para efectuar otros ciclos de ajuste cuando sea necesario. Se verá que la arandela de resorte 72 lleva el anillo de accionamiento 70 hacia su diámetro interior, reduciendo de este modo al mínimo el par de fricción aplicada al anillo de accionamiento por la arandela de resorte.

Para obtener una descripción adicional del modo de funcionamiento del mecanismo ajustador 219 ilustrado en la figura 8 de los dibujos, tómesese como referencia la patente Británica número 1.381.281.

Se pueden efectuar diversas modificaciones a la modalidad de la figura 8. Por ejemplo, la conexión de rosca reversible 71 se puede disponer entre el anillo de accionamiento 70 y el primer pistón 10 y la superficie de fricción 73 y 74 se pueden disponer entre el anillo de accionamiento 70 y la parte de barra de empuje 220b.

Un embrague unidireccional, v.g., un trinquete como es el elemento de trinquete 42 de las figuras 2 y 4, se puede utilizar para evitar la rotación inversa del elemento ajustador giratorio 220 por retrogresión.

El mecanismo ajustador 219 ilustrado en la figura 8 de los dibujos es de la clase en la cual se utiliza una conexión de rosca reversible para efectuar el ajuste en una conexión de rosca no reversible. Un cierto número de dichos ajustadores se

describen ó ilustran en la Patente Británica número 1.179.235 y por dichas patentes resultará evidente que el mecanismo ajustador 219 se puede reemplazar por un mecanismo ajustador accionado por levas. En este caso, el anillo de accionamiento 70 se reemplazaría por un disco de leva frontal que coopera con un collarín formado sobre la parte de la barra de empuje 220b, disponiéndose bolas ó otros elementos rodantes en canales inclinados en las caras mutuamente encaradas del disco de leva frontal y el collarín, actuando un muelle de torsión entre el disco de leva frontal y el elemento ajustador giratorio 220. El medio de funcionamiento de dicho ajustador resultará evidente por la patente Británica número 1.179.235.

Se puede modificar la modalidad de la figura 8 de los dibujos siendo la tuerca 221 fija ó formando parte íntegra del pistón 11 y haciendo que las partes de barra de empuje 220a y 220b sean relativamente desplazables en sentido axial a través de una conexión de movimiento perdido pero giratorias de una forma no relativa, y situando el muelle 35 entre las partes de barra de empuje en la forma ilustrada en la figura 7.

A pesar de que los ajustadores ilustrados en las figuras 1 a 7 de los dibujos son del tipo llamado "de una sola operación" v.g., todo el exceso de huelgo del freno debido a desgaste de las pastillas ó forros es absorbido inmediatamente por una sola operación de ajuste, el ajustador ilustrado en la figura 8 es del tipo llamado "progresivo". En otras palabras, el ajuste efectuado por el giro de la barra de empuje 220 durante un solo ciclo de ajuste es insuficiente para absorber todo el exceso del huelgo del freno que da lugar al ajuste. Otros ciclos de ajuste de magnitud decreciente tienen lugar sucesivamente en operaciones posteriores de accionamiento y suelta del freno.

En todas las modalidades del invento, a pesar de que la presión hidráulica aplicada queda por encima del valor predeter-  
minado relativamente bajo necesario para vencer la fuerza del -  
muelle 35, la parte adicional de la barra de empuje se ve obliga-  
da a seguir el movimiento del pistón 10 permaneciendo directamen-  
te en contacto con el accionador mecánico en la figura 8 ó indi-  
rectamente en contacto con el accionador mecánico por el elemen-  
to no giratorio adicional 18 en las figuras 1 a 7. No se produce  
deslizamiento de la junta en el ánima 9 siempre que la presión  
hidráulica sea de magnitud apreciable, lo cual da por resultado  
una vida útil máxima de la junta 8. La presión hidráulica que ap-  
túa sobre la parte de barra de empuje 20b hace ó tiende a hacer  
que esta última siga al primer pistón 10 durante un ciclo de --  
ajuste, evitando de este modo la necesidad de utilizar un cojine-  
te de empuje de baja fricción entre estas dos piezas. El par de  
fricción en la junta 8, que se opone a la rotación no es elevado  
puesto que la presión hidráulica es relativamente baja durante  
un ciclo de ajuste.

De este modo, se verá que el invento proporciona un ac-  
cionador hidráulico adaptado con un accionador mecánico auxiliar  
y un ajustador automático insensible a la carga, sin necesidad  
de recurrir a otros dispositivos de cierre hermético adicionales.  
Esto se debe a que el ajuste responde a una tendencia al movi-  
miento (figuras 1 a 7) ó a un movimiento real (figura 8) de por  
lo menos una parte del elemento ajustador giratorio con relación  
al componente del accionador hidráulico al que está adaptado el  
accionador mecánico auxiliar.

Las figuras 1 a 4 y 8 ilustran el invento aplicado a un  
accionador hidráulico que comprende pistones opuestos desliza-  
bles en un ánima pasante. La figura 5 de los dibujos ilustra es

quemáticamente que el invento tiene igual aplicación a un accionador hidráulico que comprenda un pistón deslizable en un ánima ciega en el cuerpo de un cilindro. En dicho caso, el pistón y el cuerpo del cilindro constituyen los dos componentes activos relativamente desplazables del accionador hidráulico, y en este caso el accionador mecánico, v.g., la leva, se puede adaptar al pistón ó al cuerpo del cilindro. En el primero de los casos, la barra de empuje 20 y la tuerca 21 se disponen entre la leva y el cuerpo del cilindro y en el último caso, según se ilustra en la figura 5, se disponen entre la leva y el pistón. Los accionadores hidráulicos que comprenden un pistón deslizable en el cuerpo de un cilindro se utilizan en los frenos de disco del tipo llamado de reacción en los cuales, por ejemplo, el cuerpo del cilindro forma parte de la horquilla del freno.

Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental.

#### REIVINDICACIONES

1.- Perfeccionamientos en accionadores hidráulicos para frenos de vehículos, que tienen componentes opuestos no giratorios, relativamente desplazables en sentido axial como pueden ser dos pistones ó un pistón y un cilindro, y que tiene un accionador mecánico auxiliar adaptado al primer componente y un ajustador de automático del huelgo que funciona entre el accionador mecánico auxiliar y el segundo componente, en el cual el ajustador del huelgo comprende elementos giratorios y no giratorios en acoplamiento a rosca entre sí y en el cual el elemento ajustador giratorio se desliza herméticamente en uno de los com

ponentes del accionador hidráulico y es empujado por un muelle cuya fuerza es vencida por la presión hidráulica aplicada para inhibir el ajuste cuando la presión supera un valor predeterminado relativamente bajo, caracterizados porque el accionador mecánico auxiliar actúa sobre el elemento ajustador giratorio una parte del cual por lo menos, queda estanca por el anillo de estanquidad al primer componente del accionador hidráulico al que se adapta el accionador mecánico auxiliar y porque el muelle empuja la parte del elemento ajustador giratorio en dirección contraria al accionador mecánico auxiliar.

2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque cuando la conexión de rosca entre los elementos ajustadores es reversible y se habilitan superficies de unión a tope por fricción preferiblemente cónicas y son empujadas en contacto una con otra por la presión hidráulica aplicada para evitar que el elemento ajustador giratorio gire cuando la presión hidráulica aplicada supera el valor predeterminado relativamente bajo, la superficie de unión a tope por fricción, que coopera con la superficie de unión a tope complementaria en el elemento ajustador giratorio, se encuentra en un elemento no giratorio adicional sobre el cual actúa el accionador mecánico auxiliar.

3.- Perfeccionamientos según la reivindicación 2, caracterizados porque las superficies de unión a tope por fricción son frustrocónicas.

4.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 2' ó 3 caracterizados porque el primer componente del accionador tiene un ánima en su interior y por lo menos la parte adicional del elemento ajustador giratorio comprende una barra de empuje alojada deslizantemente en el ánima y cerrada herméticamente a la

misma por el anillo de estanquidad.

5 5.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 2, 3  
6 4, caracterizados porque la conexión de rosca reversible com-  
prende una rosca externa en la parte roscada del elemento ajustador giratorio y una rosca interna en el elemento ajustador no giratorio.

10 6.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindi-  
caciones 2 a 5, caracterizados porque un muelle adicional actúa  
entre el primer componente del accionador hidráulico y el elemen-  
to adicional no giratorio, y empuja a este último hacia el ac-  
cionador mecánico auxiliar.

15 7.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindi-  
caciones 2 a 6, caracterizados porque otro muelle, más débil que  
el primer muelle mencionado, actúa entre el primer componente -  
del accionador hidráulico y la parte adicional del elemento ajus-  
tador giratorio para ayudar a que la presión hidráulica relativa-  
mente baja venza la fricción en la conexión de rosca reversible  
cuando tiene lugar el ajuste.

20 8.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindi-  
caciones 2 a 7, caracterizados porque se utiliza un mecanismo de  
trinquete entre el elemento no giratorio adicional y el elemento  
ajustador giratorio para evitar la rotación inversa de este últi-  
mo debido a retrogresión.

25 9.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindi-  
caciones 2 a 8, caracterizados porque el accionador mecánico au-  
xiliar comprende una leva montada en el primer componente del -  
accionador hidráulico.

30 10.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9, carac-  
terizados porque la leva se monta alrededor del eje longitudinal  
del accionador hidráulico.

11.- Perfeccionamientos según la reivindicación 10, caracterizados porque la leva comprende un disco de leva frontal axialmente desplazable y elementos rodantes dispuestos entre canales inclinados respectivos y dicho primer componente del accionador hidráulico.

5

12.- Perfeccionamientos según la reivindicación 10, caracterizados porque la leva comprende un disco de leva frontal y elementos rodantes dispuestos entre canales inclinados respectivos y en el elemento adicional no giratorio.

10

13.- Perfeccionamientos según la reivindicación 10, caracterizados porque la leva comprende un elemento giratorio que tiene una superficie de leva helicoidal y una pluralidad de elementos rodantes dispuestos entre la superficie de leva helicoidal y una superficie helicoidal complementaria.

15

14.- Perfeccionamientos según la reivindicación 13, caracterizados porque la superficie helicoidal complementaria se encuentra en el elemento adicional no giratorio.

20

15.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9, caracterizados porque la leva se monta alrededor de un eje perpendicular al eje longitudinal del accionador hidráulico.

25

16.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizados porque la parte roscada y las partes adicionales del elemento ajustador giratorio forman parte íntegra ó se fijan entre sí y el muelle se coloca entre el elemento ajustador no giratorio y el segundo componente del accionador hidráulico.

30

17.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 15, caracterizados porque el elemento ajustador no giratorio forma parte íntegra ó se fija al segundo componente del accionador hidráulico y el muelle se coloca entre la parte

roscada y las partes adicionales del elemento ajustador giratorio.

5 18.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 1, 9, 10, 11, 16 ó 17, caracterizados porque cuando la conexión rosca da entre la parte roscada del elemento ajustador giratorio y el elemento ajustador no giratorio no es reversible, el muelle es un muelle de ciclación para un mecanismo ajustador que responde al desplazamiento axial relativo entre la parte adicional del elemento ajustador giratorio y el primer componente del accionador hidráulico.

10 19.- Perfeccionamientos según la reivindicación 18, caracterizados porque el mecanismo ajustador comprende un tercer elemento ajustador, una conexión de rosca reversible entre el tercer elemento ajustador y la citada parte adicional del elemento ajustador giratorio, superficie de fricción en cooperación  
15 efectivas entre el tercer elemento ajustador y el primer componente del accionador y un muelle adicional que actúa sobre el tercer elemento ajustador para empujar a las superficies de fricción en contacto entre sí.

20 20.- Perfeccionamientos según la reivindicación 19, caracterizados porque la superficie de fricción que pertenece al primer componente del accionador es una pieza separada empujada contra un resalto de unión a tope en el primer componente del accionador hidráulico por un muelle adicional más potente que el muelle adicional que actúa sobre el tercer elemento ajustador.

25 21.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 19 a 20, caracterizados porque el tercer elemento ajustador es anular y la conexión de rosca reversible comprende una rosca externa sobre la parte adicional del elemento ajustador giratorio y una rosca interna en el tercer elemento ajustador.

30 22.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 19,

20 ó 21, caracterizados porque la rosca no reversible comprende una rosca externa sobre la parte roscada del elemento ajustador giratorio y una rosca interna en el elemento ajustador no giratorio.

5

23.- Perfeccionamientos en accionadores hidráulicos para frenos de vehículos, tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria, e ilustrado en los dibujos adjuntos.

La presente Memoria, consta de 29 hojas escritas a máquina por una sola cara.

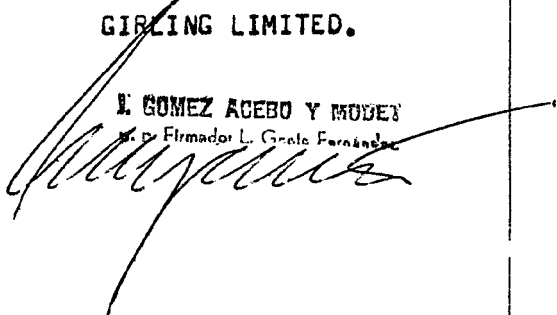
10

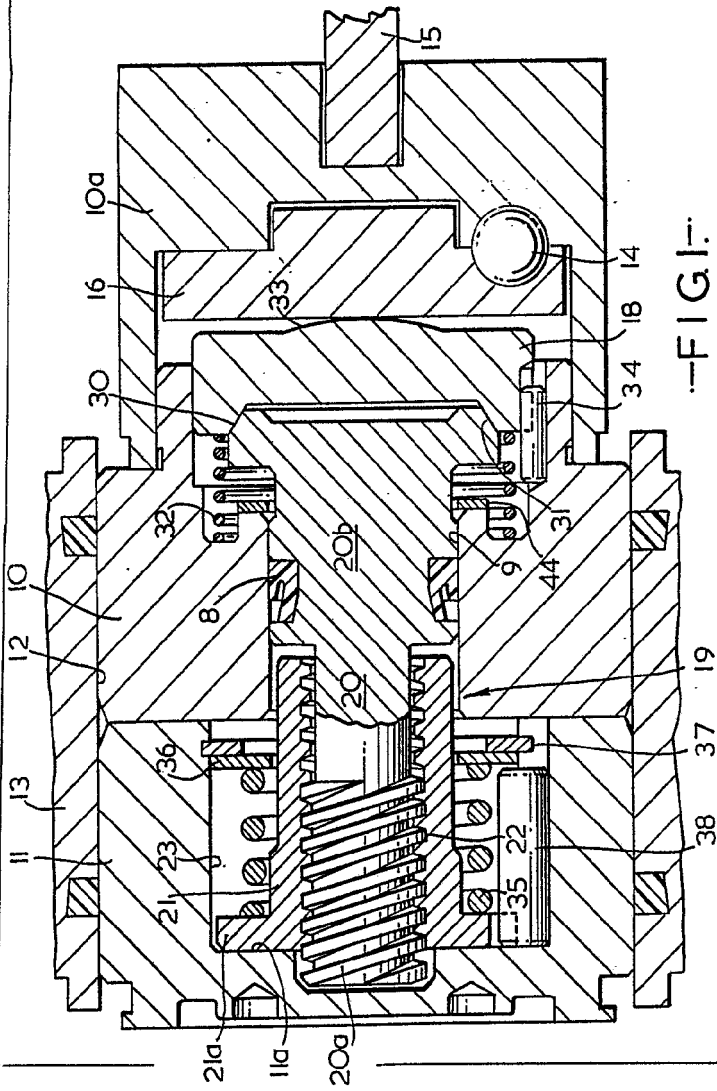
Madrid, 22 JUN. 1972

GIRLING LIMITED.

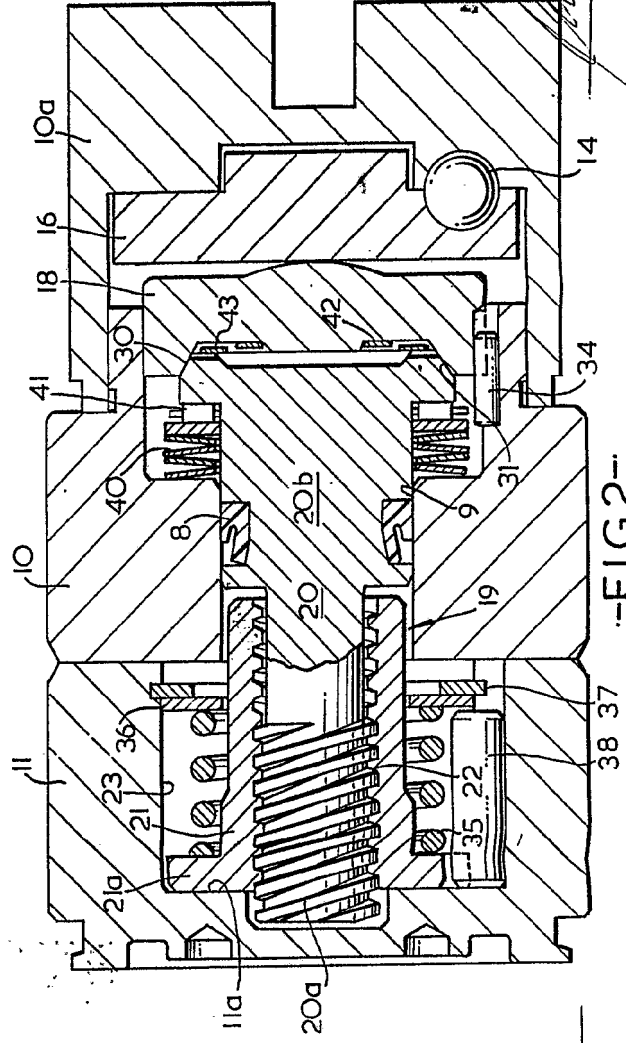
I. GOMEZ ACEBO Y MODEY

Ap. de Firmador L. G. G. Fernández





--FIG. 1--

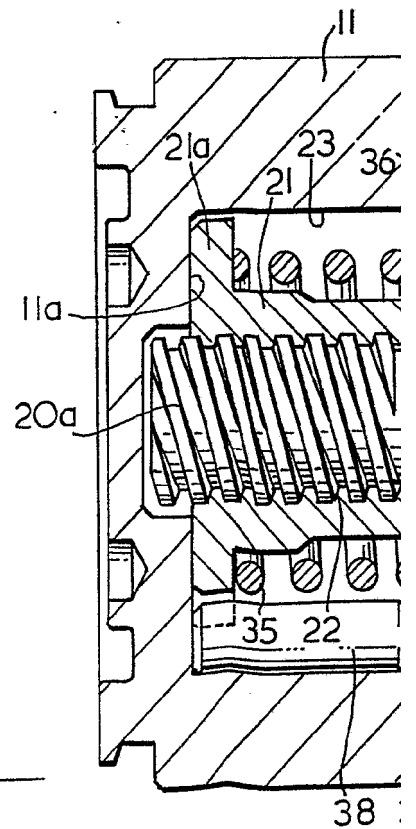
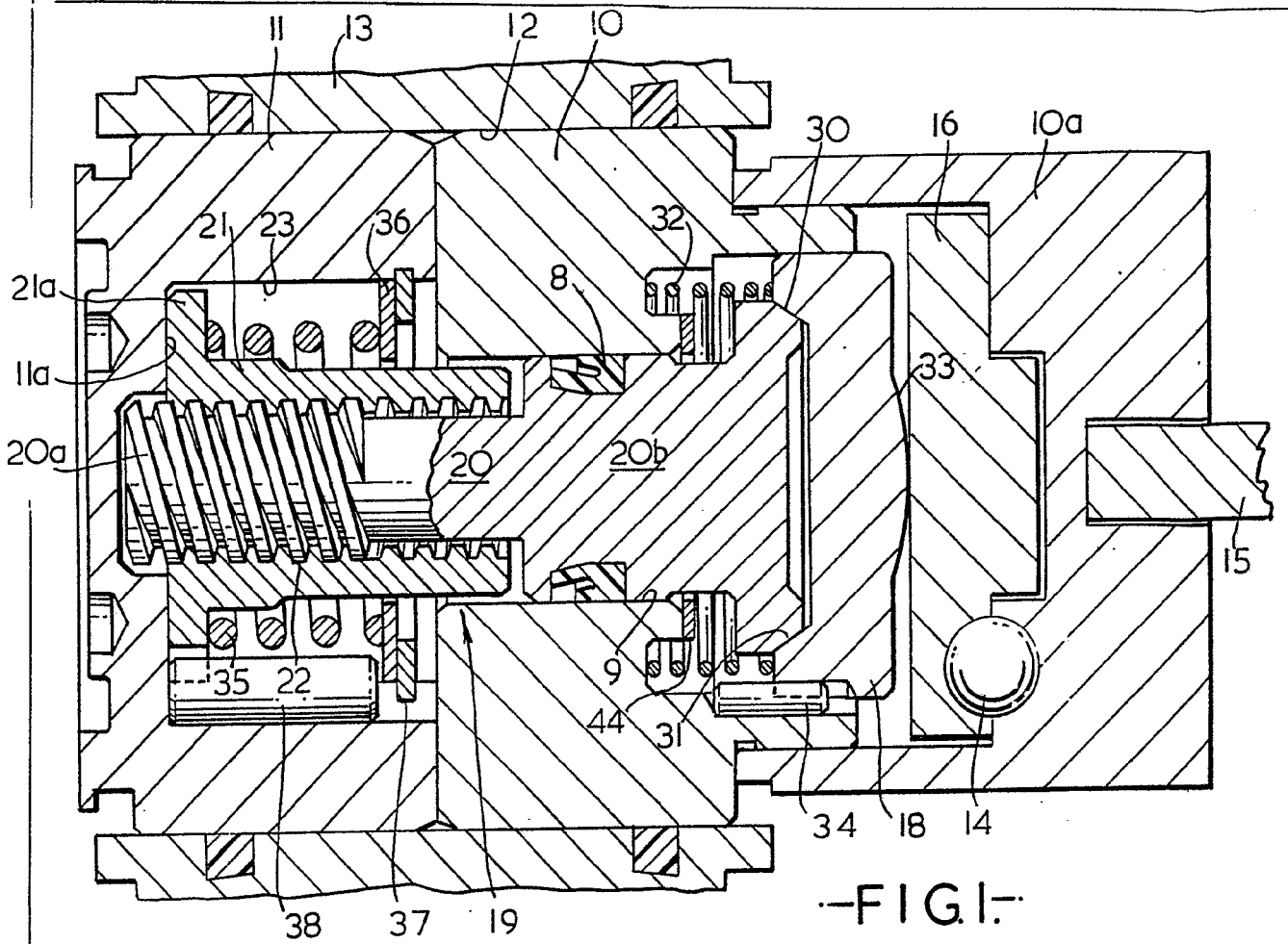


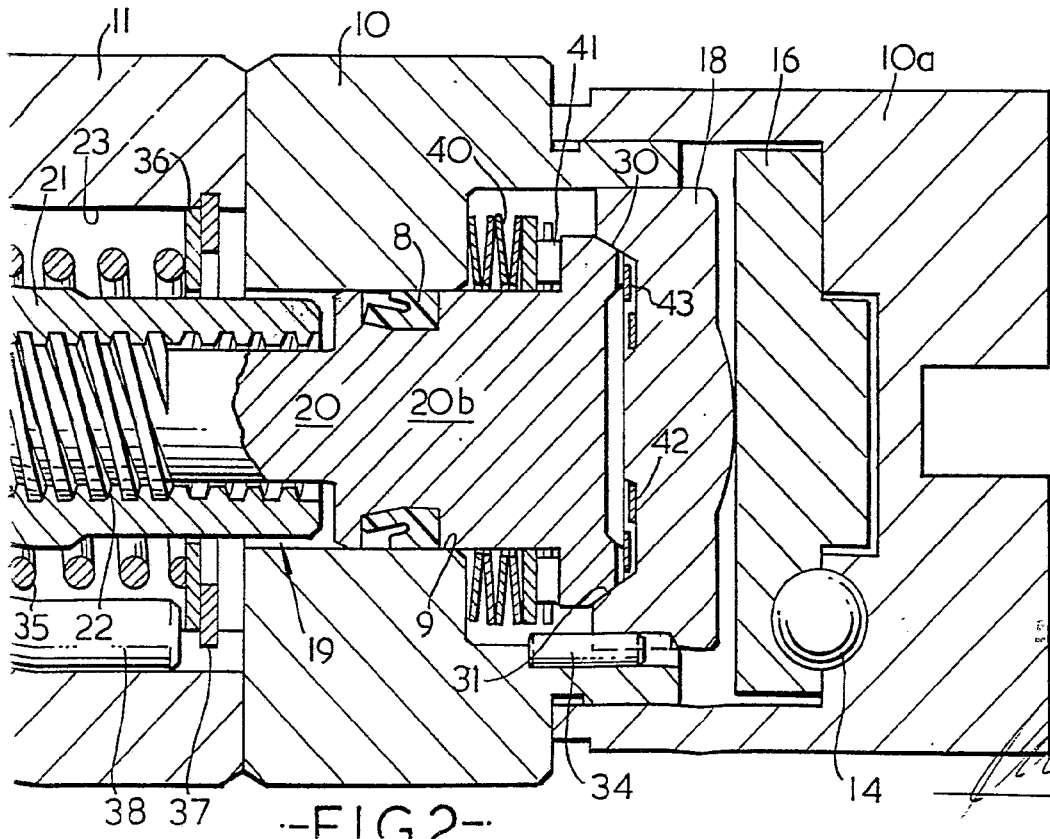
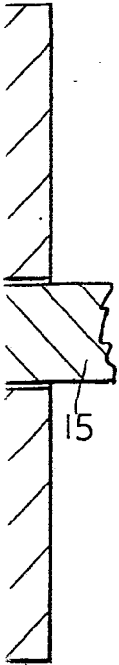
--FIG. 2--

ESCALA  
VARIABLE

BOHMER ACEBO Y MOYER  
C. A. El Encanto L. Guayaquil

*[Handwritten signature]*





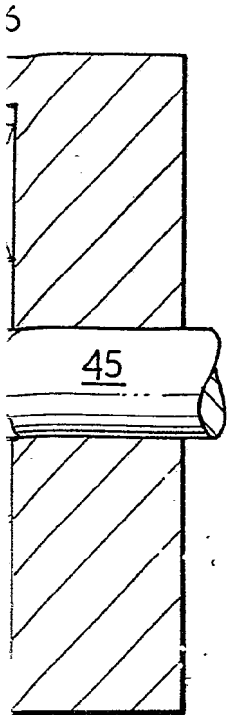
-FIG 2-

ESCA  
MADE IN  
GOMEZ ACEBO Y CA  
S de Firmados L. Gomez Fernández

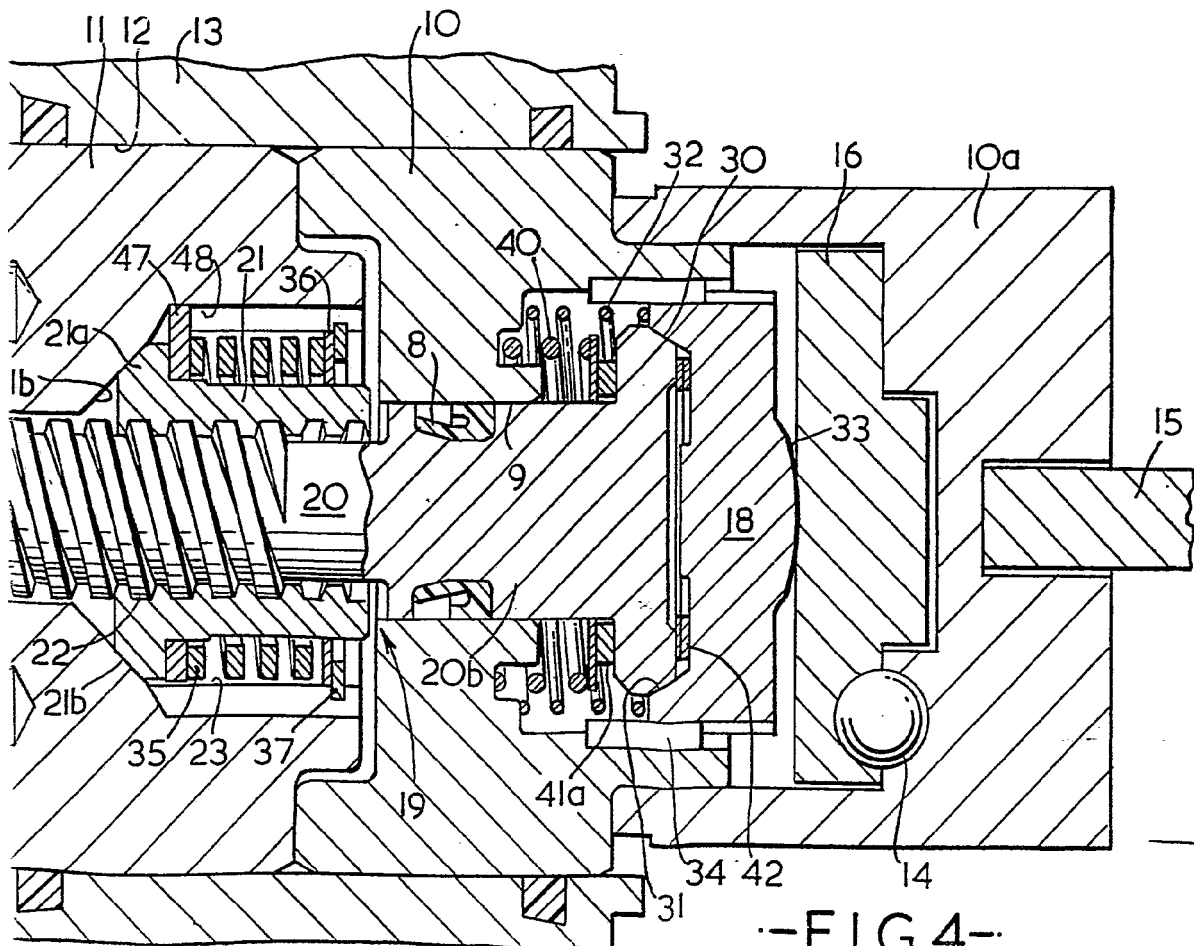
*[Handwritten signature]*







b



-FIG 4-

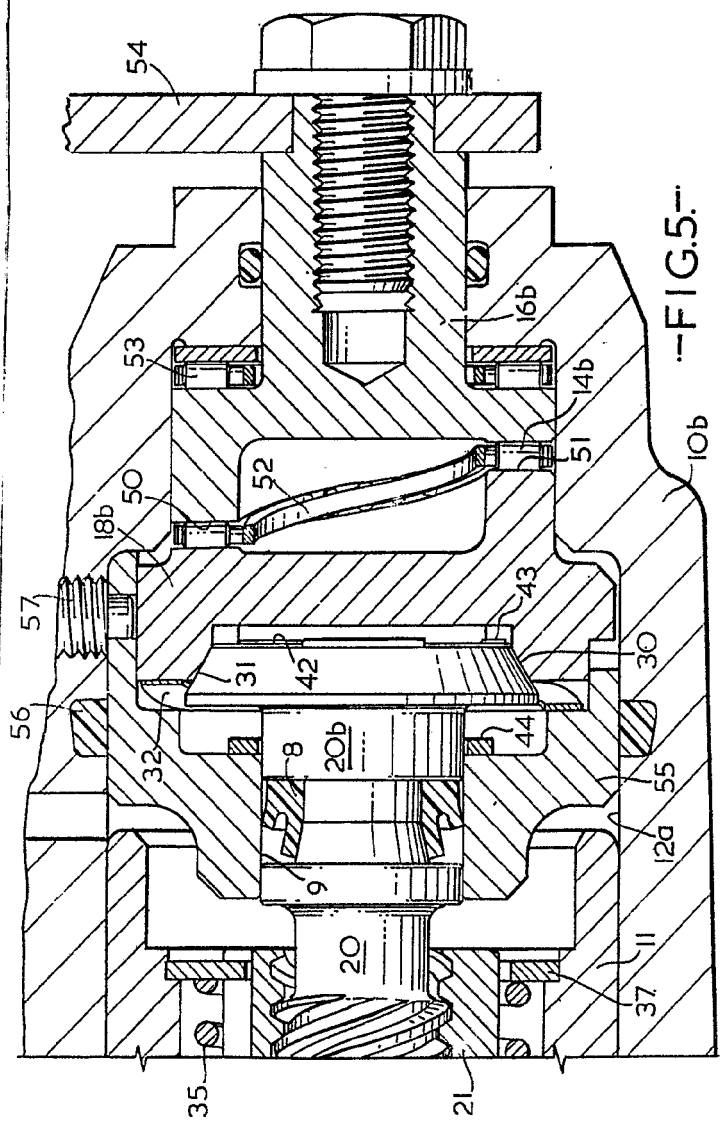


FIG. 5.

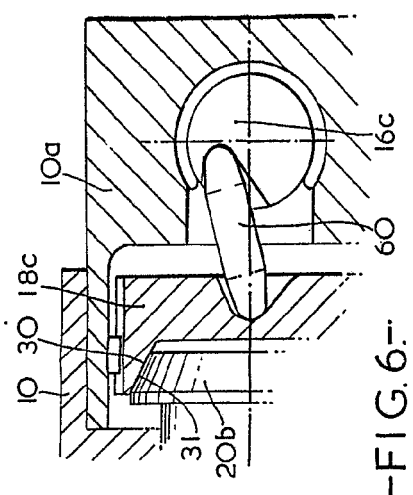


FIG. 6.

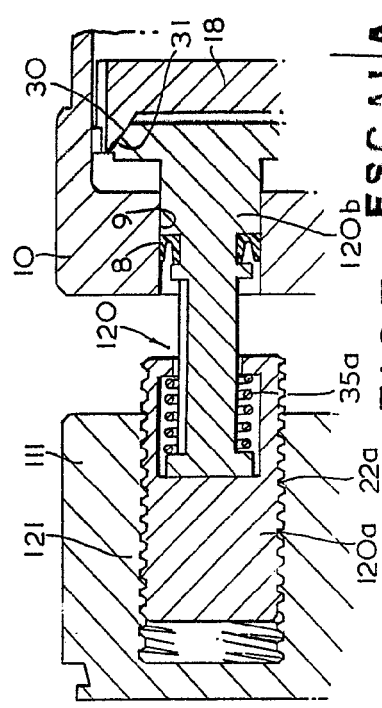
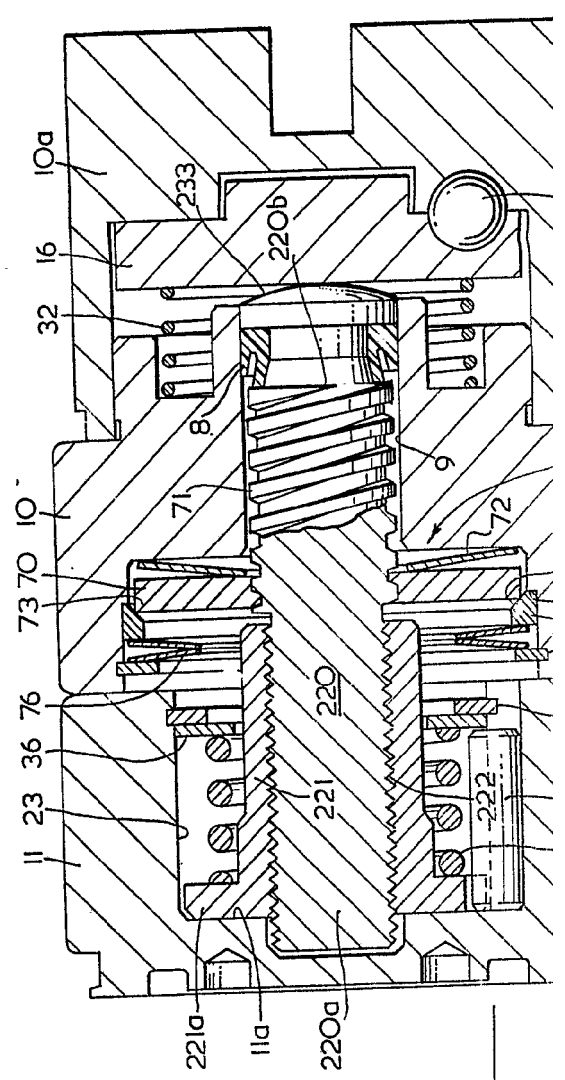
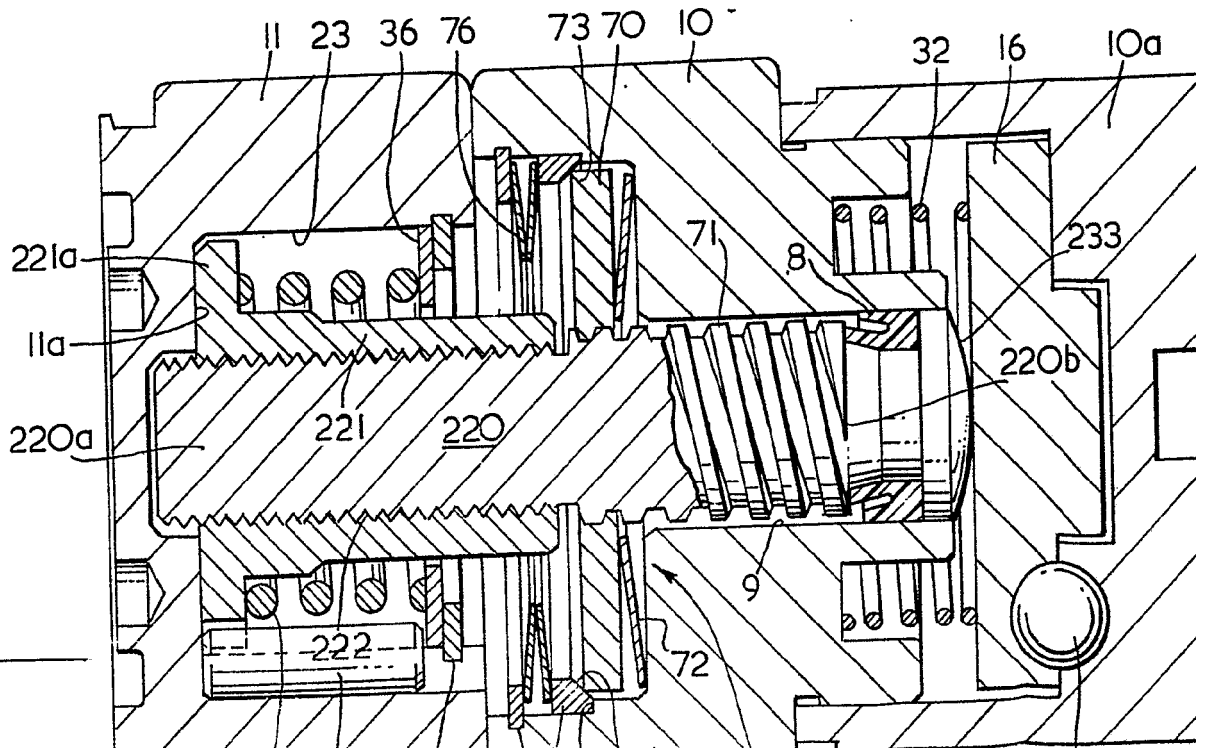
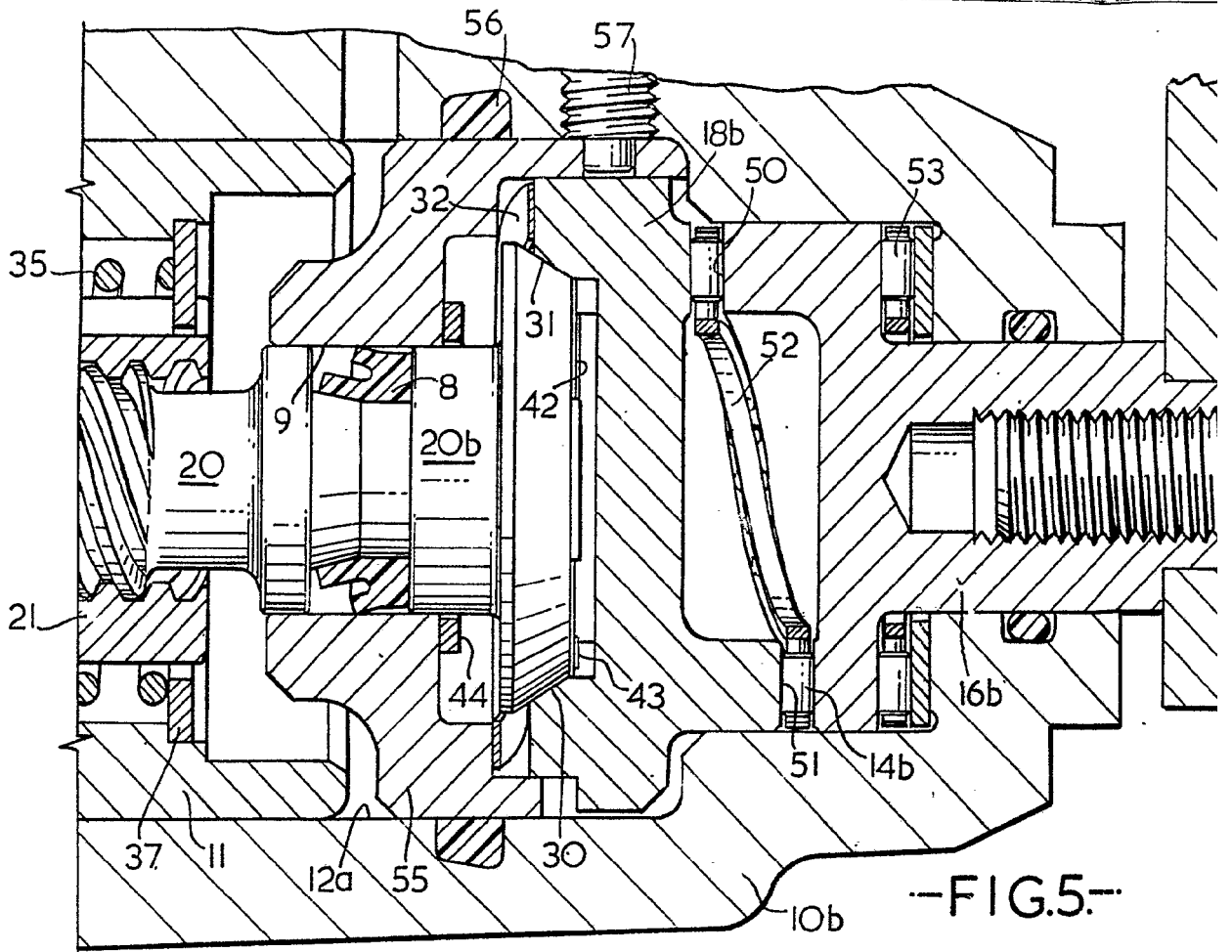


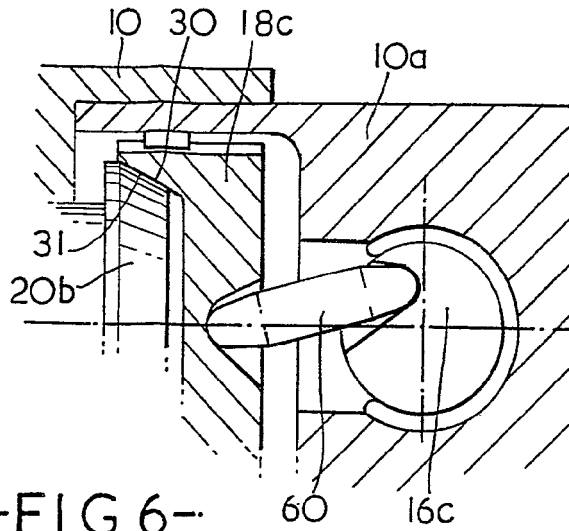
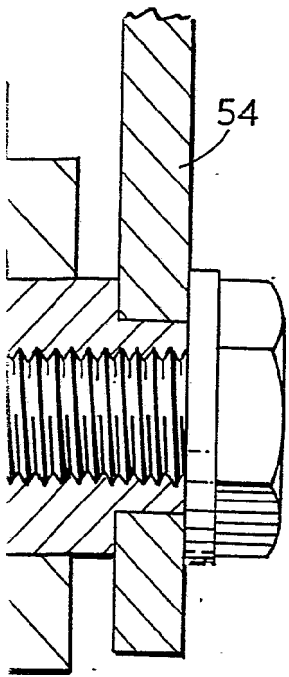
FIG. 7.

ESCALA VARIABLE



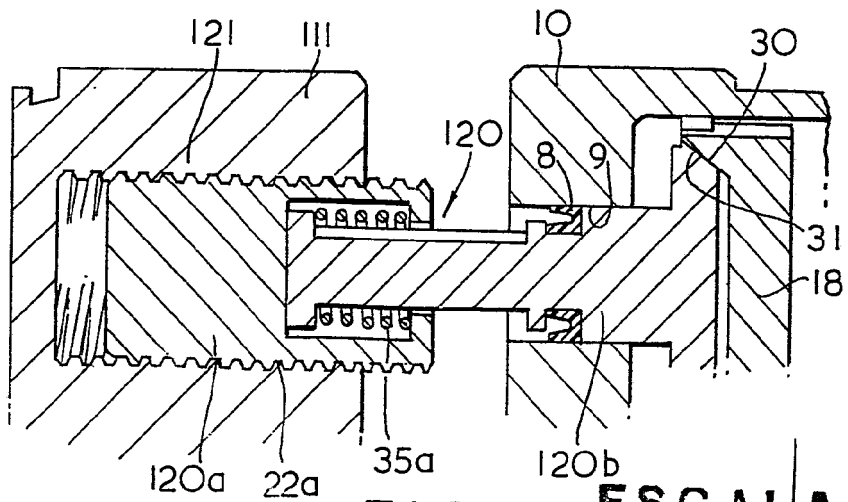
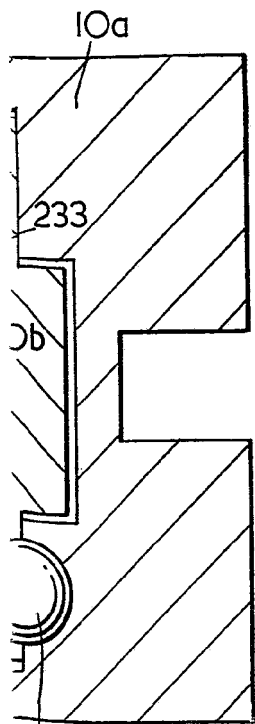
POOR QUALITY





—FIG. 6.—

5.—



—FIG. 7.—

ESCALA VARIABLE

Madrid  
E. GONZALEZ ESPINOSA Y CA  
Ingenieros de la especialidad de Mecánica