

441579

Int. Cl. F16F // B61F; FITB

MEMORIA DESCRIPTIVA

-----  
Correspondiente a la solicitud de registro de una Patente de Inven-  
ción que, por veinte años se solicita para España, a favor de la  
firma GENERAL ELECTRIC COMPANY, de nacionalidad jurídica estadouni-  
dense, domiciliada en Schenectady 12305, N.Y. (EE.UU.), River Road,  
núm. 1 - - - - -

p o r

"MEJORAS EN LA CONSTRUCCION DE AISLAMIENTOS ELECTRO-NEUMATICOS DE  
VIBRACION PARA VEHICULOS"

-----  
El presente invento se relaciona generalmente con sistemas de  
suspensión de vehículos y más particularmente con sistemas de suspen-  
sión activos electroneumáticos para vehículos ferroviarios.

5 El problema fundamental en cualquier diseño de suspensión de ve-  
hículo para viajeros ferroviarios, es elevar al máximo la calidad  
del viaje dentro de los límites del coche, de la holgura y peso del  
vehículo. La solución más directa del problema es disminuir la entra-  
da vibracional en la cara intermedia entre la rueda y el carril mejo-  
rando la calidad de la vía. Aunque es técnicamente factible, la in-  
10 versión inicial y el coste recurrente requerido para elevar el grado

de calidad y mantener cualquier longitud significativa del tramo, la norma de calidad debida para un viaje confortable a alta velocidad, es algo reducido. Una segunda solución es incrementar la cantidad de aislamiento entre las ruedas y la carrocería del vagón, disminuyendo la rigidez del sistema de suspensión. El inconveniente principal de esta solución es que, para cualquier reducción apreciable en la rigidez de la suspensión, el alcance de variación de la deflexión estática, debida a cambios en la carga de los viajeros, excede de los diagramas de la holgura del vehículo y requisitos de altura de plataforma. Este problema, en cierta extensión, ha sido solucionado por medio de la aplicación de suspensión de recorte de aire con válvulas niveladoras, pero el grado de aislamiento de vibración, que puede ser obtenido de las suspensiones de resorte de aire, está limitado.

Un tercer método posible para mejorar la comodidad de viaje consiste en reducir la anchura de banda de frecuencia de la respuesta de la carrocería a las entradas del tramo, incrementando la masa de líquido. Aunque esto es claramente indeseable a causa del incremento de peso estático del vehículo, es el objetivo básico de este diseño de suspensión activa. Por la aplicación de una curva de control de realimentación de aceleración, el sistema de suspensión activa puede incrementar la masa aparente de la carrocería por un factor desde 5:1 a 10:1 sin ningún incremento apreciable en el peso del vehículo.

Una suspensión activa es un mecanismo de servo-control, en que una señal de mando, derivada de información de control de realimentación de aceleración, velocidad y/o desplazamiento, acciona sobre un sistema moderador de energía para aislar la carrocería del ambiente de vibración generado en la cara intermedia entre rueda y carril. Se ha encontrado que la respuesta humana es más sen-

sible a la vibración en la banda de 1-10 hz que incluye frecuencias resonantes de la mayoría de los órganos del cuerpo. Es dentro de este alcance, en que el sistema de suspensión activa es el más útil. En los alcances de frecuencia más altos, los sistemas de sus-  
5      pensión activa resultan menos responsables y el sistema pasivo pasa a proveer el deseado efecto de almohadillado. El elemento activo requiere energía suministrada externamente, mientras que no lo hacen los elementos pasivos, tales como muelles y amortiguadores. La señal de control puede ser eléctrica, mecánica o fluido y el me-  
10     dio de transmisión de fuerza puede ser neumático o hidráulico. Aunque el requisito fundamental para un sistema de suspensión activa es mejorar la calidad de marchadel vehículo, otras ventajas, tales como cargas dinámicas de rueda reducidas, velocidades más altas en las curvas y guía lateral mejorada, pueden conseguirse por medio  
15     de la aplicación de tal sistema.

A causa de su amplio uso en el campo de control de aviación, el énfasis en el desarrollo de la suspensión activa ha consistido en el uso de energía hidráulica, principalmente a causa de la necesidad de continuo control lineal para mantener una función colocadora exacta y positiva.  
20

Otra aplicación de sistemas de suspensión activa es aquella en los automóviles, en que de nuevo el medio de transmisión de energía es fluido hidráulico. En adición a la disponibilidad de energía hidráulica en los automóviles y aviones, tal sistema ofrece las ventajas adicionales de ser altamente responsable y relativamente compacto en su tamaño. Sin embargo, la verdadera característica del sistema hidráulico, que hace que sea exacto y altamente responsable (es decir, la relativa no compresibilidad del fluido hidráulico) es igual que la que introduce una desventaja des-  
25     compensadora, la de la más alta transmisibilidad. La aceleración vi  
30

bracional de la carrocería es causada por el desplazamiento transmisional del trastorno de aceleración desde el chasis a la carrocería por vía del sistema de suspensión pasivo, como por ejemplo, resortes de aire. La proporción de aceleración de carrocería a  
5 aceleración de chasis a una frecuencia particular se denomina transmisibilidad. El objeto del sistema de suspensión activa es disminuir al mínimo la transmisibilidad a través de un alcance de frecuencia, mientras se permanece dentro de límites de diseños impuestos. En el caso de sistemas hidráulicos, la alta transmisibilidad  
10 del medio fluido en regiones de alta frecuencia de vibración tiende a contrarrestar el aislamiento del sistema de suspensión pasiva. En otras palabras, la introducción de un fluido no compresible en el sistema de suspensión activa, tiende a hacer rígido el sistema de suspensión pasiva de tal modo, que se transmiten mayores  
15 fuerzas aceleradoras a la carrocería a través del medio fluido, y el sistema activo en efecto tiende a sobrepasar este sistema pasivo. Generalmente, cuanto más baja sea la frecuencia de vibración, tanto mayor será la transmisibilidad del sistema. Sin embargo, en el alcance desde mediano hasta alto de frecuencia, el sistema hidráulico tiende a ser más un perjuicio que una ayuda en el  
20 sistema de suspensión. En este alcance, el cilindro hidráulico es responsable de la mayoría de la fuerza dinámica transmitida a la carrocería desde el chasis, bien sea en la forma de fuerza de resorte y el aceite que está comprimiendo o una fuerza viscosa del  
25 aceite, si éste se fuerza a través de la servo-válvula por vía de la realimentación de presión. En todo caso esta fuerza tiene que ser cancelada por el control de suspensión activa añadiendo compensación de alta frecuencia en la curva de realimentación de aceleración.

30 Otro inconveniente de un sistema hidráulico de suspensión ac-

tiva es aquél del requisito de mantenimiento. La prevención de fuga del fluido es crítica para la exactitud y capacidad de respuesta del sistema, pero es difícil mantener la deseada integridad y funcionamiento continuado de tal sistema. En cuanto al uso de aire para el medio transmisor de fuerza, en un sistema de aislamiento de vibración, generalmente no se ha intentado en la técnica anterior debido a las inexactitudes comprendidas en un sistema que no es lineal. Además, mientras que un sistema de control hidráulico continuo puede ser construido con el uso de válvulas hidráulicas comunmente disponibles, un sistema neumático no puede ser tan fácilmente adaptado a causa de la general no disponibilidad de válvulas de control de flujo neumático, continuas, funcionando a niveles medios de presión (por ejemplo, 100 psi) como se encuentra comunmente en sistemas auxiliares de vagones ferroviarios existentes.

Los sistemas neumáticos han sido usados en alguna extensión para aplicaciones ferroviarias para procurar estabilidad bancaria a los vagones haciendo una vuelta. Sin embargo, no ha habido ningún intento para usar aquél medio para aislamiento de vibración activa a causa de las razones arriba citadas.

Por lo tanto, es un objeto de este invento procurar un sistema de suspensión activa teniendo características de transmisibilidad relativamente bajas.

Otro objeto de este invento es la provisión de un sistema de suspensión activa que es fácil de mantener.

Todavía otro objeto de este invento es la provisión de un sistema de suspensión activa, que utiliza fuerza auxiliar existente en el vehículo.

Todavía otro objeto de este invento es la provisión de un sistema de suspensión activa, que responde dentro de un alcance de vibración desde baja a media frecuencia.

Brevemente, de acuerdo con un aspecto del invento, la aceleración vertical de la carrocería principal se palpa por acelerómetro y la salida es amplificada y condicionada como una función de frecuencia para conseguir respuesta óptima desde una servo-válvula neumática, que modula el tipo de aire dentro de un actuador para aplicar una fuerza apropiada para reducir la aceleración de la carrocería. De esta manera, la masa aparente de la carrocería principal puede ser incrementada en una proporción de aproximadamente 10 a 1 para reducir sustancialmente la actividad vibracional.

En la anchura de banda desde baja hasta media frecuencia, que es la más crítica en esfuerzo de aislamiento de vibración, el sistema neumático está destinado a operar de una manera relativamente lineal y el sistema es suficientemente responsable para reducir las entradas vibratoriales al vehículo. A frecuencias más altas el sistema no muestra una característica de respuesta rápida y así se convierte en una parte del sistema pasivo. Sin embargo, a diferencia del sistema hidráulico, en que su alta transmisibilidad causa que se haga rígida la característica de viaje del vehículo, el sistema neumático, por su no linealidad, procura un efecto de almohadillado adicional para suplementar los otros elementos pasivos para vibraciones en el alcance de más alta frecuencia.

En los dibujos, se describirá a continuación una ejecución preferida ilustrada; sin embargo, pueden introducirse varias otras modificaciones y construcciones alternativas sin apartarse de la verdadera idea y alcance del invento.

En los dibujos:

La figura 1, es una representación esquemática de la ejecución preferida del invento.

La figura 2, es un diagrama de bloque esquemático del sistema de control de la ejecución preferida del invento.

La figura 3 es una comparación gráfica de las características de transmisibilidad de un sistema de suspensión neumática-activa con otros tipos de sistema.

La figura 4, es una ilustración esquemática de la porción de válvula neumática de este invento.

La figura 5, es una ilustración gráfica de las características operacionales de la válvula neumática.

La figura 6a y 6b, son comparaciones gráficas entre la eficacia de los sistemas de suspensión pasivos y activos.

En los dibujos significan: D = señal eléctrica de control. E = carrocería. G = fuerza neumática. H = pasivo. I = pulgadas. J = voltio. L = válvula de control. Ah = activo hidráulico. Ap = activo neumático. N = corriente Ma. U = transmisibilidad. W = aceleración de la carrocería. Y = aceleración del chasis. Z = frecuencia en Herzios. ap = aire libras por pulgada cuadrada psi. cma = control mil. amp. PM = par motor. cd = carga. Ac = activo. ri = entrada al azar. IS = onda sinusoidal ICPS.

Haciendo ahora referencia a la figura 1, una carrocería -11- de un vagón de tránsito está soportada por un chasis de vagón -12- por medio de una pluralidad de elementos -13- activos secundarios. El chasis de vagón -12-, a su vez, está montado sobre un conjunto -14- de rueda y eje por una pluralidad de elementos -16- pasivos primarios. Los elementos pasivos -13- y -16-, son elementos de suspensión convencionales de muelle o aire para mantener relación espacial entre la carrocería y el eje y para permitir algún movimiento relativo para reducir la entrada vibracional desde las ruedas a la carrocería.

Suplementando la suspensión pasiva, existe un sistema de suspensión activa, que comprende acelerómetros -17- y -18- sujetos a la carrocería con el propósito de palpar su aceleración vertical y

generar señales eléctricas representativas, que son alimentadas a respectivos amplificadores -19- y -21- donde son amplificadas y acondicionadas para controlar las respectivas servo-válvulas -22- y -23-. La entrada de fuerza a la servo-válvulas -22- y -23- es  
5 por vía de un sistema de suministro neumático como por ejemplo un depósito de 100 psi que es comunmente llevado en vagones de ferrocarril para el uso en sus sistemas de frenos neumáticos. La salidas de las servo-válvulas -22- y -23- van a los respectivos accionadores -24- y -26- que son dispositivos de pistón-cilindro, dis-  
10 puestos verticalmente entre el chasis principal -12- y la carrocería -11- y adaptados para ser modulados en respuesta a la presión de salida de la servo-válvula para variar apropiadamente las fuerzas transmitidas desde el chasis -12- a la carrocería -11-. Las  
15 fuerza son variadas de tal modo que tienden a descompensar las fuerzas, que están causando la aceleración de la carrocería. En otras palabras, si la carrocería está acelerando hacia arriba se generará y amplificará una señal apropiada y la servo-válvula actuará sobre el accionador para imponer una fuerza descendente a la carrocería para producir por ello un efecto estabilizador.

20 Por lo tanto, tanto la polaridad como la magnitud de las señales del acelerómetro caracterizan los movimientos de la carrocería. Por el uso de dos acelerómetros lateralmente espaciados, alineados verticalmente, como se ilustra en la figura 1, puede conseguirse compensación, tanto por la aceleración vertical pura, como por el  
25 rodamiento. Puede hacerse provisión para contrarrestar las fuerzas centrífugas resultantes de la negociación de curvas, por el montaje de un acelerómetro -27- en alineación transversal con el vagón y aplicando señales resultantes de modo igual y opuesto a los amplificadores -19- y -21- para inclinar o "desbancar" el vagón de  
30 modo que compense las fuerzas centrífugas por la fuerza de la gra-

vedad. Un circuito inversor -25- se provee así para acomodar estas características.

5 Considerando ahora un sistema de curva cerrada simple, incluyendo cada uno un acelerómetro, amplificador, servo-válvula y accionador, se hará referencia al modelo matemático de la figura 2, que ilustra esquemáticamente las curvas, tanto del sistema de suspensión activa, como del sistema de suspensión pasiva. Lo que sigue es una lista de símbolos usados en la ilustración.

10 Presión de suministro = 100 psig (libras por pulgada cuadrada de manómetro).

- 10  $A_p$  = área de accionador  
 $K$  = constante de resorte  
 $M$  = masa de carrocería  
 $V_o$  = volúmen arrastrado de accionador  
15  $\rho_o$  = densidad de aire en el volúmen arrastrado  
 $C_o = V_o/RT$  - capacitancia del volúmen arrastrado  
 $K_g$  = ganancia de acelerómetro  
 $K_A$  = ganancia de amplificador  
 $T_1$  = constante de tiempo de conducción de amplificador  
 $T_2$  = constante de tiempo de retardo de realimentación de  
20 presión  
 $T_3$  = constante de tiempo de retardo del amplificador  
 $K_v$  = ganancia de válvula de control  
 $S$  = operador de transformación LaPlace = 1/segundo  
 $K_B$  = ganancia de amplificador  
25  $K_Q$  = ganancia de flujo de válvula de control  
 $T_Q$  = constante de tiempo de válvula de control  
 $K_P$  = ganancia de realimentación de presión  
 $T_4$  = constante de tiempo del amplificador  
 $T_5$  = constante de tiempo del amplificador  
30  $T_6$  = constante de tiempo del amplificador

Se supone que una irregularidad en el lecho del camino hace que el chasis del vagón -28- se desplace por una distancia de  $X_i$  pulgadas que, a su vez, causa un desplazamiento relativo  $X_{FB}$  del chasis respecto a la carrocería del vehículo. Si el sistema de suspensión pasiva tiene una constante de resorte  $K$ , entonces se transmitirá una fuerza  $F_p = KX_{FB}$  a la carrocería del vehículo -29- a lo largo de la curva -30- haciendo que se acelere por un importe de  $A = F_p/M$ , donde  $M$  = la masa de la carrocería del vehículo. Doble integración da el desplazamiento resultante  $X_o$  de la carrocería que a su vez, se realimenta al chasis -28- a lo largo de la curva -25- por la derivación de valor de desplazamiento relativo  $X_{FB}$ . Es el desplazamiento  $X_o$  o más específicamente la aceleración  $X_o$  lo que contribuye a la incomodidad del viajero del vehículo y que debe reducirse o eliminarse por la curva activa de suspensión -35- del presente invento.

El acelerómetro -18- funciona como doble diferenciador para procurar una señal de voltaje eléctrico representativa de la aceleración de la carrocería al amplificador -21-. La señal es amplificada y acondicionada, como se explica en el diagrama de bloques de la figura 2 y la resultante señal de corriente es entregada a la válvula -23- de control neumático, que es modulada responsablemente para obtener una salida de presión neumática para ser aplicada al accionador -26-. Los bloques -31- y -33- representan las características del accionador -26-, representando el bloque -31- la capacitancia del volumen arrastrado y representando el bloque -33- el área del accionador sobre la que se ejerce la salida de presión. Una curva -32- de realimentación de presión mantiene la estabilidad a bajas frecuencias e impide el traslado en el sistema. La salida del bloque -33- representa una fuerza, que es ejercida sobre la carrocería -29- para contrarrestar aquella fuerza  $F_p$  y evitar

cualesquiera vibraciones resultantes de ello.

Ahora debe considerarse que, en adición a las fuerzas ejercidas por el chasis -28- a la carrocería -29- a través del sistema de suspensión pasiva, cuyas fuerzas son preferentemente condensadas por la curva de suspensión activa recién descrita, también existe una fuerza transmitida desde el chasis -28- a la carrocería -29- a través del mismo sistema activo. Esto se representa por la curva -34- en el diagrama de la figura 2, cuyos términos se exponen en la tabla arriba citada y cuya función resultará inmediatamente obvia para alguien experto en la técnica. Se observará fácilmente que las funciones representadas por los bloques -36- y -37- reflejan el tipo de medio por el que se transmiten las fuerzas vibratorias desde el chasis del vagón a la carrocería del vehículo. Es decir, los términos  $C_0$  en el bloque -36- y  $RT/V_0$  en el bloque -37-, son sustancialmente menores cuando se usa aire como el medio transmisor de fuerza, que cuando se usa para ello fluido hidráulico. Esta diferencia se refleja en las características de transmisibilidad de los varios tipos de sistemas de suspensión, como se ilustra en la figura 3. Por el uso de parámetros de diseños típicos, las tendencias generales en transmisibilidad entre sistemas pasivos hidráulicos y neumáticos pueden compararse. Se observará, cuando se considere el alcance de frecuencia vibracional desde 0,5-20 hz, que en un sistema puramente pasivo la transmisibilidad aumenta a un valor relativamente alto aproximadamente a 1,75 hz, la frecuencia resonante del sistema y después disminuye en un dibujo bastante rápido y casi constante hasta el punto de 20 hz. El sistema hidráulico activo, por otra parte, expone una característica sustancialmente constante y gradualmente decreciente y está favorablemente muy por debajo de aquella del sistema pasivo, hasta que se alcance el punto de 10 hz. Más allá del aquel punto se hace mayor que aquella del sistema pasivo creando

por ello una situación en que el sistema activo tiende a sobrepasar el sistema pasivo, es decir el cilindro hidráulico responde para la mayoría de la fuerza transmitida a la carrocería desde el chasis causando por ello que el sistema pasivo sea menos eficaz.

5           Haciendo ahora referencia a las características de transmisibilidad del sistema neumático activo se observará que existe una disminución bastante rápida y constante a aproximadamente 8 hz y después el sistema se hace ineficaz a frecuencias más altas. Sin embargo, en lugar de sobrepasar la transmisibilidad del sistema, pasivo como lo hace el sistema hidráulico activo sus  
10           características tienden a coincidir con el sistema pasivo y así están en paralelo con el mismo. El efecto es, por lo tanto, procurar elementos pasivos adicionales para actuar como resortes de aire al almohadillar las vibraciones de frecuencia más alta. Debería reconocerse que dentro del alcance de vibraciones de 1-20 hz existe una  
15           diferencia creciente y sustancial entre las características de transmisibilidad hidráulica y neumática. Por ejemplo, a 8 hz la transmisibilidad del sistema hidráulica es aproximadamente tres veces aquella del sistema neumático. Esto es particularmente significativo si se considera que las fuerzas dinámicas transmitidas de  
20           este medio desde el chasis a la carrocería tienen que compensarse sobre el control de suspensión activa añadiendo compensación de control de alta frecuencia con la curva de realimentación de aceleración dando por ello como resultado requisitos de rendimiento incrementado de los componentes del sistema. Haciendo de nuevo referencia a la figura 2, la transmisibilidad de la fuerza a la carrocería es proporcional a la ganancia de la curva -34-. A causa de la densidad del medio transmisor de fuerza en un sistema hidráulico, la ganancia en la curva -34- tiene que reducirse al mínimo, eligiendo  
25           un pequeño cilindro accionador, mientras que en el presente sis-  
30

tema neumático el medio de baja densidad permite el uso de un cilindro accionador mucho mayor, que da por resultado más bajas necesidades del sistema de presión.

La otra manera, en que puede reducirse al mínimo la ganancia de la curva -34-, es incrementando la realimentación de presión en la curva -38-, por tanto como permitirá la estabilidad de la curva -32- Con el fin de hacer óptimo el sistema, la realimentación de presión de la curva -38- varía como una función de frecuencia y tiene el mismo efecto que sumar la fuga a través del pistón del cilindro. Incrementando la realimentación de presión, el volumen barrido del cilindro no comprime el medio transmisor de fuerza, pero le obliga a retroceder a través de la válvula, que ha sido abierta por la señal de realimentación de presión. Por lo tanto, cuanto mayor sea la compensación de realimentación a frecuencias más altas, tanto mayores serán los requisitos de rendimiento de los componentes del sistema. Por ejemplo, la frecuencia de valor resonante tiene que incrementarse, la capacidad de flujo de la servo-válvula se incrementa y se exige mayor número de caballos de fuerza del sistema de suministro de fuerza

Por lo tanto, es significativo que en un sistema neumático funcionando a las frecuencias vibratorias medias, las fuerzas transmitidas a la carrocería, por medio del cilindro, por la compresibilidad del aire son apreciablemente inferiores a las fuerzas transmitidas, bien sea por los elementos de suspensión pasiva o por los elementos de suspensión activa hidráulica, reduciendo por ello significativamente los requisitos de rendimiento de los componentes del sistema.

Haciendo ahora referencia a los componentes individuales del sistema, los acelerómetros -17-, -18- y -27- son del tipo servo, comercialmente disponibles, que están asegurados directamente a la carrocería del vehículo, preferentemente en un solo plano horizontal.

Los acelerómetros -17- y -18- alineados verticalmente, están espaciados lateralmente de una manera simétrica y están preferentemente asegurados a los respectivos cilindros accionadores para facilitar la reunión de montaje del sistema. Sus salidas son cero cuando el

5 vehículo está en la condición estable deseable. Cuando se ejerce una fuerza vibracional ascendente sobre uno de los acelerómetros -17- ó -18- alineados verticalmente, se produce un voltaje de señal de error de una polaridad y cuando se ejerce una fuerza descendente sobre ello, se produce un voltaje de error de la polaridad opuesta.

10 Estos voltajes son entonces amplificados y condicionados por los respectivos amplificadores -19- y -21- que son de bien conocido tipo de amplificador operacional y las resultantes señales de salida son entonces conducidas a las respectivas válvulas de control -22- y -23-.

15 La estructura básica del diseño de las válvulas de control -22- y -23- se ilustra en la figura 4. La válvula es una servo-válvula de control de presión que controla la presión  $P_1$  en el cilindro accionador -39- como una función de la señal eléctrica  $i_a$  del amplificador asociado. La chapaleta -41- de primera etapa y las toberas A y B desarrollan una presión diferencial a través de la bobina

20 -42- de la segunda etapa, en proporción a la señal aplicada al motor de par de fuerzas. Este, a su vez, mueve la bobina -42- para hacer que fluya aire entrando o saliendo del cilindro -39- y cambiando por ello la presión  $P_1$ . Esta presión actúa entonces sobre el

25 extremo N de la bobina -42- de segunda etapa para moverla retrocediendo a la posición cero cuando se alcanza una condición de equilibrio.

Por ejemplo, se considera una señal corriente  $i_a$  exigiendo un incremento en la presión  $P_1$ . Esta corriente hará que la chapaleta

30 -41- se mueva hacia la izquierda hacia la tobera A incrementando

por ello la presión en la cavidad M y disminuyendo la presión en la cavidad N. Esto hará que la bobina de la segunda etapa -42- se mueva hacia la derecha abriendo por ello el paso -43- del cilindro hacia el paso de presión -44- y causando flujo en el cilindro -34- y la formación de la presión  $P_1$ . La presión  $P_1$  es aplicada al lado N de la bobina. Según aumenta  $P_1$ , la bobina será movida hacia la izquierda hasta que se alcance un equilibrio de fuerza, en cuyo tiempo se mantendrá un valor constante de  $P_1$  en el cilindro.

Conversamente, si se aplica una señal al motor de par de fuerzas exigiendo una disminución en la presión  $P_1$ , la chapaleta -41- será movida hacia la derecha incrementando la presión en la cavidad N y aplicando una fuerza a la bobina -42-, de tal modo que se mueva hacia la izquierda. Esto abrirá el paso del cilindro hacia el paso del escape -42- permitiendo por ello que escape aire desde el cilindro y disminuirá la presión de  $P_1$ . Según disminuye la presión  $P_1$ , disminuirá la fuerza aplicada al extremo N de la bobina y la bobina se moverá retrocediendo a la derecha hasta que de nuevo se alcance un equilibrio de fuerza. Este nuevo nivel de presión se mantendrá en el cilindro -39-.

La ganancia de la válvula o la constante de proporcionalidad entre la corriente de motor de par de fuerzas y la presión  $P_1$  se obtiene por selección apropiada del tamaño de la bobina -42- de segunda etapa, los orificios de presión -47- y -48-, el orificio de carga -49- y las toberas de chapaleta A y B. La configuración de válvula mostrada aquí, es una válvula de tres pasos que controla la presión en solamente una lumbrera de un cilindro -39-. Similarmente podría obtenerse una válvula de cuatro pasos añadiendo simétricamente otra lumbrera de cilindros y aplicando la presión en esta lumbrera al extremo M de la bobina de segunda etapa. De esta manera se controla al día una presión diferencial a través del pistón

del cilindro por la corriente en el motor de par de fuerzas.

La característica operacional de la válvula de control neumático, se muestra en la figura 5. Se observará fácilmente que la presión entregada por la válvula no varía linealmente con la señal de corriente de control. Sin embargo, esto no es de gran importancia, puesto que no se requiere respuesta exacta para este sistema. Es sólo necesario que se obtenga una respuesta significativa (es decir, un cambio en la presión de aire entregada para un cambio en la corriente de control generada) cuando la carrocería se acelera, de modo que la aceleración de la carrocería se atenúe significativamente.

En un sistema neumático típico, teniendo un suministro de aire de 100 psi, la posición cero de la válvula es de 50 psi, es decir que no hay aceleración palpada en aquel punto, y el sistema no está en un modo activo. La aceleración en cualquier dirección producirá un cambio en la presión  $P_1$  de la lumbrera de cilindro, que puede variar hasta  $\pm 15$  psi desde la posición cero. El alcance efectivo del sistema entonces se hace aproximadamente de 35-65 psi que se representa por aquella porción de la curva entre los puntos C y D de la figura 5. Se observará que esta porción de la curva de nota una relación sustancialmente lineal.

El efecto del sistema de aislamiento de vibración activo, sobre la aceleración vibracional, se ilustra en las figuras 6a y 6b, en que la aceleración de una carrocería de vehículo, teniendo un sistema de suspensión activa, se compara con aquella de un sistema teniendo sólo un sistema pasivo, tanto para una entrada al azar como para una entrada de onda sinusoidal. El aislamiento de la aceleración se realiza de tal manera incrementando eficazmente la masa de la carrocería tanto como por 10 a 1 a través del sistema arriba descrito.

N O T A

EN RESUMEN: la presente Patente de Invención que por veinte años se solicita para España, ha de recaer sobre las siguientes reivindicaciones:

- 5           1ª.- Mejoras en la construcción de aislamientos electroneumáticos de vibración para vehículos, del tipo que tiene una carrocería principal soportada por un bastidor a través de un sistema de suspensión activo, que transmite entremedias fuerza dinámica, en  
10           respuesta a la aceleración vertical de la carrocería principal, caracterizadas porque comprenden: a) primeros medios adaptados para ser conectados físicamente a la carrocería principal de un vehículo para palpar la aceleración de la carrocería principal y para gene  
15           rar una señal de aceleración, representativa de la magnitud y dirección de cualquier aceleración vertical de la misma; b) segundos medios conectados a dichos primeros medios, para amplificar dicha señal de aceleración; c) una válvula de control neumática teniendo una salida  
20           neumática; una entrada neurática, conectable a una fuente de energía neumática, y medios dispuestos entre dichas entrada y salida y conectados a dicho segundo medio para controlar la presión neumática de dicha salida en respuesta a la señal de aceleración amplificada para  
25           procurar en dicha salida, una salida neumática, cuya -- presión varía como una función de aceleración vertical; y d) medios conectados físicamente entre el bastidor y la carrocería principal y adicionalmente conectados para recibir dicha salida neumática desde la salida de di  
30           cha válvula para aplicar una fuerza dinámica a dicha ca

carrocería en respuesta a variaciones en la presión de dicha salida, ejerciéndose dicha fuerza dinámica en una dirección para reducir la aceleración vertical de la carrocería principal, estabilizando por ello dicha carrocería en el caso de vibraciones verticales del bastidor.

5  
2ª.- Mejoras según la reivindicación 1ª, caracterizadas porque dicho medio aplicador de fuerza dinámica -- comprende un dispositivo de pistón-cilindro, teniendo -- por lo menos una lumbrera que recibe la salida neumática de dicha válvula y en que a frecuencias de aceleración --  
10 por encima de 20 Hz, la respuesta de dicho dispositivo -- es lenta en comparación con la oscilación de aceleración de la carrocería principal, y el sistema se hace sustancialmente ineficaz como un sistema activo, pero eficaz --  
15 como un sistema pasivo, comprimiéndose y expansionándose el medio neumático en el cilindro de dicho dispositivo en respuesta al movimiento de aceleración.

3ª.- Mejoras según la reivindicación 1ª, caracterizadas por incluir además una fuente de energía neumática comprendiendo suministro de aire de presión constante,  
20 situado sobre el vehículo.

4ª.- Mejoras según la reivindicación 3ª, caracterizadas porque dicha válvula de control neumático comprende una servo-válvula electro-neumática, que procura res  
25 puesta continua a dicha señal amplificada.

5ª.- Mejoras según las reivindicaciones precedentes, en un sistema de aislamiento de vibración para atenuar la aceleración vertical de una carrocería de vehículo -- montada en un bastidor, caracterizadas porque comprenden:  
30 a) medios para palpar la aceleración de la carrocería y

para generar una señal de aceleración representativa de la magnitud y dirección de cualquier aceleración vertical de la misma; b), medios conectados a dichos medios palpadores para amplificar y acondicionar dicha señal de aceleración; c) medios para producir una fuente de energía neumática de presión constante sobre el vehículo; d) una válvula de control conectada a dicha fuente de energía neumática y que responde a dicha señal amplificada de aceleración para entregar una salida neumática, cuya presión varía como una función de aceleración vertical; y e) un accionador abastecido de dicha salida neumática y que responde a variaciones en su presión para aplicar una fuerza dinámica a la carrocería en una dirección para atenuar la aceleración vertical de la carrocería.

6ª.- Mejoras según la reivindicación 5ª, caracterizadas porque dicho accionador está dispuesto entre el bastidor del vehículo y la carrocería y además porque las fuerzas de aceleración se transmiten desde el bastidor a la carrocería por mediación del medio neumático suministrado al accionador.

7ª.- Mejoras según la reivindicación 6ª, para una carrocería de vehículo, que esta soportada por el bastidor por medio de un sistema de suspensión pasivo, caracterizadas porque la transmisibilidad de aceleración de dicho accionador es sustancialmente más baja que aquella del sistema pasivo dentro de un cierto alcance mediano de frecuencia y entonces, a frecuencias más altas, su transmisibilidad coincide con aquella del sistema pasivo, pero jamás excede de ella.

8ª.- Mejoras según la reivindicación 7ª, caracterizadas porque dicho alcance mediano de frecuencia es de 1 - 15 Hz.

5 9ª.- Mejoras según la reivindicación 7ª, caracterizadas porque a frecuencias más altas que dicho avance - de frecuencia mediana, el sistema activo se hace pasivo, siendo expandido el medio neumático en el accionador o comprimiéndose para procurar un efecto de resorte de aire.

10 10ª.- Mejoras según la reivindicación 5ª, caracterizadas porque dicha válvula de control comprende una servo-válvula electro-neumática, teniendo una salida neumática conectada a dicho accionador, una entrada neumática conectada a dicha fuente de energía neumática, y medios  
15 dispuestos entre dicha salida y dicha entrada y conectados a dichos medios amplificadores y acondicionadores para controlar la presión de la salida neumática en dicha salida, en respuesta continua a la señal de aceleración amplificada.

20 11ª.- Mejoras según las reivindicaciones precedentes, en un sistema de aislamiento de vibración activo para un vehículo teniendo elementos de suspensión pasivos, dispuestos entre su bastidor y la carrocería soportada, caracterizadas porque comprenden: a) un acelerómetro montado en  
25 la carrocería para procurar una señal representativa, -- cuando la carrocería es acelerada en la dirección vertical; b) una válvula de control, conectable a una fuente de energía neumática y que responde a dicha señal de representación para procurar una salida neumática cuya presión varía como una función de cualquier aceleración ver  
30

tical, palpada por dicho acelerómetro; y c) un accionador abastecido por dicha salida neumática y que responde a variaciones en su presión para aplicar una fuerza dinámica entre el bastidor y la carrocería en una dirección para atenuar la aceleración vertical de la carrocería.

12ª.- Mejoras según la reivindicación 11ª, caracterizadas porque se transmiten fuerzas aceleradoras desde el bastidor a la carrocería por mediación del medio neumático suministrado al accionador, así como por los elementos pasivos.

13ª.- Mejoras según la reivindicación 12ª, caracterizadas porque la transmisibilidad del sistema activo es tal que, dentro de un cierto alcance de frecuencia mediana, la misma es sustancialmente más baja que aquella de los elementos pasivos y a frecuencias más altas la misma coincide, pero jamás excede de aquella de los elementos pasivos.

14ª.- Mejoras según la reivindicación 13ª, caracterizadas porque dicho alcance de frecuencia mediana es de 1 - 15 Hz.

15ª.- Mejoras según la reivindicación 13ª, caracterizadas porque dentro del alcance de coincidencia de -- transmisibilidad el sistema activo se conduce de una manera pasiva de tal modo que el medio neumático en el accionador es comprimido y expandido en respuesta a la aceleración de modo que procure un efecto de resorte de aire.

16ª.- Mejoras según la reivindicación 11ª, caracterizadas porque dicha válvula de control comprende una -

servo-válvula electro-neumática teniendo una salida neu  
mática conectada a dicho accionador, una entrada neu  
mática, conectable a una fuente de energía neumática y me  
dios dispuestos entre dicha salida y dicha entrada y --  
5 acoplados a dicho acelerómetro para controlar la presión  
de la salida neumática y dicha salida en respuesta conti  
nua a dicha señal representativa.

17ª.- Mejoras según la reivindicación 11ª, caracte-  
rizadas porque comprenden además: a) un segundo aceleró  
metro, montado en la carrocería para procurar una señal  
10 representativa, cuando se acelera la carrocería en la -  
dirección vertical, estando los dos acelerómetros dispues  
tos simétricamente en lados opuestos de la carrocería; b)  
una segunda válvula de control conectable a dicha fuente  
15 de energía neumática y que responde a la señal de acelera  
ción desde dicho segundo acelerómetro para procurar una se  
gunda salida neumática, cuya presión varía como una fun-  
ción de cualquier aceleración vertical palpada por dicho  
segundo acelerómetro; y c) un segundo accionador, abaste  
20 cido por dicha segunda salida neumática y que responde a  
variaciones en su presión para aplicar una fuerza dinámi  
ca entre el bastidor y la carrocería en una dirección pa  
ra atenuar la aceleración vertical de la carrocería en -  
un punto espaciado lateralmente respecto al lugar, donde  
25 se aplica la fuerza dinámica por el accionador primeramen  
te mencionado.

18ª.- Mejoras según la reivindicación 17ª, caracteri  
zadas porque cada uno de dichos accionadores comprende un  
dispositivo de pistón-cilindro teniendo por lo menos una  
30 lumbrera en comunicación con la salida neumática de la --

válvula de control asociada, estando dispuestos simétricamente los respectivos accionadores en lados opuestos del vehículo entre el bastidor y la carrocería del vehículo.

5           19ª.- Mejoras según la reivindicación 17ª, caracterizadas porque comprenden además un tercer acelerómetro, montado en la carrocería, para procurar una señal representativa, cuando la carrocería es acelerada en una dirección transversal, y medios que responden a la señal  
10 de aceleración procurada por dicho tercer acelerómetro para modificar por igual y opuestamente las presiones de salida neumática de las respectivas válvulas de control, como una función de cualquier aceleración transversal palpada por dicho tercer acelerómetro, ajustando  
15 los dos accionadores sus respectivas fuerzas en respuesta a aquellas modificaciones de presión, que puedan hacer bascular la carrocería respecto al bastidor en un sentido tendente a reducir dicha aceleración transversal de la carrocería.

20           20ª.- Por último, se reivindica como objeto sobre el que ha de recaer la presente Patente de Invención que por veinte años se solicita registrar para España -----

p o r

25           " MEJORAS EN LA CONSTRUCCION DE AISLAMIENTOS ELECTRO-NEUMATICOS DE VIBRACION PARA VEHICULOS "

Todo conforme queda expresado en la presente Memoria Descriptiva que consta de veintitres hojas foliadas y escritas a máquina por una sola cara y planos que se acompañan.

Madrid, 8 de Octubre de 1.976

30

P. A.; PEDRO FELIX MANA  
P.P.

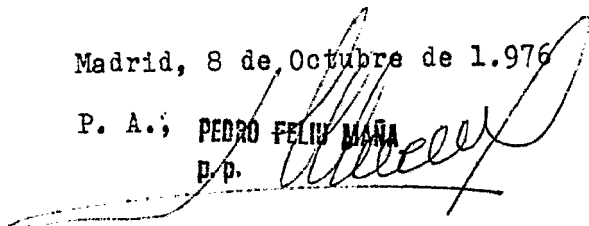
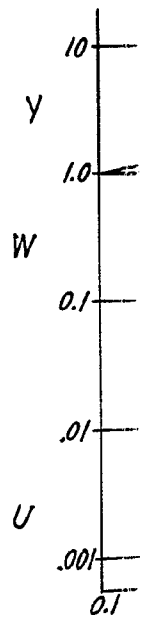
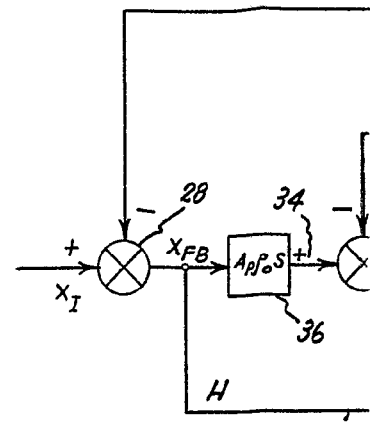
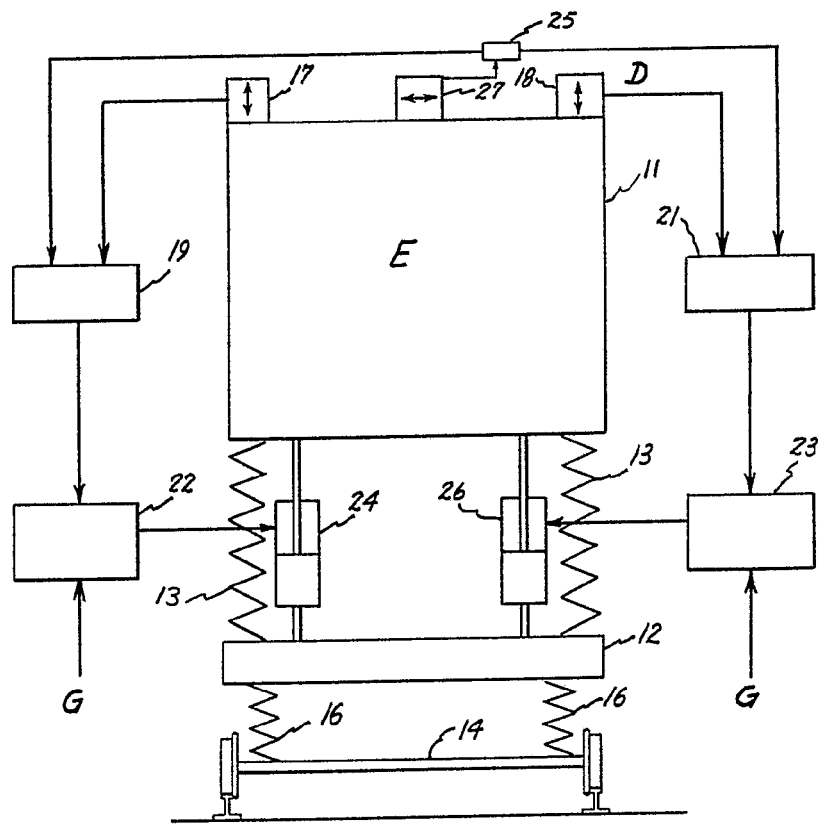




Fig. 1.



Escala variable

Fig. 2.

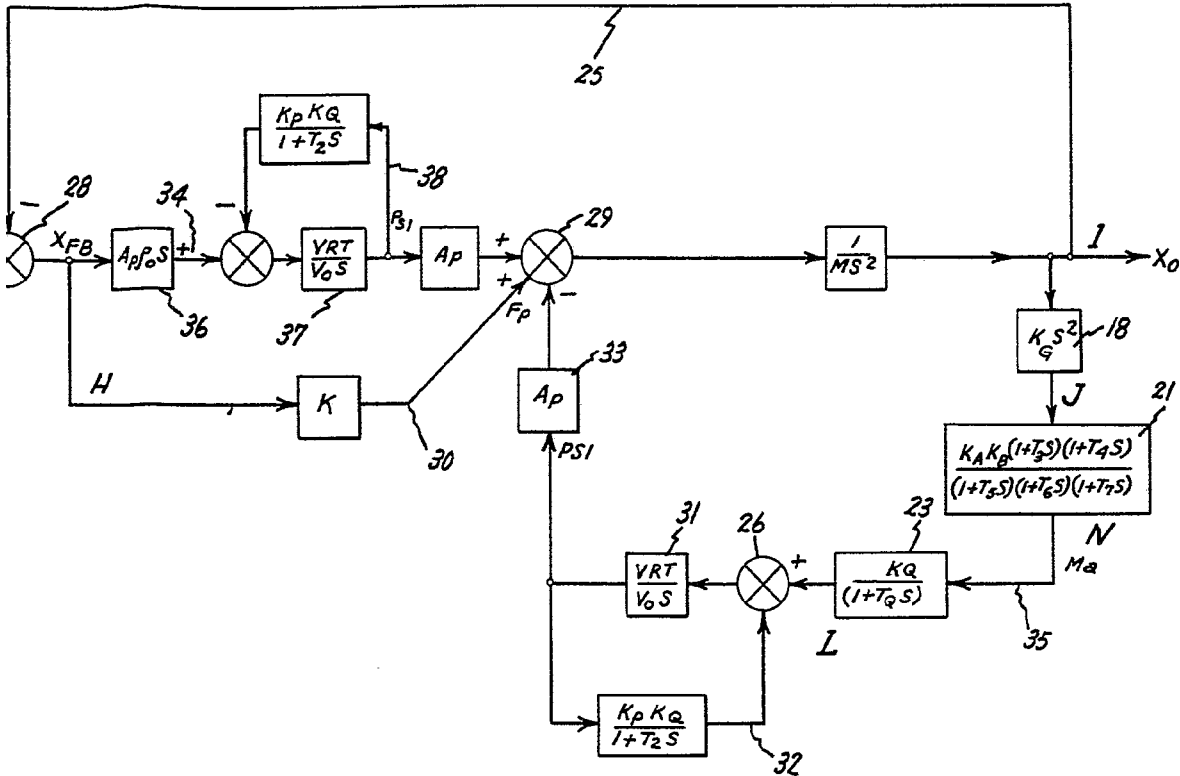
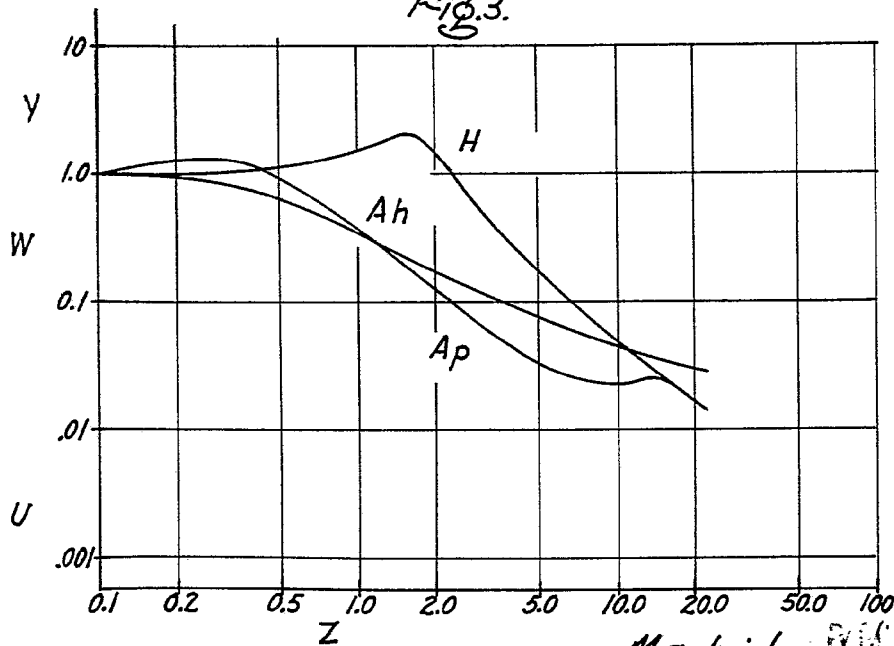
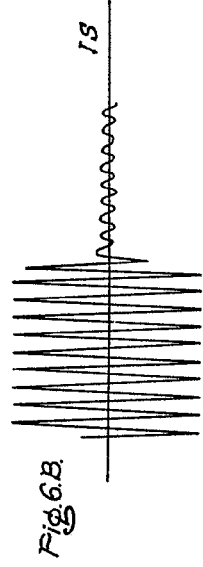
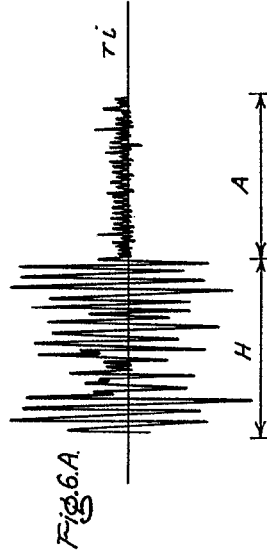
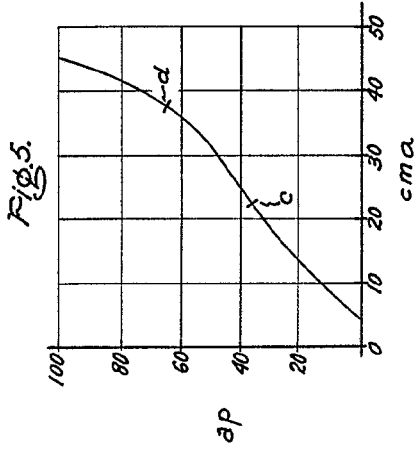
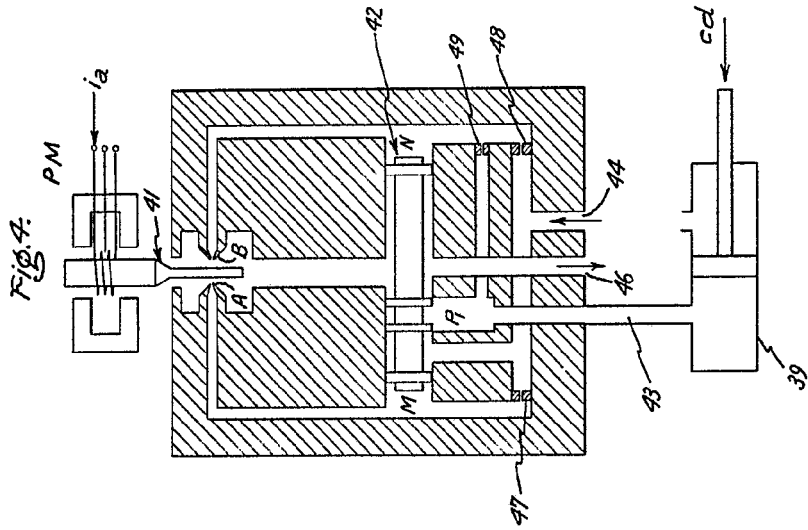


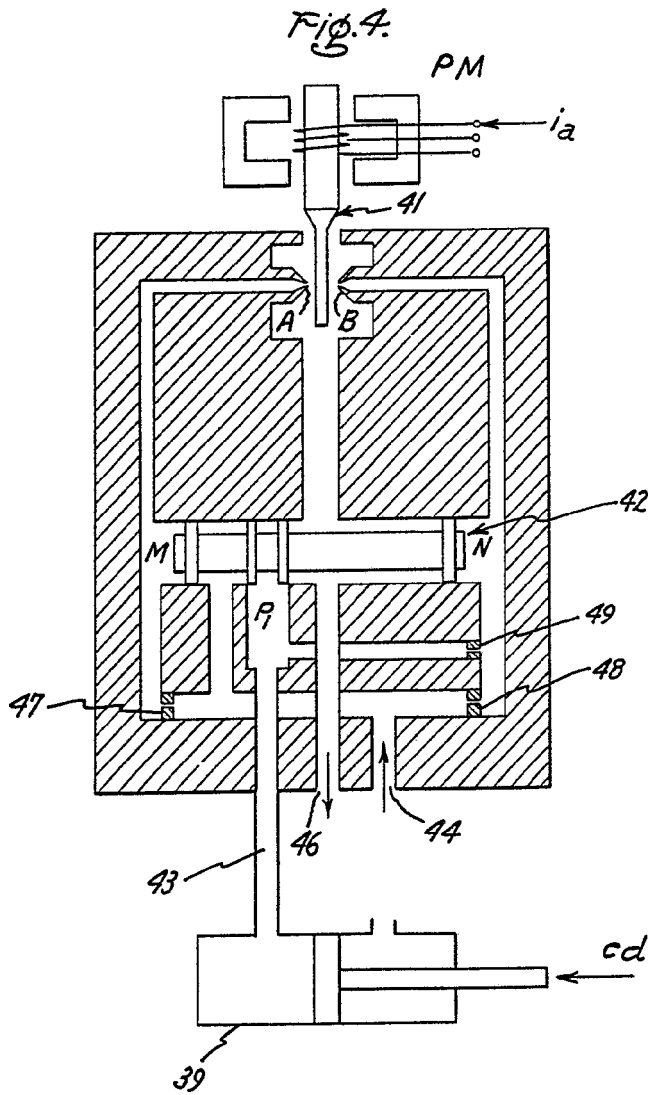
Fig. 3.



Madrid, P.A.



Madrid.  
P.A. 11/11/1966



a

Fig. 4

Fig. 4

Escala variable

Fig.5.

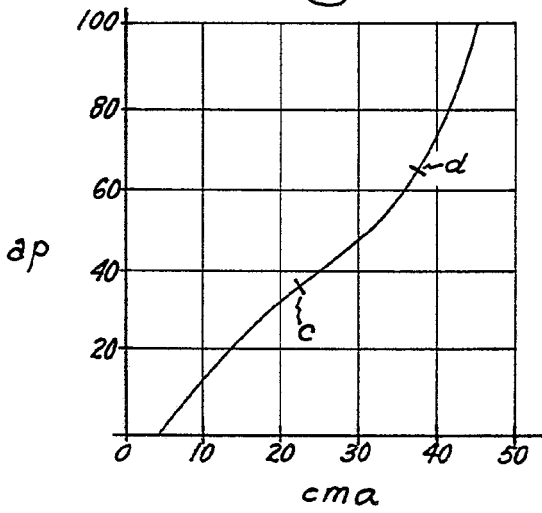


Fig.6.A.

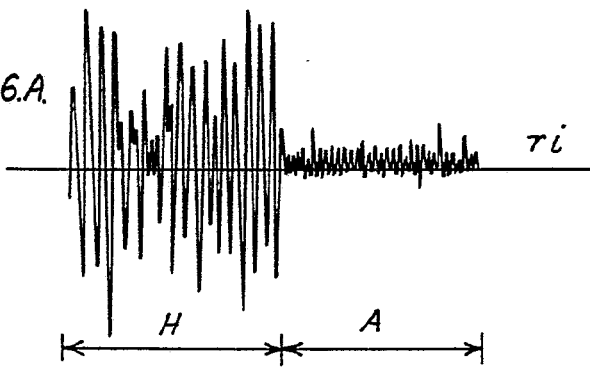
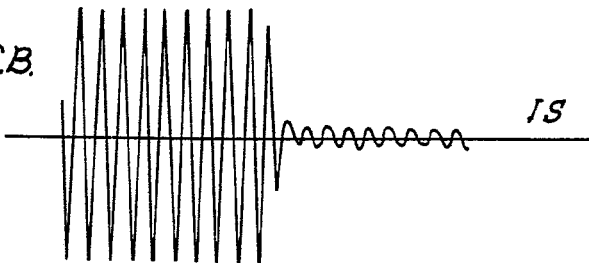


Fig.6.B.



Madrid.  
P.A. ...

*[Handwritten signature]*