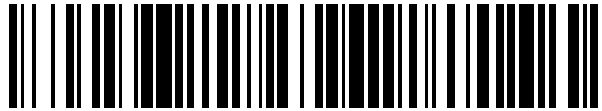


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 742 448**

21 Número de solicitud: 201800189

51 Int. Cl.:

F16F 9/504	(2006.01)
F16F 7/104	(2006.01)
F16F 7/10	(2006.01)
B60G 13/18	(2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

14.08.2018

43 Fecha de publicación de la solicitud:

14.02.2020

71 Solicitantes:

**NAJERA GARCIA, Jasiel (100.0%)
Symfonigatan, 27B
50471 Boras-Vastergötland SE**

72 Inventor/es:

NAJERA GARCIA, Jasiel

74 Agente/Representante:

FALCÓN MORALES, Alejandro

54 Título: **Amortiguador con regulación de carga en función de la frecuencia mediante inercia hidráulica**

57 Resumen:

Amortiguador hidráulico con regulación de carga en función de la frecuencia por medio de inercia compuesto por un cilindro, que comprende una cámara interior, un vástago, un pistón principal y un pistón de inercia, inmersos en un fluido hidráulico, de forma que la cámara interior se divide en 3 sub-cámaras, el pistón principal comprende un conducto controlado mediante válvulas para permitir el flujo bidireccional del fluido entre las sub-cámaras y el pistón de inercia comprende un conducto denominado canal de inercia configurado para permitir el flujo de fluido entre las sub-cámaras.

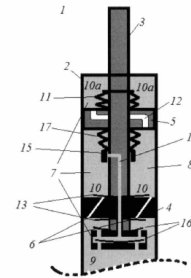


FIG. 2

DESCRIPCIÓN

Amortiguador con regulación de carga en función de la frecuencia mediante inercia hidráulica.

5 Sector de la técnica

El sector de la técnica donde se incluye la invención es el de la industria dedicada a la fabricación de componentes para el control de vibraciones en máquinas. Un uso concreto de esta invención es el caso de amortiguadores para suspensiones de vehículos.

10

Antecedentes de la invención

La función de los amortiguadores hidráulicos es atenuar las vibraciones de los componentes móviles de las máquinas en las que se implementan. En el caso de las suspensiones en vehículos, estos amortiguadores cumplen una doble función: 1) garantizar la estabilidad del vehículo debido a las maniobras de aceleración, frenado y dirección del vehículo, así como los esfuerzos verticales provenientes de la carretera; 2) filtrar o atenuar los esfuerzos transmitidos a través de las ruedas y suspensión a la carrocería y por lo tanto a los ocupantes del vehículo.

15

Para optimizar ambos criterios y conseguir el mínimo movimiento de la masa del vehículo es necesario usar altos niveles de amortiguamiento, mientras que a fin de minimizar la transmisión de esfuerzos de la rueda a la carrocería se requieren bajos niveles de amortiguamiento. Con el fin de mejorar el comportamiento de la suspensión ante ambos criterios, se han desarrollado sistemas que adaptan el nivel de amortiguamiento en función de las condiciones dinámicas y/o del terreno.

25

La gran mayoría de los amortiguadores utilizados industrialmente se componen de un vástago unido a un pistón que se desplaza en un fluido hidráulico contenido en un cilindro. El pistón divide el volumen de fluido hidráulico en el cilindro en dos sub-cámaras. A través de orificios calibrados el fluido puede pasar de una cámara a otra a través del pistón. El extremo externo del vástago se conecta generalmente a la carrocería del vehículo y el cilindro se conecta a la rueda.

30

Debido al movimiento relativo de la masa del vehículo y de la rueda, el vástago se desplaza igualmente de forma relativa al cilindro, produciéndose un flujo hidráulico de una sub-cámara a la otra. Debido a que el fluido es incompresible, el flujo a través del pistón es proporcional a la velocidad relativa entre los extremos del amortiguador. La diferencia de presión generada por el paso de fluido a través de los orificios calibrados es proporcional al flujo a través de estos. Esta diferencia de presión genera la fuerza amortiguadora en los extremos del amortiguador.

35

Debido a que la fuerza de amortiguación es proporcional a la velocidad relativa entre los extremos del amortiguador, ante esfuerzos de alta frecuencia y gran amplitud se generan altas velocidades entre los extremos del amortiguador, generándose a su vez altas fuerzas entre estos; lo que se traduce en que las irregularidades del terreno se transmiten desde el pavimento a la carrocería.

40

45

A fin de filtrar las irregularidades de la carretera y mantener un buen control de la carrocería, se han desarrollado sistemas hidráulicos ajustables electrónicamente que son controlados por computador. Así, mediante sensores y algoritmos, es posible ajustar los orificios hidráulicos calibrados a fin de proporcionar un nivel de amortiguación óptimo para cada situación. Estos sistemas son costosos y en algunos casos su comportamiento no es óptimo en términos de adaptabilidad a las situaciones de la carretera.

50

5 Otros sistemas desarrollados a fin de mejorar el confort de los vehículos a la vez que se disminuye el movimiento de la carrocería son los amortiguadores con respuesta selectiva en frecuencia. Estos amortiguadores generan altos niveles de fuerza de amortiguamiento cuando están sometidos a movimientos de baja frecuencia dotando de estabilidad al vehículo; y generan niveles bajos de amortiguamiento ante movimientos de alta frecuencia, filtrando la transmisión de baches e irregularidades de la carretera hacia la carrocería. Un ejemplo de un sistema así es el descrito en el documento ES2261747 T3.

10 Uno de los problemas que genera una solución así es que, al reducir el amortiguamiento a altas frecuencias, el amortiguamiento de la rueda en torno a su frecuencia de resonancia es menor produciéndose un fenómeno denominado "vibración de rueda" o "wheel-shake". Este fenómeno puede provocar pérdida de la capacidad de agarre de la rueda, así como un menor confort a los pasajeros debido a la transmisión de dicha vibración en la carrocería. Sería por lo tanto deseable un dispositivo cuyos criterios de diseño permitan: 1) controlar la masa del
15 vehículo a bajas frecuencia proporcionando altos niveles de amortiguamiento viscoso 2) proporcionar bajos niveles de amortiguamiento viscosos a altas frecuencias 3) proveer notable amortiguamiento de la masa de la rueda pese a la disminución de amortiguamiento viscoso a altas frecuencias.

20 Son conocidos los beneficios del uso de amortiguadores dinámicos de masa sintonizadas en control de vibraciones de estructuras. Estos amortiguadores se componen de un sistema masa conectada a un muelle y a un amortiguador en paralelo. La masa añadida es menor que la masa a amortiguar. La frecuencia de resonancia de la masa añadida es ligeramente inferior a la del sistema a amortiguar.

25 En torno a la frecuencia de resonancia la masa a amortiguar y la masa amortiguadora oscilan en contrafase, produciéndose así el efecto atenuante deseado sobre la masa principal. Este tipo de amortiguamiento es dinámico y es más eficiente que el amortiguamiento viscoso.

30 Una manera de integrar este concepto de amortiguación dinámico se presenta por ejemplo en los soportes hidráulicos usados a fin de fijar los motores a la carrocería o en los "hydrobushings". Estos elementos están formados por cámaras hidráulicas separadas por un canal de inercia. Debido al movimiento generado en los extremos del soporte, se obliga al fluido a moverse a través de un canal de inercia de reducido diámetro. El flujo generado por los
35 extremos del soporte en las cámaras de éste es acelerado al pasar por este canal, generándose un efecto de amplificación inercial hidráulica. El efecto inercial generado mediante este canal sustituye la inercia debida a la masa en un sistema de masa sintonizada, con el beneficio de que la masa total del fluido del soporte hidráulico es considerablemente menor que la masa equivalente que generaría un efecto dinámico similar.

40 Con el objetivo de conseguir mejorar el comportamiento de las suspensiones en los diseños mencionados anteriormente se conocen los siguientes documentos:

45 En el documento DE102004015448B3 se presenta un amortiguador cuyo nivel de amortiguamiento es dependiente de la amplitud del movimiento en sus extremos y por lo tanto aporta una solución a los criterios de diseño 1) y 2) anteriormente mencionados. El mecanismo de funcionamiento se fundamenta en que, al desplazarse el pistón deslizante, los muelles se comprimen y al estar conectadas a las válvulas hidráulicas de control estas generan una mayor diferencia de presión a través del pistón deslizante.

50 El documento US20150167773A1 presenta un amortiguador en el que se hace uso de conductos de inercia integrado en el amortiguador con la particularidad de que la diferencia de presión a través del canal de inercia es igual a la diferencia de presión a través del pistón

principal p convencional de un amortiguador. Se entiende por tanto que es una configuración en serie de ambas perdidas de carga.

5 En el documento FR2892973A1 se presenta una topología de suspensión donde se utiliza un sistema de masa sintonizada en serie conectando la masa de la rueda y la masa de la carrocería. Esta invención presenta también el uso de un sistema de pistones conectados por un canal de inercia a fin de optimizar la masa del sistema inercial.

10 En el documento EP2789872A2 se presenta una topología de suspensión con un sistema de masa sintonizada como el de la figura 2. Como forma constructiva se combinan el sistema de masa sintonizada usando canal de inercia con elementos del amortiguador convencional.

15 La invención US9080634B2 introduce un diseño de amortiguador con respuesta dependiente de la frecuencia mediante un paso hidráulico paralelo al del pistón principal. Este paso hidráulico se abre accionada por el propio flujo hidráulico que lo atraviesa. A altas frecuencias de movimiento de los extremos del amortiguador este paso paralelo se abre y la fuerza amortiguadora es por lo tanto menor. Así se obtiene una respuesta dependiente de la frecuencia.

20 **Explicación de la invención**

Con el fin de alcanzar los objetivos de diseño mencionados anteriormente, la invención propone un amortiguador hidráulico cuyo nivel de amortiguamiento viscoso es función de la frecuencia; además genera amortiguamiento dinámico mediante el uso de un canal de inercia unido elásticamente a uno de los extremos del amortiguador.

25 La presente invención se compone de un vástago unido a un pistón principal que se desplaza en un fluido hidráulico contenido en un cilindro. En el amortiguador, el pistón principal divide el volumen de fluido hidráulico en el cilindro en dos cámaras. A través de orificios calibrados el fluido puede pasar de una cámara a otra a través del pistón principal. El extremo externo del vástago se conecta generalmente a la carrocería del vehículo y el cilindro se conecta a la rueda.

35 Según la invención presentada en esta solicitud se dispone un pistón adicional que denominaremos de inercia y que divide una de las cámaras en dos sub-cámaras. De este modo el fluido contenido en el amortiguador queda dividido en tres cámaras. El pistón de inercia se conecta mediante al menos un muelle al vástago. Las cámaras divididas por el pistón de inercia están unidas por un canal de inercia.

40 La diferencia de presión en ambos extremos del canal de inercia es proporcional a la longitud del canal y el flujo de masa a través del canal de inercia, inversamente proporcional al área transversal del canal de inercia. Debido a que el volumen total de ambas sub-cámaras es constante y considerando que el fluido es incompresible, el flujo de masa a través del pistón de inercia es proporcional al movimiento del pistón de inercia dentro de la cámara.

45 El movimiento del pistón de inercia es igual al movimiento del vástago más el movimiento relativo del pistón de inercia respecto al vástago. De esta forma la respuesta en frecuencia del pistón de inercia es similar a la respuesta en frecuencia de un amortiguador dinámico de masa sintonizada. Eligiendo apropiadamente los parámetros del muelle y las dimensiones del canal de inercia es posible ajustar la frecuencia de resonancia del pistón de inercia y de esta manera proporcionar un amortiguamiento dinámico de la masa de la rueda.

50 En un diseño avanzado de la idea aquí presentada, se abre un paso paralelo de fluido entre las cámaras separadas por el pistón principal y se introduce un tercer pistón, que denominaremos

5 terciario, en paralelo hidráulicamente al pistón principal. Este paso adicional se abre o cierra accionado por el pistón inercia. El pistón de inercia se mueve a altas frecuencias de movimiento del pistón principal, por lo que se abre un paso adicional solo a altas frecuencias disminuyendo la diferencia de presión a ambos lados del pistón inercia y por tanto disminuyendo la fuerza amortiguadora viscosa.

10 En un otro diseño más avanzado se puede controlar el flujo a altas frecuencias a través del pistón terciario de manera que se puede controlar la diferencia de presión a altas frecuencias de forma más precisa.

10 **Breve descripción de los dibujos**

En la figura 1.-Muestra esquemáticamente un diseño de amortiguador convencional.

15 En la figura 2.-Muestra esquemáticamente el diseño de amortiguador dinámico de masa oscilante sintonizada.

20 En la figura 3.-Muestra una vista en perspectiva del amortiguador dinámico de masa oscilante sintonizada.

20 **Realización preferente de la invención**

25 A partir del diseño de un amortiguador convencional (20), en el cual un vástago (3) va unido a un pistón principal (4) que se desplaza en un fluido hidráulico (8) contenido en un cilindro (2), se habilitan unos orificios calibrados (6) en el pistón principal (4) que permiten pasar al fluido (8) de una cámara (9) a otra (10) o viceversa. El extremo externo del vástago (3), en el caso de vehículos, se conecta generalmente a la carrocería del vehículo y el cilindro (2) se conecta a la rueda.

30 Se dispone de un pistón adicional (5) que denominaremos de inercia y que divide la cámara (10) en dos sub-cámaras (10) y (10a). De este modo el fluido (8) contenido en el amortiguador queda dividido en tres cámaras (9), (10) y (10a). El pistón de inercia (5) se conecta mediante al menos un muelle (11) al vástago (3). Las cámaras (10) y (10a) divididas por el pistón de inercia (5) están unidas por un canal de inercia (12).

35 La diferencia de presión en ambos extremos del canal de inercia (12) es proporcional a la longitud del canal (12) y el flujo de masa a través del canal de inercia (12), inversamente proporcional al área transversal del canal de inercia (12). Debido a que el volumen total de ambas cámaras (10) y (10a) es constante y considerando que el fluido (8) es incompresible, el flujo de masa a través del pistón de inercia (5) es proporcional al movimiento del pistón de inercia (5) dentro de las cámaras secundarias (10) y (10a).

40 El movimiento del pistón de inercia (5) es igual al movimiento del vástago (3) más el movimiento relativo del pistón de inercia (5) respecto al vástago (3). De esta forma la respuesta en frecuencia del pistón de inercia (3) es similar a la respuesta en frecuencia de un amortiguador dinámico de masa sintonizada. Eligiendo apropiadamente los parámetros del muelle (11) y las dimensiones del canal de inercia (12) es posible ajustar la frecuencia de resonancia del pistón de inercia (5) y de esta manera proporcionar un amortiguamiento dinámico de la masa de la rueda.

50 En un diseño avanzado de la idea aquí presentada, se abre un paso (14) paralelo de fluido entre las cámaras (9) y (10) o (10a) separadas por el pistón principal (4). Este flujo, en paralelo hidráulicamente al pistón principal (4) se abre o cierra accionado por el pistón de inercia (5) o por una válvula deslizante (15) conectada rígida o elásticamente al pistón (5). El pistón de

inercia (5) se mueve a altas frecuencias de movimiento del pistón principal (4), por lo que el pistón de inercia (5) o la válvula deslizante (15) abre un paso (14) adicional solo a altas frecuencias disminuyendo la diferencia de presión a ambos lados del pistón principal (4) y por tanto disminuyendo la fuerza amortiguadora viscosa.

5

En un otro diseño más avanzado se puede controlar el flujo a altas frecuencias a través de una válvula de regulación de carga (16) de manera que se puede controlar la diferencia de presión a altas frecuencias de forma más precisa.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Amortiguador (1) con regulación de carga en función de la frecuencia mediante inercia hidráulica que comprende un cilindro (2) con una cámara interior (7), un vástago (3), un pistón principal (4) y un pistón de inercia (5); el pistón principal (4) está unido al vástago y el pistón de inercia (5) está unido a través de al menos un muelle (11) al vástago (3), de forma que ambos pistones se desplazan longitudinalmente en el cilindro. Los pistones principal (4) y de inercia (5) están inmersos en un fluido hidráulico (8), de forma que la cámara interior (7) se divide en 3 sub-cámaras (9) (10) (10a), siendo (10) y (10a) las cámaras a ambos lados del pistón de inercia (5). El pistón principal (4) comprende al menos un conducto (6) configurado para permitir el flujo bidireccional del fluido hidráulico (8) entre la cámara (9) y la cámara (10a) controlado mediante válvulas (13) que permiten regular el paso de fluido (8) entre cámaras. El pistón de inercia (5) comprende al menos un conducto denominado canal de inercia (12) configurado para permitir el flujo de fluido hidráulico (8) entre la cámara (10) y la cámara (10a).
- 10
- 15 2. Amortiguador según la reivindicación 1 que comprende un conducto (14) dentro del vástago (3) que conecta las cámaras (9) y (10) para permitir el flujo del fluido hidráulico (8) entre las cámaras (9) y (10), siendo este flujo controlado por el movimiento de una válvula deslizante (15) conectada al pistón de inercia (5) directamente.
- 20
3. Amortiguador según la reivindicación 1 que comprende un conducto (14) dentro del vástago (3) que conecta las cámaras (9) y (10a) para permitir el flujo del fluido hidráulico (8) entre las cámaras (9) y (10), siendo este flujo controlado por el movimiento de una válvula deslizante (15) conectada al pistón de inercia (5) directamente.
- 25
4. Amortiguador según la reivindicación 1 que comprende un conducto (14) dentro del vástago (3) que conecta las cámaras (9) y (10) para permitir el flujo del fluido hidráulico (8) entre las cámaras (9) y (10), siendo este flujo controlado por el movimiento de una válvula deslizante (15) conectada al pistón de inercia (5) a través del muelle (17).
- 30
5. Amortiguador según la reivindicación 1 que comprende un conducto (14) dentro del vástago (3) que conecta las cámaras (9) y (10a) para permitir el flujo del fluido hidráulico (8) entre las cámaras (9) y (10), siendo este flujo controlado por el movimiento de una válvula deslizante (15) conectada al pistón de inercia (5) a través del muelle (17).
- 35
6. Un amortiguador según las reivindicaciones 2, 3, 4 y 5 que comprende al menos una válvula (16) que permite regular el flujo a través del conducto (14) en al menos una dirección.
- 40

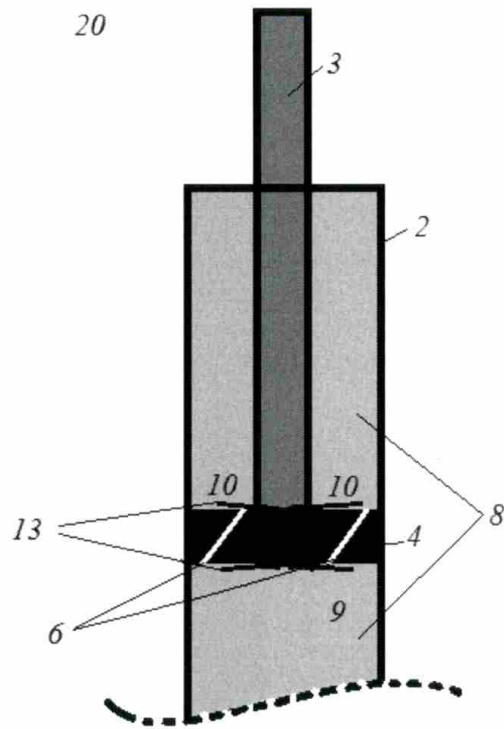


FIG. 1

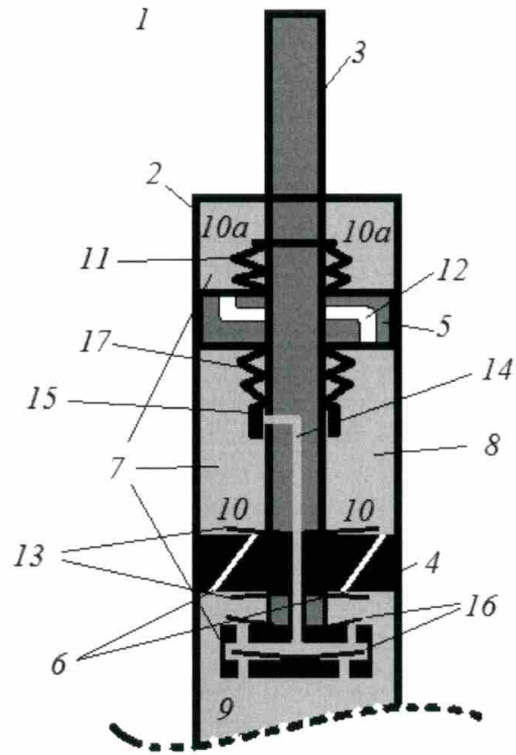


FIG. 2

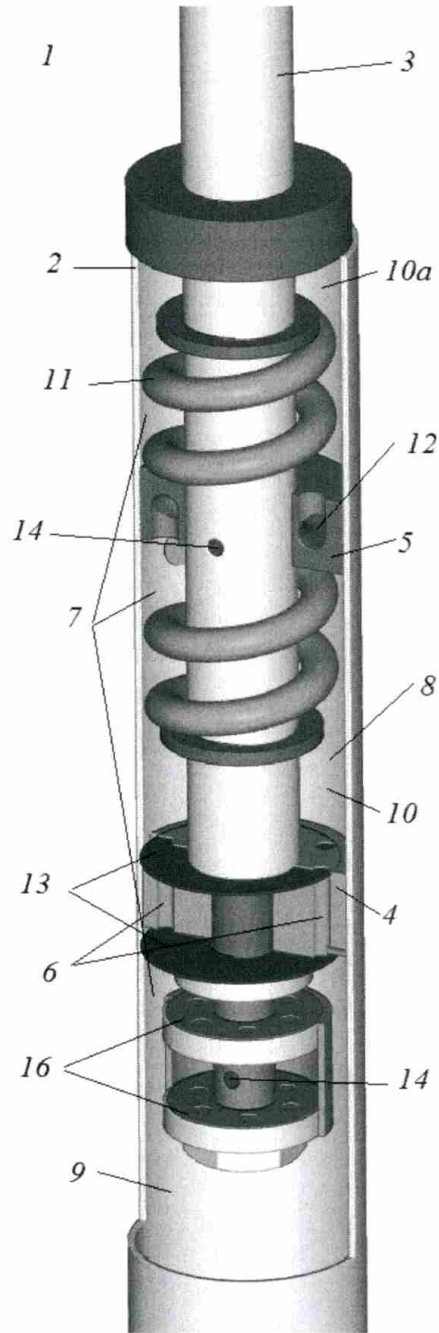


FIG. 3



- ②① N.º solicitud: 201800189
 ②② Fecha de presentación de la solicitud: 14.08.2018
 ③② Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤① Int. Cl.: Ver Hoja Adicional

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤⑥ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
A	WO 2011130816 A1 (MAGNETI MARELLI COFAP) 27/10/2011 Resumen; figuras 3-6	1
A	DE 19915635 A1 (VOLKSWAGEN AG) 12/10/2000 Documento completo	1
A	DE 2139942 B (FICHTEL & SACHS AG) 09/11/1972 Documento completo	1-3, 6
A	US 2015167773 A1 (GARTNER BILL J et al.) 18/06/2015 Documento completo	1
A	EP 2789872 A2 (IND SCIENCE GMBH POWERED BY IAV) 15/10/2014 Documento completo	1
A	US 2002027051 A1 (GRUNDEI MANFRED) 07/03/2002 Documento completo	1
A	US 4236607 A (HALWES DENNIS R et al.) 02/12/1980 Documento completo	1

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia
 Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría
 A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita
 P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud
 E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
12.07.2019

Examinador
S. Gómez Fernández

Página
1/2

CLASIFICACIÓN OBJETO DE LA SOLICITUD

F16F9/504 (2006.01)

F16F7/104 (2006.01)

F16F7/10 (2006.01)

B60G13/18 (2006.01)

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F16F, B60G

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC