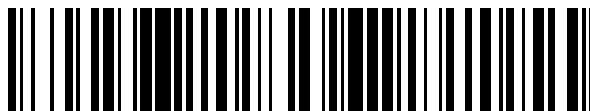


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 566 568**

21 Número de solicitud: 201500594

51 Int. Cl.:

F02G 1/053 (2006.01)

12

PATENTE DE INVENCION CON EXAMEN PREVIO

B2

22 Fecha de presentación:

03.08.2015

43 Fecha de publicación de la solicitud:

13.04.2016

Fecha de la concesión:

06.10.2016

45 Fecha de publicación de la concesión:

14.10.2016

73 Titular/es:

**UNIVERSIDAD DE MÁLAGA (100.0%)
Avda Cervantes, 2
29071 Málaga (Málaga) ES**

72 Inventor/es:

**AUÑÓN HIDALGO, Juan Antonio y
MARTÍNEZ GARCÍA, Alberto**

54 Título: **Sistema de arranque autónomo para motores Stirling de baja temperatura**

57 Resumen:

Sistema de arranque autónomo para motores Stirling de baja temperatura caracterizado porque comprende un tren de engranajes epicicloidales que consiste en uno o más planetas que rotan sobre un sol conectado a un eje motor a través del cual entra la potencia y se transmite bien desde el sol a una corona que desbloqueada mediante el trinquete del resorte carga un resorte espiral, bien desde el sol al brazo del tren de engranajes epicicloidales cuando el resorte está cargado. El sistema comprende además un alternador acoplado al eje motor que, cuando el brazo está desbloqueado, permite la carga del resorte; un actuador lineal de baja potencia que permite bloquear tanto el brazo como el trinquete del resorte; uno o más módulos termoeléctricos para generar la energía necesaria para el actuador y el control lógico gracias a la luz incidente en un colector; y medios de detección de temperatura.

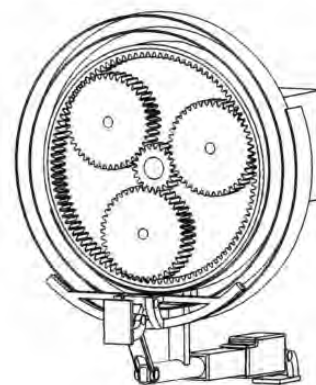


Figura 23

ES 2 566 568 B2

DESCRIPCIÓN

Sistema de arranque autónomo para motores Stirling de baja temperatura.

5 Sector técnico

La presente invención se refiere al ámbito técnico de los motores Stirling, y en particular al ámbito de los motores Stirling de baja temperatura. Más particularmente, la invención se refiere a sistemas de arranque de motores Stirling de baja temperatura, y en especial a sistemas de arranque autónomos.

Estado de la técnica

El motor Stirling (figura 1) fue inventado y patentado por el clérigo escocés Robert Stirling en 1816. Las limitaciones que en su momento llevaron a dichos motores a caer en desuso fueron las propiedades de los materiales usados en su construcción, ya que la necesidad de altas temperaturas para maximizar la potencia y la eficiencia generaban fallos en las piezas. Sin embargo, en la actualidad se puede comprobar que el interés por los motores Stirling esta en aumento, y es sencillo encontrar información teórica y experimental sobre plantas de generación eléctrica usando Stirling solares. Además los nuevos materiales y técnicas de fabricación permiten que los motores sean cada vez mas eficientes y duraderos.

El motor Stirling se basa en un ciclo cerrado, en el que el fluido de trabajo es un gas, normalmente presurizado, que se comprime en el foco frío del motor y se expande en el foco caliente. Este intercambio de calor es lo que produce el trabajo. En síntesis, se puede definir un motor Stirling como una maquina térmica que utiliza la diferencia de temperaturas entre un foco frío y uno caliente para producir trabajo.

Los motores Stirling pueden presentarse, principalmente, en tres configuraciones distintas, en las que los componentes están relacionados geoméricamente de distinta forma. Estas configuraciones se denominan *Alfa*, *Beta* y *Gamma*.

En configuración *Alfa*, el motor obtiene potencia de dos pistones situados en cilindros separados. Un cilindro está situado en la zona caliente y el otro en la fría. La relación potencia/volumen suele ser bastante alta. El mayor problema con esta configuración reside en el hecho de que mantener sellado el cilindro caliente resulta muy complicado debido a las temperaturas que se alcanzan.

En configuración *Beta* se prescinde de uno de los pistones, sustituyéndolo por un desplazador. Tanto el desplazador como el pistón están colocados en el mismo cilindro. La función del desplazador es la de mover el fluido de trabajo entre los focos caliente y frío. Esta configuración es la originalmente presentada por Robert Stirling. La complicación viene dada por la complejidad del sistema desplazador-pistón en línea, ya que la biela del desplazador accede al sistema a través de un orificio en el pistón.

La configuración *Gamma* es igual que la configuración *Beta*, cambiando únicamente el hecho de que el pistón y el desplazador están situados en cilindros diferentes. La relación de compresión es menor, pero simplifica la construcción del modelo.

50

Los motores Stirling de baja diferencia de temperatura (LTD) tienen la particularidad de utilizar una diferencia de temperatura entre foco frío y foco caliente relativamente pequeña. Los motores más pequeños pueden funcionar incluso cuando la diferencia de temperatura es de sólo 1 ó 2 °C.

5

Los motores Stirling LTD, al trabajar a diferencias de temperaturas bajas, necesitan unas características constructivas diferentes a los motores que requieren mayores temperaturas para poder aprovechar la energía disponible, que no es muy alta. El fluido de trabajo, en la mayoría de casos aire atmosférico, la cantidad de gas que es calentada es pequeña. En el caso del LTD, para superar la pequeña diferencia de temperatura se calienta una cantidad relativamente grande de gas. Para calentar tanto gas necesitan un foco caliente y frío muy grande. Esto hace que la transferencia de calor sea mayor al tener mas área. Para mover el gas dentro del motor se usa un desplazador, el cual debe ser ligero. Otra característica del desplazador es la de tener una carrera pequeña con un gran diámetro.

10
15

En los últimos años han sido varios los intentos de construir plantas de generación eléctrica basada en el uso de motores Stirling solares. En concreto, se ha intentado recurrir a los motores Stirling solares para el diseño de una planta pensada para producir 500 MW; sin embargo, el abaratamiento de los módulos fotovoltaicos impidió que el proceso siguiera adelante. A pesar de ello la tecnología sigue desarrollándose, y puede llegar a ser una tecnología viable para la generación de energía a partir de una fuente renovable.

20

25 Descripción de la invención

Con el fin de utilizar estos sistemas de aprovechamiento, la presente invención propone un sistema de arranque automático para un pequeño motor Stirling propulsado por energía solar, que trabaje por ejemplo a unos 100°C, capaz de arrancar cuando se alcance la temperatura de funcionamiento, y de recargar el sistema de arranque durante la marcha del motor.

30

En dicho contexto, el sistema responde a las siguientes necesidades:

35

- Acumulador de energía: Para poder arrancar el motor desde parado es necesario que el sistema acumule energía.

40

- Sistema de control: El sistema debe ser capaz de cargar el acumulador de energía, sin embargo hay que garantizar que el sistema esté diseñado para funcionar en diferentes estados que no incurran en pérdidas de potencia por no haber podido desacoplar el acumulador del eje de potencia. Esto está también relacionado con el propio alternador (11) necesario para convertir la potencia mecánica en eléctrica dado que este alternador (11) consume potencia.

45

- Arranque automatico: Lo interesante del diseño es que el motor arranque automáticamente cuando se cumplan una serie de condiciones, debido a esto deberemos garantizar el acumulador entregue está energía bajo unas condiciones determinadas.

Conforme a dichos requerimientos, el sistema final objeto de la invención comprende la utilización de una etapa de engranajes planetarios con una corona dentada (4) en su exterior.

5 Engranaje planetario

Un engranaje planetario o engranaje epicicloidal es un sistema consistente en uno o más engranajes externos (planetas) (5), que rotan sobre un engranaje central (sol) (7). Los planetas (5) suelen ir montados sobre un brazo móvil (6), que gira coaxialmente con el sol (7). La corona (4) engrana en su interior con los planetas (5). Podemos ver un esquema en la figura 2.

El funcionamiento de este mecanismo depende de que zona sea la que recibe potencia exterior y cual de los componentes que lo forman se encuentra bloqueado. Aunque hay muchas variantes de funcionamiento, en todos los casos la potencia entra por el sol (7), centrándonos a continuación en los casos de brazo (6) bloqueado y corona (4) bloqueada.

Cuando el brazo (6) se encuentra bloqueado, los planetas (5) no tienen la opción de girar alrededor del sol (7), transmitiendo la potencia a la corona (4), haciéndola girar. El sentido de giro de cada uno de los componentes puede observarse en la figura 3.

Si la corona (4) se encuentra bloqueada, los planetas (5) giran alrededor del sol (7), transmitiendo la potencia al brazo (6), que gira, ya que lo hacen los planetas (5). El sentido de giro de cada uno de los componentes puede observarse en la figura 4.

Puede darse la situación de que el brazo (6) esté girando simultáneamente con la corona (4), dividiéndose la potencia que se recibe a través del sol (7).

Los sentidos de giro tienen bastante importancia como se comentará posteriormente, es por eso que se ha hecho hincapié en como trabajan cada una de las configuraciones. Como cualquier otro sistema de engranajes, este nos permitirá, jugando con el número de dientes de cada componente, modificar el par y la velocidad de giro disponible.

35 Carga del resorte

La configuración que se ha diseñado es la de tener la parte interna del resorte espiral (8) sujeto a la corona (4) de tren epicicloidal. De esta forma la carga del resorte (8) se hace mediante el giro de la parte interna y no de la externa como se ha estado tratando de llevar a cabo en diseños previos.

Se puede observar en la figura 5 que la potencia entra a través del sol (7), que se encuentra conectado al eje motor (10). Se llega a la conclusión de que usando este método de carga se necesita transmitir potencia a la corona (4) para que el resorte (8) se cargue. Como ya se ha comentado, para que la potencia se transmita a la corona (4) desde el sol (7), el brazo (6) debe estar fijo, por ello la carga del resorte (8) se lleva a cabo bloqueando el brazo (6) del epicicloidal. Es evidente además que la parte externa del resorte (8) debe permanecer fija para que el resorte (8) sea capaz de cargarse.

El uso del tren de engranajes planetarios aporta al sistema una serie de ventajas que justifican una elección apropiada.

- El hecho de que se trabaje con trenes de engranajes nos permite aumentar el par disponible del motor, facilitando la tarea de carga del resorte (8).
- La transición entre funcionamiento normal y funcionamiento en carga de resorte (8) es suave. Mientras se va frenando el brazo (6), la corona (4) comienza a recibir potencia gradual mente, hasta que el brazo (6) queda completa mente bloqueado, transmitiéndose toda la potencia a la corona (4).
- Si se observa la figura 3 prestando atención a los sentidos de giro del sol (7) y de la corona (4), se observa que el sentido de giro de la corona (4) es inverso al sentido de giro del sol (7). Un resorte (8), se descarga en el sentido contrario al que fue cargado. De esta forma, y suponiendo que la energía del resorte (8) se transmite directamente al eje motor (10), se consigue que la descarga del resorte (8) haga girar al eje motor (10) siempre en el mismo sentido.

Una vez se ha cargado el resorte (8) se necesita un sistema para fijar la corona (4) y que no se descargue en cuanto deja el sistema de transmitirle potencia. Se utiliza un trinquete (15) para realizar esta tarea. Una de las caras laterales de la corona (4) hace la función de rueda dentada, situándose el gatillo en la estructura del motor (9).

Se puede describir el funcionamiento general del sistema de la siguiente manera:

1. En funcionamiento normal, el sol (7) recibe potencia del motor (13), y la transmite al brazo (6), que esta libre.

2. Cuando se quiere comenzar la carga del resorte (8), se frena el brazo (6), transmitiendo potencia a la corona (4), que carga el resorte (8).

3. Una vez se ha cargado el resorte (8) y fijado median te el trinquete (15), se suelta el brazo (6), volviendo a girar, debido al sol (7). En esta situación tenemos el brazo (6) girando, y el resorte (8) ya cargado.

4. Cuando la temperatura del foco caliente no es lo suficientemente alta como para que el motor (13) funcione, éste se para.

5. Cuando se desea arrancar el motor (13), se suelta el trinquete (15), teniendo disponible la potencia del resorte (8). Volviendo al estado 1.

Cabe pensar que al arrancar el motor y no estar cargado el resorte (8), la corona (4) no tiene un par contrario a su movimiento demasiado grande. Es decir, puede ocurrir que, a pesar de no estar bloqueado el brazo (6), la corona (4) reciba potencia. Esto puede ser debido a que el par contrario al movimiento del brazo (6) sea lo suficientemente grande como para que se mueva la corona (4). Esto no supone ningún problema ya que en cuanto gire lo suficiente la corona (4), el resorte (8) se habrá cargado para ejercer un par suficiente como para considerar la corona (4) bloqueada.

Una de las preocupaciones durante el desarrollo de la invención ha sido el hecho de que se quería conseguir que a la hora de cargar el resorte (8), toda lo potencia del motor (13) estuviera dedicada a esa tarea, por lo que el hecho de tener un alternador (11) acoplado al eje motor (10) para generar electricidad ha hecho que se tenga que llegar a una solución para desacoplar el alternador (11).

La solución a este problema ha sido muy efectiva. Consiste en conectar el eje del alternador (11) al brazo (6) del tren epicicloidal,. de esta manera, en funcionamiento normal, el sol (7) transmite a los planetas (5), y estos al brazo (6), llegando la potencia al alternador (11). Cuando se quiere cargar el resorte (8), como hay que frenar el brazo (6) para real i zar la carga, el alternador (11) deja de consumir potencia durante esta fase. Se ha solucionado el desacople del alternador (11) si n necesitar agregar complejidad al sistema. Queda esquematizado en la figura 6.

Una vez en este punto se han desarrollado los sistemas de acople del freno y la sincronización de los elementos. Adelantando las soluciones aceptadas. en el sistema de control se hace uso de un pequeño sistema lógico de pequeña potencia.

Freno del brazo

El freno del disco es parte fundamental del funcionamiento del mecanismo planteado, por lo que se ha requerido de un actuador lineal de baja potencia para acoplar el freno. Este actuador lineal ejerce una fuerza sobre una palanca, que pivota sobre la carcasa del mecanismo, acoplando un freno sobre el brazo (6) del epicicloidal. Una cuestión de diseño importante son los requerimientos constructivos que se aplican al brazo (6) del tren de engranajes al tener que ser frenado mediante este sistema. Esto implica que el brazo (6) tenga forma de corona circular. para tener una zona de contacto exterior.

El mecanismo permite multiplicar la fuerza del actuador, que al ser de poca potencia no dispondrá de mucha fuerza.

Sistema de acople v desacople de freno y trinquete

Como ya se ha dicho anteriormente para frenar el brazo (6) se hace uso de un actuador lineal de baja potencia. Además es interesante plantear un sistema que con el mismo actuador se pueda tanto acoplar la palanca de freno (figura 7) como liberar el trinquete (15) que impide la descarga del resorte (8). Es decir con un solo actuador cargar el resorte (8), y liberarlo a la hora de arrancar el motor (13).

Como ya se ha dicho se ha tratado de diseñar el sistema de acople y liberación utilizando un solo actuador, para ello se ha realizado un diseño en el cual, el actuador aplica su fuerza sobre cada una de las necesidades según su movimiento sea hacia delante o hacia atrás. Esto se consigue aprovechando la trayectoria que sigue el eje del desplazador al contraerse. En la figura 8 se observa que si el actuador se desplaza hacia afuera, empuja la palanca de freno. Si se desplaza hacia dentro, el actuador pivota sobre su apoyo debido a la palanca de freno, empujando el cuerpo del gatillo, liberando la corona (4). El gatillo atraviesa la estructura, accediendo a la rueda dentada de la corona (4).

Suministro eléctrico para el actuador y el sistema lógico

El actuador necesita energía eléctrica por pequeña que sea. Merece la pena comentar el hecho de que, a pesar de utilizar sistemas eléctricos, estos son de muy baja potencia, manteniendo el espíritu mecánico del diseño. La intención de esta invención ha sido la de generar energía mediante el uso de recursos renovables, y esta generación eléctrica mantiene esta intención, es por esto que se ha utilizado una tecnología que se apoya también en la diferencia de temperatura entre dos superficies para generar pequeñas

corrientes y voltajes, el efecto termoeléctrico. Esta aparición de voltaje y corriente se explica con el efecto Seebeck.

5 De esta forma, y realizando uniones entre metales de manera conveniente, se ha desarrollado una tecnología que genera pequeñas potencias a partir de diferencias de temperatura, y esto es lo que se ha planteado como batería para el acumulador y el sistema lógico.

10 Se ha buscado un módulo termoeléctrico con las características adecuadas. En la figura 9 se encuentran las curvas características para el módulo que se ha encontrado más apropiado. Asumiendo que el módulo puede adquirir una diferencia de temperatura de 85°C, que es necesaria para que el motor funcione entregando la potencia requerida, es posible obtener una tensión y potencia aproximada de unos 2,4V y 3,90W. Para conseguir aproximadamente los 6V del actuador se haría uso de 2 módulos en paralelo, 15 obteniendo suficiente potencia para el sistema lógico y para el actuador. Aunque se comprueba que no se llegarían a los 6V necesarios por el actuador para trabajar con la fuerza requerida, hay que tener en cuenta que se necesita esa fuerza para bloquear el brazo (6) y no para liberar el trinquete (15), ya que el bloquear el brazo (6) requiere más fuerza. Esto permite que se diseñe el sistema lógico para que cargue el resorte (8) 20 cuando se haya alcanzado suficiente temperatura.

Control lógico

25 En esencia, en el control lógico solo recae la tarea de hacer que el desplazador del actuador se mueva hacia afuera o hacia dentro, bloqueando el brazo (6) o liberando el trinquete (15).

30 El sistema tiene 3 posiciones del actuador diferentes. que sirven para frenar el brazo (6), una posición neutra en la que no actúa de ninguna forma, y una posición en la que desacopla el gatillo del trinquete (15).

35 Se ha concluido en que el disparo que genera que el sistema lógico mande la orden al actuador de posicionarse en alguna de los 3 estados descritos debe ser el alcanzar alguna temperatura. Así se tiene *una temperatura mínima de funcionamiento*, en la que el control pone el actuador en posición de *Desacople galillo* (DG) para arrancar, y una *temperatura carga* en la que el actuador se posiciona en *Freno brazo* (FB) durante el tiempo necesario para cargar el resorte (8). El resto del tiempo el control posiciona al actuador en *Neutro* (N).

40 La temperatura de carga se ha determinado que sean unos 5 ó 10°C por encima de la *temperatura mínima de funcionamiento*, dando tiempo así a que el motor (13) haya alcanzado el régimen permanente y la potencia mínima de diseño. El tiempo de carga depende fuertemente del comportamiento real del sistema, por lo que debería ser calculado experimentalmente. La detección de las temperaturas podría hacerse mediante 45 el uso de termómetros metálicos, de funcionamiento muy sencillo.

50 En la figura 10 se representa una vista esquemática del sistema completo. En la figura 11 se observan en detalle los trinquetes (14, 15) utilizados para el funcionamiento del sistema. El trinquete del resorte (15) fija la corona (4), fijando por lo tanto la parte interna del resorte (8). Este trinquete (15) se libera elevando el gatillo. El trinquete de arranque (14) tiene los dientes sobre el eje motor (10), situándose el gatillo en la corona (4).

Durante el movimiento normal no cumple ninguna función. Cuando el resorte (8) hace girar la corona (4) en el arranque, el gatillo hace girar el eje motor (10), sirviendo como enlace entre el resorte (8) y el eje motor (10).

- 5 A lo largo de la descripción y las reivindicaciones la palabra "comprende" y sus variantes no pretenden excluir otras características técnicas, componentes o pasos. Para los expertos en la materia, otros objetos, ventajas y características de la invención se desprenderán en parte de la descripción y en parte de la práctica de la invención. Los siguientes ejemplos y figuras se proporcionan a modo de ilustración, y no se pretende que sean limitativos de la presente invención.
- 10

Descripción de las figuras

- 15 Figura 1: Diagrama de un motor Stirling, (1) Regenerador, (2) foco frío, (3) foco caliente.
- Figura 2. Esquema de engranaje planetario o epicicloidal, (4) Corona, (5) planetas, (6) brazo, (7) sol.
- Figura 3. Sentido de giro con el brazo bloqueado.
- 20 Figura 4. Sentido de giro con la corona bloqueada.
- Figura 5. Dibujo esquemático del sistema de carga del resorte. (A) (8) Resorte. (B) (9) estructura motor, (10) eje motor.
- 25 Figura 6. Esquema del acople del alternador, (11) Alternador, (12) mecanismo carga, (13) motor.
- Figura 7. Palanca de freno.
- 30 Figura 8. Esquema del freno y del gatillo de trinquete montados en el actuador.
- Figura 9. Curvas características del módulo seleccionado. Diferencia de temperatura entre las dos superficies del módulo termoelectrico (rombos), voltaje obtenido a cada diferencia de temperatura (círculos), la potencia total obtenida del módulo termoelectrico para cada diferencia de temperatura (estrellas).
- 35 Figura 10. Esquema general del mecanismo.
- 40 Figura 11. Detalle de los trinquetes, (14) Trinquete de arranque, (15) trinquete del resorte.
- Figura 12. Brazo del epicicloidal.
- Figura 13. Conjunto de engranajes.
- 45 Figura 14. Acople corona.
- Figura 15. Ensamblaje de la corona y acople.
- 50 Figura 16. Eje motor.

Figura 17. Liberador del trinquete del resorte.

Figura 18. Brazo del freno.

5 Figura 19. Freno y ferodo.

Figura 20. Conjunto freno I.

Figura 21. Conjunto freno II.

10 Figura 22. Actuador.

Figura 23. Vista frontal del ensamblaje.

15 Figura 24. Vista posterior del ensamblaje.

Figura 25. Vista en detalle del trinquete de arranque.

Figura 26. Vista en detalle del trinquete de resorte.

20 Figura 27. Movimiento de desacople del trinquete del resorte.

Figura 28. Conjunto mecanismo-motor I.

25 Figura 29. Conjunto mecanismo-motor II.

Figura 30. Representación de $\cos \theta$ y $\cos \theta_2$.

Figura 31: Radiación normal en función de β .

30 Figura 32. Esquema para el estudio.

Figura 33. Geometría del resorte.

35 Figura 34. Curva de par del resorte y comparación con par motor. Par del motor en su funcionamiento normal (círculos), $3 \times$ par de motor (triángulos), par del resorte espiral en función del giro aplicado a este (discontinua).

40 Figura 35. Esquema de freno

Ejemplo de realización de la invención

La constitución y características de la invención se comprenderán mejor con ayuda de la siguiente descripción de ejemplos de realización, debiendo entenderse que la invención no queda limitada a estas realizaciones, sino que la protección abarca todas aquellas realizaciones alternativas que puedan incluirse dentro del contenido y del alcance de las reivindicaciones. Asimismo, el presente documento refiere diversos documentos como estado de la técnica, entendiéndose incorporado por referencia el contenido de todos estos documentos, así como de el contenido completo de los documentos a su vez referidos en dichos documentos, con objeto de ofrecer una descripción lo mas completa posible del estado de la técnica en el que la presente invención se encuadra. La

terminología utilizada a continuación tiene por objeto la descripción de los ejemplos de modos de realización que siguen y no debe ser interpretada de forma limitante o restrictiva.

5 ELEMENTOS DEL SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO

En las figuras 12 a 29 se ilustran los diferentes elementos o componentes de una realización preferida de la invención así como de su funcionamiento y acoplamiento con el motor.

10

El brazo (6) epicicloidal (figura 12) está formado por una placa que servirá para poder frenar este componente, y los tres ejes que sirven para acoplar los planetas.

15

La corona (4) tiene forma de plato para alojar los trinquetes (14, 15). Por ello se necesita este acople para la corona (4). Se observan dos vistas (figura 14), mostrando la parte delantera y la trasera. Como se ha descrito anteriormente esta parte necesita llevar un dentado exterior que sirva como trinquete del resorte (15). Además observamos un pequeño eje en el que va situado el gatillo del trinquete de arranque (14). El ensamblaje de la corona (4) y su acople puede verse en la figura 15.

20

El eje de motor (figura 16) tiene como particularidad el tener un dentado, perteneciente al trinquete de arranque (14).

25

El liberador del trinquete del resorte (15) (figura 17) es el que se verá empujado por el actuador en su trayectoria, desplazándose verticalmente y liberando el trinquete (15). Los salientes que se observan en la figura sirven como guía para que la pieza tenga movimiento vertical. Estas piezas estarían situadas dentro de un rail en la carcasa del motor (9).

30

Se ha diseñado una pieza de soporte del ferodo del freno (figura 19). En las figuras 20 y 21 se observa un ensamblaje de todo el conjunto de freno.

35

Se ha diseñado el actuador según las especificaciones geométricas del fabricante ("Firgelli miniature linear actuators". http://www.firgelli.com/pdf/LI2_datasheet.pdf. Accessed: 2014-08-08).

40

Para finalizar se ha realizado el ensamblaje de todos los componentes. Se ha mostrado una vista frontal y posterior del ensamblaje (figuras 23 y 24). Además se muestra una imagen detallada del trinquete de arranque (14) (figura 25) y otra del trinquete del resorte (15) (figura 26).

45

La parte posterior que, como se puede observar sobresale del cuerpo, permite alojar un resorte para garantizar que el gatillo pueda desplazarse hacia dentro cuando la corona (4) gire para cargar el resorte (8).

50

Para aclarar el movimiento que permite que el trinquete del resorte (15) se desacople, permitiendo que el resorte (8) transmita potencia al eje, se ha generado la figura 27 en la cual se observa el estado de reposo superpuesto con el estado de liberación del trinquete del resorte (15). En esta imagen se ve claramente como es la trayectoria que sigue el eje del actuador. Esta trayectoria es forzada por el brazo del freno ya que ésta es una pieza

rígida. De esta forma, al desplazarse verticalmente, el gatillo del trinquete se desacopla de los dientes unidos a la corona (4).

- 5 Para finalizar se ha realizado un ensamblaje en el que se ha añadido un motor para que se observe mejor la disposición que tendría el mecanismo. Se puede observar en las figuras 28 y 29.

PRESTACIONES DEL MOTOR

- 10 Nos referiremos en el presente apartado a un sistema que, no teniendo un tamaño demasiado grande, aporte una potencia de alrededor de 30 W.

Elección de configuración

- 15 Usando las consideraciones hechas para cada una de las configuraciones presentadas anteriormente, puede entenderse que para aplicaciones de baja potencia y pequeñas diferencias de temperatura sea lógico utilizar la configuración Gamma. Minimizando las pérdidas mecánicas se puede llegar a conseguir la potencia requerida de 30 Watios.

20 Radiación

- El hecho de que la orientación sea fija afecta negativamente a la temperatura que se puede obtener; sin embargo, el suponer que el sistema pueda disponer de un seguidor solar es demasiado optimista, sobretodo siendo la aplicación de muy baja potencia. De esta manera se justifica el cálculo de la radiación incidente sobre una superficie fija para obtener la temperatura en el foco caliente del motor.
- 25

- Las climatología es muy diferente dependiendo del lugar estudiado, es por eso por lo que hay que llegar a una solución para unas determinadas condiciones. Además las condiciones no varían únicamente con la localización sino también con la época del año. Por ello se ha realizado un estudio con datos obtenidos de IDEA ("Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura", pp 97-101, 2009) y posteriormente se han analizado los datos obtenidos de radiación y temperatura del foco caliente.
- 30

- 35 El proceso de cálculo de la radiación incidente se ha llevado a cabo como un proceso mecánico en el que se van calculando los datos necesarios en función de algunos parámetros de partida. Los datos que se utiliza n de partida quedan recogidos en la tabla 1.

- 40 Tabla 1: Parámetros necesarios para el cálculo de la radiación incidente sobre el colector

Parámetro	Símbolo
Día del año	n
Constante solar	G_{sc}
Radiación media diaria	H
Latitud	ϕ
Inclinación del captador	β
Orientación	γ

Para poder desarrollar el problema de radiación hay que definir primero la orientación y la inclinación (β) del captador. La orientación, por estar en el hemisferio norte, es orientación sur. Para elegir el ángulo de inclinación se han tomado dos posibles soluciones que se discutirán posteriormente. A partir de estos datos se calcularon la declinación (δ) y el ángulo de puesta del sol (ω_s), que servirán para calcular la hora de salida y de puesta. Para la declinación se usa la ecuación de Cooper (1).

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) \quad (1)$$

$$\omega_s = \arccos(-\tan \phi \cdot \tan \delta) \quad (2)$$

Aclarar que, al ser el ángulo de puesta de sol ω_s , el ángulo de salida es $-\omega_s$. Conociendo estos ángulos se pueden conocer las horas de duración del día utilizando la ecuación (3), siendo t_{solar} la hora solar.

$$\omega = 15(t_{solar} - 12) \quad (3)$$

Estos cálculos se han realizado con *arrays*, generando valores de ellos para cada hora del día, obteniendo así posteriormente la evolución de la radiación a lo largo de las horas. Posteriormente se calculan los siguientes cosenos que, como puede comprobarse en la figura 30, el ángulo θ es el ángulo de incidencia y el θ_2 forma parte de un coseno director.

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \\ & - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \\ & + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (5)$$

De esta forma ya se ha definido trigonómicamente el problema. Uno de los datos de partida, como se comprueba en la tabla 1 es la radiación media diaria. Sin embargo es necesario conocer como se distribuye la radiación diaria media a lo largo de un día, para poder realizar un seguimiento de la radiación en cada momento.

Se ha utilizado la ecuación de Collares-Pereira y Rabl [Solar Energy, vol. 22, no. 2, pp 155-164, 1979) para estimar la radiación horaria a partir de los datos diarios. No es un método exacto pero produce perfiles diarios para días claros, adecuados para aplicaciones solares.

5

Con el método se obtiene r , que es la relación entre la radiación global horizontal durante una hora y la radiación global horizontal acumulada durante un día.

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s} \quad (6)$$

10

$$a = 0,4090 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (7)$$

15

$$b = 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (8)$$

20 Siendo ω y ω_s el ángulo horario y el ángulo horario de puesta de sol, respectivamente.

Posteriormente se calcula el índice de claridad mediante la correlación Erbs (Solar Energy, vol. 28, no 4, pp 293-302, 1 982). Con este parámetro se calcula la relación entre la radiación difusa y la global horizontal.

25

$$k_T = \frac{I_{\text{global horizontal}}}{I_{\text{extraterrestre horizontal}}} \quad (9)$$

30

Calculándose la $I_{\text{extraterrestre horizontal}}$ con la fórmula 10.

$$I_0 = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365,25} \right) \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta)$$

35

(10)

La relación k_T ya calculada es usada para calcular la relación $I_{difusa}/I_{global\ horizontal}$ atendiendo a la siguiente expresión:

$$\frac{I_{difusa}}{I_{global\ horizontal}} = \begin{cases} 1 - 0,09k_t & k_t \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1604k_t + 4,388k_t^2 - 16,638k_t^3 + 12,336k_t^4 & 0,22 < k_t < 0,8 \\ 0,165 & k_t > 0,8 \end{cases} \quad (11)$$

5

Ya es posible descomponer la radiación en sus componentes difusa y horizontal. Para calcular la radiación normal sobre una superficie se usa la expresión 14.

$$I_{difusa} = I \cdot k_T \quad (12)$$

10

$$I_b = I - I_d \quad (13)$$

15

$$I_{directa\ normal} = I_{b,n} = I_b \cdot R_b = I_b \cdot \frac{\cos \theta}{\cos \theta_Z} \quad (14)$$

20

Como se comentó antes, hay que establecer en cada caso de estudio cual es la inclinación óptima del sistema de captación. Se puede afrontar esta optimización desde dos puntos de vista: Maximizar la radiación anual y maximizar la radiación mínima.

25

El objetivo del sistema que en este apartado ilustra el objeto de la invención es proporcionar una potencia baja durante el mayor tiempo posible. Esto hace que el buscar una maximización de la captación anual sea contraproducente ya que esto se consigue aumentando la captación cuando la radiación mensual es mayor, teniendo en los meses de menor radiación, unos valores muy bajos. Se ha realizado un estudio de la orientación, enfrentando en una grafica el ángulo de inclinación y la radiación máxima del mes con menor radiación en $MJ/m^2\ día$. Esto se ha realizado mediante un bucle, en el cual se ha ido variando la inclinación manteniendo constantes los demás parámetros.

30

Si se observa la figura 31 se puede comprobar como se maximiza para un valor aproximado de $\beta = 58^\circ$. Se ha realizado entonces el estudio para ese valor de β . El mes con mayor radiación calculada es septiembre, esto se debe a que la inclinación no es la óptima para los meses de verano, como ya se ha explicado.

35

Temperatura

40

Obtenidos los perfiles de radiación, se procede a calcular la temperatura del pistón caliente para cada hora del día. Hay que establecer los valores de ciertos parámetros. Algunos de estos parámetros, como son las áreas del captador y del receptor, son parámetros fácilmente modificables para adecuarse a los requerimientos técnicos. En la bibliografía [“A compendium of solar dish/Stirling technology, William b., Ricard B. Diver, 1994; Renewable Energy, vol 26, no 1, pp 421-427, 2011) se han hallado los

valores típicos de reflectancia, coeficiente de convección para un receptor de un motor Stirling de baja temperatura, y la emisividad del receptor. En la tabla 2 se recogen los valores de estos parámetros.

5 Tabla 2: Parámetros para el cálculo de la temperatura

Parámetro	Símbolo	Valor
Reflectancia	ρ	0,92
Coeficiente convección $[\frac{W}{m^2K}]$	h	20
Emisividad	ϵ	0,3
Constante de Stefan $[\frac{W}{m^2K^4}]$	δ	$5,67 \cdot 10^{-8}$

10 Para hallar la temperatura del foco caliente se realizó un estudio térmico aproximado, partiendo del dato conocido de irradiación sobre el captador que se supone reflejado hacia el foco caliente. Para realizar el estudio se ha realizado un análisis similar al propuesto en Renewable Energy, vol 26, no 1, pp 421-427, 2011, en el cuál se hace un balance entre la energía recibida por el captador y las pérdidas asociadas al foco caliente. Estas perdidas se han aproximado modelándolas por convección natural y por radiación.

15 Para encontrar la temperatura del foco caliente se iguala la energía recibida a las pérdidas por convección y radiación, dando lugar a una ecuación con la que se obtiene la temperatura de equilibrio, que es la que se busca conocer. Para modelar las pérdidas por convección se ha utilizado la ley de Enfriamiento de Newton y para la radiación se ha utilizado la ley de Stefan-Boltzmann, obteniendo la ecuación 15.

$$I_{b,n} \cdot A_{cap} \cdot \rho = h A_{rec} (T - T_{amb}) + \epsilon \delta A_{rec} (T^4 - T_{amb}^4) \quad (15)$$

25 Donde $I_{b,n}$ es la radiación normal incidente sobre el captador, calculada en el apartado "Radiación", A_{cap} es el área del captador, ρ es la reflectancia de la superficie del captador, h es el coeficiente de convección, A_{rec} es el área de la superficie irradiada del foco caliente, T_{amb} la temperatura ambiente, ϵ es la emisividad del colector, y δ es la constante de Stefan. La temperatura es calculada resolviendo la ecuación que resulta de despejar la temperatura T de la ecuación 16.

$$\epsilon \delta A_{rec} \cdot T^4 + h A_{rec} \cdot T = I_{b,n} A_{cap} \cdot \rho + \epsilon \delta A_{rec} \cdot T_{amb}^4 + h A_{rec} \cdot T_{amb} \quad (16)$$

35 Para continuar con el proceso de diseño de las principales dimensiones del motor, se ha hecho uso de un software de cálculo de prestaciones de motores Stirling, que tiene una base teórica apoyada en ecuaciones experimentales del comportamiento de diferentes motores, tanto de alta, como baja temperatura. Se define la presión media de trabajo de 40 $0.5Mpa$ y un tamaño de pistón de expansión de $300 cm^3$. Para producir aproximadamente

los 30W descritos anteriormente necesitamos una temperatura de foco caliente de 100°C y del foco frío de 15°C.

5 Se han variado las áreas de captación y del receptor, que a su vez coincidirá con el área del desplazador. Con valores de $A_{cap} = 1.2 \text{ m}^2$ y $A_{rec} = 0.1256 \text{ m}^2$ y haciendo uso de las ecuaciones expuestas anteriormente se obtienen los perfiles de temperaturas mostrados en la figura 6. Hay que tener en cuenta que la temperatura ambiente varia en cada mes del año.

10 De esta forma se ha garantizado que el motor produce como mínimo la potencia deseada en todos los meses del año, ya que aproximadamente se necesita una diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío de 85°C, y como se observa en la figura 6, esta temperatura se alcanza en todos los meses del año, variando la hora a la que se alcanza ya que las temperaturas ambientales de cada mes varían.

15 En el caso de otros datos de radiación para una localización concreta la solución reside en variar las áreas de captación hasta que la radiación captada permita calentar el foco basta la temperatura deseada.

20 CÁLCULO DE FUNCIONAMIENTO

En este apartado se ha realizado una aproximación numérica del funcionamiento del sistema. Es decir, se ha comprobado que los sistemas propuestos pueden llegar a cumplir su función. Esto se debe a que pudiera ocurrir que el actuador no tuviera fuerza
 25 necesaria para frenar el brazo (6), además hay que comprobar como se transmite la potencia a través del epicicloidal y asumir unas pérdidas inherentes al sistema. Esta estudio trata de hacer una aproximación al mecanismo en sí y no a sus detalles.

$$P = 34,9 \text{ W}$$

$$\omega = 425,9 \text{ rpm} \quad (17)$$

30

Siendo P la potencia y w la velocidad angular del motor. Se puede hacer una lista con el proceso que se va a seguir.

35 1. Se comenzara analizando el par disponible en cada uno de los elementos del tren epicicloidal.

2. El estudio continuará analizando las características del resorte (8) para que pueda arrancar el motor.

40

3. EJ siguiente paso será analizar la capacidad del actuador para frenar el brazo (6).

Perdidas en los engranajes

45 El tren epicicloidal se ha diseñado con engranajes rectos; éstos, según bibliografía (M.F. Spotts, Proyecto de Elementos de Máquinas. Reverté, 1982), tienen asociadas pérdidas que no superan el 1% ó 2% cuando están montados correctamente. Se han aproximado

las pérdidas en el tren epicicloidal en un 5% de la potencia disponible, quedando los cálculos con un factor de seguridad. Esto deja una potencia útil de:

$$P_{disp} = 34,9 \cdot 0,95 = 33 \text{ W} \quad (18)$$

5

Par en la corona y en el brazo

Tanto el par en la corona (4) como el par en el brazo (6) se han determinado conociendo primero la velocidad de giro del mismo, y suponiendo además que toda la potencia es transmitida hacia uno de los dos sistemas. Sin embargo, el primero de los parámetros de diseño que hay que definir es el número de dientes que tiene tanto el sol (7) como los planetas. La ecuación que define el par es:

$$T = \frac{9550 \cdot P}{n} \quad (19)$$

15

Siendo P la potencia en W , n el régimen de giro en rpm y T el par en Nmm . Si se analiza la expresión se llega a la conclusión de que disminuir el régimen de giro, para una potencia dada, aumenta el par (\downarrow Revoluciones \uparrow Par). Si se elige una configuración de engranajes que baje mucho el régimen de giro del brazo (6) es posible que no sea capaz el sistema de frenar el brazo (6) a la hora de cargar el resorte (8).

20

Se elige una configuración de 20 dientes en el sol (7) y 42 dientes en los planetas. Esta decisión se ha tomado ya que ha habido que alcanzar un equilibrio entre par en el brazo (6) y régimen de giro de éste, ya que si girase muy rápido será complicado tener precisión en la carga del resorte (8) y si gira demasiado lento el par es demasiado alto como para poder frenar el brazo (6). Eligiendo un módulo 1 para los engranajes, obtenemos el diámetro de cada uno de ellos.

25

30

$$d_p \text{ Sol} = 1 \cdot 20 = 20 \text{ mm} \quad (20)$$

$$d_p \text{ Planetario} = 1 \cdot 42 = 42 \text{ mm} \quad (21)$$

35

Siendo d_p el diámetro primitivo. Esta configuración obliga a la corona (4) a tener 104 dientes y un diámetro de 104 mm.

40

Necesitamos conocer el régimen de giro del brazo (6) cuando la corona (4) está bloqueada y el de la corona (4) cuando el brazo (6) está bloqueado. Con objeto de conocer las velocidades en función del número de dientes de cada engranaje, el comportamiento dinámico del mecanismo, que cobra importancia a la hora de hacer

cálculos de funcionamiento, y de las condiciones de contorno que se impongan, se ha realizado un estudio del sistema.

5 El problema de obtener la velocidad en el eje de salida de un tren planetario no es tan sencillo como en el caso de los ejes fijos. A continuación se ha expuesto un método para resolverlo.

10 Se define *relación aparente* (μ_a) de un tren epicicloidal a la relación de transmisión que se obtiene si el brazo portasatélites está en reposo. Esta relación puede ir afectada de signo, positivo si el eje de salida gira en el mismo sentido que el de entrada y negativo en el caso contrario. La relación aparente se obtiene por el procedimiento habitual de dividir el producto de los números de la rueda conducida entre el producto de las conductoras.

$$\mu_a = \frac{z_p}{z_s} \quad (22)$$

15

$$\mu_a = \frac{\omega_s - \omega_b}{\omega_p - \omega_b} \quad (23)$$

20

$$\frac{\omega_s - \omega_b}{\omega_p - \omega_b} = \frac{z_p}{z_s} \quad (24)$$

25

El esquema de la figura 32 equivale a una vista simplificada del tren epicicloidal con corona (4). Los símbolos ω_c , ω_p , ω_s , ω_b hacen referencia a las velocidades angulares de la corona (4), planetas (5), sol (7) y brazo (6), respectivamente.

Utilizando las fórmulas anteriormente descritas obtenemos:

$$\frac{\omega_c - \omega_b}{\omega_s - \omega_b} = -\frac{z_s z_p}{z_p z_c} \quad (25)$$

30

$$\frac{\omega_p - \omega_b}{\omega_s - \omega_b} = -\frac{z_s}{z_p} \quad (26)$$

35

Resolviendo estas dos ecuaciones y aplicando las condiciones de contornos deseadas (velocidades conocidas), se habrán calculado las velocidades de giro de cada componente.

40

Como velocidad del sol se considera la velocidad de giro del motor. Después de realizar los cálculos se obtiene:

$$\omega_{brazo} = 68,7 \text{ rpm} \quad (27)$$

5

$$\omega_{corona} = 89,6 \text{ rpm} \quad (28)$$

10 Conociendo la velocidad de giro de la corona (4) y del brazo (6), y usando la ecuación 19, se calcula el par en la corona (4) y en el brazo (6). No se han aplicado rendimientos ya que se ha hecho anteriormente una aproximación de pérdidas. También se ha calculado el par que tiene el motor.

$$\begin{aligned} T_{motor} &= 740 \text{ Nmm} \\ T_{corona} &= 3518 \text{ Nmm} \\ T_{brazo} &= 4588 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (29)$$

15

Ya se conocen los pares de los que se dispone en cada uno de los elementos, esto servirá para calcular la carga del resorte (8) y la fuerza necesaria para frenar el brazo (6).

20 Resorte

El uso del epicicloidal de forma apropiada ha elevado el par disponible en la corona (4) para cargar el resorte (8). En esta sección se han discutido las características de diseño que debe tener el resorte (8).

25

A parte del par que hay que vencer para arrancar el motor, hay que superar otras pérdidas como son las ocasionadas por el trinquete del resorte (15). Es por esto que se ha establecido un par de arranque bastante superior al que probablemente se necesitase.

30 Es necesario comentar que en el arranque de un motor Stirling de estas características, después de haber hecho ensayos con motores de muy pequeño tama o. se llega a la conclusión de que no es necesario hacer girar el cigüeñal muchas vueltas. Los motores Stirling arrancan una vez se ha ayudado al cigüeñal a vencer rozamientos.

35 Unas de las características mas importantes en estos resortes es que el par que ofrecen crece linealmente con el giro aplicado hasta que se lleva a una vuelta completa: a partir de aquí el par aumenta mucho por la fricción entre la lámina del resorte (8). Los parámetros usados en el estudio del resorte (8) se recogen en la tabla 3.

40

Tabla 3: Parámetros necesarios para el cálculo del par de frenado

Parámetro	Símbolo
Módulo de elasticidad [MPa]	E
Anchura del resorte [mm]	b
Espesor de la lamina [mm]	t
Angulo aplicado [rev]	θ
Longitud activa de material [mm]	L
Diámetro interno [mm]	A
Diámetro exterior [mm]	OD_F

- 5 La torsión generada por un resorte puede calcularse con la ecuación 30. Se puede comprobar que el par aumenta linealmente con el giro aplicado al resorte.

$$M = \frac{\pi E b t^3 \theta}{6L} [N \cdot mm] \quad (30)$$

- 10 En la ecuación 31 se aporta una solución para el cálculo aproximado del diámetro externo del resorte, basada en círculos concéntricos y paso uniforme.

$$OD_F = \frac{2L}{\pi n} - A [mm] \quad (31)$$

- 15 El resorte (8) tiene un diámetro interno de aproximadamente 100 mm, ya que la corona (4) tiene ese diámetro. Como criterio de diseño se ha establecido el diámetro exterior en 150 mm, estando formado por 2.5 vueltas la espiral. Esto genera una longitud del resorte (8) de:

$$L \approx 1178 \text{ mm} \quad (32)$$

20 Una vez calculada la geometría se procede a calcular el par. Se ha establecido acero como el material de fabricación del resorte (8), con un módulo de elasticidad aproximado de 210000 MPa. En la figura 33 se ha representado el par del resorte (8) en función del giro que se le ha aplicado.

25 Como se observa, el par máximo al que se somete el resorte (8) cuando se le ha aplicado un giro de 360° es superior a 3 veces el par motor por lo que se presupone que el resorte (8) será capaz de arrancar. Además, se constata que el par de la corona (4), 3518 Nmm, es muy superior al par máximo del resorte (8), que se estima en 2561 Nmm como se aprecia en la figura 34, pudiendo cargarlo sin problemas.

35

Capacidad de frenado del brazo

El haber elegido una configuración de epicicloidal que fomenta tanto el par puede ser una preocupación a la hora de intentar frenar el brazo (6), por lo tanto se va a comprobar si se puede realizar esta tarea con el actuador seleccionado.

La opción de engrane que daba más fuerza en el actuador era la 210, obteniendo una fuerza de 45 N. Con el objetivo de estar del lado de la seguridad se van a realizar los cálculos suponiendo una fuerza de 42 N.

Partimos de el par conocido en el brazo (6), $T_{brazo} = 4588 \text{ Nmm}$. Se diseñará el freno para que pueda garantizar un par de frenado mayor que el par del brazo (6). Posteriormente se comprobará que el actuador es capaz de proporcionar una fuerza J_0 suficientemente grande como para realizar ese par de frenado. Para poder comprobarlo se ha realizado un estudio del sistema de frenado propuesto, para garantizar su funcionamiento.

En la figura 35 se ha mostrado un esquema que servirá para apoyar los cálculos. El círculo sobre el que esta representado, es la superficie a frenar, que gira según el sentido marcado por la flecha.

La fuerza de rozamiento tiene un sentido tal, que se opone al movimiento de la rueda. En la tabla 4 se han recogido los parámetros usados en el problema.

Tabla 4. Parámetros necesarios para el calculo del par de frenado

Parámetro	Símbolo
Fuerza rozamiento	F_r
Radio exterior ferodo	R_e
Radio interior ferodo	R_i
Coefficiente rozamiento	μ
Par de frenado	T
Area ferodo	A
Presión	p

La fuerza de rozamiento es función del coeficiente de rozamiento y la fuerza normal, que se obtiene de la presión ejercida y el área del ferodo.

$$dF_t = p \cdot \mu \cdot dS \quad (33)$$

Donde el diferencial de superficie se define como:

$$dS = r \cdot d\theta \cdot dr \quad (34)$$

Haciendo uso de las ecuaciones 33 y 34, y aplicando integrales:

$$dF_t = p \cdot \mu \cdot r \cdot d\theta dr \rightarrow F_t = \int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta \int_{R_i}^{R_e} p \cdot \mu \cdot r \cdot dr \quad (35)$$

- 5 Donde R_i , R_e , θ_1 y θ_2 definen los límites de integración geométricos del ferodo. De esta forma se obtiene la fuerza de rozamiento generada al integrar:

$$F_t = \frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1)\mu p(R_e^2 - R_i^2) \quad (36)$$

- 10 Para obtener el par de frenado, se integra la expresión del par, que no es mas que multiplicar la fuerza de rozamiento por la distancia r .

$$dT = dF_r \cdot r = p \mu r^2 d\theta dr \rightarrow T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta \int_{R_i}^{R_e} p \cdot \mu \cdot r^2 \cdot dr \quad (37)$$

15

$$T = \frac{1}{3}(\theta_2 - \theta_1) p \mu (R_e^3 - R_i^3) \quad (38)$$

Interesa también conocer el área del ferodo por cuestiones de diseño. Esta viene definida por la siguiente expresión:

20

$$A = \frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1)(R_e^2 - R_i^2) \quad (39)$$

- 25 Una vez tenemos las ecuaciones que gobiernan el sistema, se procede a diseñar. En vez de realizar todo el proceso iterativo basta alcanzar una solución válida. se ha expuesto el resultado final. E n la tabla 5 se han recogido los parámetros usados en el diseño del ferodo.

30 Tabla 5. Parámetros de diseño del freno

Parámetro	Símbolo	Valor
Radio exterior ferodo [mm]	R_e	75
Radio interior ferodo [mm]	R_i	71
Coefficiente rozamiento	μ	0.5
Presión [MPa]	p	0.3
Amplitud angular del ferodo [°]	$\theta_2 - \theta_1$	85°

El uso de ese radio exterior se justifica teniendo en cuenta que el diámetro del resorte (8) es de 150 mm, siendo el radio de 75 mm, pudiéndose comprobar como esa es la zona exterior del brazo (6), donde se ha representado el esquema general del mecanismo.

5 Después de aplicar las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{aligned} T_{frenado} &= 4745 \text{ Nmm} \\ A_{ferodo} &= 433 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (40)$$

10 El par del brazo (6) es por lo tanto inferior al par de frenada. por lo que el sistema es capaz de cargar el resorte (8) frenando el brazo (6).

15 Estos datos se han obtenido utilizando una presión de 0.3 MPa. La presión puede obtenerse a través de la fuerza y el área del ferodo. Es evidente que la fuerza del actuador por sí sola no es capaz de generar tanta presión, es por eso que en un diseño final se le ha dado forma de palanca, para poder así aumentar la fuerza. La presión se define como:

$$p = \frac{F}{A_{ferodo}} \quad (41)$$

20 Utilizando una palanca con una relación 3.1:1 se obtiene una presión suficiente, haciendo uso de una fuerza de 42 N como se ha definido anteriormente:

$$p = \frac{42 \text{ N} \cdot 3,1}{433 \text{ mm}^2} = 0,3 \text{ MPa} \quad (42)$$

25 Consideraciones de fabricación

30 Hemos realizado los cálculos necesarios para garantizar que el mecanismo sea capaz de cumplir su función. Es interesante conocer además una aproximación sobre los materiales que podrían llegar a utilizarse en su fabricación.

35 Sin incluir el resorte (8), que se ha diseñado usando acero, el resto de componentes, al no estar sometidos a tensiones demasiado altas y el ser poca la potencia que transmiten los elementos, se recomienda el uso de plásticos técnicos, en concreto el *Arnite*. Este plástico es un material muy rígido, siendo usado en piezas de precisión como engranajes. Tiene alta rigidez y dureza, fuerte resistencia a la torsión y soporta cargas de hasta. Esta recomendado para la fabricación de piñones hasta de módulo 3, por lo que al utilizar el diseño piñones de módulo 1 se adapta perfectamente al uso que se le pretende dar.

40 Se recomienda también la fabricación del brazo del freno en acero, ya que debe ser muy rígido para poder transmitir bien la fuerza del actuador al freno.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de arranque autónomo para motores Stirling de baja temperatura **caracterizado** por que comprende:

- 5
- Una etapa o tren de engranajes planetarios o epicicloidales que consiste en uno o más engranajes externos [planetas (5)] que rota n sobre un engranaje central [sol (7)] a través del cual entra la potencia;
- 10
- Una corona dentada (4) en el exterior de la etapa o tren de engranajes epicicloidales que engrana en su interior con los planetas (5) de dicha etapa o tren de engranajes epicicloidales, dicha corona (4) en su estado bloqueado permitiendo que los planetas (5) giren alrededor del sol (7) transmitiendo la potencia al brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales, dicho brazo (6), en su estado bloqueado, impidiendo
- 15
- que los planetas (5) giren alrededor del sol (7) transmitiendo así la potencia a la corona (4), haciéndola girar;
- Un resorte espiral (8) sujeto a la corona (4) por su parte interna, dicho resorte (8) cargándose a través de la corona (4) cuando ésta gira en sentido inverso al sentido de giro del sol (7) mediante el giro de dicha parte interna de sujeción a la corona (4);
- 20
- Un eje motor (10) al que se conecta el sol (7), dicho eje motor (10) girando cuando se descarga el resorte espiral (8) transmitiendo potencia al sol (7), dicha potencia bien transmitida desde el sol (7) a la corona (4) para cargar el resorte espiral (8) bien transmitida desde el sol (7) al brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales cuando el resorte espiral (8) está cargado;
- 25
- Un primer trinquete [trinquete del resorte (15)] que bloquea la corona (4) una vez el resorte espiral (8) está cargado y que permite el desbloqueo de la corona (4) mediante la elevación de un gatillo;
- 30
- Un segundo trinquete [trinquete de arranque (14)] que tiene los dientes sobre el eje motor (10), situándose el gatillo en la corona (4), de forma que cuando el resorte espiral (8) hace girar la corona (4) en el arranque, dicho gatillo hace girar el eje motor (10), sirviendo como enlace entre el resorte (8) y el eje motor (10);
- 35
- Un alternador (11) acoplado al eje motor (10), dicho alternador (11) conectado a través de su eje al brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales permitiendo, cuando dicho brazo (6) está en su estado desbloqueado, la transmisión de potencia desde el sol (7) a los planetas (5) y desde estos al propio brazo (6) para permitir la carga del resorte espiral (8);
- 40
- Un actuador lineal de baja potencia que permite el bloqueo y desbloqueo tanto del freno del brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales como del trinquete del resorte espiral (15), de forma que, al desplazarse dicho actuador hacia fuera ejerce una fuerza sobre una palanca que pivota sobre la carcasa del mecanismo, acopla el freno sobre el brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales, y, al desplazarse dicho actuador hacia dentro el mismo pivota sobre su apoyo debido a la palanca de freno empujando el cuerpo de un gatillo liberando con ello la corona (4)
- 45
- permitiendo de este modo la carga del resorte espiral (8);
- 50

- Uno o más módulos termoelectrónicos para generar la energía necesaria para el actuador y para un sistema o control lógico gracias a la luz incidente en un colector;
- 5
- Un sistema o control lógico que regula el movimiento del desplazador del actuador mediante tres posiciones: una posición que en respuesta a la detección de una temperatura de carga hace que el desplazador del actuador se mueva hacia fuera bloqueando el brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales mediante el freno, una posición que en respuesta a la detección de una temperatura mínima de funcionamiento hace que el desplazador del actuador se mueva hacia dentro liberando el trinquete del resorte (15) mediante la elevación del gatillo del mismo, y una posición neutra sin efecto sobre el desplazador del actuador;
- 10
- Y medios de detección de temperatura (por ejemplo, un termómetro metálico).
- 15
2. Sistema según la reivindicación anterior **caracterizado** por que el brazo (6) de la etapa o tren de engranajes epicicloidales esta formado por una placa para el freno y tres ejes para el acoplamiento de los planetas (5).
- 20
3. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores **caracterizado** porque la corona (4) tiene forma de plato para alojar los trinquetes (14, 15) y comprende un pequeño eje en el que va situado el gatillo del trinquete de arranque (14).
- 25
4. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores **caracterizado** porque el gatillo del trinquete del resorte (15) presenta una serie de salientes que sirven como guía para que el gatillo tenga movimiento vertical. dichos salientes situados dentro de un raíl en la carcasa del motor (9).

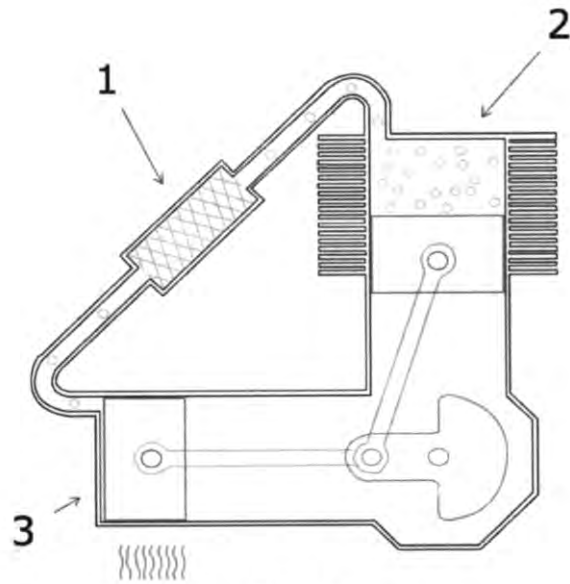


Figura 1

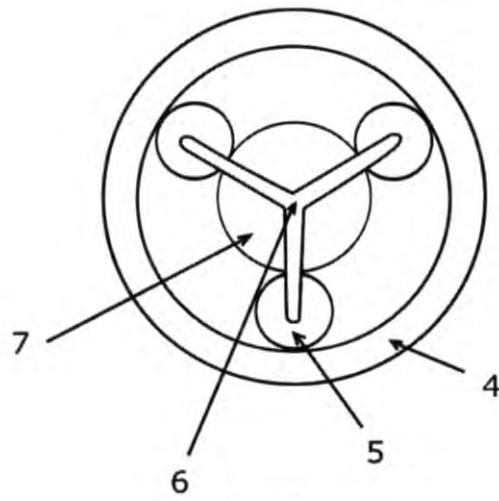


Figura 2

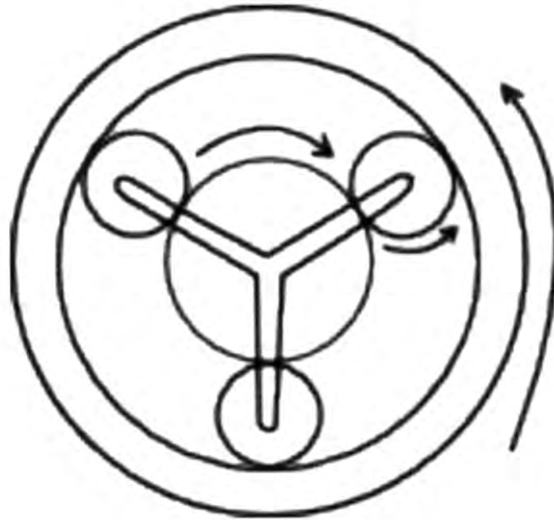


Figura 3

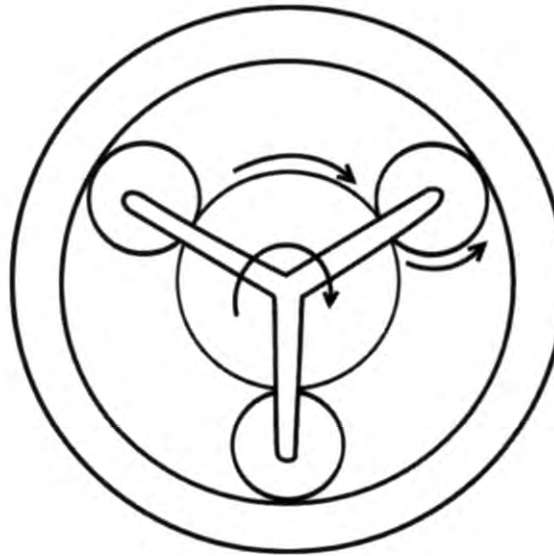


Figura 4

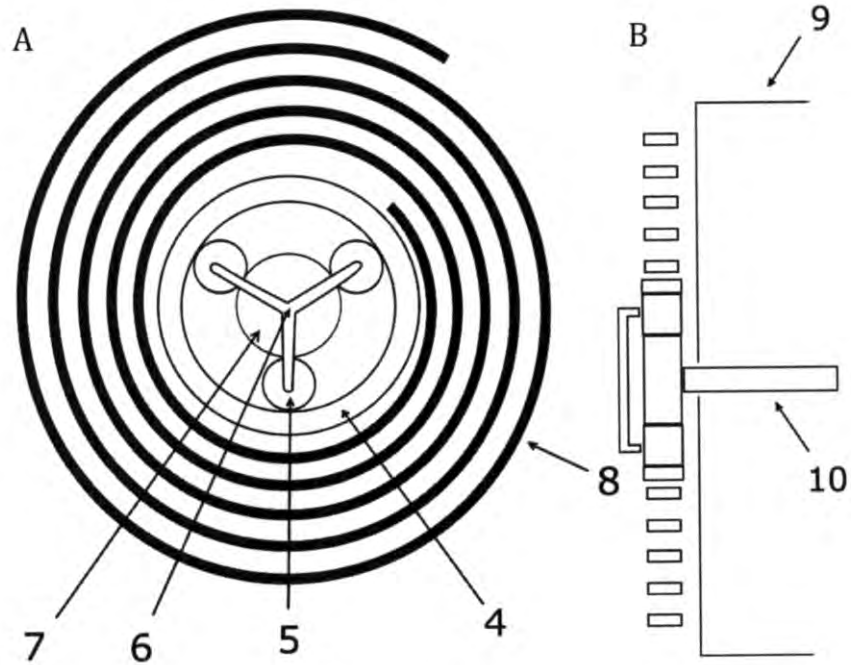


Figura 5

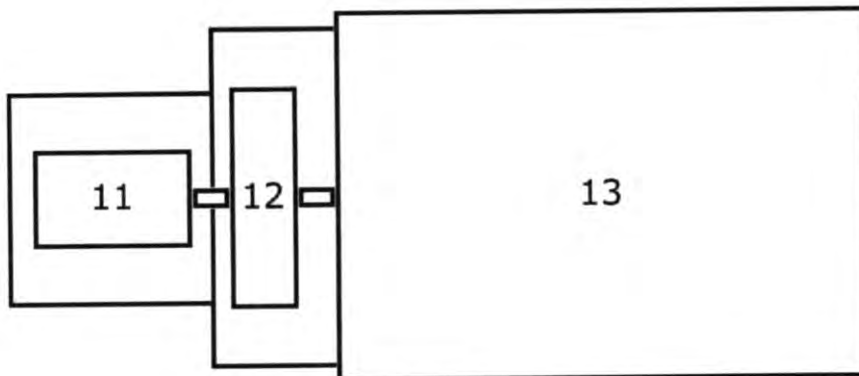


Figura 6



Figura 7

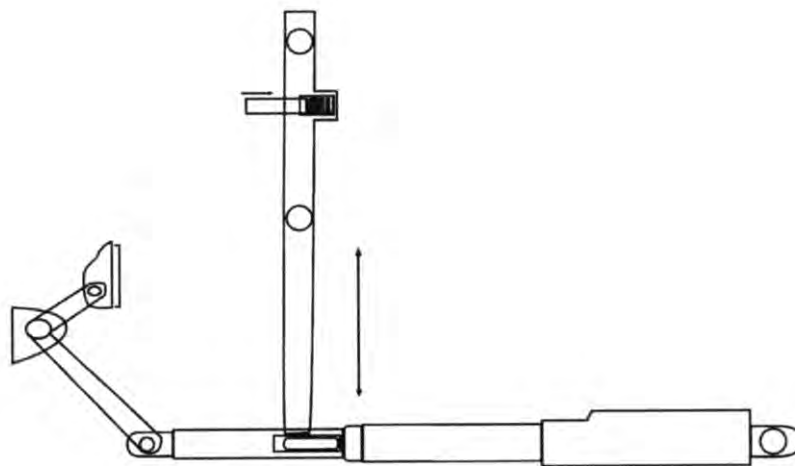
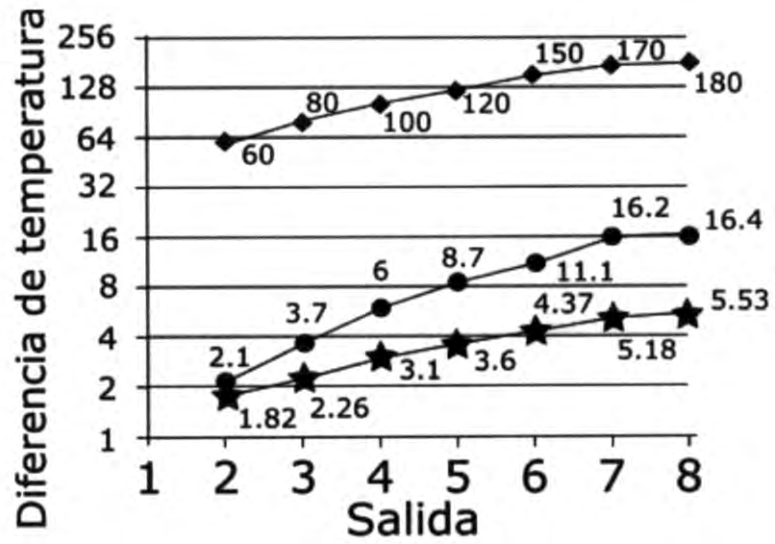


Figura 8



(°C) Diferencia temperatura	Voltaje	Potencia
60	1.82	2.1
80	2.26	3.7
100	3.1	6
120	3.6	8.7
150	4.37	11.1
170	5.18	16.2
180	5.53	16.4

Figura 9

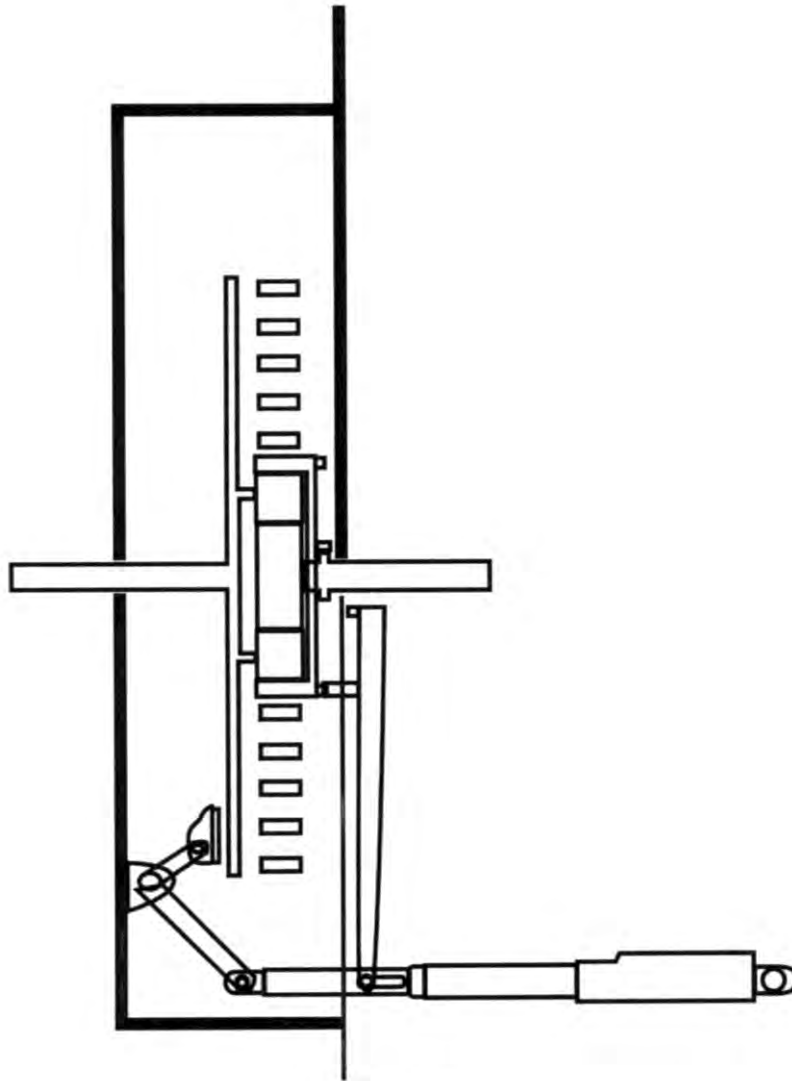


Figura 10

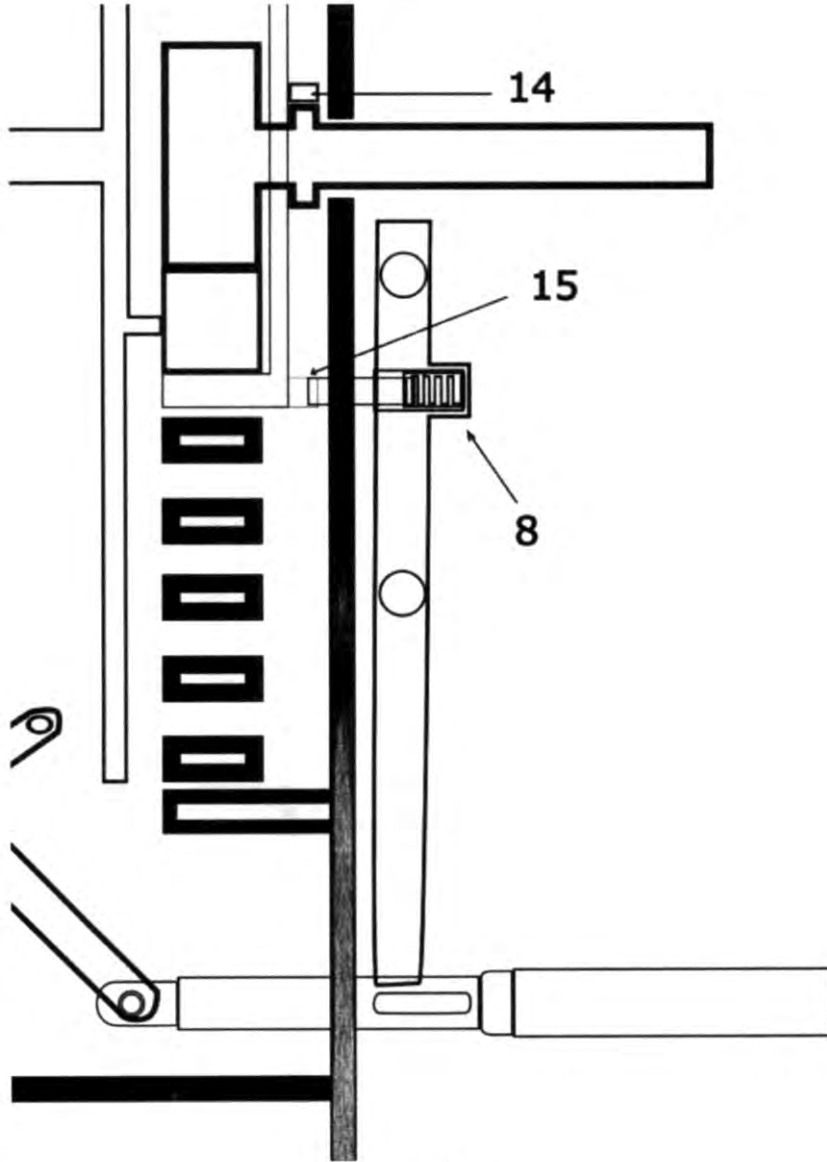


Figura 11

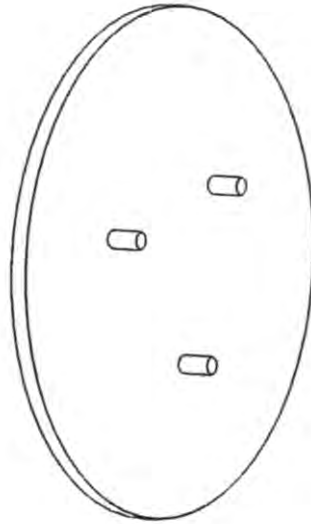


Figura 12

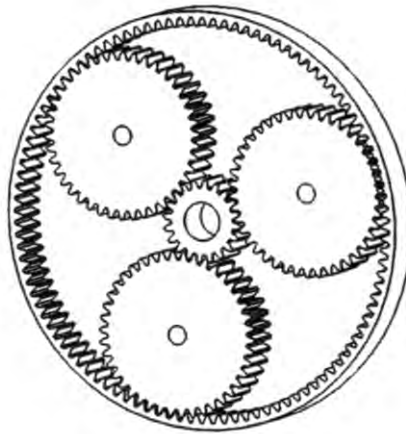


Figura 13

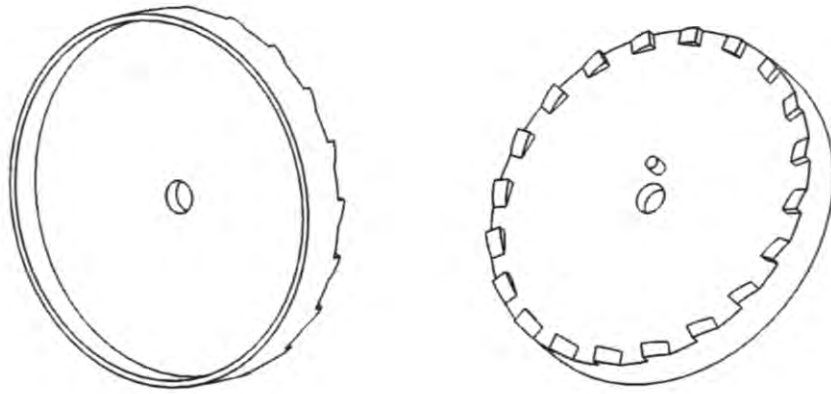


Figura 14

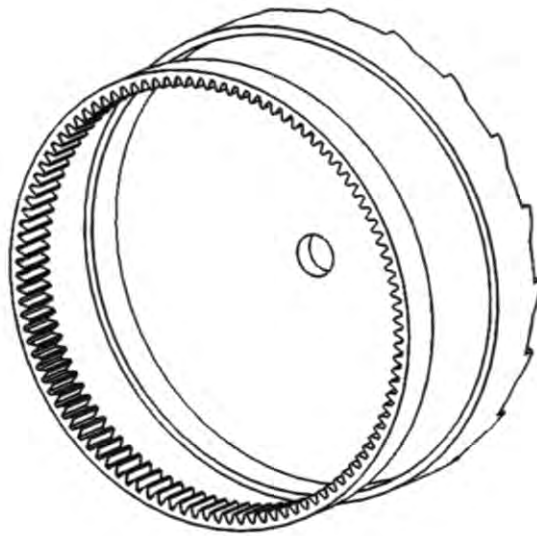


Figura 15

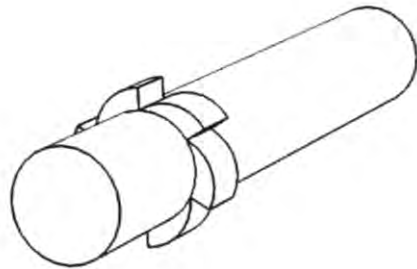


Figura 16

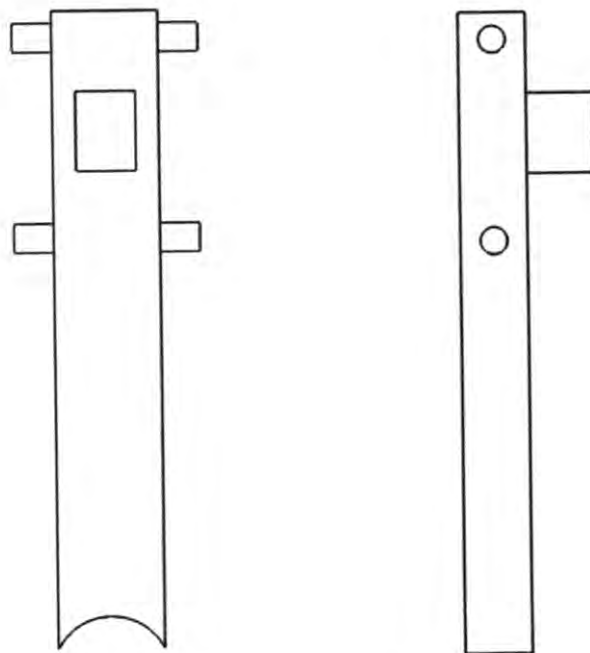


Figura 17

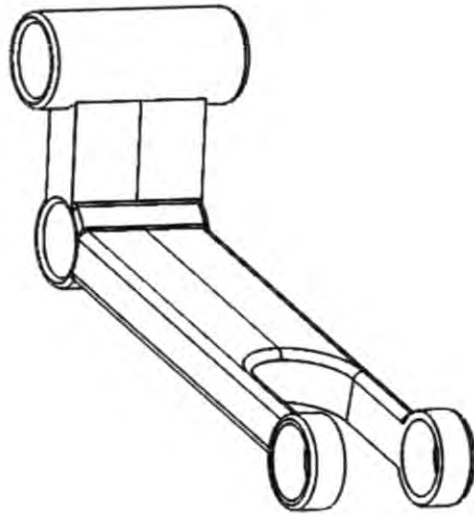


Figura 18

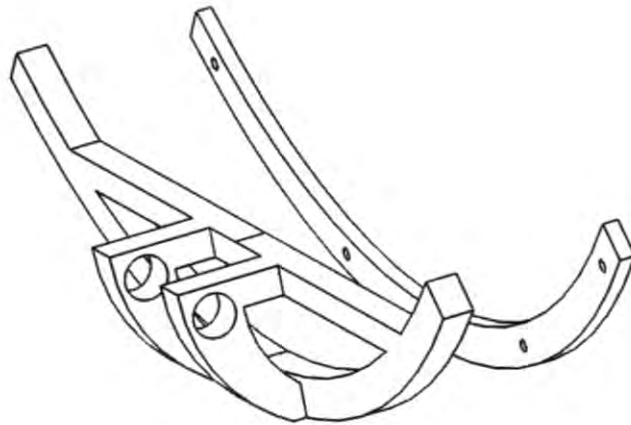


Figura 19

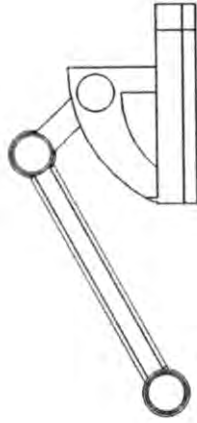


Figura 20

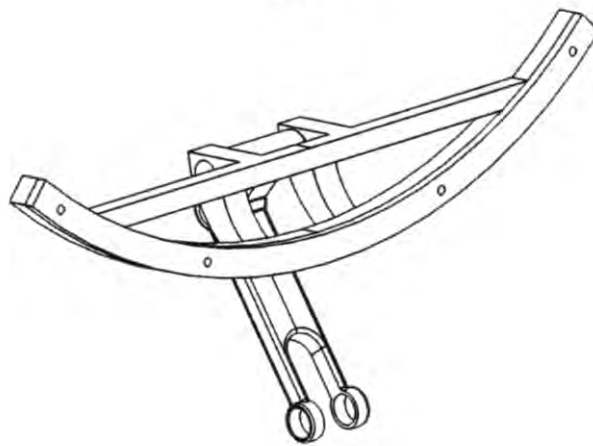


Figura 21

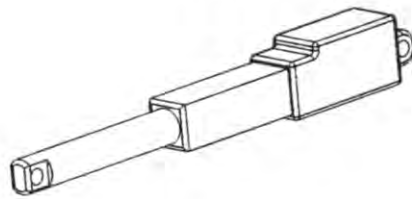


Figura 22

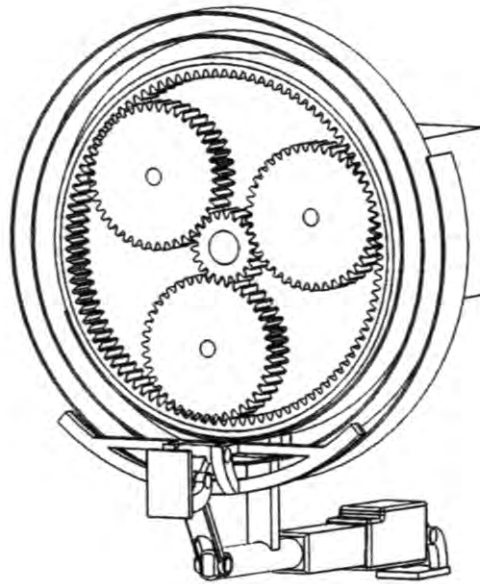


Figura 23

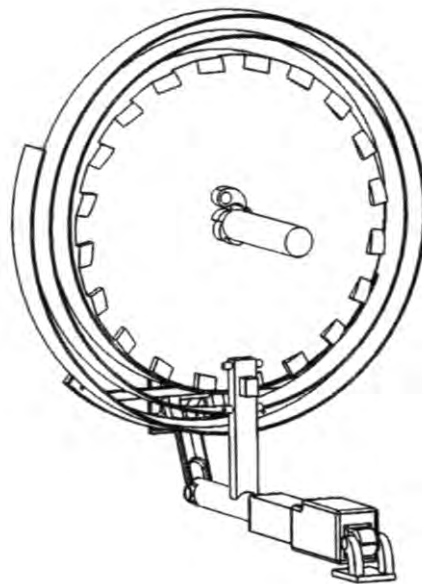


Figura 24

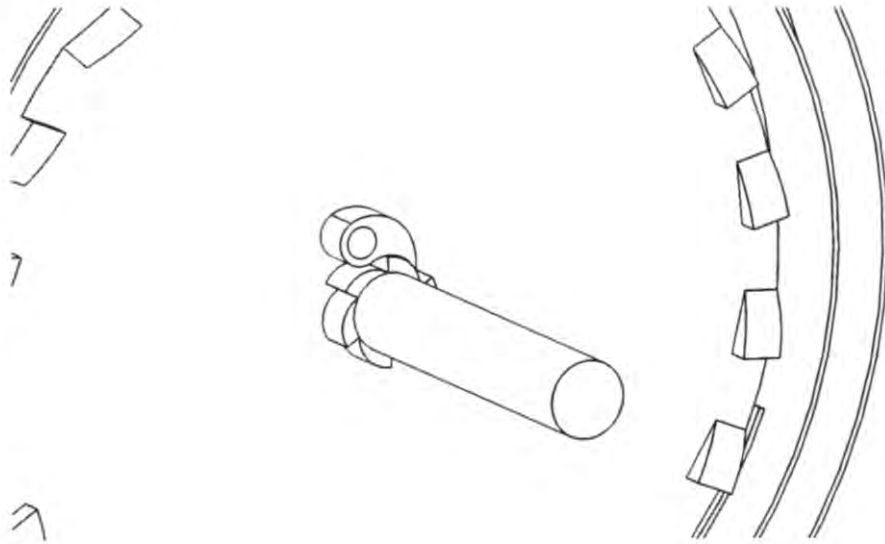


Figura 25

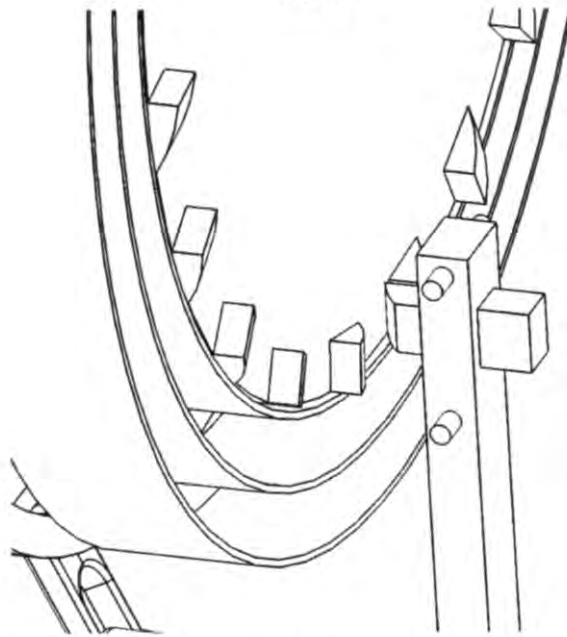


Figura 26

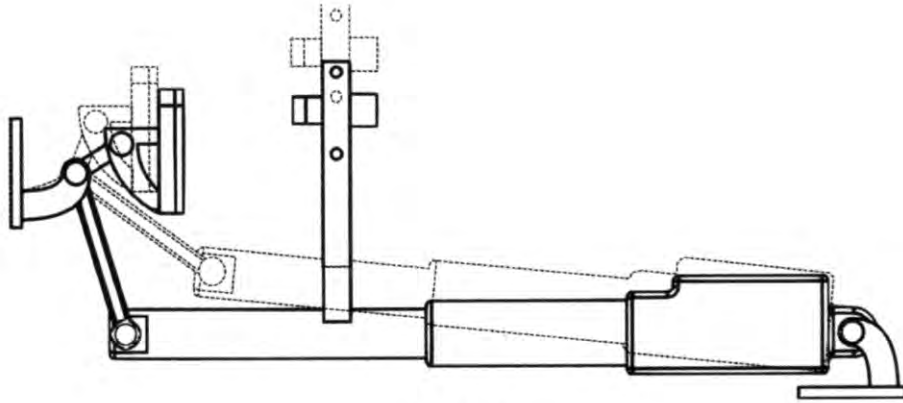


Figura 27

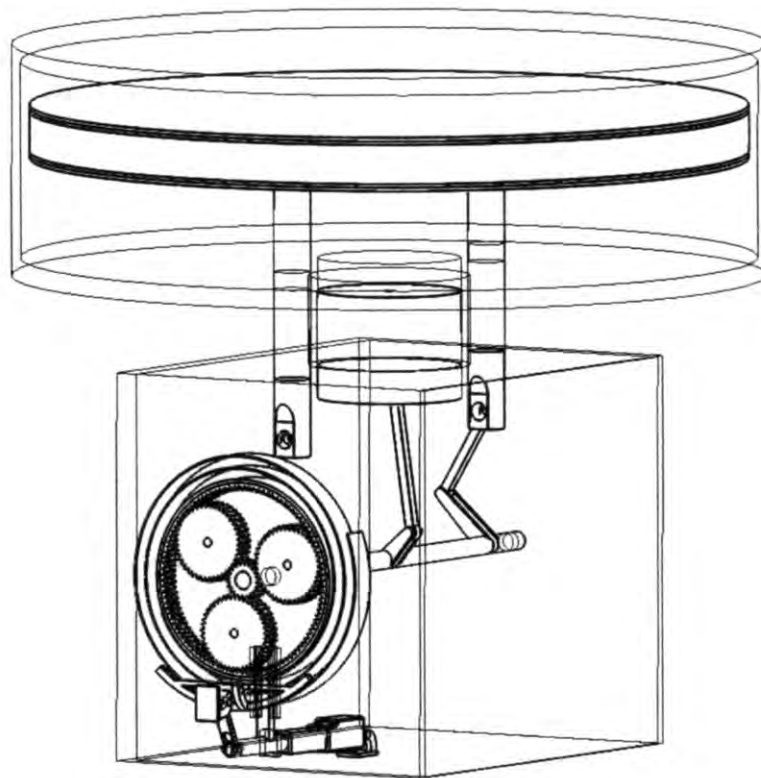


Figura 28

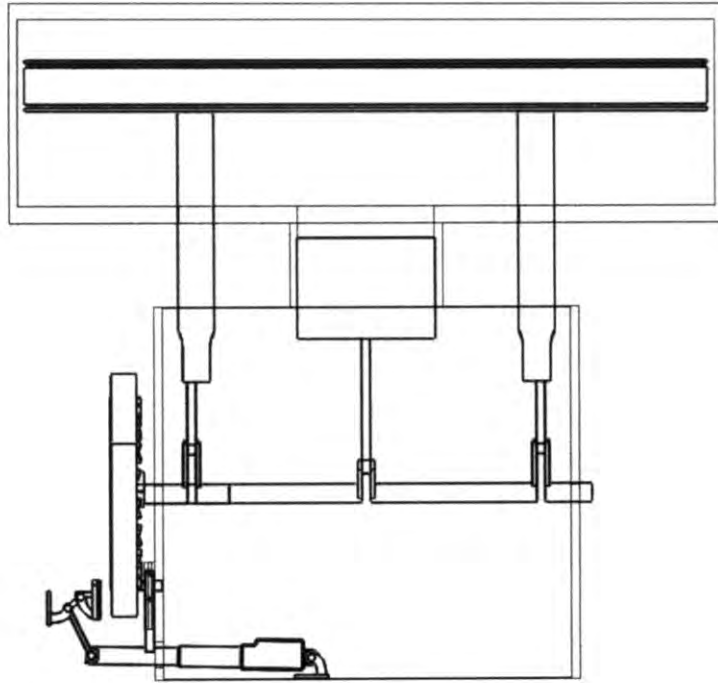


Figura 29

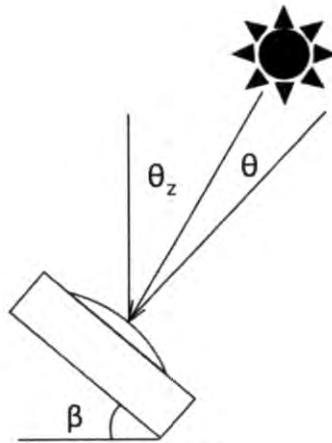


Figura 30

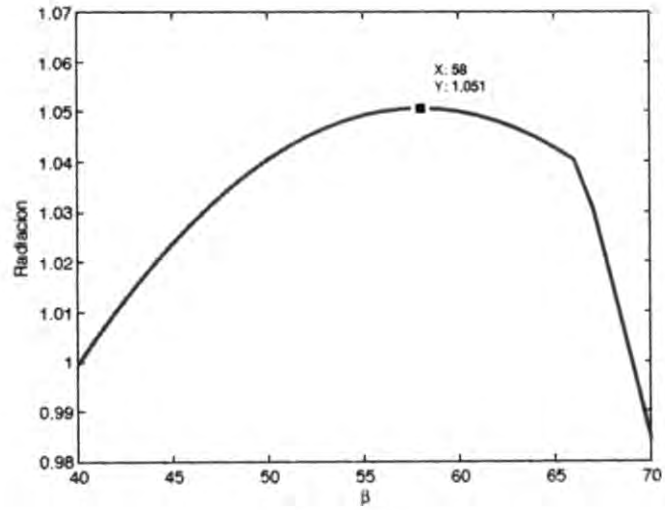


Figura 31

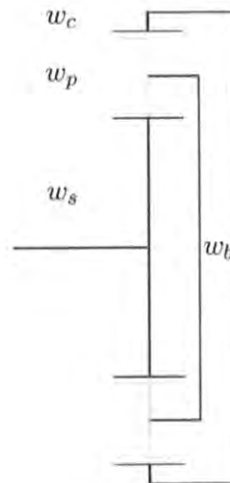


Figura 32

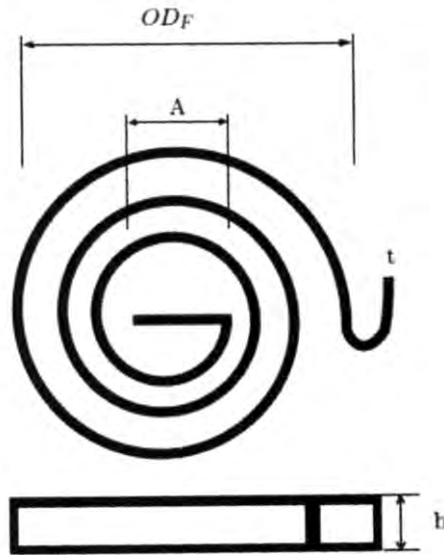


Figura 33

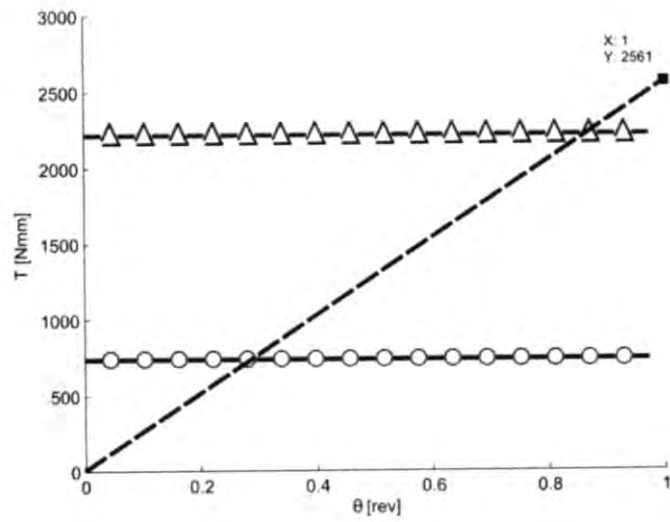


Figura 34

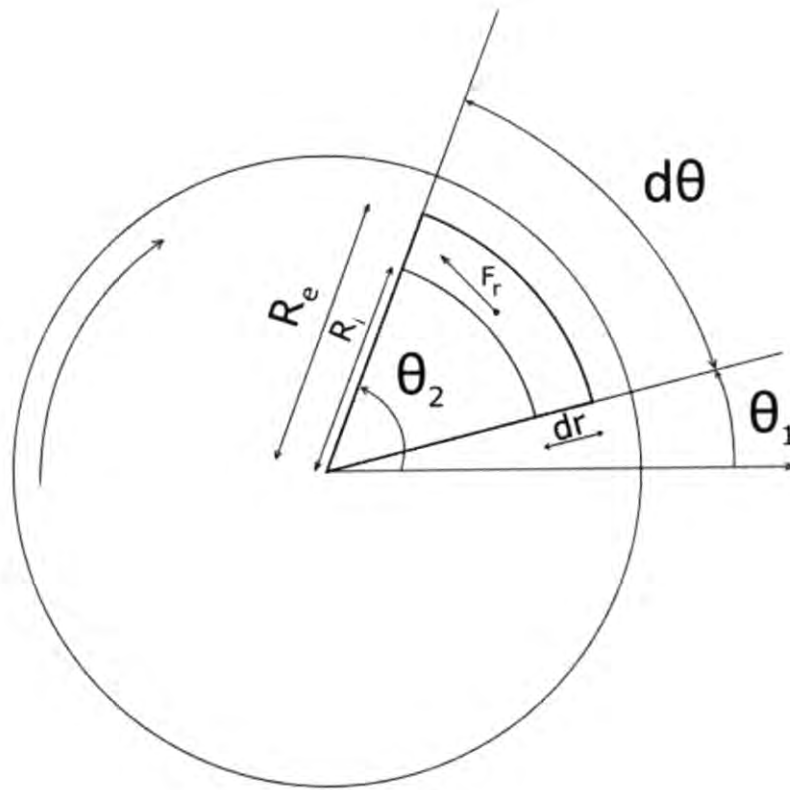


Figura 35



- ②¹ N.º solicitud: 201500594
 ②² Fecha de presentación de la solicitud: 03.08.2015
 ③² Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤¹ Int. Cl.: **F02G1/053** (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤ ⁶ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
A	US 4881372 A (NAITO YOSHIHIRO) 21.11.1989, columna 2, línea 57 – columna 5, línea 6; figura 1.	1-4
A	US 2010133820 A1 (TSAO JASON) 03.06.2010, párrafos [0032]-[0034],[0076]; figuras 1,2A.	1-4
A	US 5809784 A (KREUTER PETER) 22.09.1998, columna 5, línea 53 – columna 6, línea 43; figura 6.	1-4
A	FR 2891592 A1 (PEUGEOT CITROEN AUTOMOBILES SA) 06.04.2007, página 3, línea 34 – página 5, línea 25; figuras.	1-4

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
05.04.2016

Examinador
V. Población Bolaño

Página
1/4

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

F02G

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

INVENES, EPODOC

Fecha de Realización de la Opinión Escrita: 05.04.2016

Declaración

Novedad (Art. 6.1 LP 11/1986)	Reivindicaciones 1 - 4	SI
	Reivindicaciones	NO
Actividad inventiva (Art. 8.1 LP11/1986)	Reivindicaciones 1 - 4	SI
	Reivindicaciones	NO

Se considera que la solicitud cumple con el requisito de aplicación industrial. Este requisito fue evaluado durante la fase de examen formal y técnico de la solicitud (Artículo 31.2 Ley 11/1986).

Base de la Opinión.-

La presente opinión se ha realizado sobre la base de la solicitud de patente tal y como se publica.

1. Documentos considerados.-

A continuación se relacionan los documentos pertenecientes al estado de la técnica tomados en consideración para la realización de esta opinión.

Documento	Número Publicación o Identificación	Fecha Publicación
D01	US 4881372 A (NAITO YOSHIHIRO)	21.11.1989
D02	US 2010133820 A1 (TSAO JASON)	03.06.2010
D03	US 5809784 A (KREUTER PETER)	22.09.1998
D04	FR 2891592 A1 (PEUGEOT CITROEN AUTOMOBILES SA)	06.04.2007

2. Declaración motivada según los artículos 29.6 y 29.7 del Reglamento de ejecución de la Ley 11/1986, de 20 de marzo, de Patentes sobre la novedad y la actividad inventiva; citas y explicaciones en apoyo de esta declaración

La invención en estudio tiene por objeto un sistema de arranque para motores Stirling de baja temperatura capaz de arrancar autónomamente una vez alcanzada la temperatura de funcionamiento. Para este fin se emplea un tren de engranajes epicicloidal que permite que un alternador recargue un resorte espiral durante la marcha del motor, un actuador lineal de baja potencia, un sistema de control del dispositivo en función de la temperatura y módulos termoeléctricos para generar la energía necesaria para estos dos elementos.

Los documentos D01 a D03 muestran motores Stirling que calientan el fluido de trabajo mediante energía solar. Para el arranque, el conjunto divulgado en el documento D01 incluye un sensor (28) que detecta la temperatura del material de almacenamiento de calor (27) y transmite este dato a una unidad de control (30), que activa un arrancador, el cual no se describe, indicándose únicamente que puede ser sustituido por el alternador (16). También el motor Stirling del sistema híbrido solar y eólico reflejado en el documento D02 arranca mediante un motor auxiliar (7) que se activa cuando se alcanza la temperatura de funcionamiento del fluido. De igual modo, el dispositivo para convertir energía radiante en mecánica del documento D03 emplea un sensor de radiación (84) para hacer funcionar un arrancador que ponga en marcha el sistema.

Ninguno de los documentos citados describe un arrancador autónomo como el reivindicado en la solicitud, basado en un resorte espiral recargado por el alternador a través de un tren de engranajes epicicloidal. Este tipo de arrancadores recargables que emplean un resorte y una transmisión mediante engranajes planetarios son conocidos para otras aplicaciones, como por ejemplo el dispositivo divulgado en el documento D04, diseñado para motores de combustión interna de tipo start and stop, el cual arranca el motor mediante un resorte recargado por el mismo motor cuando está en funcionamiento; sin embargo, la aplicación de este dispositivo a un motor Stirling en el modo en que se propone en la solicitud difiere de la mostrada en este documento y en otras utilidades conocidas, incluyendo el empleo de un actuador lineal alimentado por módulos termoeléctricos para bloquear y desbloquear los engranajes del tren epicicloidal y para liberar el trinquete del resorte, por lo que se considera que no resultaría evidente para el experto en la materia llegar a un arrancador autónomo como el reivindicado a partir de la información divulgada en los documentos citados.

Por el motivo indicado se considera que la invención reflejada en la reivindicación 1 de la solicitud es nueva y presenta actividad inventiva de acuerdo a los artículos 6 y 8 de la Ley 11/1986 de Patentes. Las reivindicaciones 2 a 4 dependen directa o indirectamente de la primera y, en consecuencia, cumplen igualmente los requisitos de la Ley 11/86 con respecto a la novedad y la actividad inventiva.