

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA
Registro de la Propiedad Industrial



ESPAÑA

⑩ ES	⑪	NUMERO	⑩ AI
		473.387	
⑫	⑬	FECHA DE PRESENTACION	
		15-9-78	

PATENTE DE INVENCION

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

⑤① PRIORIDADES:	⑤② FECHA	⑤③ PAIS
⑤① NUMERO		
185199	16-9-77	Nueva Zelanda

⑤④ FECHA DE PUBLICIDAD	⑤⑤ CLASIFICACION INTERNACIONAL	⑤⑥ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	B23 F	

⑤④ TITULO DE LA INVENCION
"MEJORAS INTRODUCIDAS EN LA CONSTRUCCION DE DIENTES PARA ENGRANAJES"

⑤⑦ SOLICITANTE (S)	(224)
ROBERT DAVIDSON	

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
Gleniti Road, Hadlow, South Canterbury, Nueva Zelanda

⑤⑧ INVENTOR (ES)
El solicitante

⑤⑨ TITULAR (ES)

⑤⑩ REPRESENTANTE	(P.- 69.846)
DON ALBERTO DE ELZABURU MARQUEZ	

POOR QUALITY

1

DOMINIO DEL INVENTO

Este invento se refiere a dientes para engranajes y tiene una aplicación particular, pero no exclusiva, en los engranajes internos, es decir, engranajes en los que el círculo primitivo de un piñón es interior al círculo primitivo de la rueda. En esta memoria y en las reivindicaciones el término "engranajes internos" incluye también una transmisión de engranaje de bamboleo como se ha descrito, por ejemplo, en la patente española N.º 421.787. En esta transmisión, el estator o engranaje de bamboleo actúa como una rueda que rodea al engranaje giratorio.

5

10

BREVE DESCRIPCION DE LA TECNICA ANTERIOR

En una transmisión de engranajes de bamboleo y en otros tipos de engranajes internos, en los que el círculo primitivo del piñón es notablemente menor que el de la rueda, es necesario mantener el engrane de los dientes de los engranajes durante un período prolongado, que puede aproximarse a 180 grados. Ventajosamente, este período de contacto prolongado debe ser utilizado para extender la aplicación de accionamiento eficaz de los engranajes, para hacer posible que engranajes relativamente compactos transmitan pares elevados, y con vistas a conseguir mayor economía, poco desgaste, compacidad y, particularmente, idoneidad para transmisiones de engranajes de bamboleo, es deseable utilizar una forma de diente que proporcione el máximo contacto de rodadura y el menor ángulo de presión posible. Las transmisiones de accionamiento de bamboleo, en particular, requieren un contacto de rodadura y un ángulo de presión menor de lo que es prácticamente posible con los dientes usuales de evolvente o cicloïdales. Se ha encontrado

15

20

25

30

1 que, bajo cargas elevadas, los dientes de evolvente pueden
obligar realmente a los engranajes de una transmisión de
engranajes de bamboleo a dejar de estar en engrane eficaz.
El objeto de este invento es crear una forma de diente pa-
5 ra engranajes internos en general y para una transmisión
de engranajes de bamboleo en particular que sea más ade-
cuada, que las formas de evolvente y cicloidales.

RESUMEN DEL INVENTO

El invento crea una forma de diente de perfil
10 de arco de círculo o de lados rectos en el que la configura-
ción del perfil es determinada en función de un factor
establecido derivado de la relación de cambio de veloci-
dad de un par dado de engranajes. Los dientes así propor-
cionados están adaptados a relaciones de cambio de veloci-
15 dad particulares, calculadas previamente.

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

La figura 1 es una sección transversal de un
diente de engranaje que muestra el ángulo de giro o sesgo;

La figura 2 es una sección transversal de un
20 par de dientes convexos/cóncavos de acuerdo con el invento;
y

La figura 3 es una sección transversal de un
diente de lados o costados rectos de acuerdo con el inven-
to.

DESCRIPCION DETALLADA DE LAS REALIZA- 25 CIONES PREFERIDAS

Como, en teoría, los perfiles en arco de círcu-
lo deben ser los que más se aproximen al contacto de roda-
dura puro en el tipo de engrane de diente prolongado que
30 es posible en los engranajes internos, se han investigado

1 las propiedades de tales perfiles en relación, particular-
mente, con la transmisión de engranajes de bamboleo. La
investigación ha mostrado que el factor crítico al calcular
5 el perfil correcto para un diente de engranaje en arco de
círculo es $(1 - \cos \theta)$, donde $\cos \theta = r/R$, y r y R son los
radios de los círculos primitivos, respectivamente, del
piñón y de la rueda de un par de ruedas dentadas. En la
transmisión de engranajes de bamboleo donde los círculos
10 primitivos no son la base para el cálculo de la relación
de cambio de velocidad, θ es el ángulo teórico de inclina-
ción del estator o engranaje de bamboleo: el ángulo entre
una normal al eje de bamboleo en el centro geométrico de
bamboleo y una línea que une el centro de bamboleo y el
15 punto o zona de contacto de accionamiento entre las ruedas
dentadas. Por simple geometría, $\cos \theta = r/R$ siendo r la
distancia desde el eje de rotación del engranaje o rueda
dentada giratoria y siendo R la distancia desde el centro
de bamboleo al o a cada punto de contacto de accionamiento.
El factor $(1 - \cos \theta)$ entra en el cálculo de los radios de
20 curvatura de perfiles en arco de círculo y, también, en el
cálculo del "ángulo de giro" como se ha definido en esta
memoria.

En la figura 1, un diente 10 es cortado en un
punto 11 por el círculo primitivo de su rueda o engranaje.
25 Por "ángulo de giro" o "ángulo de presión" se quiere expre-
sar el ángulo α entre una tangente 13 al círculo primitivo
en el punto 11 y una línea 14 que es perpendicular, en el
punto 11, a una tangente 15 a la cara 16 del diente. En
la fabricación de dientes de engranaje utilizando una fre-
30 sadora de brazo superior, el ángulo α es el ángulo al que

1 es ajustada o girada la cara divisora en la mesa de la máquina. Como el mismo ángulo se encuentra también entre la línea 15 y un radio del engranaje que pasa por el punto 11, el ángulo de giro puede ser también tratado como el ángulo de presión de los dientes obtenidos de acuerdo con este invento.

5 Se ha descubierto que el ángulo de giro para dientes en arco de círculo y de costados rectos debe ser una función de $\cos\theta$. Con propósitos prácticos, el ángulo de giro en una fresa de brazo superior puede ser seleccionado de tal manera que $\sin\alpha = (1 - \cos\theta)$. A medida que la diferencia entre r y R aumenta, puede hacerse la adición progresiva de hasta, aproximadamente, $1/2^\circ$ al valor real de θ , al calcular el valor de α , a fin de compensar cualquier error presente en el ajuste de la máquina. En una transmisión de engranajes de bamboleo típica de 10 cms de diámetro, donde $\theta = 12,5^\circ$, el ajuste del ángulo de giro tal que $\sin\alpha = (1 - \cos\theta)$, produce un error de solamente unos pocos centenares de micras en el perfil de un diente.

10 La figura 2 muestra el efecto práctico del ajuste del ángulo de giro según se ha descrito, cuando se fabrica un diente 20 en arco de círculo en un piñón 21, y un diente 22 de arco de círculo cóncavo en una rueda 23. El diente convexo 20 es sustancialmente todo addendum (distancia radial entre el círculo primitivo y el de cabeza), el diente 22 es sustancialmente todo dedendum (distancia radial entre el círculo primitivo y el de fondo). Las caras activas, por ejemplo 24, 25, de los dos dientes son arcos circulares cada uno de los cuales tiene su centro de curvatura, por ejemplo, 26, 27, en el círculo primitivo de

1 su engranaje respectivo. Los radios de curvatura, por ejemplo, 28,29, de los arcos circulares, son también funciones de $\cos\theta$, y los producidos por el ajuste del ángulo de giro al valor descrito son, para el piñón $r'(1-\cos\theta)$ y para la rueda $R'(1-\cos\theta)$ siendo r' y R' , para ruedas dentadas rectas, igual a r y a R respectivamente y, para la transmisión de engranajes de bamboleo, los productos de los radios físicos reales del engranaje giratorio y del engranaje de bamboleo, respectivamente, en el punto de corte del diente, y el factor $\frac{\sin\theta}{1-\cos\theta}$. En el caso de la transmisión de engranaje de bamboleo, el radio físico en el punto de corte debe ser tenido en cuenta debido a que los dientes están formados radialmente en una cara del engranaje y, a medida que su distancia desde el centro del engranaje aumenta deben aumentar también la anchura de los dientes y los radios de curvatura de las caras en arco de círculo. Estos valores para los radios de curvatura pueden ser conseguidos en el trabajo para tallar engranajes en una máquina de tallar engranajes especial.

20 Aunque un diente de flancos rectos en un círculo primitivo finito es, teóricamente, inferior a un diente curvo, se ha encontrado que los principios que se han aplicado a los dientes curvos son aplicables a la fabricación de dientes de flancos rectos que se comportan adecuadamente en muchas aplicaciones y que poseen ventajas sustanciales de coste y facilidad de producción.

25 En la figura 3, un diente 40 de flancos rectos incorpora un ángulo de giro o de presión α formado entre una tangente 41 al círculo primitivo y una perpendicular 30 42 a la cara plana del diente. El ángulo de presión α es

1 - tal que $\text{sen}\alpha = (1 - \cos \theta)$ y la profundidad del diente es $R'(1 - \cos \theta \cdot \cos \alpha - \text{sen}\theta \cdot \text{sen}\alpha)$. Las anchuras mínimas de la punta de un diente de piñón y la base de un diente de rueda son, respectivamente, $r'(1 - \cos \theta)^2$ y $R'(1 - \cos \theta)^2$.

5 En las siguientes reivindicaciones, las referencias a los círculos primitivos de engranajes incluyen los círculos primitivos teóricos en transmisiones de engranaje de bamboleo que son calculadas como $r/R = \cos \theta$, como se ha definido en lo que antecede.

10

15

20

25

30

REIVINDICACIONES.

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

1^a.- Mejoras introducidas en la construcción de dientes para engranajes, caracterizadas porque el ángulo de giro o de presión de cada uno de estos dientes, es decir, el ángulo formado entre una tangente al círculo primitivo del engranaje en un punto y una línea perpendicular en ese punto a una tangente a la cara del diente, es función de los radios de los círculos primitivos de una rueda dentada que posee el diente y una rueda dentada destinada a engranar con ella.

2^a.- Mejoras según la reivindicación 1^a, caracterizadas además porque el ángulo de presión es función de r/R , siendo r y R los radios de los círculos primitivos, respectivamente, de un piñón y de una rueda que forman dicho engranaje.

3^a.- Mejoras según la reivindicación 2^a, caracterizadas además porque el ángulo de presión es función de $(1-r/R)$.

4^a.- Mejoras según la reivindicación 2^a, caracterizadas además porque el ángulo de presión α es tal que $\text{sen } \alpha$ es sustancialmente igual a $(1-r/R)$.

5^a.- Mejoras según cualquier reivindicación precedente, caracterizadas además porque el diente tiene un perfil en arco de círculo.

6^a.- Mejoras según la reivindicación 5^a, carac-

terizadas además porque el centro o los centros de curvatura del arco o de los arcos está o están en el círculo primitivo de la rueda dentada que lleva el diente.

5 7^a.- Mejoras según la reivindicación 5^a, caracterizadas además porque el radio de curvatura del o de cada arco es función de los radios de dichos círculos primitivos.

10 8^a.- Mejoras según la reivindicación 7^a, caracterizadas además porque dicho radio de curvatura es función de r/R , según se ha definido en lo que antecede.

9^a.- Mejoras según la reivindicación 8^a, caracterizadas además porque dicho radio de curvatura es una función de $(1-r/R)$.

15 10^a.- Mejoras según la reivindicación 8^a, caracterizadas porque dicho radio de curvatura es sustancialmente igual al producto del factor $(1-r/R)$ por el factor r' o R' , como se ha definido en lo que antecede.

20 11^a.- Mejoras según cualquiera de las reivindicaciones 1^a a 4^a, caracterizadas además porque el diente tiene caras activas planas y el ancho, en perfil, de su punta no es menor que $r'(1-r/R)$, donde r' tiene el valor definido en lo que antecede.

25 12^a.- Mejoras según cualquiera de las reivindicaciones 1^a a 4^a, caracterizadas además porque el diente tiene caras activas planas y la anchura, en perfil, de su base, no es menor de $R'(1-r/R)$ donde R' tiene el valor definido en lo que antecede.

30 13^a.- Mejoras según la reivindicación 11^a o 12^a caracterizadas además porque la profundidad del diente es sustancialmente igual a $R'(1-\cos\theta.\cos\alpha - \text{sen}\theta.\text{sen}\alpha)$.

14ª.- Mejoras introducidas en la construcción de dientes para engranajes.

5 Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de nueve hojas escritas a máquina por una sola de sus caras.

Madrid, 09 MAY 1979

P.A.

Alberto de Lizasoain
Por Poder,

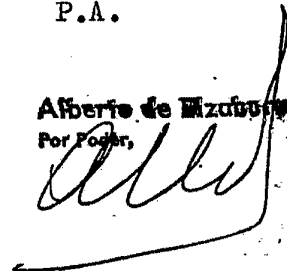


FIG. 1

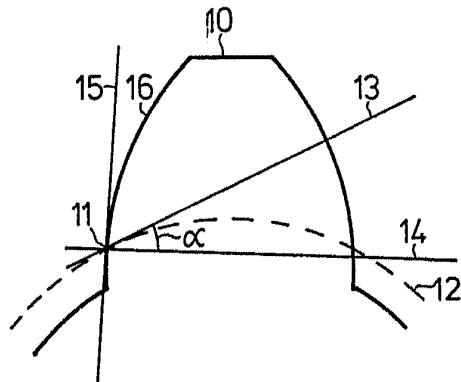


FIG. 2

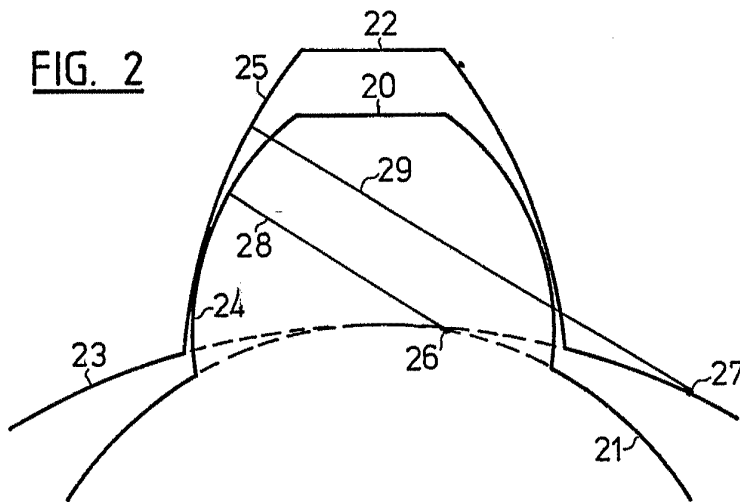
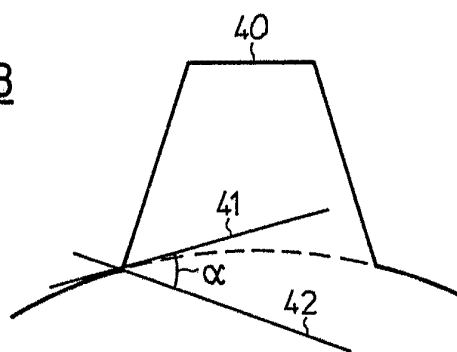


FIG. 3



Alberio de Elzaburo
Por Poder
[Signature]