



ESPAÑA

(19) ES (11) NUMERO (10) Y  
(21) 222.402  
(24) FECHA DE PRESENTACION  
19-7-76

222.402

MODELO DE UTILIDAD

(30) PRIORIDADES:		
(31) NUMERO	(32) FECHA	(33) PAIS
30366/75	19 de Julio de 1.975	INGLATERRA.
(47) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL	
(64) TITULO DE LA INVENCIÓN		
TORNILLO		
(71) SOLICITANTE (ES)		
G.K.N. FASTENERS LIMITED.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE		
Cranford Stree, Smethwick, Warley, West Midlands B66 2SA, Inglaterra		
(72) INVENTOR (ES)		
PETER JOHN GILL		
(73) TITULAR (ES)		
(74) REPRESENTANTE		
GOMEZ-ACEBO		

El presente Modelo de Utilidad se refiere a un tornillo de rosca externa , que se caracteriza porque tiene un rebajo de acoplamiento del atornillador estampado en un extremo, normalmente en una cabeza en el extremo del fuste, siendo el rebajo del tipo "cruciforme" provisto de una cavidad central y cuatro ranuras saliendo en radios a partir de la cavidad y separadas en ángulo de 90º alrededor de las mismas, estando destinada cada ranura a alojar un ala dirigida radialmente hacia fuera del atornillador para el tornillo, formando parte la pared exterior o base de cada ranura de la superficie de un cono truncado o cono piramidal que es coaxial con el eje geométrico del tornillo y tiene su diámetro mayor en el extremo exterior, o abierto del rebajo.

Al emplearse en adelante la presión "un tornillo del tipo especificado", se entenderá un tornillo que tiene las características arriba mencionadas.

En la práctica, cuando se atornilla dicho tornillo, el valor del par motor máximo que se puede aplicar esté gobernado por:

- a) la posibilidad de fractura torsional del fuste;
- b) la posibilidad de escariar el rebajo;
- c) la tendencia de que el atornillador se salga del rebajo, o sea que se desacople automáticamente del rebajo debido a fuerzas de reacción.

En lo que se refiere a los puntos (a) y (b) estos son problemas que se pueden resolver simplemente aumentando la resistencia del material del tornillo cuando sea necesario, pero el punto (c) es un problema que ha sido siempre una causa principal de inconvenientes al atornillar dichos tornillos, y es un problema que solamente se puede eliminar, o reducir sustancialmente,

cambiando el diseño del rebajo tomando como base una comprensión correcta de la mecánica del proceso de desacoplamiento. Hemos descubierto, por nuestras investigaciones, que los intentos y propuestas pasados al tratar de resolver el problema no han tenido éxito porque se han basado en una premisa falsa, y v.g. una falta de comprensión de lo que realmente ocurre, y que da lugar al desacoplamiento de atornillador en la operación de atornillar un tornillo.

5.

10.

15.

Con anterioridad a este invento, en los intentos realizados para mejorar el comportamiento de los tornillos del tipo especificado, se ha supuesto que el contacto entre la cara de ataque de las alas del atornillador y la pared de ataque correspondiente de las ranuras del rebajo ha sido un contacto cara con cara que se extendía sobre un área definida de contacto entre la cara de las alas del atornillador y la pared de las ranuras. Por lo tanto, las proposiciones para mejorar el comportamiento mediante cambios en el diseño, v.g, la geometría, del rebajo han partido de esta premisa, que hemos descubierto es una premisa falsa.

20.

25.

30.

En el caso teóricamente perfecto, que se puede alcanzar o aproximarse con un rebajo perfectamente formado y un atornillador exactamente coincidente (cuando está nuevo) existe la posibilidad de contacto cara con cara, pero según se explicará más adelante, en la mayoría de los casos esta situación no prevalece en la práctica.

Según se demostrará con más detalle más adelante la posición verdadera, en la práctica, es que solamente existe un contacto de "punto" entre un canto de la boca del atornillador y un canto de la pared de la ranura y se puede demostrar que la resistencia al desacoplamiento del atornillador depende de conseguir una resistencia de fricción máxima entre estos dos cantos. Cual-

quier cambio en la geometría del rebajo, que parta de esta premisa, pone en consideración un parámetro que, nosotros sabemos, no lo han considerado los expertos con anterioridad a este invento en su búsqueda de mejorar la resistencia al desacoplamiento de los tornillos del tipo especificado. Este parámetro es un parámetro en la geometría del rebajo que se conoce, en la práctica, como "ángulo de cono principal", y es el ángulo comprendido del vértice de la superficie cónica o piramidal que define las fases de las ranuras dirigidas radialmente y diametralmente opuestas.

5.

10.

Hemos descubierto que el valor del ángulo del cono principal juega un importante papel en el comportamiento de un tornillo con relación a la resistencia al desacoplamiento. No obstante, cuando se considera una variación en el valor del ángulo del cono principal existen otros factores importantes que hay que tener en consideración.

15.

Hay dos factores comerciales importantes a considerar. Uno de estos factores tiene que ver con el número de tamaños diferentes de atornilladores que se necesitan para abarcar una gama completa de tamaños de tornillos. Durante mucho años en el pasado, el tornillo más comúnmente empleado del tipo especificado es aquel que se conoce mundialmente con la marca registrada "Pozodriv"

20.

para dichos tornillos conocidos hay cinco tamaños básicos de rebajos (denominados 0,1,2,3,4) y cinco atornilladores básicos para cada tamaño de rebajo. El ángulo de cono principal es el mismo para cada tamaño de rebajo pero las proporciones difieren. La extensión radial de las ranuras y la anchura de cada ranura son mayores en el rebajo más largo y gradualmente se vuelven menores a medida que los tamaños de los rebajos son menores. Este mismo principio tiene aplicación al atornillador, en lo que se refiere

25.

30.

a la extensión radial y anchura de las alas. Un tamaño de rebajo

- que se puede forjar en tamaños diferentes y tipos diferentes de cabezas de tornillo, por lo que es evidente que sería prácticamente imposible intentar disponer de un número equivalente de tamaños diferentes de atornillador para tener un atornillador exactamente coincidente para cada tamaño de rebajo en cada tamaño de rebajo, se ha llegado a la conclusión de que un tamaño de atornillador podría utilizarse para atornillar varios tamaños y tipos diferentes de tornillos provistos todos con el mismo tamaño de rebajo, en el supuesto de que en el rebajo que tiene la profundidad menor de penetración sea suficiente la profundidad de acoplamiento de la boca del atornillador para asegurar estabilidad del atornillador durante la atornilladura. Se ha averiguado por experiencia que toda la gama de tipos y tamaños de tornillos empleados más comúnmente en la práctica podría estar abarcada por cinco tamaños de atornillador correspondientes a los cinco tamaños de rebajo.

- Hemos descubierto que existe un límite práctico inferior en el grado en el que se puede reducir el ángulo de cono principal del rebajo, por debajo de cuyo límite no se puede utilizar un tamaño de atornillador con el mismo número de tamaños de tornillos diferentes como ocurre actualmente con el rebajo conocido mencionado. Por lo tanto, la reducción en el tamaño del ángulo de cono principal debe estar dictada por la necesidad de conservar esta característica de pluralidad de tamaños de tornillos para cada tamaño de atornillador con el fin de no aumentar, inaceptablemente desde un punto de vista comercial, el número de atornilladores necesarios para abarcar toda la gama de tamaños de tornillo.

- El otro factor que tiene una gran importancia comercial y económica es que, si se produjera cualquier cambio en la forma del rebajo, debiera ser de tal naturaleza que existiera un grado satisfactorio de compatibilidad entre la nueva forma de rebajo y

los atornilladores que se han utilizado para atornillar dicha forma conocida de rebajo. Se comprenderá que esto es lo más deseable, si no esencial para evitar el gasto de tener que disponer de un nuevo juego completo de atornilladores cuando hubiera un cambio en la forma de rebajo. Por lo tanto, cualquier nueva forma de rebajo deberá ser compatible con la forma antigua de atornilladores o por lo menos deberá exigir solamente una modificación mínima barata para que los atornilladores antiguos sean compatibles con cualquier nueva forma de rebajo.

El objeto del invento es proporcionar un tornillo con un solo rebajo del tipo especificado que proporciona un aumento en las características de comportamiento del tornillo, y en lo que se refiere al problema mencionado de desacoplamiento del atornillador y que también satisface los dos factores comerciales mencionados.

Según el invento, en un tornillo del tipo especificado, el ángulo de cono principal del rebajo (según se definirá más adelante) tiene un valor que queda comprendido dentro de los límites de 40 a 45°.

El rebajo conocido mencionado (R.T.M. Pozidriv) tiene un ángulo de cono principal de 52°. Al proporcionar el presente invento dicha reducción sustancial en el valor del ángulo de cono principal, cabría esperar que no fuera posible mantener (digamos solamente aumentar) la característica de comportamiento de desacoplamiento del rebajo y satisfacer aun así el segundo de los dos factores comerciales mencionados (v.g. compatibilidad con la forma existente del atornillador). Hemos descubierto que, al contrario que lo que cabría esperar, el comportamiento de desacoplamiento del rebajo perfeccionado, cuando se utiliza con un atornillador de tipo conocido existente, es mejor que con dicho rebajo

conocido (Pozidriv) cuando se utiliza con dicho atornillador conocido (v.g. la combinación de rebajo/atornillador Pozidriv compatible conocida).

La mayoría de los tornillos del tipo especificado tienen

- 5. una cabeza de diámetro agrandado, con relación al fuste roscado del tornillo, y debe quedar una cantidad suficiente de metal entre los límites exteriores del rebajo y las superficies exteriores de la cabeza para mantener la resistencia requerida en la cabeza de modo que puede resistir el par motor aplicado durante la operación de atornillar, y de modo que no haya peligro de que la cabeza se rompa o resquebraje durante el proceso de formación de la cabeza. Existe también un límite en la profundidad axial máxima del rebajo porque la parte interior o inferior del rebajo puede penetrar en la parte del extremo superior del fuste adyacente a la cabeza y no debe estar tan cerca de la unión entre la cabeza y el fuste del tornillo que de lugar a la posibilidad de que se debilita esta unión que podría conducir a la fractura entre la cabeza y el fuste bajo el par motor aplicado.

Como el rebajo mejorado de este invento tiene un ángulo

- 20. de cono principal menor que el del rebajo conocido, hay una reducción correspondiente en la profundidad axial del rebajo para evitar la debilitación de la cabeza del tornillo, particularmente en la unión entre la cabeza y el fuste. No obstante, esta reducción en la profundidad axial del rebajo se puede emplear con
- 25. ventaja para resolver otro problema que han encontrado los usuarios de tornillos provistos de dichos rebajos conocidos. En los rebajos conocidos existen depresiones en forma de V en las paredes de la cavidad central del rebajo en posiciones intermedias a las ranuras circunferencialmente adyacentes y las paredes de
- 30. estas depresiones quedan en planos que se inclinan hacia el inte-

rior en dirección al eje central del rebajo.

Este problema es la tendencia que tiene el atornillador a hacer un contacto incorrecto con el rebajo. Cuando esto ocurre en lugar de que las alas del atornillador se acoplen correctamente

5. en las ranuras del rebaje, los extremos delanteros de las alas se acoplan en las depresiones en forma de V entre las ranuras, por lo que es imposible un apriete apropiado del tornillo. En las técnicas de producción en cadena que utilizan un atornillador motorizado para apretar un gran número de tornillos uno detrás de otro, el atornillador puede estar girando cuando se presenta en el rebajo y esta práctica aumenta notablemente la probabilidad de que se deteriore el atornillador o el rebajo o ambos, así como la pérdida de un tiempo valioso de producción.
- 10.

- No obstante, debido a la reducción en la profundidad axial del rebajo, es preferible (aun cuando no se considera según se explicará más adelante) disponer de una reducción correspondiente en la longitud axial de la "boca" del atornillador (v.g. el atornillador ya conocido). Esto comprende solamente una simple operación de rectificación para eliminar una parte de la extremidad de la boca, y tomada en un plano perpendicular al eje del atornillador y ejerce el efecto de aumentar la distancia, diametralmente medida entre las alas opuestas del atornillador en esta extremidad de la boca. Por lo tanto, se puede conseguir la posición en la que esta distancia es mayor que la distancia entre las partes más anchas de dos depresiones en forma de V opuestas cuando estas depresiones están presentes en el rebajo mejorado o, en términos de geometría, del rebajo mejorado con depresiones en forma de V la distancia medida normalmente entre los extremos interiores de las bases de ranuras diametralmente opuestas es mayor que la distancia medida normalmente entre las partes anchas de
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



dos de depresiones en forma de V diametralmente opuestas. Por lo tanto, las alas del atornillador no pueden hacer contacto con las depresiones en forma de V, con lo que se elimina este problema de acoplamiento incorrecto del atornillador.

5. Además, el rebajo de este invento da lugar a otro perfeccionamiento relativo a la fabricación de tornillos, con relación al problema conocido en esta rama de la industria como "caída del metal", cuyo aspecto del invento se expondrá con más detalle en lo que sigue que es una descripción detallada, expuesta a título de ejemplo, de una modalidad del invento e ilustrada en los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 es una vista en planta de la cabeza de un tornillo que tiene un rebajo según el invento.

15. La figura 2 es una vista tomada a lo largo de la línea de corte 2-2 de la Figura 1.

La figura 3 es una vista de costado que ilustra la boca de un atornillador acoplado en el rebajo.

La figura 4 es una vista tomada a lo largo de la línea de corte 4-4 de la Figura 3.

20. La figura 5 es una vista en perspectiva cortada que ilustra la boca de un atornillador acoplado en el rebajo.

Las figuras 6 y 7, son diagramas para ilustrar una ventaja que ofrece el rebajo mejorado.

25. La figura 8 es una vista de costado de la boca de un atornillador.

Las figuras 9, 10 y 11, son diagramas y gráficos relativos al aspecto de apretar diferentes tamaños de tornillos con un tamaño de atornillador.

30. Las figuras 12, 13 y 14 son gráficos de pruebas realizadas sobre tornillos provistos de rebajos conocidos y tornillos

provistos de rebajos perfeccionados.

Refiriéndonos a las figuras 1 y 2, el rebajo del invento se ilustra aplicado a un tornillo que tiene una cabeza 10 y un fuste 11, comprendiendo el rebajo una cavidad central 12 desde la cual salen en radios cuatro ramuras 13 en una configuración cruciforme. En esta modalidad del invento, entre ranuras adyacentes existen las depresiones en forma de V mencionadas 14. Cada ranura tiene paredes laterales opuestas 15, 16 y una base 17, y suponiendo que el tornillo tiene rosca a derechas, cada pared lateral 16 se conoce como la pared de ataque de la ranura, siendo la pared con la que se pone en contacto el ala correspondiente de un atornillador durante la operación de apretar el tornillo.

Las bases 17 de las ranuras tienen cada una ligera curvatura y quedan sobre una superficie cónica (veáanse las líneas de rayas en la figura 2) siendo el ángulo del vértice de esta superficie cónica el ángulo de cono principal mencionado anteriormente. En la modalidad de rebajo de preferencia, el ángulo  $2\theta$  tiene un valor de  $40^\circ$ .

Las paredes laterales 15, 16 se pueden considerar en planos paralelos aunque, en la práctica, y según se ilustra, y según se ilustra de una forma exagerada en las figuras 1 y 2, estas paredes laterales se inclinarán hacia el interior y hacia abajo del rebajo de una forma muy ligera, siendo éste el ángulo normal de "retiro" de la estampa que forma el rebajo en la cabeza del tornillo.

Refiriéndonos ahora a las figuras 3, 4 y 5, la boca de un atornillador provisto de alas 18 se ilustra acoplada en el rebajo, habiéndose dibujado las figuras, 4 y 5, para mostrar las condiciones de acoplamiento entre el atornillador y el rebajo cuando se aplica por motor al atornillador. Debido a las tolerancias

normales de mecanización, las alas del atornillador no forman un ajuste 100% perfecto en las ranuras del rebajo y existen ciertas holguras entre las caras de las alas y las superficies correspondientes de las ranuras. Estas holguras se han ilustrado exageradas en las figuras 4 y 5, para hacerlas discernibles.

5.

En la consideración teórica, cuando se aplica par motor al atornillador para apretar el tornillo, el acoplamiento entre un ala del atornillador 18 y una pared de ataque 16 de una ranura, es un contacto cara con cara, pero debido a dichas holguras, este contacto superficial no se produce totalmente en la práctica y el contacto según se ilustra, es virtualmente un contacto de punto (vease X en las figuras 4 y 5), entre el canto 19 del ala del atornillador y el canto 20 del surco (figura 5). El canto 19 es el canto entre la cara lateral y la cara extrema del ala del atornillador y el canto 20 es el canto entre la pared 16 de la ranura y la superficie superior 21 de la cabeza 10.

10.

15.

Las proposiciones hechas para aumentar la resistencia de este tipo de rebajo al desacoplamiento se han basado, en el pasado, considerando una superficie plana deslizándose en contacto sobre otra que, según hemos demostrado, no es el caso verdadero en la práctica, y creemos que esta ha sido la razón del porqué las proposiciones anteriores no han tenido un éxito notable.

20.

No obstante, una vez que se comprende que la resistencia al desacoplamiento depende de la fricción entre dichos dos cantos en un contacto que es virtualmente un contacto de puntos, el asunto se convierte en una consideración de una relación geométrica tridimensional entre las direcciones de movimiento de dichos dos cantos. Cuando comienza el desacoplamiento, el punto de contacto X se desplaza hacia el interior a lo largo del canto 20, puesto que el canto 19 sube saliéndose del rebajo, y esta

25.

30.

situación se puede igualar al movimiento ascendente de un plano inclinado (con un ángulo muy pronunciado de inclinación) siendo la resistencia al desacoplamiento equivalente a la fuerza horizontal necesaria para empujar una carga por el plano inclinado. Se puede demostrar que, a medida que aumenta el ángulo de inclinación se alcanza un valor crítico en el cual, por encima del cual, no se producirá desplazamiento cualquiera que sea la fuerza aplicada. (El valor de dicho ángulo crítico dependerá del coeficiente de fricción en el punto de contacto entre los dos cantos).

5. Para un coeficiente de fricción dado, hemos averiguado que no existe un valor crítico o "ángulo crítico" en el cual, o por encima del cual, no se produzca desacoplamiento cualquiera que sea la carga final aplicada axialmente en el atornillador. También se tiene que tener en consideración el factor mencionado anteriormente de las "caídas" del metal que es un hecho bien conocido y solo se necesita explicar brevemente. Cuando la estampa forma el rebajo en la cabeza del tornillo, el metal tiende a curvarse hacia afuera y las paredes laterales de las ranuras no se conforman perfectamente a la configuración de la estampa. Esta situación prevalece especialmente en las cabezas de "cazoleta" y cabezas similares que no quedan confinadas en el troquel durante la formación del rebajo, y que por lo tanto se pueden extender radialmente.
10. La caída del metal significa que las paredes laterales en una ranura no quedan en plano paralelos (según se ilustran en los dibujos) sino que divergen una de la otra, y como la caída del metal produce más efecto en la región de la cavidad central 12 eso significa que el canto 20 de la pared lateral puede tener una línea de dirección que se extiende generalmente en un pequeño ángulo al plano real que debiera ocupar (en ausencia de
- 15.
- 20.

- 25.
- 30.

caída del metal). Dicha línea está indicada por la línea de rayas Y en la figura 4, y el ángulo mencionado se conoce como "ángulo de caída".

5. El efecto de la caída del metal se puede reducir si el ángulo de cono principal de rebajo se reduce, lo cual significa una reducción en el ángulo de caída. Hemos averiguado que la reducción en el valor de este ángulo de caída contribuye notablemente a aumentar la resistencia al desacoplamiento y, por lo tanto, desde el punto de vista del diseño del rebajo se desprende que cuanto menor sea el ángulo de cono principal tanto mejor será la resistencia al desacoplamiento.

10. No obstante, debido a la necesidad de conservar el factor comercial mencionado, de poder utilizar un tamaño de atornillador con una pluralidad de tamaños diferentes de tornillos, existe un límite práctico en el grado en el cual se puede reducir el ángulo de cono principal y, por lo tanto, hemos de determinar cuáles el valor de este límite inferior para el ángulo de cono principal.

15. Con este fin, tomemos como referencia las figuras 9, 10 y 11.

20. Las líneas continuas en las columnas I, II, y III de la figura 9, representan los contornos de cabezas planas con rebajos "Pozidriv" corrientes (v.g. los rebajos conocidos mencionados). En lo que se refiere a estos contornos las columnas I, II y III son idénticas y las filas a, b, c y d, representan tornillos de calibre 10, 8, 6 y 5, respectivamente, a una escala de aproximadamente 10:1. Estos cuatro tamaños se han elegido porque son de uso muy común y, lo que es aún más importante, porque se aprietan con el mismo tamaño de atornillador "Pozidriv" (v.g. un atornillador del número 2). El contorno del rebajo perfeccionado

según el invento se ilustra con líneas de rayas.

Así mismo, cuando se consideren los medios de mejorar un rebajo utilizado actualmente, existen otros dos criterios de diseño, que se tienen que cumplir. En primer lugar, el diámetro de la envolvente sobre las ranuras en la parte superior de la cabeza, no se debe aumentar, porque introducirá la posibilidad de resquebrajamiento de la cabeza durante la formación en frío del rebajo. Estos diámetros se ilustran con los símbolos  $D_a$ ,  $D_b$ ,  $D_c$ ,  $D_d$  en la columna I (a) (d) respectivamente.

5.

10.

En segundo lugar, con relación a la columna I (a) por ejemplo, la distancia entre la zona de la nervadura del fuste por debajo de la cabeza 2 (a) y la esquina inferior del rebajo 3(a) en el "Pozidriv" clásico no se debe reducir (vease 4(a) ) en el rebajo perfeccionado) puesto, que, de otro modo, se reduciría la resistencia del fuste en la unión de la cabeza.

15.

El diseño de un rebajo mejorado con un ángulo de cono principal reducido debe considerarse por lo tanto, como sigue.

Refiriéndonos a la columna I (a), a través del punto  $1_a$ , que está situado en el diámetro general corriente de las alas en la parte superior de la cabeza, se traza una línea  $8_a$  con un ángulo  $\Theta'_a$  al eje central principal del tornillo  $\Theta'_a$  se llama de semicono (v.g., la mitad del ángulo de cono principal). Un arco de radio  $R_a$  (trazado a partir del centro del radio de la nervadura bajo la cabeza) se traza a través del punto  $3_a$  que es la esquina inferior del rebajo "Pozidriv" corriente. El punto de intersección de este arco y la línea  $8_a$  define la esquina inferior del nuevo rebajo y cumple la condición de que la distancia a la zona de la nervadura bajo la cabeza  $2_a$  sea igual que anteriormente. El punto  $4_a$  define también el diámetro en el fondo del nuevo rebajo (representado con el símbolo  $d'_a$ ) y este diámetro

20.

25.

30.

se debe mantener en los tamaños de cabeza de los tornillos de calibre 8,6 y 5 (representados en las filas d,c y d, respectivamente) para poder utilizar un solo tamaño de atornillador.

Tomemos ahora como ejemplo la construcción del nuevo

5. rebajo para un tornillo de tamaño 8. A través del punto 1b, que se situa en el diámetro existente  $D_b$  para el rebajo "Pozidriv" presente, se traza una línea en el ángulo  $\Theta'_b$  al eje principal del tornillo. El punto 4b se situa en esta línea en el diámetro  $d'_a$  y esto representa de nuevo el fondo del nuevo rebajo. La construcción de los rebajos para los tornillos de los números 6 y 5, siguen exactamente la misma regla. En la columna I (a) a (d) las líneas de rayas representan el nuevo rebajo, y se observará que
10.  $\Theta'_a = \Theta'_b = \Theta'_c = \Theta'_d$  y  $d'_a = d'_b = d'_c = d'_d$

15. Se observará también que las exigencias de resistencia de la cabeza y el fuste expuestas anteriormente se cumplen gracias a que los puntos 4b, 4c, y 4d caen fuera de los arcos respectivos de radio  $R_b$ ,  $R_c$  y  $R_d$ .

20. Todo el procedimiento se ha repetido en la columna II (a) a (d) con un menor valor para el ángulo  $\Theta$  v.g.  $\Theta''_a$  etc, es menor que  $\Theta'_a$ , etc.

25. Comparemos ahora las columnas I (d) y II (d) con respecto a las profundidades resultantes de los nuevos rebajos en tornillos del número 5. Esto se ilustra con los símbolos  $h$  y  $h'$ ; por lo que es evidente que con el ángulo de cono menor se reduce la profundidad de rebajo, v.g,  $h'$  es menor que  $h$ .

30. Se puede trazar un gráfico que demuestre como la profundidad del rebajo en un tornillo de número 5 varia de acuerdo con el ángulo  $\Theta$  elegido. Dicho gráfico se reproduce en la figura 10 y demuestra inmediatamente que con un ángulo aproximadamente igual a  $14^\circ$  (v.g. el ángulo de cono principal de  $28^\circ$ ), la

profundidad del rebajo en una cabeza de un tornillo del número 5 alcanzaría cero.

5. Por lo tanto, esto proporciona un límite absoluto teórico. Así la reducción en el ángulo de cono principal debe detenerse bastante antes de alcanzar el valor de  $28^\circ$ , para tener la seguridad de que existe un rebajo en la cabeza de un tornillo del número 5.

10. Considerando aún más este aspecto, nos vamos a referir ahora a la columna III y tomar el acoplamiento de apriete entre el ala del atornillador y la ranura.

15. La que sigue se basa en una consideración del caso teórico de que existiera un contacto cara con cara entre el ala de ataque y la pared de la ranura puesto que esta consideración es totalmente compatible con el contacto de que no se producirá desacoplamiento (cualquiera que sea la fuerza aplicada) el aumento adicional en el par motor dará lugar a que el área de acoplamiento entre el ala del conductor y la pared de la ranura aumente correspondientemente desde un área general de acoplamiento canto con canto hacia el área de total acoplamiento cara con cara.

20. Refiriéndonos a la columna III (a), el trapecio la6a5a3a se aproxima al área de ataque por ranura del rebajo "Poizidriv" corriente. El momento de esta área alrededor del eje geométrico principal del tornillo da una indicación del par motor que puede transmitir el rebajo. Para comparar estos momentos de área en  
25. tornillos de tamaños diferentes, es necesario expresarlos como una relación del momento polar del diámetro del núcleo del fuste, o por conveniencia, del cubo del diámetro del núcleo. Estas relaciones de momentos están indicadas para el "Poizidriv" corriente en la figura 11 (sobre la ordenada de  $26^\circ$ ) para los cuatro tamaños de tornillo en consideración.  
30. Se observará, que la relación



es menor para el tornillo del número 10 y es aproximadamente de 0,74. Consideramos que esta relación de 0,074 es satisfactoria para un tornillo corriente del número 10 "Pozidriv" por lo que debiera ser satisfactoria para el rebajo perfeccionado en el tornillo del número 5. Refiriéndonos de nuevo a la columna III(a), el trapecio la6a7a4a se aproxima al área de ataque del nuevo rebajo de acuerdo con la forma ilustrada en la columna I(a). Trapecios similares se representan en las columnas III(b), III(c) y iii(d) con estos se pueden calcular las relaciones de los momentos de área relativas al momento polar del diámetro del núcleo. Así, para un calibre de tornillo dado se puede trazar un gráfico que demuestre la dependencia de esta relación de momentos sobre el ángulo de semicono  $\Theta$ . Dicho conjunto de gráficos se representa en la Figura 11 y por el mismo se podrá ver que con  $\Theta$  igual a  $19^\circ$ , la relación de momentos para el tornillo del número 5 se encuentra ya en la región del tornillo "Pozidriv" del número 10 corriente. El valor de  $20^\circ$  es, por lo tanto, por razones de seguridad y por lo tanto, se elige como el valor preferible (v.g. ángulo de cono principal  $40^\circ$ ) para el rebajo perfeccionado y es también el límite inferior de la gama de posibles valores del ángulo de cono principal del rebajo perfeccionado.

Hemos averiguado por experiencia que el comportamiento mejorado de desacoplamiento de rebajo se puede obtener todavía con un ángulo de cono principal que tenga unos grados más de  $40^\circ$  y nuestra experiencia hasta la fecha nos ha conducido a creer que un valor de  $45^\circ$  es el límite superior práctico para el valor del ángulo de cono principal en cuyo valor el comportamiento de desacoplamiento, en las peores condiciones, es todavía apreciablemente mejor que con los rebajos conocidos. Por "condiciones peores" queremos decir el caso de una cabeza de tornillo con un

ángulo máximo de caída de metal y un coeficiente mínimo de fricción entre el material de tornillo y del atornillador. El coeficiente de fricción variará de acuerdo con el metal del tornillo y si tiene cualquier acabado superficial, por ejemplo recubrimiento de cadmium. En la práctica, hemos averiguado que el coeficiente de fricción más bajo es de aproximadamente 0,1 que sería de un tornillo con baño de cadmium y para otros materiales es de aproximadamente 0,15 a 0,2.

Según se ha mencionado anteriormente hemos averiguado que, al contrario que lo que cabría esperar, el comportamiento de desacoplamiento del rebajo perfeccionado, cuando se utiliza con el atornillador conocido es mejor que el del rebajo conocido. Siempre que han dicho los expertos en la material que el atornillador debe coincidir con el rebajo y tener un ángulo de cono principal igual que el del rebajo. Hemos averiguado que esto no es así, y aun cuando pueden existir otras razones adicionales (de las cuales no tenemos conocimiento) para el comportamiento mejorado mencionado, creemos que la razón principal es la expuesta.

La figura 6 es un diagrama en el cual el contorno de dicho rebajo conocido (líneas sólidas) se superpone sobre el contorno del rebajo perfeccionado (líneas de puntos y rayas). El ángulo entre las líneas 22 y 31 ángulo de cono principal y la línea 23 es el plano de la base del rebajo perfeccionado. La figura 18 es un diagrama de la boca del atornillador conocido, siendo la parte ilustrada con líneas de puntos y rayas aquella parte rectificadas cuando este atornillador se utiliza con el rebajo perfeccionado. Si nos imaginamos ahora este atornillador introducido en el rebajo perfeccionado, entonces, tomando como referencia la figura 6 (la boca del atornillador se ilustra en contorno por las líneas sólidas 24 y por la línea de puntos y rayas

23). Como el ángulo de cono principal del rebajo perfeccionado es menor que el del atornillador, las caras 25 de las alas del atornillador se introducen más profundamente en las ranuras del rebajo que lo harían las caras de un atornillador que tuviera el mismo ángulo de cono principal que el rebajo (teniendo en consideración las holguras normales de mecanización a las que hemos hecho referencia). Por lo tanto, cuando se aplica por motor al atornillador, el punto de contacto entre la cara del ala del atornillador y la pared de la ranura (X en la figura 4) se encuentra ahora en la proximidad exterior del canto de la pared de la ranura (X en la figura 6). Por lo tanto dicho punto de contacto, se encuentra en la posición, o más próxima a la posición en la que el efecto de la caída del metal es cero o de un valor mínimo y, por lo tanto, el ángulo de caída del metal es cero o de un valor mínimo. Por lo tanto las condiciones para la resistencia al desacoplamiento son más favorables que en el caso correspondiente de dicho rebajo y atornillador de tipos conocidos en combinación.

Además, como la posición de acoplamiento entre el ala del atornillador y la pared de la ranura (X') está más alejada del eje geométrico del tornillo, el brazo de palanca del par motor aplicado con el rebajo perfeccionado y el atornillador conocido es mayor que en la combinación correspondiente de dicho rebajo y atornillador conocidos.

Otra ventaja que surge del rebajo perfeccionado se podrá ver tomando como referencia la figura 7 y también la figura 6.

Según se ha mencionado, las líneas sólidas en la figura 6 representan el contorno del rebajo conocido y las líneas de puntos y rayas representan el contorno del rebajo perfeccionado. En la boca, el diámetro medido entre los extremos exteriores de

ranuras opuestas, se ha mantenido igual en el rebajo perfeccionado que en el rebajo conocido, para evitar el peligro de debilitar la cabeza, lo cual podría dar lugar a resquebrajamiento durante la formación del rebajo.

5. En la figura 7 la parte sombreada es una sección a través del atornillador conocido que se ha configurado para conformarse al citado rebajo conocido (v.g. una sección sobre la línea de rayas 26 de la figura 8) habiéndose presentado la boca del atornillador incorrectamente al rebajo, por lo que las alas del atornillador 25 en lugar de acoplarse en las ranuras 26, se han acoplado en la parte más ancha de cada una de las depresiones en forma de V28. No obstante, en el rebajo perfeccionado, vease la figura 5, como el ángulo de cono principal se ha reducido, la profundidad axial general del rebajo se ha reducido también, y la distancia C, medida entre las bases de las ranuras diametralmente opuestas en el extremo interior del rebajo aumenta por comparación con la distancia correspondiente D en dicho rebajo conocido. De esto se desprende que un atornillador adaptado para conformarse exactamente al rebajo perfeccionado (v.g. mismo ángulo de cono principal), tendrá alas de atornillador que son axialmente más cortas que las alas de dicho atornillador conocido, y también las distancias entre los cantos extremos de las alas opuestas del atornillador en el extremo del mismo corresponderán a la distancia C que es mayor que la distancia D entre las puntas extremas de las alas diametralmente opuestas del atornillador en dicho atornillador conocido.
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.

30. Refiriéndonos a la figura 7, se observará que el aumento de la distancia entre las puntas extremas de las alas de atornillador diametralmente opuestas en dicha forma de atornillador, que se conforma exactamente al rebajo perfeccionado (según se

- ilustra con líneas de puntos y rayas 29), significa que la distancia C es ahora mayor que la distancia D entre la parte más ancha de la depresión en forma de V y la parte más ancha de la depresión diagonalmente al rebajo. Esto significa que si el atornillador
5. se presenta incorrectamente al rebajo en la forma ilustrada en la figura 7, las alas del atornillador no pueden hacer contacto alguno con las depresiones en forma de V y, por lo tanto se elimina positivamente el acoplamiento incorrecto del atornillador con el rebajo.
10. Aun tomando la forma más acortada de atornillador conocido con su extremo rectificado sobre la línea 30 (figura 8), se verá que se presenta las mismas condiciones y que no se puede producir un acoplamiento incorrecto del atornillador con el rebajo perfeccionado.
15. Existe todavía otra ventaja que se consigue utilizando el atornillador conocido (acortado según se ha mencionado) con el rebajo perfeccionado y esta ventaja se presenta en aquellas aplicaciones en que se tiene que apretar un tornillo en un espacio alineado con el eje del tornillo. Por ejemplo, cuando se aprieta un
20. tornillo en una pieza adyacente a una esquina, puede que sea necesario inclinar el atornillador con relación al eje del tornillo en un ángulo que puede alcanzar hasta 6° y 7° porque la obstrucción que representan la esquina no permite alinear con precisión el atornillador con el eje del tornillo. Cuando se utiliza un
25. atornillador que se conforma exactamente a la forma del rebajo en el tornillo, es muy difícil apretar satisfactoriamente el tornillo a fondo, y lo que ocurre frecuentemente es que a medida que el tornillo se acerca a la posición final, la mayor resistencia produce desacoplamiento del atornillador con el resultado de que
30. en la mayoría de los casos el tornillo no se puede apretar a

fondo, y cualquier fuerza en exceso empleada en un intento de apretar el tornillo da normalmente por resultado el que se escarie el rebajo o que se rompa el fuste del tornillo.

5. No obstante, empleando un atornillador conocido con el rebajo perfeccionado de este invento, como el ángulo de cono principal del atornillador es mayor que el del rebajo, habrá un holgura angular del orden de  $6^\circ$  entre las bases de las ranuras del rebajo y las caras correspondientes de las alas del atornillador, cuando el atornillador se aplica axialmente en el rebajo, con el
10. resultado de que el atornillador se puede inclinar con un cierto ángulo del eje del tornillo, pero aun así las alas del atornillador mantendrán un acoplamiento de apriete satisfactorio con las ranuras del rebajo. Se comprenderá que, como las paredes laterales de las ranuras del rebajo perfeccionado no son exactamente paralelas, sino que tienen un cierto ángulo de retro, según se ha mencionado anteriormente, entonces cuando el atornillador se inclina con relación al rebajo y en la dirección de dos alas opuestas, las
15. dos alas opuestas restantes, que están en ángulo recto a las primeras dos alas citadas podrán también bascular debido a esta ligera sección decreciente o ángulo de retiro formado en las paredes de las ranuras. Las pruebas han demostrado que con esta forma perfeccionada de rebajo del invento, se pueden apretar satisfactoriamente tornillos a fondo en espacios confinados donde no
20. se puede conseguir una alineación axial perfecta del atornillador con el tornillo.
- 25.

- Hemos realizado pruebas en una pluralidad de tornillos para demostrar que el rebajo según el invento, con un ángulo de cono principal de  $40^\circ$  ofrece una resistencia considerablemente mejor al desacoplamiento que el rebajo conocido. El aparato empleado para dichas pruebas comprenden un aparato de pruebas en
- 30.

el cual el tornillo experimental se atornilla con una pequeña carga de 906 gramos. El aparato incorpora extensímetros que miden el par motor aplicado en el instante en que se produce el desacoplamiento. Los resultados de algunas de estas pruebas se indican en las figuras 12, 13 y 14.

5.

Para probar los tornillos en las condiciones que cabe esperar en la práctica real (v.g. en el taller), dio alla boca del atornillador en el aparato de pruebas un ángulo de 5° de desalineación con el eje del tornillo que se iba a apretar, y el tornillo elegido era un tornillo de cabeza plana del número 6 que es un tamaño popular, y que debido a su cabeza plana puede experimentar algunos resultados obtenidos con las pruebas sobre tornillos del número 6 provistos de dichos rebajos conocidos y utilizando bocas de atornillador conocidas.

10.

Lo primero que se observó es que no se podían apretar más de 10 tornillos con una boca antes de que la boca se desgastara hasta el punto de que se tuviera que cambiar, por lo que para los 80 tornillos con los que se realizaron las pruebas se necesitaron 8 bocas separadas.

15.

Por la experiencia pasada la cifra de 803 Kg/metro se ha adoptado como el par motor de máxima seguridad que se puede aplicar al tornillo del número 6, puesto que un par motor en exceso a esta cifra da lugar al peligro de fractura del fuste del tornillo por debajo de la cabeza. Por lo tanto, en las pruebas de la figura 12, el par motor aplicado se detuvo al alcanzar el valor de 803 Kg/metro si no se había producido previamente desacoplamiento a un par motor inferior.

20.

25.

Por la figura 12, se podrá ver que de los 80 tornillos empleados para las pruebas solamente 6 alcanzaron el par motor máximo de seguridad sin que se produjera desacoplamiento.

30.

En el resto se produjo desacoplamiento a pares motores ampliamente variables por debajo de esta figura, siendo algunos de tan solo de 0,90 Kg/metro, y los resultados demostraron una gran inconsistencia en el comportamiento entre un tornillo y otro.

5. Volviendo ahora a la figura 13, esta figura ilustra los resultados obtenidos en las pruebas sobre tornillos de cabeza plana del número 6 provistos del rebajo perfeccionado del invento y utilizando el atornillador conocido que se había acortado rectificando una parte de la boca según se ha descrito anteriormente, y
10. lo primero que se observó es que era posible probar más de 60 tornillos con la misma boca de atornillador porque, en la mayoría de los tornillos la prueba se detenía cuando se había alcanzado el par motor máximo de seguridad de 803 Kg/metro sin que se produjera desacoplamiento, por lo que el atornillador no sufrió deterioro por el efecto de desacoplamiento. En algunos casos el par motor se elevó por encima de 803 Kg/metro sin que se produjera desacoplamiento.
- 15.

- Algunos de los tornillos probados eran tornillos con baño de cadmium y estos aparecen en la figura 13, marcados con una X como los casos en que la prueba finalizó antes de que se alcanzara la cifra de 803 Kg/metro, pero debido a fallo de las cabezas de los tornillos y no a desacoplamiento. La explicación es que el baño de cadmium reduce la resistencia de fricción entre la cabeza del tornillo y el material en que se aloja y reduce
20. también la resistencia de fricción por debajo de la cabeza del tornillo con el resultado de que se puede generar una mayor tensión en el fuste del tornillo con baño de cadmium que en un tornillo similar sin baño y con el mismo par motor. Puesto que no se produce desacoplamiento, este aumento en la tensión puede ser
- 25.
30. suficiente para producir la fractura del fuste por debajo de la



cabeza.

Hemos llevado a cabo también las mismas pruebas con tornillos de cabeza plana del número 6, provistos del rebajo perfeccionado pero utilizando el atornillador conocido con su forma original (v.g. sin acortar), vease la figura 14, y hemos averiguado que los resultados obtenidos eran muy similares a los demostrados en las pruebas de la figura 13 (v.g. mayor vida útil del atornillador y mayor resistencia al desacoplamiento) excepto que, cuando se trataba de tornillos con baño de cadmium (los marcados con una X en la figura 14), se producirá desacoplamiento del atornillador a un par motor menor que en el caso de fallo de los tornillos de las pruebas de la figura 13.

Las pruebas descritas en la presente memoria demuestran que cabe esperar una mayor vida útil muy sustancial del rebajo perfeccionado, y además existe también ventajas pertenecientes al utillaje (v.g. las estampas) que se utilizan para formar el rebajo perfeccionado.

En la versión comercial presente de dicho rebajo conocido, en un intento de mejorar la resistencia al desacoplamiento, el rebajo se diseña para que tenga la pared de ataque de cada ranura en un plano que se inclina con un ángulo muy ligero hacia fuera en sentido contrario al eje geométrico del tornillo y en dirección descendente en sentido contrario a la boca del rebajo, o en términos mecánicos simples, la pared de ataque está "rebajada". La pared opuesta de cada ranura tiene un ángulo de sección decreciente similar pero hacia el interior para ponerlo sobre un plano paralelo. No obstante, esta medida no ha ofrecido nunca ningún efecto notable en lo que se refiere a mejorar la resistencia al desacoplamiento, porque está concebida para actuar sobre el concepto teórico del acoplamiento de cara con cara (que según

5 hemos demostrado no es el caso general en la práctica). Así mismo este diseño de rebajo se produce con dificultad, las estampas para formar el rebajo son de difícil fabricación y están sujetos a un desgaste mayor que lo normal debido a la ausencia de ángulos positivos de retiro sobre la cara de la estampa que forma las paredes de ataque de las ranuras.

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

REIVINDICACIONES

1.- Tornillo del tipo que comprende un rebajo de acoplamiento del atornillador estampado en un extremo, normalmente en una cabeza en el extremo del fuste, siendo el rebajo del tipo "cruziforme" provisto de una cavidad central y cuatro ranuras saliendo en radios a partir de la cavidad y separadas en ángulo de 90° alrededor de la misma, estando destinada cada ranura a alojar un ala dirigida radialmente hacia fuera del atornillador para el tornillo formado parte la pared exterior o base de cada ranura de la superficie de un cono truncado o cono piramidal que es coaxial con el eje geométrico del tornillo y tiene su diámetro mayor en el extremo exterior, o abierto del rebajo, caracterizado porque el ángulo de cono principal del rebajo tiene un valor que queda comprendido dentro de los límites de 40 a 45°.

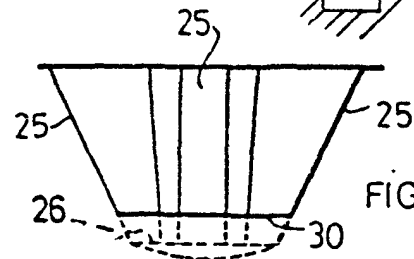
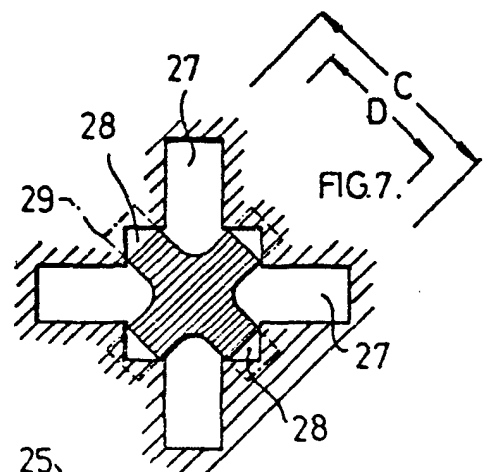
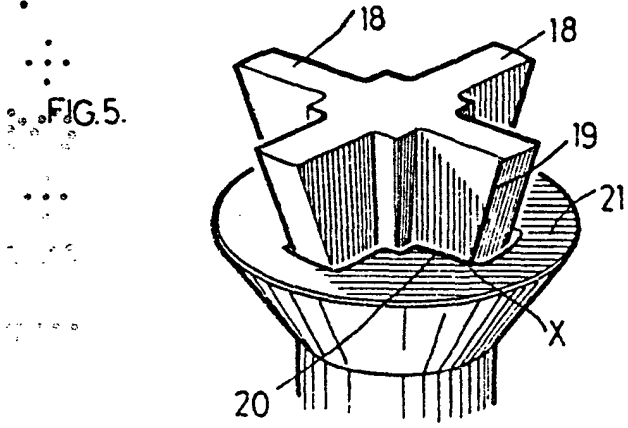
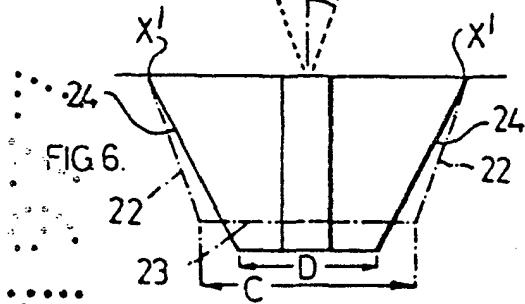
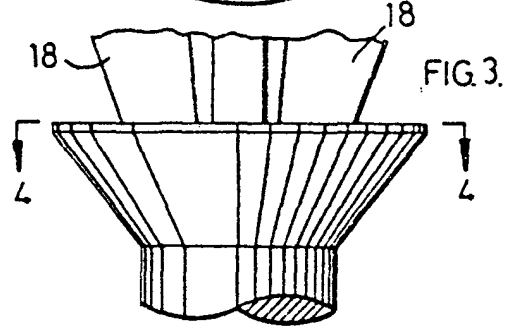
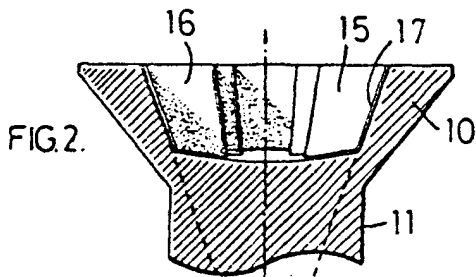
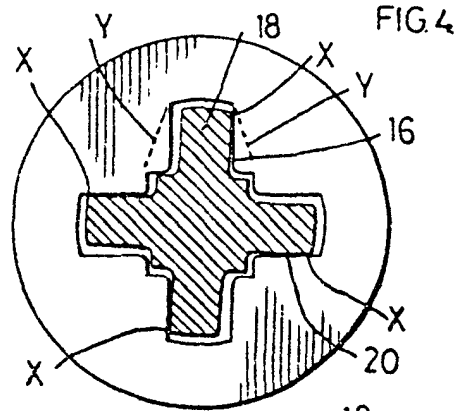
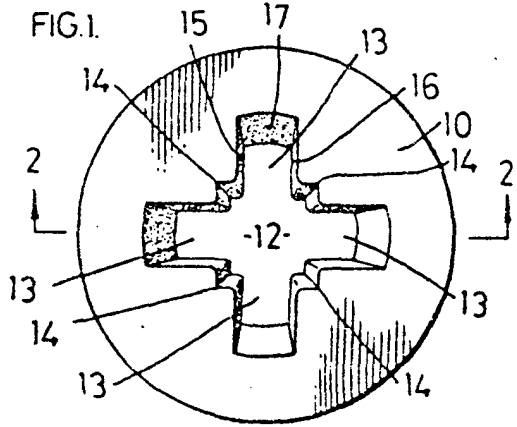
2.- Tornillo según la reivindicación 1, caracterizado porque el ángulo de cono principal del rebajo tiene un valor de 40°.

3.- Tornillo según la reivindicación 1, caracterizado porque cuando tiene depresiones en forma de V en las paredes de la cavidad central de rebajo en posiciones intermedias a ranuras circunferencialmente adyacentes, la distancia medida normalmente entre los extremos interiores de las bases de ranuras diametralmente opuestas, es mayor que la distancia medida normalmente entre las partes anchas de dos depresiones en forma de V diametralmente opuestas.

4.- Tornillo, tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria e ilustrado en los dibujos adjuntos.

Esta Memoria consta de 27 hojas escritas a máquina por





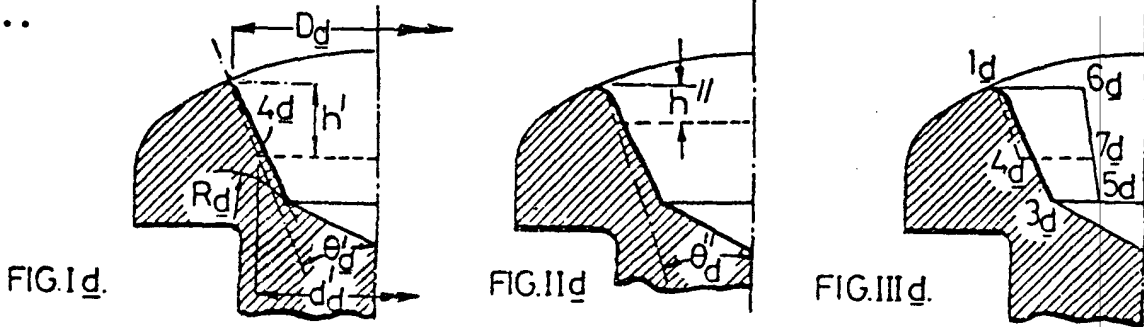
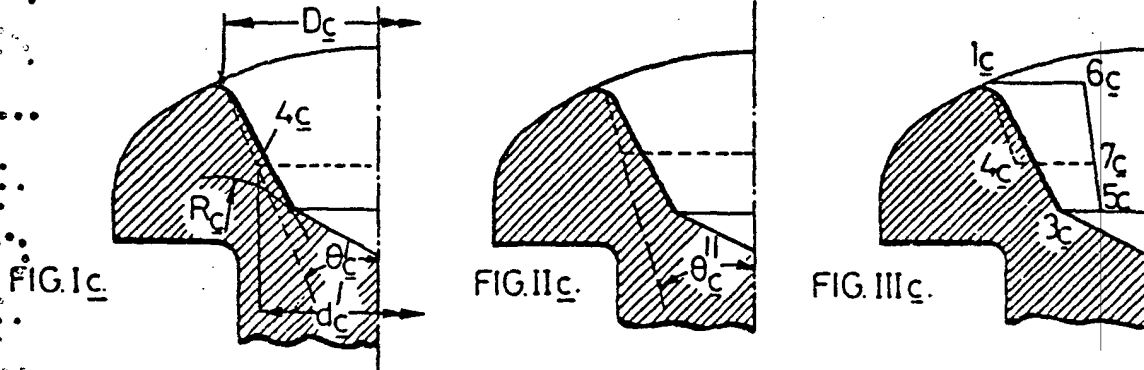
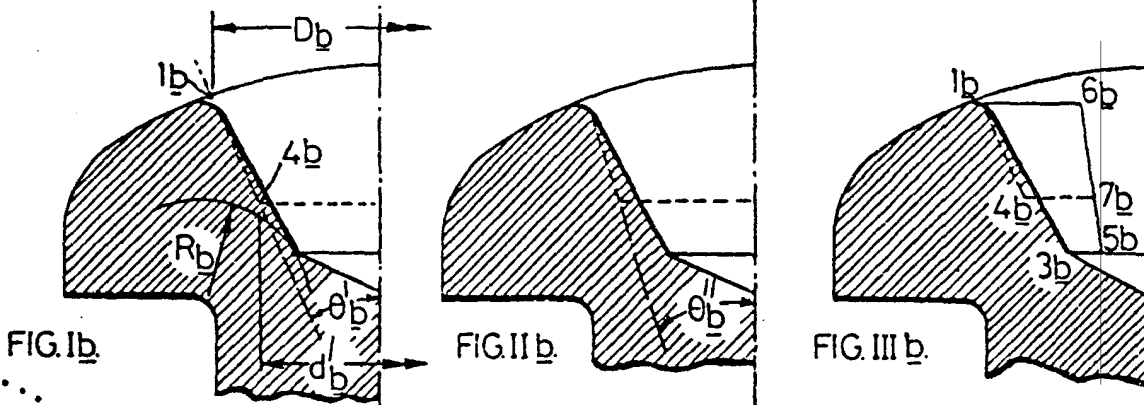
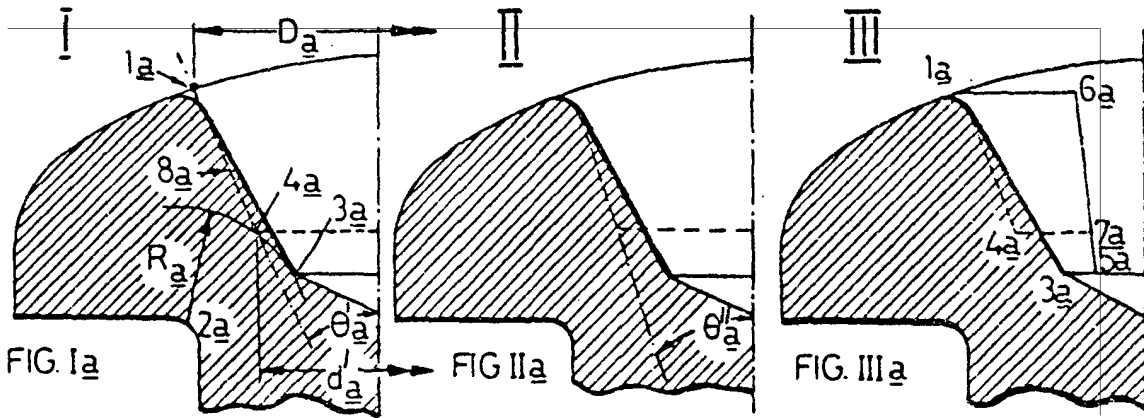
ESCALA VARIABLE.

FIG. 8 Madrid

15 MAR. 1977

GOMEZ ACEBO Y MOJER

Avda. de la Industria, 10 - 28014 Madrid



note.  $\theta'_d = \theta'_c = \theta'_b = \theta'_a$   
 $d'_d = d'_c = d'_b = d'_a$

note.  $\theta''_d = \theta''_c = \theta''_b = \theta''_a$   
**FIG. 9.**

Madrid 16 MAR. 1977  
 GIMÉNEZ ACEBO Y MOJET  
 Firmados L. Gasto Forastades

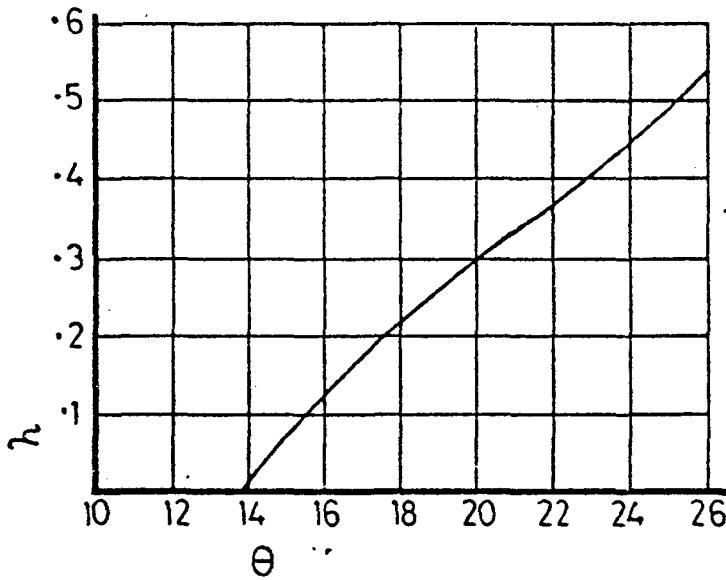


FIG. 10.

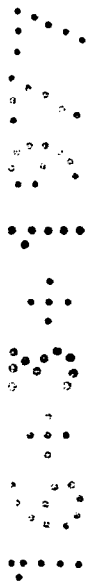
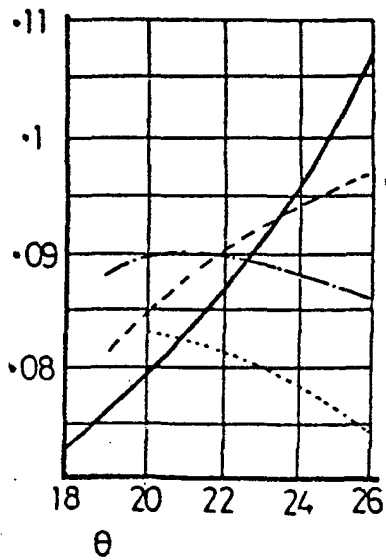


FIG 11



16 MAR. 1977

BUENZ ASESOR Y INGENIERO  
c. o. Fernando L. Garcia Ferrer

A large, stylized handwritten signature in black ink, written over the typed name and date.

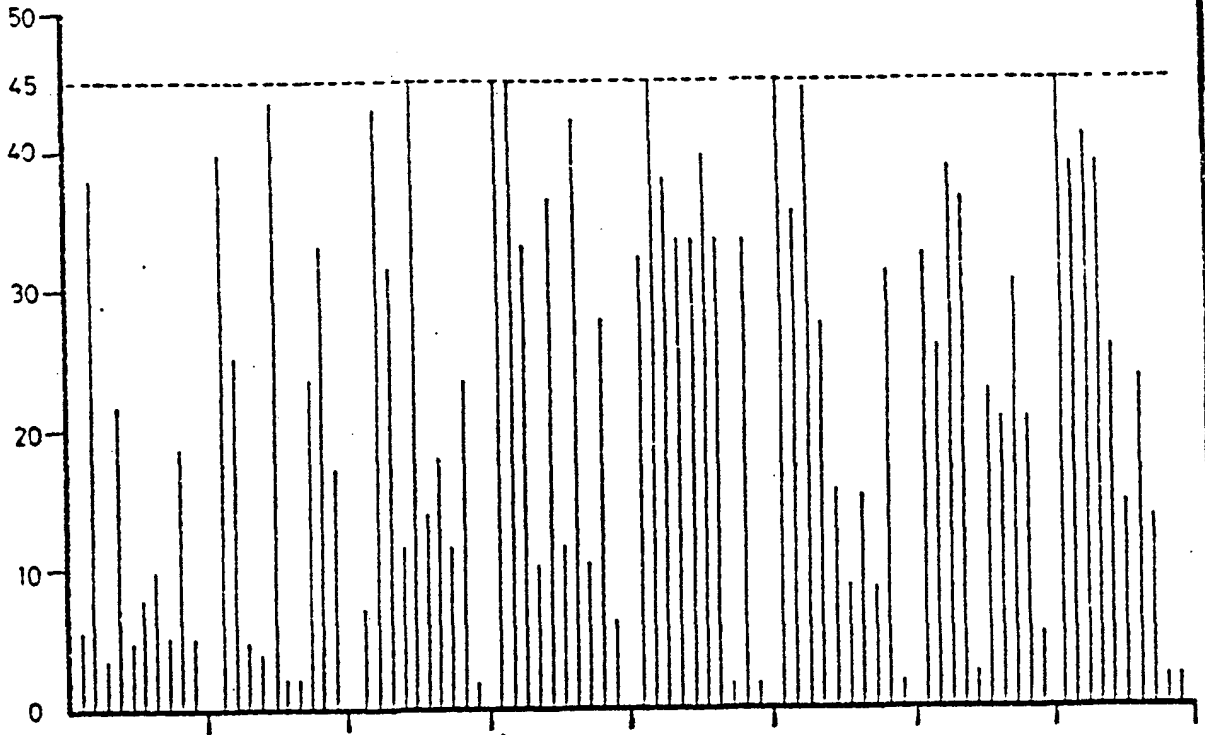


FIG. 12

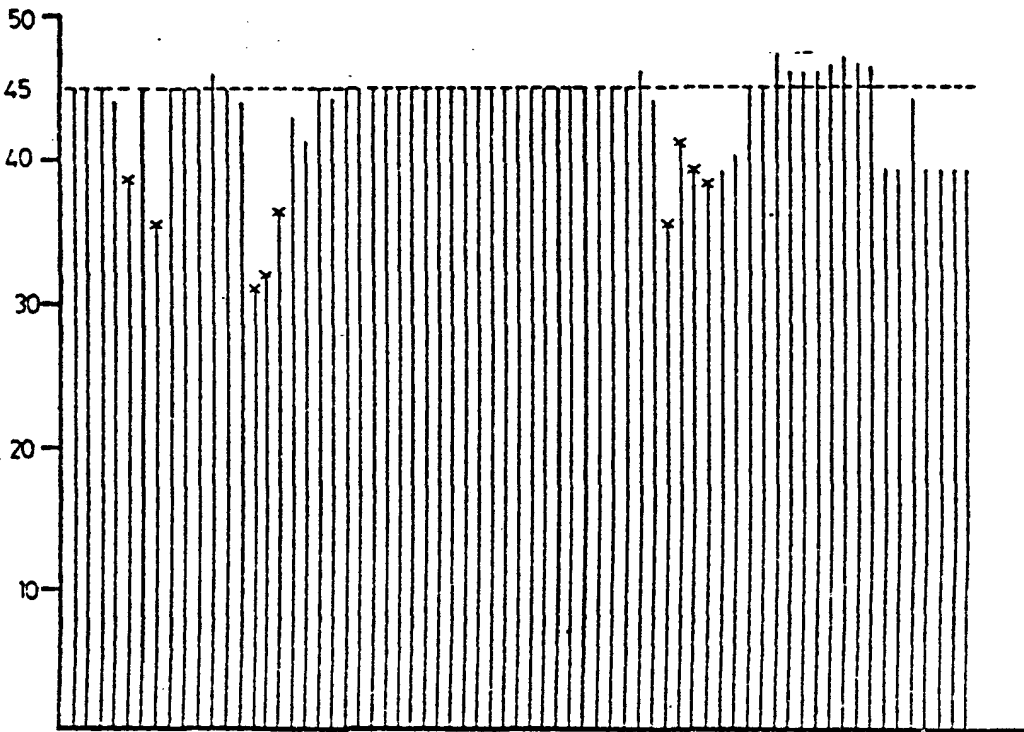


FIG. 13

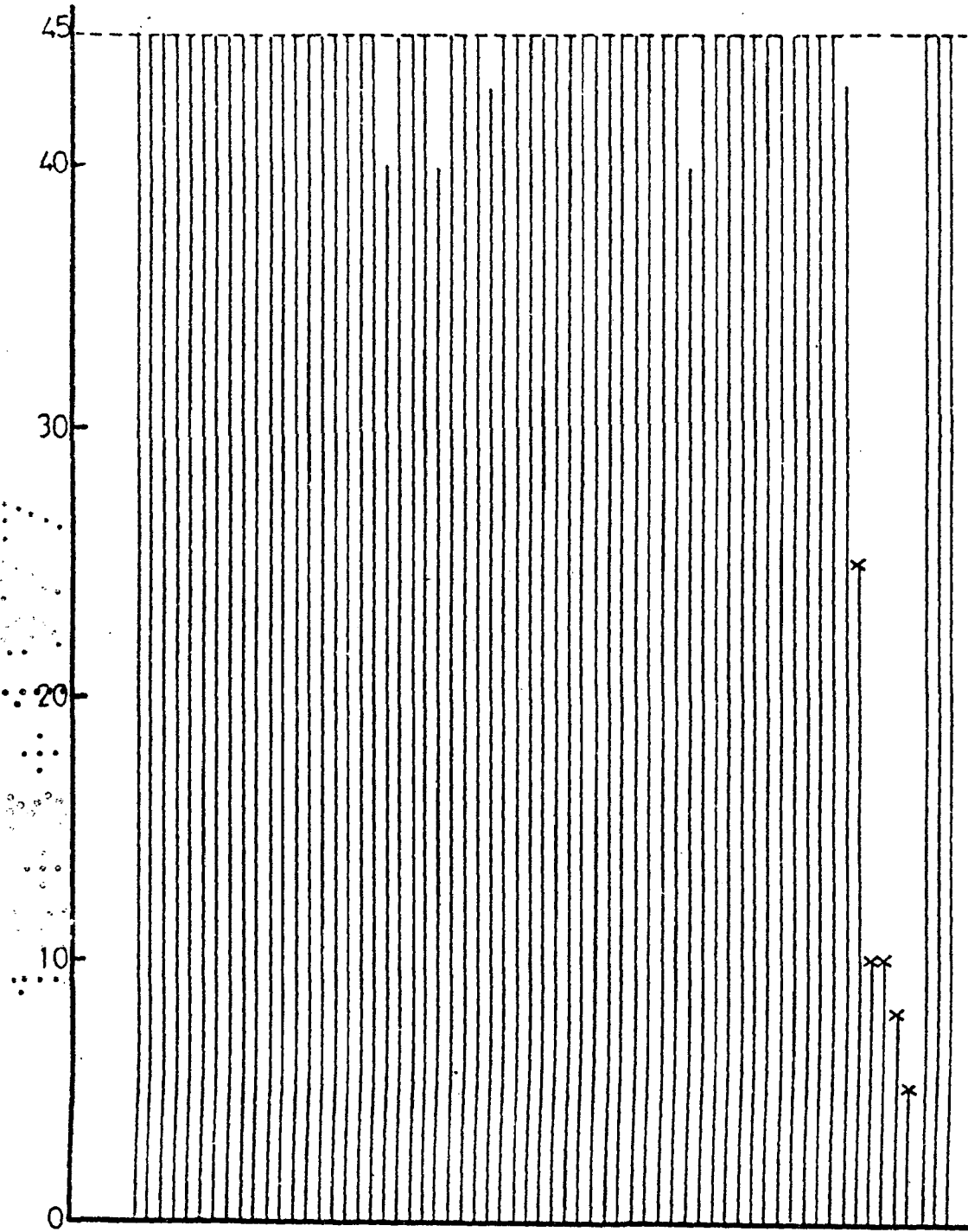
Madrid 6 MAR. 1977

GONZALEZ ACERVA  
D. p. Firmador L. Gueta Ferrández

A large, handwritten signature or scribble in black ink, located at the bottom right of the page, overlapping the printed text.



FIG.14.



5 MAR. 1977

\_\_\_\_\_

CONSEJO ASISTENTE Y COMITÉ  
de Fomento L. Gaceta del Poder