

MINISTERIO DE INDUSTRIA
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



-7 MAR. 1978

CONCEDIDA

PATENTE DE INVENCION

19 ES	11 NUMERO 461.482	10 A1
	21	
	22 FECHA DE PRESENTACION 9-8-77	

30 PRIORIDADES:	32 FECHA	33 PAIS
31 NUMERO 712.554	9 de Agosto de 1.976	EE.UU. de A.

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL B25B	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
------------------------	--	--------------------------------------

54 TITULO DE LA INVENCION
PROCEDIMIENTO Y APARATO PARA TENSAR DISPOSITIVOS DE SUJECCION ROSCADOS, PARA TENSAR UNA PLURALIDAD DE LAS ENSAMBLADURAS -- PRACTICAMENTE IDENTICAS.

71 SOLICITANTE (S)
ROCKWELL INTERNATIONAL CORPORATION, entidad norteamericana

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
600 Grant Street, Pittsburgh, Pensilvania 15219, EE.UU. de A.

72 INVENTOR (ES)
SIAVASH ESHGHY

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE
D. JOSE MIGUEL GOMEZ-ACEBO Y POMBO

La presente invención se refiere a una técnica para tensar o apretar dispositivos de sujeción roscados. La función de los dispositivos de sujeción roscados, como es lógico consiste en unir dos ó más piezas en un conjunto normalmente rígido llamado ensambladura. Por conveniencia, se puede emplear el término "par de dispositivos de sujeción" para indicar elementos roscados macho y hembra, v.g., una tuerca y un tornillo, un perno y un taladro roscado de una pieza de ensambladura, un espárrago y tuerca, y dispositivos similares. Las piezas unidas de una ensambladura deberán tensarse de modo que permanezcan en contacto durante la vibración y ante una carga estática y/o dinámica de la pieza. En muchas aplicaciones, donde se utilizan varios dispositivos de sujeción roscados, pueden ser de gran importancia asegurar que la presión de contacto entre las piezas creada por los dispositivos de sujeción sea uniforme, puesto que una deflexión no uniforme de las piezas puede dar lugar a condiciones de la ensambladura inaceptables. Un ensamble apropiado deberá producir presión de contacto uniforme de ensambladura a ensambladura de acuerdo con las exigencias de diseño. Esto se puede conseguir solamente por procedimiento de ensamble que produzcan una carga previa uniforme de la ensambladura o carga de sujeción. Aunque es concebible determinar la carga previa de la ensambladura o carga de sujeción en lo que se refiere a la compresión de una tuerca, es más práctico tratar el asunto en términos de tensión del tornillo o perno. Desgraciadamente, no existe una técnica directa para medir la carga del tornillo o perno exteriormente sin instrumentar el tornillo o perno o emplear una arandela que no es práctica o resulta antieconómica para la producción en cadena por consiguiente, todas las técnicas prácticas de control de la tensión de pernos y otrnillos en cantidades de producción en cadena son impracticables.

Existe un cierto número de técnicas bien conocidas para tensar dispositivos de sujeción roscados, basadas en información disponible de instrumentos externos, como por ejemplo, sensores de par de torsión y de ángulo, en lugar de emplear dispositivos de sujeción de diseño especial o arandelas de carga. Estas técnicas se incluyen en control del par de torsión, método de giro de la tuerca, método de límite elástico, medición acústica, esquemas de excesos de tensión y métodos de proporción de par de torsión.

Una de las técnicas presente que se utilizan con profusión consiste en el control del par de torsión, según el cual se aplica a los dispositivos de sujeción un par de torsión final constante. El par de torsión final se produce normalmente por medio de una herramienta neumática de par límite y el grado de control del par depende de la uniformidad de la presión neumática, el funcionamiento del motor y la dureza de la ensambladura. La intención es conseguir dispersiones de la tensión en la gama de $\pm 10-20\%$ alrededor del punto medio. Los límites de dispersión reales se puede verificar solamente instrumentando los tornillos o pernos en un ambiente de laboratorio. Las opiniones varían respecto a que las dispersiones de la tensión se encuentran realmente presente en grandes cantidades de dispositivos de sujeción tensados con métodos de control del par de torsión. No sería sorprendente conocer que una dispersión total de la tensión en cantidades de producción es del orden del 100% del punto medio que puede ser causado por $\pm 41\%$ de dispersión en fricción solamente.

El par de torsión, como es lógico se relaciona con la tensión pero la relación está sujeta a grandes incertidumbres resultantes de una dependencia de primer orden en la fricción del hilo de rosca y la cabeza. En la más

sencilla consideración teórica, la ecuación siguiente describe la relación del par de torsión y la tensión:

$$T = (f_h r_h + f_{th} r_{th}) F \quad (1)$$

5 donde T es el par de torsión, f_h es el coeficiente de fricción entre la cabeza del dispositivo de sujeción y la pieza de unión a tope, r_h es el radio efectivo de la fricción de la cabeza, f_{th} es el coeficiente de fricción entre los hilos de rosca del dispositivo de sujeción, r_{th} es el radio efectivo de la fricción del hilo de rosca y F es la tensión del tornillo o perno. Aunque el valor medio de los coeficientes de fricción se puede reducir notablemente por medio de lubricantes y recubrimientos, la dispersión relativa alrededor del valor promedio no se puede aceptar sustancialmente. Combinandose las incertidumbres de la fricción con las variaciones en el par de torsión aplicado, el control de tensión realmente conseguido en la práctica es muy deficiente. Por consiguiente, para reducir al mínimo los fallos de los dispositivos de sujeción durante el ensamble, el par de torsión por término medio debe calcularse a niveles irrazonablemente bajos si se compara con la resistencia del tornillo o perno. Aun con valores de par de torsión medio irrazonablemente bajos, una notable proporción de los dispositivos de sujeción quedan apretados sin una tensión suficiente mientras que muchos se han tensado sobrepasando el límite elástico.

25 Una exposición de los métodos de control del par de torsión para tensar dispositivos de sujeción rosca- dos, se puede encontrar Assembly Engineering, Octubre 1966, páginas 24-29, Hydrocarbon Processing, Enero 1973, páginas 89-91; Machine Design, 6 de Marzo de 1.975, páginas 78-82; The Engineer, London, 26 de Mayo de 1.967, páginas 770-71; The

30

Iron Age, 24 de Febrero de 1.966, páginas 66; Machine Design, 13 de Febrero 1.964, página 180-85; Power Engineering, Octubre de 1.963, página 58; y Patente EE.UU. 3.555.938 y 3.851.386.

Otra técnica empleada con profusión para
5 tensar dispositivos de sujeción roscados es el llamado método
de giro de la tuerca que emplea el par de torsión aplicado así
como el ángulo de avance del hilo de rosca. En su forma más
sencilla, la técnica consiste en hacer avanzar los dispositivos
de sujeción hasta que se alcanza un valor de par predeterminado,
10 por ejemplo un par de ajuste a frotamiento suave, girando des-
pues la tuerca un ángulo predeterminado constante adicional.
El concepto es que la relación del giro del dispositivo de su-
jeción en la emisión del perno eliminará la influencia de la
fricción sobre el valor de tensión deseado final. Si las piezas
15 sujetas fueran simplemente elásticas y el contacto entre las
mismas fuera inmediato imperfecto, cabría esperar que la tensión
del perno aumentara de una forma lineal con un ángulo de avance
unidad comenzando con el valor de cero al principio del con-
tacto. En teoría, el control de la tensión sería tan preciso
20 como la uniformidad del régimen de tensión de la ensambladura
que es la pendiente de la curva obtenida tratando la tensión
contra el ángulo de avance.

En la práctica, el régimen de tensión
no es exactamente una constante de ensambladura ni es uniforme
25 en función al ángulo de cualquier simple. Las razones se rela-
cionan con la microplasticidad que es la elasticidad de las
irregularidades superficiales en los componentes de los dispo-
sitivos de sujeción al movimiento, película de lubricantes
sometida a presión, y el hecho de que el contacto es gradual
30 en lugar de ser inmediato. El método de giro de la tuerca se
considera normalmente como muy superior a la técnica de control
del par de torsión aunque los datos obtenidos durante la inves-

5 10 15 20 25 30

 tigación de este invento sugieren que este metodo se ha sobre-
valorado, al menos en los valores de tensión bajos a moderado.
El metodo elegido de la tuerca tiene el inconveniente de con-
fiar parcialmente en el par de torsión que está sujeto a grandes
incertidumbres como se ha expuesto anteriormente. La elección
del par de torsión umbral es una decisión crítica. Si el par
de torsión umbral es demasiado elevado, la ventaja teórica
sobre el método de control del par de torsión se reduce sus-
tancialmente. Si el par de torsión umbral es demasiado bajo, la
tensión final del perno fluctuará notablemente de ensambladura
a ensambladura, puesto que a valores bajos del par de torsión,
tanto la curva del ángulo del par de torsión con la curva del
ángulo de tensión tienen una curvatura variable. La combina-
ción de una tensión incierta en el par umbral y la falta de
uniformidad del régimen de tensión en un alcance de gran ángu-
lo neutralizan con mucho la ganancia teórica obtenida. El mé-
todo de giro de la tuerca, siendo esencialmente una forma de
enfocar el apriete con tensión ofrece la ventaja de reducir sus-
tancialmente la proporción de fallo de los pernos durante el
ensamble porque el material del perno puede mantener tensio-
nes muy grandes en la zona plástica. Durante la investigación
de este invento, se ha podido aprender que la diferencia entre
los dispositivos de sujeción de bajo régimen de par de torsión
y los dispositivos de sujeción de elevado régimen de par de
torsión de la misma muestra puede desarrollar una dispersión
en el valor de la tensión final deseada de $\pm 50\%$ a valores de
tensión del orden de 1360 Kg en un perno de 5/16"-24, grado 8,
empleando el método de giro de la tuerca. A medida que aumen-
ta el valor de la tensión final, la dispersión se reduce como
un porcentaje de la tensión final.

Otra dificultad que tienen los métodos
de giro de la tuerca es que se necesita recalibración cuando

se cambia el valor de tensión final deseado. Este punto contrasta con este invento según el cual el valor de la tensión final deseada puede cambiar a voluntad en tanto que este valor se encuentre en la segunda gama de régimen de tensión y esté suficientemente alejado del punto de rotura en la curva de tensión, de modo que la herramienta no sobrepase el valor deseado debido a exceso de apriete.

Una exposición de los métodos de giro de la tuerca para tensar dispositivos de sujeción roscados se puede encontrar en Hydrocarbon Processing, Enero 1973, páginas 89-91; Machine Design, 6 de Marzo de 1.975, páginas 78-82; Journal of the Structural Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Abril 1.966, páginas 20-40 Machine Design, 13 de Febrero de 1.964, página 180-85, y patente EE.UU. 3.851.386.

Según se indica con un cierto detalle en las patentes EE.UU. 3.643.501 y 3.693.726, y en la publicación Design Engineering (London) Enero de 1.975, páginas 21-23, 25, 27, 29, otra forma de enfocar el problema de tensar dispositivos de sujeción roscados se conoce como el método del límite elástico. En esta forma de enfocar el problema, se intenta, durante el apriete, detectar el principio del alargamiento plástico del perno y dejar de apretar en respuesta al mismo. El límite elástico, que el límite entre las zonas de deformación elástica y plástica de un metal en un estado de esfuerzo uniaxial, es muy difícil de determinar con precisión. Por consiguiente, el límite elástico se suele definir en términos de una tensión desplazada, normalmente, 1-0, 2%, que se elige arbitrariamente.

Es evidente que el límite elástico está compuesto por las piezas sujetas así como por los dispositivos

de sujeción. El diseño suele ser de tal naturaleza que la elasticidad se produce en el perno aun cuando cabría concebir que se produjera en la cabeza del perno o la tuerca. El perno está también sujeto a esfuerzo cortante como resultado de la torsión creada por el momento de torsión o par. Por consiguiente, el perno se encuentra en un estado de esfuerzos combinados. Así en los valores elevados de par de torsión, el esfuerzo en el perno se debe a par de torsión y tensión y puede alterar sustancialmente la resistencia a la tracción de una muestra particular. Se puede introducir errores adicionales cuando la meta es el control de la tensión del perno debido a dispersiones naturales en el límite elástico del material. Otros errores introducidos en los métodos del límite elástico son el resultado del ruido y otras incertidumbres en la detección consistente del límite elástico. La objeción principal al método del límite elástico es la cuestión sobre la resistencia a la fatiga y la posibilidad de reutilización del tornillo o perno. Aunque el asunto está sujeto a una cierta controversia, parece evidente que la aplicación y liberación de una vez de una carga externa produce relajación de la ensambladura, y, por consiguiente, reducen la fuerza de sujeción original. En casos extremos, el perno puede perder toda la tensión y aflojarse. Una forma de enfocar el problema por el sistema del exceso de tensión que se puede utilizar para detectar hilos de rosca excoriados o estropeados o pasados, se describen en las patentes EE.UU. 3.368.396 y 3.745.820. En esta técnica, se produce una señal de aviso cuando se desarrolla un par de tensión predeterminado antes de que se haya efectuado un número dado de vueltas que puede ser indicativo de hilos de rosca pasados. Se produce una señal de aviso diferente cuando se efectúa un gran número de vueltas antes de alcanzarse el desarrollo de un par de torsión superior deseado que sugiere que el hilo de rosca esté totalmente pasado. Es evidente que estas formas de enforzar el problema no se han ideado para controlar la tensión de pernos o

5 tornillos. Otra forma de enfocar el problema de controlar la tensión de pernos o tornillos comprende dispositivos acústicos que intentan medir el alargamiento en un perno causado por tensión. Dichos dispositivos se exponen e ilustran en las patentes EE.UU 3.306.100; 3.307.393 3.650.0 16,3.759,090, y 3.822.587.

10 Otra técnica relacionada con los métodos del límite elástico se encuentra en la patente EE.UU 3.939.920. Esta técnica consiste básicamente en medir un parámetro de apriete, v.g, un par de torsión, en el límite elástico realizar ciertos cálculos y aflojar la tuerca hasta que se consigue un esfuerzo acial final deseado y se da por terminado el apriete. Dicha técnica tiene varios defectos: (1) el límite elástico no es una característica fácilmente reproducible de la mayoría de los dispositivos de sujeción; (2) el límite elástico es difícil de detectar de una forma consistente por la técnica descrita; (3) las propiedades de la ensambladura, v.g., régimen de tensión y régimen de par de torsión, no son iguales durante el primer avance hacia el límite elástico que durante un avance interior hacia el límite elástico, y (4) las propiedades del par de elementos de sujeción particularmente en zonas adyacentes a los hilos de rosca, se han alterado permanentemente en el límite elástico.

25 Otro grupo de técnicas anteriores a este invento, que se han sugerido, comprenden una consideración del régimen de aumento del par de torsión con relación al ángulo de avance del hilo de rosca, como se describe en Assembly Engineering, Septiembre de 1.974, páginas 42-45; Design Engineering (Londres), Enero de 1.975, páginas 21-23,25,27,29 Iron Age, 30 28 de Abril de 1975, página 44; y Machine Design, volumen 47, 23 de Enero de 1.975, página 44. Estas técnicas verifican la curva del ángulo del par de torsión durante el proceso de apriete

te para terminar el apriete en respuesta a conclusiones derivadas de la relación del ángulo del par de torsión. En la exposición de Desian Engineering el apriete se da por terminado al detectar una caída importante en el régimen del par de torsión, que tiene lugar en el límite elástico. En los artículos restantes, el apriete aparentemente se da por terminado cuando se alcanza una gama de par de torsión predeterminada dentro de una gama de ángulos relativamente estrecha. Estas exposiciones son, por lo tanto, similares a los esquemas de excesos de tensión mencionados anteriormente.

La meta de las técnicas del apriete deductivo no es conseguir simplemente una carga de sujeción predeterminada en un conjunto de dispositivos de sujeción, puesto que esta se puede realizar fácilmente en el laboratorio instrumentando el perno. La meta es conseguir cargas de sujeción consistentes y reproducibles o valores de tensión finales en grandes lotes de dispositivos de sujeción a bajo costo por dispositivo. Así, la mayor falacia de las técnicas de apriete deductivo de la tecnología anterior ha sido el elegir un parámetro de apriete fijo, por ejemplo un par de torsión o ángulo en los métodos de control del par y de giro de la tuerca, respectivamente, o una gama fijada de un parámetro de apriete particular y dar por terminado el apriete al alcanzar el parámetro de apriete fijado o su gama. Esta forma de enfocar el problema por la tecnología anterior tiene varias dificultades importantes.

En primer lugar, el punto crítico en el apriete es la carga de sujeción medida por tensión final del perno. Con la posible excepción de algunos de los métodos acústicos, ninguno ha podido aparentemente determinar de una forma deductiva la tensión final de los pernos o tornillos en

cantidades de producción en cadena. En segundo lugar, debido a la elección de algún otro parámetro distinto a la tensión, se introducen factores ampliamente variables como coeficientes de fricción, pérdidas relacionadas con la velocidad y otros, que afectan notablemente a la relación entre el parámetro de apriete fijado o su gama y el único resultado importante en el apriete, que es la carga de sujeción o la tensión del perno.

En un aspecto, este invento contempla la determinación durante la determinación, durante el apriete, del valor de un parámetro de apriete que sea suficiente para tensar el par de elementos de sujeción hasta alcanzar un valor de tensión deseada, cuyo parámetro varía de un par de elementos de sujeción al siguiente. El apriete de par de elementos de sujeción seda entonces por terminado en respuesta al valor variable del parámetro de apriete determinado. Con esta forma de enfocar el problema, la variación en la fricción de un par de elementos de sujeción al siguiente, se elimina en grado notable. La técnica de este invento produce dispersiones de tensión típicas del orden de $\pm 10\%$ en cantidades de producción en cadena, mientras que las dispersiones con las técnicas de giro de la tuerca son por lo menos de 2 a 3 veces mayores y las dispersiones con las técnicas de control del par de torsión son por lo menos de 5 a 6 veces mayores. Por consiguiente, es evidente que este invento produce resultados de apriete sustancialmente más consistentes que las técnicas notablemente imprecisas de la tecnología anterior.

Por consiguiente, este invento tiene por objeto proporcionar una técnica para apretar sujetadores roscados que es sustancialmente más consistente que la tecnología anterior.

Otro objeto de este invento es propor-

5 cionar una técnica mejorada para apretar dispositivos de sujeción roscados, que incorpora una verificación de la curva del ángulo del par de torsión; calcular la tensión en el dispositivo de sujeción que se aprieta, y dar instrucciones a una herramienta para que apriete los dispositivos de sujeción hasta alcanzar un valor de tensión final deseado.

10 Otro objeto de este invento es proporcionar una técnica perfeccionada para apretar dispositivos de sujeción roscados, que incorpora la verificación de la relación del ángulo del par de torsión; calcular durante el apriete la tensión que aparece en el dispositivo de sujeción que se aprieta y dar instrucciones a la herramienta para que continúe apretando hasta alcanzar un valor de ángulo o par de torsión predeterminado que corresponde al valor de tensión final deseado.

15 Otros aspectos, objetos y ventajas de este invento resultarán evidentes en el transcurso de la descripción.

20 La fig, 1 es una ilustración de curvas normales de ángulo de par de torsión y ángulo de tensión generadas durante el apriete, continuo de un par de elementos de sujeción más allá del límite elástico.

25 La Fig, 2, es una ilustración a mayor escala del extremo interior de la curva del ángulo de par de torsión cuando se suspende el apriete temporalmente en su extremo superior.

La Fig, 3 es una ilustración de una relación normal de par motor -velocidad de una herramienta neumática.

La Fig, 4 es una ilustración de una curva de ángulo de tensión representativa de la relajación de una ensambladura normal al final del apriete continuo.

5 La Fig, 5 es una ilustración de la curva normal del ángulo de tensión representativa de la relajación de la ensambladura en una detención en el punto medio durante el apriete a un valor de tensión superior.

La Fig, 6 es una ilustración similar a la Fig, 1, y explica gráficamente otra faceta del invento.

10 La Fig, 7 es una ilustración a mayor escala de las curvas del par de torsión y de tensión, que explica gráficamente otra faceta del invento.

La Fig, 8 es una vista esquemática del mecanismo de este invento.

15 La Fig, 9 es una vista de costado de un componente del mecanismo de la Fig, 8.

La Fig, 10A y 10B son diagramas de circuitos de otro componente de la Fig, 8.

20 La Fig, 11 es una vista frontal de un cuadro de mandos normal del operario: y

La Fig, 12 es una diagrama de conjuntos de otro mecanismo del invento.

25 Refiriendonos a la Fig, 1, se ilustra una curva de ángulo del par de torsión normal 10 y su curva correspondiente del ángulo de tensión 12, que se desarrollan

durante el enroscamiento continuo de un par de lementos de su-
 jección hasta un punto pasado el límite elástico del perno, me-
 dido en el laboratorio con equipo apropiado. En la curva del
 par de torsión 10, existe una región o periodo de marcha libre
 5 14 donde se necesita tan solo un pequeño par de torsión para
 hacer avanzar la tuerca y no existe una tensión apreciable en
 el perno. A esto sigue un periodo o región de acoplamiento 16
 donde el contacto entre la superficie del dispositivo de suje-
 ción y las piezas sujetas se establece mientras que el régimen
 10 de avance del ángulo se reduce gradualmente de acuerdo con las
 características de par -velocidad de la herramienta empleada.
 El régimen de tensión FR_1 en la región 16 es menor que el ré-
 gimen de tensión final FR_2 , pero está bastante bién definido.
 La región de acoplamiento 16 parece abarcar una gama de ten-
 15 siones aproximadas de aproximadamente 10% al 50% del límite
 elástico del perno o tornillo. Por encima de la región de aco-
 plamiento existe una región o periodo de tensión final 18 que
 muestra el régimen de tensión aumentado FR_2 . Afortunadamente,
 FR_1 , FR_2 y el lugar de la incurvación entre los mismos son pro-
 20 piedades bien definidas y reproducibles de la ensambladura y
 no están relacionadas con la fricción y otros factores varia-
 bles que pudieran desarrollarse en el curso del apriete.

El régimen de par de torsión TR es ini-
 cialmente muy bajo en la región de marcha libre 14 y comienza
 25 a elevarse sustancialmente durante el periodo de acoplamiento
 16. Debido a la existencia de pérdidas dependientes de la velo-
 cidad, como la película de lubricante y microplasticidad de las
 irregularidades superficiales entre las partes componentes del
 dispositivo de sujeción y las piezas sujetas una aproximación
 30 lineal TR de la curva del par de torsión 10 en la región 16
 no intersecta el eje del ángulo en el punto de origen de la cur-
 va de tensión 12. Un ángulo desplazado α_{os} existe y es pro-
 porcional a dichas pérdidas dependientes de la velocidad. De-

bido a la curva de par de torsión-velocidad de la herramienta empleada, se puede demostrar que α_{os} depende del régimen del par de torsión, por lo que el par de torsión desplazado T_{os} es la propiedad de ensambladura apropiada y T_{os} es el producto del ángulo desplazado α_{os} y el régimen del par de torsión TR.

El límite elástico 20 tiene lugar en un punto pasado el cual no se recupera la tensión ante la carga y aparece hacia el extremo superior de la región de apriete final 18, según saben bien los mecánicos clásicos. En alguna parte de la región del límite elástico 22, el perno comienza a deformarse prácticamente en lugar de hacerlo elásticamente. Según se ha eludido anteriormente, la definición normal del límite elástico es la gama de 0,1-0,2% de tensión que es algo arbitraria. El límite proporcional tiene lugar virtualmente por debajo del límite elástico 20 y ocurre cuando la relación de esfuerzo a tensión deja de ser constante.

Para poner en práctica el método que se describirá más adelante del control del par de torsión, se necesita determinar FR_1 , FR_2 , T_{os} y otros parámetros según se expondrá con más detalle más adelante. Esto se consigue convenientemente eligiendo una muestra razonablemente grande de los dispositivos de sujeción que finalmente se tensarán por la técnica de este invento y determinar empíricamente los valores en laboratorio. Normalmente se experimentará que las dispersiones en FR_1 , y en FR_2 o r , la relación de FR_2/FR_1 , será muy pequeña. En pernos o tornillos nuevos, FR_2 es normalmente del 5 al 15% mayor que FR_1 . El dispositivo de sujeción que se han apretado anteriormente, FR_2 es normalmente muy próxima a FR_1 . La conclusión es que la diferencia entre FR_1 y FR_2 se relacionan con la microplasticidad de las irregularidades superficiales entre las caras coincidentes de la ensambladura. Como ocurre en todas las reducciones del par de torsión,

T_{os} tendrán dispersiones mucho mayores. Afortunadamente, la corrección del par de torsión desplazado es normalmente muy pequeña por lo que su falta de consistencia produce un efecto mínimo sobre los valores finales de tensión. Una excepción es el uso de los dispositivos de sujeción llamados de "par de torsión dominante" que normalmente comprenden un perno o tuerca con hilos de rosca y deformados de una forma intencionada por diversas razones. Otra excepción comprende el empleo de un perno o tornillo o tuerca donde los hilos de rosca se deforman involuntariamente. En tales situaciones, el valor normal de T_{os} deberá aumentar por adición del par de torsión "de marcha libre" medido.

En terminos generales, la réplica de este invento consiste en detectar periódica o continuamente el par de torsión aplicado al par de elementos de sujeción y el ángulo de avance correspondiente al par de torsión detectado, determinar la tensión que aparece al menos en el punto 24, calcular un valor de un parámetro de apriete suficiente para conseguir un valor de tensión final deseado F_D y dar instrucciones a una herramienta para que haga avanzar al par de elementos de sujeción hasta alcanzar el parámetro de apriete.

Durante un estudio de las relaciones del ángulo de tensión y el par de torsión, se ha descubierto que la inversa del régimen con respecto al ángulo del logaritmo del par de torsión es teóricamente una medida de la tensión del perno sin tener en cuenta la fricción de la ensambladura.

Definiendo,

$$P = \frac{d}{d\varphi} \text{ LOG } T, \quad (2)$$

$$F \propto \frac{1}{p}, \alpha > \alpha_p \quad (3)$$

α_p es el ángulo donde P consigue un valor máximo y podría utilizarse como el origen para el método del giro de la tuerca eliminando de este modo totalmente la influencia de la fricción de la ensambladura. En la práctica, es difícil detectar un solo máximo con significación que pudiera indicarse como α_p debido al ruido propio de la señal real del ángulo del par de torsión. Aunque el concepto expresado en la ecuación (2) es válido, exige un procedimiento diferente para tratar el dato del ángulo del par de torsión y conseguir una solución práctica. Según resultará evidente a los expertos en la materia, la solución puede ser analógica, en lugar de digital, según se expondrá más adelante. 1ª base teórica para la ecuación (2) se puede derivar de la ecuación (1) como sigue:

$$T = (f_h r_h + f_{th} r_{th}) F \quad (1)$$

diferenciando la ecuación (1) con relación al ángulo

$$\frac{dT}{d\alpha} = (f_h r_h + f_{th} r_{th}) \frac{dF}{d\alpha} \quad (4)$$

dividiendo la ecuación (4) por la ecuación (1),

$$\frac{dT/d\alpha}{T} = \frac{dF/d\alpha}{F} \quad (5)$$

como dT/T es la definición de $d \log T$,

$$\frac{dF/d\alpha}{F} = \frac{d}{d\alpha} \log T \quad (6)$$

si $\frac{dF}{d\alpha}$, el régimen de tensión de la ensambladura, es una constante, entonces:

$$F = \left(\frac{dF}{d\alpha} \right) \left(\frac{d}{d\alpha} \text{ LOG } T \right)^{-1} = FR/P \quad (7)$$

la ecuación (7) demuestra que la constante de proporcionalidad de la ecuación (3) es el régimen de tensión FR.

Se han hecho diversas suposiciones en la derivación anterior:

1) El régimen de tensión es una constante. Esto no es precisamente cierto en toda la gama de apriete. La suposición más precisa había sido que la tensión en cualquier ángulo de avance después del ángulo de origen, cuando comienza el régimen de tensión, es una función única en su género de la ensambladura, por lo tanto, que el régimen de tensión en cualquier ángulo después del ángulo de origen es una función única de la ensambladura.

2) El par de torsión no es una función de la velocidad de giro. Esto no es estrictamente exacto y para una aplicación precisa debiera tenerse en consideración.

3) La fricción de la ensambladura ($f_h f_{th}$) no depende de la carga en ninguna muestra. Esta es una buena suposición excepto cuando se utilizan recubrimientos no metálicos (disulfuro de molibdeno, Teflon, etc). Aun en el caso de los recubrimientos no metálicos, cualquier cambio en una gama de tensión definida debiera ser pequeño.

Por razones de conveniencia, la técnica de apriete de este invento puede denominarse como método de régimen logarítmico.

La importancia de las ecuaciones (5) y

(7) se considerará a continuación. Se ha demostrado en el laboratorio que el valor del régimen de tensión $dF/d\alpha$ está en función a que la ensambladura tenga dispersiones pequeñas y es independiente de la fricción. El régimen del par de torsión $dT/d\alpha$ se puede determinar a partir de mediciones del par de torsión y del ángulo tomadas durante el apriete de cada par de elementos del dispositivo de sujeción mediante sensores apropiados del par motor y el ángulo en la herramienta de apriete. El valor del par de torsión T se mide, como es lógico, mediante el mismo transductor de par. Por consiguiente, es evidente que los parámetros que dependen de la fricción, v.g., régimen de par de torsión y el par de torsión, se determinan por cada dispositivo de sujeción durante el apriete, que en este caso se define como el marco de tiempo que comienza con la iniciación de la introducción de la rosca y la detención al final del apriete. Como el régimen de tensión $dF/d\alpha$ está en función a la ensambladura que se determina empíricamente antes del apriete de dispositivos de sujeción de producción en cadena, el resolver la ecuación (5) para la tensión es un asunto fácil.

Refiriendonos a la Fig. 1, se puede suponer que los dispositivos de sujeción se acoplan tomándose mediciones del par de torsión y del ángulo, avanzando el apriete hasta el punto 24. El régimen de par de torsión por término medio TR se calcula por ejemplo mediante el empleo del método de los mínimos cuadrados. Como el régimen de tensión FR , se conoce como mediciones empíricas de la ensambladura en cuestión, la tensión en la ensambladura se puede calcular en el punto 24 a partir de la ecuación (5). Gráficamente, el ángulo necesario para hacer avanzar los dispositivos de sujeción desde el valor de tensión calculado en el punto 24 hasta el valor de tensión deseado final F_D se puede realizar fácilmente puesto

que el régimen de tensión FR_2 se ha determinado igualmente de un modo empírico. Después de determinar el ángulo adicional

α_{final} , la herramienta puede recibir instrucciones para hacer avanzar los elementos de los dispositivos de sujeción consiguiendo de este modo el valor de tensión final deseado F_D . De una manera similar, el par de torsión adicional ΔT ó el par de torsión final deseado T_D se puede calcular con facilidad.

Existen notables dificultades en aplicar estos principios a operaciones de producción en cadena. Es evidente que los cálculos realizados se efectúan durante el apriete. Es evidente que la duración del apriete deberá reducirse al mínimo que sea práctico en consonancia con la consecución de resultados consistentes. En cualquier caso, es evidente que los periodos largos de apriete, por ejemplo de dos minutos, harían que la técnica fuera inapropiada para muchas operaciones de producción en cadena aun cuando se pudiera conservar una cierta inoidad en caso de aplicaciones de fines especiales como la fabricación de recipientes o cubas de reactores, aviones y similares donde la precisión es de vital importancia. Por consiguiente, es evidente que el empleo de técnicas de cálculo electrónicas son muy convenientes para tratar los datos obtenidos a partir de las medidas tomadas durante el apriete. Aun con el empleo de técnicas electrónicas de cálculo, es conveniente hacer avanzar los dispositivos de sujeción desde una cierta distancia inicial, suspender el apriete momentáneamente y después reanudar el apriete hasta alcanzar el valor de tensión deseado. La detención momentánea da tiempo para completar los cálculos laboriosos y ofrece el beneficio adicional de permitir que se relaje la ensambladura en este punto en lugar de hacerlo cuando se ha alcanzado el valor de tensión final. Según resultará evidente más adelante, muchos de los cálculos se realizan mientras la herramienta está en funcionamiento así como la herramienta se detiene momentáneamente. No obstante, es

evidente que se pueden utilizar cálculos simplificados con lo que se elimina la necesidad de efectuar una pausa momentánea en la operación de apriete.

De un modo más específico, se pueden adoptar las fases siguientes para alcanzar una tensión consistente de los pernos utilizando una herramienta instruable equipada para medir información de par de torsión y de ángulo solamente, después de la adquisición de una cierta información empírica:

1. Acoplar los dispositivos de sujeción, poner en funcionamiento la herramienta y registrar el par de torsión en incrementos angulares iguales.

2. Desconectar la herramienta al llegar a la gama de tensión de 0,4-0,5 del límite elástico. Se puede recurrir al sistema de firo de la tuerca para estimular la desconexión inicial de la herramienta o se puede aplicar un método de régimen logarítmico simplificado.

3. Calcular el régimen de par de torsión a partir de mediciones del par de torsión y del ángulo empleando una técnica de aproximación adecuada, v.g., mínimos cuadráticos. Calcular el par de torsión en el punto medio de la gama a partir de la cual se ha calculado el régimen del par de torsión, promediando el valor del par de torsión a lo largo de esta gama. Por consiguiente, se establece el eje promedio del régimen de par de torsión con el ángulo. Como el par de torsión desplazado T_{θ} es principalmente una función de la ensambladura, se establece la intersección del eje de la curva de tensión con el ángulo.

4. La curva de tensión es entonces una

línea recta que surge del origen o intersección determinado en 3 anteriormente con la pendiente inicial FR_1 . Esto es válido hasta aproximadamente 0,5 del límite elástico, en cuyo punto la curva en tensión tiene una pendiente de FR_2 . La ubicación de la inflexión en la curva de tensión-ángulo se determina empíricamente cuando se determina el valor de FR_1 , FR_2 y T_{os} .

5. Calcular el valor de tensión que aparece en los dispositivos de sujeción en algun lugar, por ejemplo, en punto 24. Dado el valor de tensión en el punto 24, calcular el ángulo adicional α_{final} o el par de torsión adicional ΔT necesario para tensar los dispositivos de sujeción al valor de tensión final deseado F_D .

6. Instruir a la herramienta para que reanude el apriete y haga avanzar los dispositivos de sujeción en el ángulo α_{final} o para el par de torsión aumentado ΔT .

A título de explicación, la ejecución de la técnica de este invento se puede considerar en cuatro segmentos: (1) determinar la parada en el phto medio; (2) calcular el régimen de par de torsión y el ángulo del origen de la tensión; (3) calcular el parámetro de desconexión final incluyendo una producción del exceso de apriete de la herramienta, y (4) determinar la aparición de deformación y calcular el valor de tensión final alcanzado en el caso de que se produzca deformación antes de alcanzar el parámetro de desconexión final.

La finalidad de determinar la detención de en punto medio es para que la ensambladura se apriete en un lugar angular correspondiente a la interrupción en la curva de tensión-ángulo por las razones que se expondrán plenamente

más adelante. Con objeto de llegar al punto medio, se puede emplear el enfoque del par de torsión, el enfoque de giro de la tuerca, o el método del régimen logarítmico. Utilizando a título de ejemplo el método de giro de la tuerca, una técnica para llegar al punto medio es determinar empíricamente el ángulo por término medio pasado el par de torsión al punto de frotamientos suave donde se produce un valor de tensión predefinido, v.g., por lo menos de aproximadamente 0,4 del límite elástico. En la práctica, deberá tenerse en consideración el exceso de apriete de la herramienta. Por ejemplo, si las determinaciones empíricas demuestran que se produce 0,4 de límite elástico, por término medio, a 45° pasados 1,34 metros Kg, y se experimenta un promedio de 8° de exceso de apriete, se deberá desconectar la herramienta a 37° casados 1,34 m/kg para llegar al punto medio.

La determinación de la detención en punto medio es de cierta importancia como se podrá comprender al observar la Fig. 1. Se recordará que es conveniente calcular el régimen del par de torsión por término medio TR. Si se produce una detención en el punto medio, por ejemplo, en la parte interior de la región 16, el régimen del par de torsión por término medio será virtualmente muy bajo. Si la detención en punto medio es demasiado tardía y queda perfectamente en la región 18, se presentan dos dificultades: (1) el régimen de par de torsión por término medio calculado TR puede ser virtualmente muy elevado aun cuando se pueden realizar algunos cálculos para no tener en consideración algunos de los últimos datos con el fin de desplazar la gama al punto en el cual se realizan realmente los cálculos del régimen del par de torsión, y (2) puede que quede muy poco o ningún espacio adicional disponible para reanudar el apriete al valor de tensión final deseado considerando la tolerancia de apriete en exceso de la herramienta.

Refiriendonos a la Fig. 2, se ordena a la herramienta que se detenga en el punto 30 que es α_{12} pasado el punto 26 que fué donde el valor de par de torsión T_1 se igualó o superó de la orden de desconexión hasta la herramienta realmente se detiene, lo cual está representado por el punto 32, la herramienta se habrá sobrepasado en un ángulo $\delta\alpha$. La detención en punto medio 32, queda normalmente en la gama de aproximadamente 0,4-0,6 del límite elástico. Para cualquier aplicación dada, los valores determinados empíricamente actúan para establecer la detención en punto medio 32 a una fracción dada del límite elástico que no cambia hasta que se ha desarrollado un nuevo dato empírico. Como por ejemplo, puede ocurrir cuando se elige un dispositivo de sujeción de tipo diferente.

Para calcular el régimen de par de torsión por medio TR, se debe tomar la decisión del cual de las mediciones de par de torsión y ángulo han de utilizarse. Se ha podido averiguar que el valor del par de torsión en el punto de detención 32 no es del todo fiable debido a variables que dependen de la velocidad. Por consiguiente, el valor de par de torsión más elevado utilizado en los cálculos del régimen del par de torsión se encuentra en un lugar 34 que es un $\Delta\alpha$ hacia atrás en punto 32. El valor del par de torsión en el punto 34 es T_3 . El número total de valores empleados en los cálculos del régimen de par de torsión, indicado como n para fines más generales, puede variar ampliamente y está sujeto a un compromiso considerable. Un total de 14 puntos de datos consecutivos con el punto 34 como valor más elevado del par de torsión, ha demostrado ser totalmente aceptable. El par de torsión por término medio T_m y el régimen del par de torsión por término TR se calculan entonces empleando los resúmenes siguientes, donde i es una designación para cada punto elegido para los cálculos del régimen del par de torsión y T_i es el valor del par de torsión detectado:

$$T_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i; \quad (8)$$

$$TR = \frac{-6 \sum_{i=1}^n (n+1-2i) T_i}{(\Delta\alpha) n (n+1) (n-1)} \quad (9)$$

5 La ecuación 8 se reconocerá como simple adición de los valores del par de torsión que aparecen en cada uno de los puntos i y dividiendo esta suma por el número total de puntos de datos n . La ecuación (9) se reconocerá como la adaptación de los mínimos cuadráticos para los puntos de datos 1.

10 Es conveniente tener la seguridad de que el promedio de par de torsión T_m y el promedio del régimen de torsión TR se toman virtualmente en la misma gama de tensión durante el apriete de cada par de dispositivos de sujeción. Esto se puede conseguir verificando para determinar la proximidad con la que la posición angular del punto de detención 32 se encuentra de la interrupción en la curva de tensión ángulo 12. La posición angular del par de torsión por término medio T_m a lo largo de su abscisa T_{os} se puede calcular a partir de la ecuación:

$$\alpha_F = \frac{T_m - T_{os}}{TR} \quad \text{donde } \alpha_F > 0 \quad (10)$$

20 La distancia angular a partir del punto de origen de la curva de tensión 12 al punto de tensión 32 se puede calcular del dato real derivado del dispositivo de sujeción que se aprieta, a partir de la ecuación:

$$\alpha_{\text{origen}} = \frac{1}{2} \Delta \alpha (n+1) - \alpha_F \quad \text{donde } \alpha_{\text{origen}} < 0 \quad (11)$$

Para fines de cálculo, es conveniente que α_{origen} sea negativa.

5 Partiendo de información determinada empíricamente, realizada antes del apriete de los dispositivos de sujeción de producción en cadena, se puede calcular la iniciación de la segunda región de tensión a partir de la ecuación:

$$\alpha_{F_M} = \frac{F_M}{FR_1} \quad \text{donde } \alpha_{F_M} > 0 \quad (12)$$

10 donde F_M es el valor de tensión en el punto de rotura. La diferencia entre α_{origen} y α_{F_M} puede ser obtenida por la ecuación:

$$X = \alpha_{\text{origen}} - \alpha_{F_M} \quad (13)$$

15 Si $X \geq 0$, ello significa que la detención en el punto medio 32 es tardía, y por consiguiente, que el valor de par de torsión mayor T_3 en los cálculos del régimen del par de torsión es demasiado elevado. Sin revisar el valor de TR, TR tenderá a ser demasiado elevado según se ha expuesto anteriormente. Por consiguiente, se necesita desplazar la gama de los cálculos del régimen del par de torsión en
20 sentido descendente sobre la curva de par de torsión-ángulo presentada en la Fig. 2. Por lo tanto,

$$n_H = \downarrow \left(\frac{X}{\Delta\alpha} \right) + 1 \quad (14)$$

$$n_1 = n \quad (15)$$

Desde el punto inicial 32, se va hacia abajo a lo largo de la curva de par de torsión-ángulo en incremento de ángulo n_H de para definir un nuevo punto 35 como límite superior de la gama a través del cual se calculará el régimen del par de torsión. El símbolo \downarrow significa que cualquier valor fraccional se reduce de modo que el número empleado sea el entero inferior siguiente a partir del valor calculado. El número total de puntos de dato n permanece igual.

Si $X < 0$, ello significa que el punto de detención 32 se ha producido demasiado pronto, lo cual tendería a dar un valor demasiado bajo para el régimen del par de torsión. Como no se puede ascender en la curva de par de torsión-ángulo para obtener un área adicional de medición, la solución práctica consiste en aceptar menos punto de dato para los cálculos del régimen del par de torsión, por lo que, de hecho, se recorta la región inferior de la gama.

Por consiguiente:

$$n_{HI} = 1 \quad (16)$$

$$n_1 = \downarrow \left(\frac{F_0 - F_L}{\Delta F} \right) + \downarrow \left(\frac{X}{\Delta\alpha} \right) \quad (17)$$

Donde n_{HI} indica el punto o lugar donde se produce el valor mayor de par de torsión empleado en los cálculos del régimen del par de torsión. Como el valor del par de torsión mayor permanecerá igual, $n_{HI} = 1$ por lo que el par de torsión T_3 , siendo un $\Delta\alpha$ separado del punto de detención 32, es el valor mayor

de par de torsión empleado. El nuevo valor para n_1 , que es el número total de puntos de dato empleado, se basa en la suposición de que el régimen de tensión en la primera región es virtualmente lineal por encima de un valor de tensión mínimo F_L , determinado empíricamente, y que la tensión F_0 en la ensambladura del punto de detención 32 queda en la primera gama de tensión. El símbolo ΔF es la tensión adicional en la primera gama de tensión para un incremento de ángulo $\Delta\alpha$ y se puede expresar matemáticamente como:

$$F = FR_1 \Delta\alpha \quad (18)$$

La tensión F_0 en la ensambladura en el punto de detención 32 es

$$F_0 = -FR_1 \alpha_{\text{origen}} \quad (19)$$

Es concebible que n_1 pueda ser demasiado pequeña, v.g., dos o tres puntos, para dar buenos resultados con la ecuación de mínimos cuadráticos (12). Por consiguiente, se hace una verificación para determinar n_1 es menor que la mitad de n . En este caso,

$$n_2 = \downarrow \left(\frac{F_0 - F_L}{\Delta F} \right) \quad (20)$$

y n_2 se emplea como el número total de puntos de datos.

Por consiguiente, se realiza una nueva conclusión para el par de torsión medio T_m y el régimen de par de torsión TR de acuerdo con las ecuaciones (8) y (9) utilizando el nuevo lugar inicial en el caso de que $X \geq 0$ o se comienza con el mismo valor elevado de par de torsión pero empleando un menor número de punto de datos en el caso de que $X < 0$.

Con los valores revisados para el par de torsión medio T_m y el régimen de par de torsión TR , se puede obtener un valor revisado para el ángulo de origen de la curva de par de torsión ángulo empleando la ecuación (10) y se puede obtener un valor revisado para el origen de la curva de tensión-ángulo empleando la ecuación (11). De nuevo se hace un cálculo para determinar si la herramienta ha superado o no ha llegado a la interrupción en la curva de tensión de acuerdo con las ecuaciones (12) y (13). Si $X \geq 0$, la tensión que aparece en la unión en el punto de detención 32 se calcula como:

$$F_o = F_M + rFR_1 \quad x \quad (21)$$

donde F_M es el valor de tensión determinado empíricamente en la interrupción en la curva de tensión y r es la relación de FR_2/FR_1 . Si $X < 0$, la tensión que aparece en la unión en el punto de detención 32 se obtiene a partir de la ecuación (19).

Es evidente que los valores del par de torsión medio T_m , régimen de par de torsión FR , α_F , α_{origen} y similares se pueden revisar tantas veces como se considere conveniente.

Uno de los defectos en la técnica descrita anteriormente es la suposición de que el régimen de tensión determinado empíricamente FR_1 describe correctamente las propiedades elásticas del dispositivo de sujeción que en ese momento se está tensando. Para conseguir ensambladuras de buena calidad. El régimen de tensión FR_1 no varía ampliamente. No obstante, existe un número de situaciones relativamente comunes, v.g, hilos de rosca escoriados, dispositivos de sujeción más alineados superficies de contacto deficientes, suciedad u otras partículas extrañas entre las superficies de con-

tacto, y similares, donde el régimen de tensión real para los sujetadores que se tensan se encuentra sensiblemente por debajo del régimen de tensión determinado empíricamente FR_1 . En dichas ensambladuras de baja calidad, el valor de tensión final real se encontrará sensiblemente por debajo del valor de tensión deseado F_D y sensiblemente por debajo del valor de tensión final calculado F_{final} . Para determinar la significación de las ensambladuras de baja calidad, se tensaron dos tuercas y pernos de 5/16"-24, SAE grado 8 con un suplemento de 0,381 mm de espesor introducido desde un extremo para simular un contacto deficiente debido a falta de alineación. El valor de tensión final deseado F_D era de 24.947 Kg. El valor de tensión final medido era de 1.088 Kg y 1.195 Kg para los dos dispositivos de sujeción, con una variación en porcentaje de -56% - 69% a partir del punto deseado. Por consiguiente, es evidente que la aparición de dichas ensambladuras de baja calidad puede producir un efecto principal en las vibraciones experimentadas por los dispositivos de sujeción tensados por la técnica de este invento. Es también evidente, por reflexión, que dichas ensambladuras de baja calidad produzcan un efecto similar en las vibraciones de los dispositivos de sujeción tensados por un método de giro de la tuerca.

Se ha averiguado que las ensambladuras de baja calidad del tipo que muestra regímenes de tensión anormalmente bajos se puede detectar fácilmente por los datos desarrollados durante el curso de tensar un par de dispositivos de sujeción con este invento. En dichas ensambladuras de baja calidad, el régimen de torsión no es constante en la parte superior de la región 16 donde se calcula el régimen de par de torsión por término medio TR , al contrario que en la demostración de la figura 2. Por el contrario, el par de torsión es arqueado y, si se trata en gráfico, cóncavo en sentido ascendente.

De este modo, es un asunto relativamente sencillo medir o calcular y después comparar los regímenes de par de torsión por término medio en las parte superior e inferior de la gama donde se calcula el régimen de par de torsión TR. Por ejemplo,

5 en una situación en la cual se emplen 13 puntos de dato para calcular TR, siendo el punto 34 el valor de par de torsión superior empleado, el régimen de par de torsión TR_a sobre un ángulo de seis incrementos $\Delta\alpha$ hacia atrás a partir del punto 34 se calcularían con facilidad. Los cálculos, como es lógico,

10 pueden ser una técnica de dos puntos o una técnica de mínimos cuadráticos. Después, el régimen de par de torsión TR_b sobre un ángulo que comienza con seis incrementos hacia atrás a partir del punto 34 y que finalizan doce incrementos hacia atrás a partir del punto 34, se calcula por una técnica de dos

15 puntos o una técnica de mínimos cuadráticos. Entonces se calcula la relación de TR_a/TR_b . Si la relación de TR_a/TR_b es próxima a la unidad v.g., $1 \pm 0,10$, la conclusión es que la ensambladura tiene una proporción de tensión aceptable. Si la relación de $TR_a/TR_b = 1,10$, la conclusión es que la ensambladura tiene un régimen de tensión anormalmente bajo FR_1 y, si se tensa por la técnica de este invento o por un método de giro de la tuerca, dará por resultado un dispositivo de sujeción tensado sensiblemente por debajo del valor de tensión deseado F_D . En este caso, se puede hacer aparecer en pantalla

20 una señal apropiada en lugar de trabajo del operario y rechazarse la ensambladura y reemplazarse las piezas. Se comprenderá ahora que el lugar 32 de la tensión calculada F_0 que aparece en la ensambladura, corresponde al punto 24 ilustrado en la representación más general de la figura 1. La única determinación que se ha de hacer es el ángulo adicional α_{final} ó el par de torsión adicional ΔT necesario para conseguir el valor de tensión final deseado F_D . Si se compara con las manipulaciones empleadas para asegurar valores consistentemente

30 fiables para el régimen de par de torsión TR y el ángulo de

origen de tensión, estos cálculos son relativamente directos.

Un parámetro de tensión que se puede elegir para conseguir el valor de tensión deseado final F_D es el ángulo adicional α_{final} .

$$\text{If } x \geq 0, \alpha_{\text{final}} = \frac{F_D - F_0}{rFR_1}; \quad (22)$$

$$\text{If } x < 0, \alpha_{\text{final}} = -x + \frac{1}{rFR_1} (F_D - F_M) \quad (23)$$

F_0 , como es lógico, se obtiene a partir de la ecuación (19) o (21) mientras que F_M es el valor de tensión en el punto de interrupción en la curva de tensión-ángulo y se determina empíricamente.

Se comprenderá que la herramienta se sobrepasa en un ángulo $\delta\alpha$ cuando la detención se efectúa en el punto 32. Es igualmente evidente que se producirá una cierta cantidad de exceso de apriete de la herramienta al alcanzar el valor de tensión final deseado F_D . Una curva normal, de par de torsión-velocidad para una herramienta neumática se ilustra en la Fig. 3. como la herramienta reducirá su velocidad durante el apriete, es evidente que el exceso de apriete de la herramienta al alcanzar el valor de tensión final deseado F_D será menor que el exceso de apriete al alcanzar el punto 32. Definiendo,

$$a = \frac{T_0 - T_4}{TR} - \delta\alpha \quad (24)$$

donde T_4 es el valor del par de torsión en el punto 30 donde se ha dado la orden inicial de desconexión antes de alcanzar el punto de detención 32, T_b es el par de detención de la herramienta, TR es el régimen del par de torsión calculado y es el exceso de ángulo medido al proximarse al punto 32. El

exceso esperado de la herramienta al alcanzar el valor de tensión final deseado F_D es:

$$d = \delta \alpha \left(1 - \frac{\alpha_{\text{final}}}{a} \right) \quad (25)$$

5 Resultará evidente que una ensambladura normal se relajará, v.g., perderá tensión sin que se desenrosquen los dispositivos de sujeción, en la detención en el punto medio 32 y/o al terminar el apriete. Si los dispositivos de sujeción se tensaran de una forma continua, v.g., sin detención en un punto medio, la relación al final del apriete puede ser
10 bastante importante mientras que, con una detención en el punto medio, la relajación al final del apriete es muy modesta. Mediante detención en el punto medio 32, el grueso de la relación de la ensambladura tiene lugar antes de que se reanude el apriete. Por lo tanto, la detención en el punto medio 32 proporciona una mayor consistencia en la tensión final de la ensambladura aunque este fenómeno complica la determinación de un parámetro de desconexión de ángulo final.

Si la ensambladura no se relaja en la detención en punto medio 32, la herramienta recibiría instrucciones para pasar a un ángulo adicional $\alpha_{\text{final}} - d\alpha$ pasado la detención del punto medio 32 donde se da la órde de desconexión final. Según se ilustra en la figura 1, la orden de desconexión final tendría lugar aproximadamente en el punto
20 36 donde la herramienta se sobrepasa para tensar el par de elementos de sujeción a través de un ángulo d hasta detenerse en el valor de tensión final deseado F_D .

El fenómeno de relajación de la ensambladura se suministra en la figura 4, donde la curva 38 representa la relación de tensión-ángulo durante la tensión continua hasta un lugar 40 por debajo del límite elástico del dis-
30

positivo de sujeción. Cuando se detiene el apriete, la ensambladura se relaja, según se ha sugerido, por dispersión de la tensión a lo largo de una línea de ángulo constante 42. La tensión final que aparece en el dispositivo de sujeción concuerda en el punto 44. Un valor normal para la relajación de la ensambladura a lo largo de la línea 42 es del 7% de la tensión de la ensambladura con un periodo de 21 horas.

Refiriendonos a la figura 5, la curva 46 representa la relación de tensión-ángulo durante el apriete hasta la detención en el punto medio 32. Como la ensambladura se relaja, la tensión en los dispositivos de sujeción se dispersa a lo largo de una línea de ángulo constante 48 hasta un valor de tensión en el punto 50.

En lugar de dar instrucciones a la herramienta de que pase a un ángulo adicional $\alpha_{\text{final}} - d\alpha$ a partir de la parada del punto medio 32, la instrucción consiste en hacer avanzar los dispositivos de sujeción en un ángulo adicional $\alpha_{\text{final}} - d\alpha$ después que el par de torsión actual iguala o supera f_{sp} donde

$$T_{\text{sp}} = T_3 + TR (\Delta \alpha) \quad (26)$$

Se recordará que el valor del par de torsión T_3 se sitúa en el punto 34 que es un $\Delta \alpha$ hacia atrás a partir de la detención en el punto medio 32. Haciendo avanzar la herramienta hasta que el par de torsión actual iguala o supera a T_{sp} , los valores de par de torsión y de tensión en la detención en el punto medio 32, antes de que se produzca la relajación, se reproducen esencialmente. Esto se indica en la figura 5, donde el punto 52 indica el lugar en el cual el par de torsión es igual o superior a T_{sp} . El apriete se habrá realizada entonces co-

5 rrectamente, sin tener en cuenta la tensión dominante en el
perno en el instante en que la herramienta reanuda el apriete.
Según se ilustra en la figura 5, la órden de detención o des-
conexión final tiene lugar en el punto 54, con lo que la herra-
10 mienta se sobrepasa en el apriete del par de elementos de su-
jeción en un ángulo α hasta detenerse en el valor de ten-
sión final deseado F_D . Con el fin de desplazar el conjunto
de relación de la ensambladura a partir del punto de detención
final hasta la detención en el punto medio 32, la detención
15 en el punto medio 32 equivale por lo menos a 0,4 del límite
elástico por consiguiente, se encuentra en la gama 0,4 a 0,6
del límite elástico. Con la detención en el punto medio 32
situada de este modo, una relajación de la ensambladura normal
en el punto de detención final es del órden de 1/2-2% de la
20 tensión final externo de una hora. Es evidente que esta mag-
nitud de relajación de la ensambladura es la relajación de una
ensambladura de buena calidad en lugar de una ensambladura con
piezas desalineadas, puntas comprimidas y similares.

Otro parámetro de apriete que se puede
25 elegir para alcanzar el valor de tensión final deseado F_D es
el par de torsión adicional en el par de torsión final F_D
(figura 1). El par de torsión final T_D es preferible puesto
que la ensambladura se puede relajar en la detención en el pun-
to medio 32. Como la instrucción a la herramienta es conse-
30 guir un valor de par de torsión absoluto T_D ; se permite auto-
máticamente cualquier relajación en la ensambladura. Al em-
plear un parámetro de desconexión gobernado por el par de tor-
sión, se compensará también a un posible apriete de la ensam-
bladura en la detención en el punto medio.

30 Utilizando una desconexión gobernada por
el par de torsión, se ha observado un fenómeno interesante que
no parece tener una explicación sencilla. Refiriendonos a la

figura 1, se observará según se ha mencionado anteriormente, que el régimen de tensión FR_1 , normalmente en un 5-15% dependiendo principalmente del valor elegido para F_M . Esto conduciría a creer que el régimen del par de torsión en la región 18 sería mayor en una magnitud similar que el régimen del par de torsión en la región 16. Las investigaciones en laboratorios indican que el régimen del par de torsión en la región 18 muestra normalmente un incremento ligeramente menor sobre el régimen de par de torsión en la región 16. Afortunadamente, la relación de los regímenes del par de torsión en las regiones 16, 18 a la relación de los regímenes de tensión FR_1 , FR_2 es casi más constante para un par de dispositivos de sujeción de tipo simple. En los cálculos para una orden de detención final, este factor se tiene en cuenta.

$$T_{MC} = T_{os} + \frac{TR}{FR_1} F_M \quad (27)$$

$$T_D = T_{MC} + \frac{R(TR)}{FR_1} (F_D - F_M) \quad (28)$$

donde T_{MC} es un valor calculado para el par de torsión en el punto de interrupción en la curva de tensión, R se define como TR_2/rTR , TR_2 es el régimen de par de torsión en la región 18, TR , el régimen de par de torsión en la región 16, r es la relación de FR_2/FR_1 .

Como ocurre con los cálculos de detención final gobernada por ángulo, la herramienta se sobrepasará después de haberse dado la orden de detención final. Definiendo,

$$\delta T \equiv TR (\delta \alpha) \quad (29)$$

$$T_a \equiv T_o - T_4 - T, \text{ then} \quad (30)$$

$$dT = \delta T \left(\frac{T_o - T_D}{T_a} \right) \quad (31)$$

Después de haberse reanudado el apriete, se da la orden de desconexión final cuando el par de torsión actual $T \geq T_D - dT$. Según se ilustra en la figura 1, la orden de detención final tendrá lugar aproximadamente en el punto 36 por lo que continúa el exceso de apriete de la herramienta para tensar el par de elementos de sujeción en un par adicional dT hasta la detención al alcanzarse el valor de tensión final deseado F_D .

Es evidente que el apriete del par de elementos de sujeción puede darse por terminado en respuesta a tensión calculada que se deriva por las técnicas de este invento. Al realizarse el análisis, es evidente que el apriete final en respuesta a una tensión calculada es realidad igual que el apriete final en respuesta a un ángulo o un par de torsión, dependiendo de la forma en que se realicen los cálculos de tensión.

Es también evidente que el apriete se puede dar por terminado en respuesta a una combinación de par de torsión y ángulo, por ejemplo una combinación lineal de par de torsión y ángulo. Suponiendo que se desee ponderar por igual el avance calculado derivado de los cálculos de par de torsión y ángulo, la ecuación apropiada es genéricamente:

$$F_D = F_0 + \frac{1}{2} rFR_1 \left[\alpha_{\text{final}} + \frac{(T_D - T_{sp})}{TR_2} \right] \quad (32)$$

Donde F_0 es el valor de tensión calculado en la detención en el punto medio 32, según se puede calcular a partir de la ecuación (19) ó (21) dependiendo de si $X \leq 0$ ó $X > 0$, y T_{sp} es el valor de par de torsión calculado en la detención en el punto medio 32, según se puede calcular a partir de la ecuación (26). Los cálculos para α_{final} dependerán de si $X \geq 0$

ó $X < 0$ según se indica en las ecuaciones (22) y (23). Los cálculos para T_D se efectúan empleando las ecuaciones (27) y (28).

5 Al igual que con el empleo de otros parámetros de apriete, es conveniente proporcionar una corrección de exceso de apriete. Es evidente que la corrección de exceso de ángulo de la ecuación (25), se puede incorporar como una predicción de exceso, como sigue:

$$F_{or} = r(FR_1)d\alpha \quad (33)$$

10 donde F_{or} es el aumento de tensión debido a exceso. Puede ser también conveniente emplear una combinación lineal ponderada por igual del par de torsión y el ángulo para determinar el exceso de apriete de la herramienta previsto. La tensión producida en el perno durante el exceso se puede calcular como:

$$15 \quad F_{or} = \frac{1}{2}rFR_1 \left(d\alpha + \frac{dT}{TR_2} \right) \quad (34)$$

Es evidente que simplemente no se puede dar instrucciones a la herramienta de que prosiga en un ángulo adicional o hasta que se alcanza un nivel de par de torsión deseado para tensar el perno al valor de tensión deseado F_D cuando se utiliza un parámetro combinado de par de torsión y ángulo. Por el contrario, se puede calcular la tensión que aparece en cualquier posición angular α_3 pasado el punto 32 como:

20

$$\text{If } x \geq 0, \quad F_{\alpha_3} = F_0 + \frac{1}{2}rFR_1 \left[\alpha_3 + \frac{T_{\alpha_3} - T_{SP}}{TR_2} \right] \quad (35)$$

$$25 \quad \text{If } x < 0, \quad F_{\alpha_3} = F_M + \frac{1}{2}rFR_1 \left[\alpha_3 + \frac{T_{\alpha_3} - T_{MC}}{TR_2} \right] \quad (36)$$

5 donde $T\alpha_3$ es el valor del par de torsión detectado en la posición angular α_3 , T_{sp} es el valor del par de torsión calculado en la detención en el punto medio 32, y T_{MC} es el valor del par de torsión calculado en el lugar F_M de acuerdo con la ecuación (27).

El valor de tensión calculado en el punto de desconexión es:

$$F_{so} = F_D - F_{or} \quad (37)$$

10 donde F_D se obtiene de la ecuación (32) y F_{or} se obtienen de la ecuación (33) ó (34). Comparando el valor de F_3 en incrementos de ángulo como $\Delta\alpha$, 1º similar, con F_{so} , tan pronto como $F\alpha_3 \geq F_{so}$, se da la orden de desconexión. De esta manera, se puede dar por terminado el apriete en respuesta a una combinación lineal de par de torsión y ángulo.

15 Refiriendonos a la figura 6, se ilustra otra característica del invento. Cuando se aprieta el valor de tensión lineal deseado, es muy conveniente tener la seguridad de no alcanzar el límite elástico o por lo menos no exceder del mismo sustancialmente. Esto se puede realizar graficamente según se ilustra en la figura 6, trazando una línea 56 paralela a la curva del par de torsión 10 en la dirección 18 ó paralela a la curva de tensión 12 y separada de la misma en un ángulo α_y . El valor de α_y se puede correlacionar con una magnitud aceptable de tensión en el perno puesto que la magnitud de rotación de la tuerca en esta presión de la curva del par de torsión se puede calcular en un porcentaje de alargamiento del perno debido al paso conocido de los hilos de rosca. Cuando el valor de par de torsión real T intersecta la línea 56 en el punto 58, se dará una orden de desconexión a la herramienta y finalmente se detendrá un punto 60 debido a exceso de la

20

25

30

herramienta.

Para ejecutar esta técnica, el valor del par de torsión detectado por la herramienta se verifica después que la herramienta se ha conectado de nuevo pasada la detención en el punto medio 32. Surge una dificultad puesto que el par de torsión nuevamente iniciado, que se aplica al dispositivo de sujeción para reanudar el apriete, normalmente es en esencia bastante mayor que el par de torsión actual inmediatamente antes de la detención en el punto medio 32, como se produce por la diferencia entre los coeficientes estático y dinámico de función y los factores dinámicos complicados. Cuando el valor detectado del par de torsión actual T se iguala primero o supera el valor de T_M donde:

$$T_M = T_3 + TR (\Delta\alpha - x) \quad (38)$$

este lugar se marca y dos $\Delta\alpha$ aumenta pasado el lugar, que es el lugar 62, y el valor del par de torsión T se conecta y almacena como T_5 . T_M se reconocerá como el valor de par de torsión calculado que aparece en el lugar sobre la curva de par de torsión -ángulo correspondiente a la interrupción en la curva de tensión.

Según es evidente por la figura 6, los cálculos que se realizan para detectar deformación o tensión no lineal, tienen lugar en la región 18 donde el valor del régimen de par de torsión es algo diferente al valor del régimen de par de torsión calculado en la región 16. El régimen del par de torsión en la región 18, se puede expresar como:

$$U \equiv rR(TR) \quad (39)$$

Como R se ha definido como TR_2/rTR , es evidente que la ecuación (39) se reduce a la proposición de que $u = TR_2$.

Los cálculos de deformación o de tensión no lineal se pueden realizar periódicamente durante el apriete en la región 18 con la frecuencia que se considere conveniente. Aunque los cálculos se pueden realizar en cada incremento de ángulo $\Delta\alpha$, los resultados son muy satisfactorios si se realizan un incremento de ángulo $\Delta\alpha$ si y otro no. Por consiguiente,

$$T_1 = 2u (\Delta\alpha) \quad (40)$$

$$T_y = u\alpha y \quad (41)$$

donde αy es el ángulo correspondiente al nivel de tensión deseado que puede ser elástico pero no lineal o plástico, ΔT_1 es el par de torsión en aumento sobre el ángulo en aumento $2\Delta\alpha$ y ΔT_y es el par de torsión por incrementos sobre el ángulo por incrementos αy . Eligiendo pequeños valores para αy , la orden de desconexión descenderá para encontrarse en la gama elástica pero no lineal. Si αy se elige para que sea un valor considerable, el punto de desconexión aparecerá en la gama de deformación. Por lo tanto, es evidente que la detención de una tensión no lineal puede comprender tensión elástica y plástica. La única dificultad de elegir valores muy pequeños para αy es que el fluido en la curva del par de torsión 10 en la gama 18 puede crear una señal de deformación prematura y falsa. En un punto 64, que se encuentra $2\Delta\alpha$ grados después de la aparición de P_5 , el valor del par de torsión actual T se compara con:

$$T_{y1} = T_5 - T_y + \Delta T_1 \quad (42)$$

es evidente que T_{y1} es un valor de par de torsión sobre la curva 10 en el punto 64. Si $T > T_{y1}$, continua el apriete. En un punto 66, que se encuentra a dos grados $\Delta\alpha$ pasado el punto 64, el valor del par de torsión actual T se compara con:

$$5 \quad T_{y2} = T_{y1} + T_1 \quad (43)$$

$$= (T_5 - \Delta T_y + \Delta T_1) + \Delta T_1 \quad (44)$$

Si $T > T_{y2}$, continúa el apriete. Este procedimiento continúa añadiendo un valor de par de torsión adicional ΔT_1 al valor precedente de T_y en incrementos de ángulo de dos $\Delta\alpha$. En el caso de que $T \leq T_y$ antes de la aparición de la orden de desconexión derivada del parámetro de apriete normal del par de torsión o ángulo, se da a la herramienta una orden de desconexión. Es evidente que la orden de desconexión real de la detección de tensión no lineal o la detección real de tensión no lineal no tendrá lugar exactamente en el punto 58, puesto que se hacen comparaciones cada dos $\Delta\alpha$. Así, la detección de deformación real tendrá lugar probablemente después, v.g., en el punto 68 según se ilustra en la figura 6.

Por lo tanto, el apriete se da por terminado normalmente en respuesta a una orden de desconexión gobernada por el par de torsión gobernada por el ángulo o mixta, pero en el caso de detección de deformación se da una orden de desconexión prematura. Por consiguiente, es evidente que el extremo superior de la banda de dispersión se elimina por una desconexión de punto de deformación secundario. Por lo tanto, se reducirá la dispersión total. Es también evidente que el peligro de fallo del perno durante el esnoble se elimina. Igualmente es evidente que la detección de tensión no lineal se puede realizar según se describe en las patentes EE.UU. 3.643.501 ó 3.693.726, aunque la técnica descrita en la pre-

sente memoria se considera preferible.

Es preferible que la selección de F_D sea suficientemente baja para que la desconexión debida a detección de tensión no lineal sea rara, v.g., 0,1%. En el caso de que el porcentaje de detección de tensión no lineal se eleve sustancialmente durante una tirada de producción, ello indica que los dispositivos de sujeción, v.g., pernos y/o piezas rosadas empleadas no cumplen con las especificaciones de diseños. Por lo tanto, un elevado porcentaje de detecciones de tensiones no lineales es una señal de que se necesitan realizar investigaciones de control de calidad sobre los dispositivos de sujeción empleados. Por ejemplo, si la aparición normal de tensión no lineal es del orden de 0,1%, y un promedio en producción de detecciones de tensión no lineal es del 10%, es probable que los dispositivos de sujeción utilizados no cumplan con las especificaciones.

Con este fin, se mantiene una cuenta del número de ensambladuras apretadas y una cuenta del número de ensambladura que muestran tensión no lineal. Cuando

$$\frac{C_Y}{C_J} \geq A \quad (45)$$

donde C_J es el número de ensambladuras apretadas, C_Y es el número de ensambladura con defectos y A es una fracción aceptable para el usuario. Por la deformación presente, es evidente que el valor de A deberá ser del orden de 0,10-0,20, v.g. 0,15. La relación de C_Y/C_J es preferiblemente una relación de la marcha de la producción en lugar de una relación acumulativa, por almacenamiento, tomando como base un sistema de prioridad, un número definido de ensambladura apretadas C_J , v.g. 30, en muchos casos de detención de deformación C_J . Cuando la relación del

curso de producción de C_Y/C_J supera el valor elegido de A, se puede proporcionar una señal apropiada indicativa de que la secuencia de tensión no lineal es demasiado alta. Las investigaciones a realizar normalmente comprenden análisis de la composición de resistencia y material de los dispositivos de sujeción, que es una técnica perfectamente conocida en la antología anterior.

Es muy conveniente calcular y almacenar la tensión final que aparece en un dispositivo de sujeción que se ha detenido prematuramente debido a una detección de tensión no lineal. Puede ser que el valor de tensión final conseguido este perfectamente dentro de una gama aceptable. En este caso, supondría un inconveniente el exigir la sustitución del par de elementos del dispositivo de sujeción y reemplazar o por un nuevo par si los problemas asociados con dispositivos de sujeción marginalmente deformados no tienen importancia en el caso de que los dispositivos de sujeción se tensen suficientemente para asegurar condiciones aceptables de la ensambladura.

Por consiguiente, cuando se emplea una forma de enfocar el problema desde el procedimiento del ángulo, el valor de la tensión final se puede calcular como sigue:

$$F_{\text{final}} = F_D - rFR_1 (\alpha_{\text{final}} + \alpha_Y - \alpha_2) \quad (46)$$

donde α_2 es el ángulo a partir del punto de detención 32 hasta el lugar donde se detecta la detención de deformación. Se comprenderá que cualquier valor calculado de F_{final} es en cierto modo una aproximación puesto que el régimen de tensión de por encima del límite proporcional se desconoce y quizá no se puede conocer con ningún grado de precisión. La figura 7, ilustra gráficamente la dificultad. Si se calculara el valor de la tensión final:

$$F_{\text{final}} = F_D - rFR_1 (\alpha_{\text{final}} - \alpha_2) \quad (47)$$

la tensión realmente calculada sería en el punto 70 que se encuentra en la misma posición angular α_2 a partir del punto de detención 42 que el punto de detención de deformación 68. Se comprenderá que la diferencia en los valores de tensión entre los puntos 68,70 puede ser importante en muchas circunstancias. Como se sabe que el régimen de tensión se reduce sustancialmente de una forma inmediata anterior al punto 58, se tiene la seguridad de calcular el valor de la tensión en el punto 72 que se separa hacia abajo a lo largo de la pendiente FR_2 en una distancia angular α_y . De este modo, la racionalidad de la ecuación (47) es evidente. Se comprenderá que la tensión final real que aparece en la ensambladura es el punto 68 que difiere del valor de tensión calculado que aparece en el punto 72. No obstante, se verá que el valor de tensión en el punto 72 es sensiblemente una mejor estimación de la tensión final real que la tensión que se pudiera calcular en el punto 70. Esto es particularmente exacto puesto que el régimen de tensión en la gama 74 es muy bajo según se sabe. El valor de tensión final f_{final} a lo largo de una novación de que el perno se ha deformado puede aparecer en el lugar de la herramienta, impreso registrado de otro modo para ulterior utilización al análisis.

En el caso de que el parámetro de desconexión final gobernado por el par de torsión se utilice, cuando $T \leq T_y$, se detecta tensión no lineal y se da a la herramienta una orde de desconexión. El valor de tensión final se puede calcular a partir de una técnica del par de torsión, como sigue:

$$F_{\text{final}} = F_D - FR_1 \frac{(T_D - T_F)}{R(TR)} \quad (48)$$

Donde T_f es el valor superior del par de torsión detectado dentro de uno o dos incrementos $\Delta\alpha$ antes del punto de detención final 60. Esto se ilustra igualmente en la figura 7. La detención de la deformación tiene lugar en el punto 68 sobre la curva del par de torsión 10 siendo el punto 60 el punto de detención final. El par de torsión en el punto 60 carece de fiabilidad por las mismas razones de que el par de torsión que se lee en la detención del punto medio 32 carece de fiabilidad. Por consiguiente, el valor de par de torsión T_f se toma como el máximo dentro de uno o dos incrementos $\Delta\alpha$ hacia atrás del punto 60, como por ejemplo en el punto 76. El efecto de esta apreciación se ilustra gráficamente por la línea horizontal 78 que termina sobre la pendiente del par de torsión TR_2 en el punto 80 y la línea vertical 82 que termina en el punto 84 sobre la pendiente de tensión FR_2 . De este modo, el valor de tensión final F_{final} es la tensión calculada en el punto 84.

Es también conveniente calcular y almacenar la tensión final que aparece en el dispositivo de sujeción, cuyo apriete se da por terminado normalmente, v.g., en respuesta al par de torsión y/o el ángulo en lugar de la deformación. Cuando se emplea una técnica de par de torsión, la ecuación (48) da el valor de F_{final} sin tener en cuenta si se ha producido o no deformación. Cuando se emplea una técnica de ángulo, la tensión final conseguida se puede calcular a partir de:

$$F_{final} = F_D - rFR_1 (\alpha_{final} - \alpha_{actual}) \quad (49)$$

donde α_{actual} es el incremento de ángulo real entre la detención en el punto medio 32 y el punto de detención final.

Puede ser también conveniente, calcular y almacenar la tensión final que aparece en un dispositivo de sujeción en otras circunstancias anormales, por ejemplo, cuando se atasca la herramienta. La herramienta se puede atascar o quedar detenida antes de la detención en el punto medio 32 o después de la detención en el punto medio 32. Antes de la detención en el punto medio 32,

$$F_{\text{final}} = F_0 \quad (50)$$

Después de la detención del punto medio 32, el valor de tensión final conseguido F_{final} se puede calcular, empleando una técnica o par de torsión, como:

$$F_{\text{final}} = F_0 + \frac{FR_1}{R(TR)} (T_f - T_{\text{sp}}) \quad (51)$$

donde T_{sp} es el par de torsión calculado en la detención en el punto medio por la ecuación (26).

Después de la detención en el punto medio 32, se puede calcular el valor de tensión final deseado F_{final} , empleando una técnica de ángulo, como, por ejemplo

$$F_{\text{final}} = F_0 + rFR_1 \alpha_{\text{actual}}, \quad X > 0 \quad (52)$$

donde α_{actual} es el ángulo real medido a partir de la detención del punto medio 32 hasta el punto de detención final.

En el caso de que la herramienta continúe funcionando más allá de cualquier ángulo razonable de avance, la conclusión es que la herramienta no se llevó a acoplar al dispositivo de sujeción porque el perno ha fallado sin detención de deformación, como puede ocurrir antes de la detención en el punto medio 32. De este modo, no aparece tensión

apreciable en el perno y

$$F_{\text{final}} = 0 \quad (53)$$

Otra forma de enforzar el problema de este invento es terminar normalmente el apriete en respuesta a un parámetro, v.g., par de torsión y comprobar este parámetro de desconexión contra otro parámetro de desconexión, v.g., el ángulo. Si los resultados se comparan íntimamente, ello es una indicación de que las suposiciones hechas, los parámetros de unión determinados empíricamente y otros son razonablemente correctos. Si las comparaciones son senciblemente diferentes, ello es una indicación de que algo no marcha bien y que la operación deberá detenerse o efectuarse investigaciones o determinar la causa. Cuando se utiliza el par de torsión como parámetro de apriete, F_D se ha colocado en los cálculos para el valor final del par de torsión T_D por la ecuación (27) ó (28) dependiendo de si $X \geq 0$ ó $X < 0$. El valor calculado de la tensión final F_{final} empleando una técnica de ángulo en el ángulo de detención final de es:

$$F_{\text{final}} = F_D - rFR_1 (\alpha_{\text{final}} - \alpha_{\text{actual}}) \quad (54)$$

donde α_{actual} es el ángulo de avance a partir de la detención en el punto medio 32 hasta el punto de detención final. Si la diferencia entre F_D y F_{final} es pequeña, v.g., $\pm 5-10\%$, es evidente se puede confiar bastante en la técnica. Si la diferencia entre F_D y F_{final} es mayor, v.g., $\pm 20\%$, es evidente que algo ocurre y que la operación de apriete deberá detenerse o realizarse investigaciones para determinar la causa.

Si se calcula cualquier circunstancia de que F_{final} , puede que sea conveniente el compararlos con el va-

lor de tensión final deseado F_D . en este caso, si

$$\frac{F_{\text{final}} - F_D}{F_D} \leq -B \quad (55)$$

5 donde B es una fracción que se considera aceptable para el usuario, y se puede generar una señal apropiada para indicar que la tensión calculada está sensiblemente por debajo de la tensión deseada. A partir de la información presente, parece ser que la magnitud de B deberá ser mayor que la dispersión esperada a partir del empleo de este invento y, preferiblemente, deberá ser de 3-4 desviaciones normales. Así, un valor de B que sirve de ejemplo es 0,17. Se verá que solamente cuando B es negativo, existe una dificultad en la ensambladura porque si F_{final} es demasiado elevada y el perno no se ha deformado, evidentemente no ocurre nada con la ensambladura en una situación normal. Una ventaja útil de esta técnica es detectar dispositivos de sujeción con la rosca pasada.

10

15

Otra característica de este invento consiste en el empleo de una predicción de exceso de apriete de la herramienta para evitar un mal funcionamiento. Aunque el exceso de apriete de la herramienta al final del apriete se puede emplear para determinar un mal funcionamiento de la herramienta, esta operación se puede verificar con mayor conveniencia y precisión durante el periodo en que la herramienta se sobrepasa junto a la detención del punto medio 32. Supongamos

20

$$Y = \frac{T_1 + \alpha_1 TR}{T_0} \quad (56) \quad Z = \frac{\delta\alpha}{2\alpha_{or}} \quad (57)$$

$$E = 100 \frac{y + 2z - 1}{1 - z} \% \quad (58)$$

25

Es evidente que Y es un número sin dimensión y básicamente es la relación de T_4/T_0 . Según se ilustra en la Fig. 2, T_4 es el valor del par de torsión existente en el lugar de la orden de desconexión en el punto medio 30 mientras que T_0 es el par de detención normal. Se verá por la Fig. 3 que Y es una función inversa de la velocidad de la herramienta. Si el retardo entre el momento en que se da la orden de desconexión y el cierre de la válvula permanece constante, Y , es una predicción de exceso de la herramienta. Como $\delta\alpha$ es el exceso medido de la herramienta, se verá que Z está en función al exceso debido de la herramienta mientras que α_{or} es el exceso angular normal de la herramienta en condiciones sin par de torsión. E se reconocerá por el cambio en porcentaje en el comportamiento de la herramienta y control. Si E es un valor bajo, por ejemplo

- 10%, la deducción es que el par de torsión de detención real se ha reducido notablemente, por ejemplo por una pérdida o reducción en la presión neumática, falta de lubricación, piezas desgastadas o rotas, o casos similares. En dicho caso, puede aparecer una señal en el lugar de la herramienta para indicar que la herramienta exige inspección, mantenimiento, reparación o reposición. Es concebible, pero muy improbable, que una reducción importante en E se pudiera producir por una reducción en el retardo en la órde de desconexión y el cierre de la válvula neumática.

Si E es positivo, v.g., mayor que cero surgirán complicaciones. Parece ser que Z , que es una simplificación de una ecuación más compleja, pierde precisión. La ecuación más compleja indica que si E es positivo, Z deberá revaluarse como

$$Z_1 = \frac{\delta\alpha}{\alpha_{or}} \quad (59)$$

Por consiguiente, E deberá revaluarse para mayor precisión, cuando es positiva como:

$$E_1 = 100 \frac{Z_1 - 1}{1 - Y} \% \quad (60)$$

Si E_1 , es de un valor elevado, por ejemplo $\geq + 10\%$, la deducción es que el retardo entre la orden de desconexión y el cierre de la barra neumática ha aumentado notablemente o que la presión del aire suministrada a la herramienta se ha reducido. Esto normalmente indica que el solenoide de control de la válvula está comenzando a pegarse o que la presión neumática es demasiado elevada. En dicho caso puede aparecer una señal en el lugar de la herramienta para indicar que el sistema de control de aire exige inspección, mantenimiento, reparación o reposición. Es concebible, pero muy improbable, que un aumento importa en E_1 pudiera ser causado por una mayor eficacia de la herramienta.

Según resultará evidente a los expertos en la materia, la predicción del exceso de funcionamiento de la herramienta incorporado en la ecuación (56) no incluye una medida del exceso basado en la inercia, sino que se basa solamente en el retardo. Según se ha mencionado anteriormente, el exceso de inercia es bastante insignificante con dispositivos de sujeción de régimen de par de torsión moderado a elevado, aunque se puede mejorar la decisión algo para los dispositivos de sujeción de régimen de tensión bajo. En el caso de que sea conveniente, una medida de exceso por inercia se puede incorporar en la ecuación (58) a través de una o ambas ecuaciones (56) ó (57).

Es evidente que una sola indicación de mal funcionamiento de la herramienta probablemente no tiene importancia, pero una frecuencia anormal de mal funcionamiento de la herramienta es importante. Por lo tanto, una relación de funcionamiento de

$$C_{TL}/C_J \geq C \quad (61)$$

se mantiene, donde C_{TL} es el número de veces que $E \leq -10\%$, C_J es el número de ensambladuras apretadas y C es una fracción aceptable para el usuario. Al igual que ocurre con la relación C_Y/C_J , de la ecuación (47), es preferible una relación de funcionamiento a una relación acumulativa. Por la información presente, parece ser que C debiera ser del orden de 0,1 - 0,2, por ejemplo 0,15.

De un modo similar, una relación de funcionamiento de

$$C_{TC}/C_J \geq D \quad (62)$$

se mantiene, donde C_{TC} es el número de veces que $E \geq +10\%$ y D es una fracción aceptable para el usuario, por ejemplo, 0,15.

Otra forma de enfocar el problema de predecir el exceso de funcionamiento de la herramienta y detectar, por lo tanto, un mal funcionamiento de la herramienta, queda indicado por:

$$\delta\alpha_p = \left(1 - \frac{T_4}{T_0}\right) \alpha_{or} \quad (63)$$

donde $\delta\alpha_p$ es el exceso de funcionamiento de la herramienta calculado a partir del punto de la orden de desconexión 30, donde aparece el valor del par de torsión T_4 . El valor medido de exceso de funcionamiento a partir del punto 30, que se ha indicado anteriormente, como $\delta\alpha$, se puede comparar contra

$\delta\alpha_p$, como sigue:

$$F \leq \frac{\delta\alpha}{\delta\alpha_p} \geq G \quad (64)$$

donde F y G son valores aceptables para el usuario, por ejemplo 0,85 y 1,15 respectivamente. Cuando el exceso medido $\delta\alpha$ es demasiado pequeño, indica un mal funcionamiento del motor, mientras que si $\delta\alpha$ es demasiado grande, indica un mal funcionamiento del sistema de control. Cuando se aprieta, por ejemplo una pluralidad de dispositivos de sujeción que comprenden parte de una sola ensambladura utilizando una técnica tradicional, se sabe bien que los primeros dispositivos de sujeción apretados perderán al menos algo de tensión en el momento en que se aprietan los últimos dispositivos de sujeción. Esto, como es lógico, se relaciona con la relajación de la ensambladura y alineación de las piezas de la ensambladura. Según este invento, una herramienta instruable mecánica, según se describirá con más detalle más adelante, se puede utilizar para cada dispositivo de sujeción y emplearse en la forma siguiente.

Las herramientas se ponen en marcha simultáneamente. Cuando todas las herramientas se han detenido en el punto medio 32, todas las herramientas se vuelven a poner en marcha simultáneamente, para efectuar el avance final. De esta manera, la alineación de todos los dispositivos de sujeción y toda la relajación de la ensambladura tiene lugar en el punto medio 32. Cada herramienta compensaría entonces cualquier relajación que pudiera haberse producido junto al dispositivo de sujeción acoplado a la misma. Es evidente que el mecanismo de control para las herramientas se interconectaría electrónicamente de manera evidente al experto en la materia siguiendo la descripción más completa de la herramienta más adelante.

Refiriendonos a la Fig. 8, se ilustra una representación esquemática de un mecanismo 86 para realizar la técnica descrita anteriormente, el mecanismo 86 comprende una herramienta neumática 88 conectada a una fuente de abastecimiento de aire 90 y que comprende una válvula neumática 92, un motor neumático 94, que tiene una salida 96 acoplada al par de elementos del dispositivo de sujeción que comprende partes de la ensambladura 98, un transductor de par de torsión 100 y un transductor de ángulo 102. El transductor de par de torsión 100 se conecta a un acondicionador de señales 104 de una unidad de proceso de datos 106 mediante un conductor eléctrico apropiado 108. El acondicionador de señales 104 se diseña para recibir señales eléctricas de los transductores 100, 102 y modificar el voltaje y amperaje de los mismos en una forma aceptable para un convertidor analógico a digital 112 a través de un conector apropiado 114. El convertidor 112 cambia la señal recibida del acondicionador 104 a una forma digital para envío a una unidad lógica de interfase 116 a través de una conexión apropiada 118. El transductor de ángulo 102 se conecta a unidad lógica de interfase 116 por un conductor eléctrico apropiado 110.

La unidad lógica de interfase 116 comprende una sección lógica de interfase 120 diseñada para manejar información y se conecta a través de conexiones apropiadas 122, 124 a una unidad microprocesadora 126 que, a su vez, se conecta a una unidad de memoria de datos 128 y a una unidad de memoria de instrucciones y programas 130 a través de conexiones apropiadas 132, 134, 136, 138. La sección lógica de interfase 120 se diseña también para recibir parámetros de entrada como T_{os} , FR_1 , r , F_D y otros.

La única lógica de interfase 116 comprende también una sección amplificadora 140 que controla un solenóide (no ilustrado) en la válvula neumática 92 a través de una conexión eléctrica apropiada 142. La sección amplificadora 140 controla también un panel de representación visual 144 que tiene luces de señales apropiadas a través de una conexión eléctrica 146, según se explicará con más detalle más adelante.

La herramienta neumática 88 puede ser de cualquier tipo conveniente, pero es preferiblemente una herramienta Rockwell modelo 63W que se ha modificado para reducir la cantidad de exceso de funcionamiento de la herramienta. Ha resultado sorprendente saber que la mayor parte del exceso de funcionamiento de la herramienta tiene lugar entre el instante en que se da la orden de desconexión a través de la conexión eléctrica 142 y el instante en que escapa el aire a alta presión por la salida de la válvula 92 a través del motor 94, mientras que la magnitud del exceso de funcionamiento atribuible a la inercia de la herramienta neumática 88 es bastante insignificante en valores de par de torsión elevados porque la velocidad de la herramienta es bastante lenta.

El procesador de datos 106 se ilustra con más detalle en la Fig. 9 y comprende convenientemente un microprocesador Rockwell modelo PPS8. Para tener una descripción más completa del procesador de datos 106, tómese como referencia las publicaciones de Rockwell international relativas al mismo.

El procesador de datos 106 comprende un bastidor 147 que tiene una fuente de energía 149 montada junto con el acondicionador de señales 104, la memoria de instrucciones y unidad de programa 130, la unidad de programa de datos 128, la unidad microprocesadora 126, la sección lógica de in-

5 terfase 120, el convertidor 112 y la sección amplificadora de interfase lógica 140. El acondicionador de señales 104, la sección lógica de interfase 120, la unidad microprocesadora 126, y la unidad de memoria de datos 128 no se modifican para equipar al procesador de datos 106 de forma que pueda hacerse cargo de los cálculos descritos anteriormente.

10 La unidad de memoria de instrucción de programa 126 es físicamente una parte del procesador de datos 106 y se modifica físicamente hasta el grado en qué se ha introducido un programa apropiado en el mismo. El programa de lenguaje de la máquina desarrollado durante la investigación de este invento contiene más de 7.000 instrucciones y, sobre papel de datos de ordenador tradicional, tiene una longitud de aproximadamente 150 páginas. Por razones de brevedad, economía y claridad, el programa que sigue es una versión FORTRAN del programa del lenguaje de la máquina. Este programa FORTRAN podrá ser comprendido fácilmente por cualquier experto en la materia de programación y se puede convertir en un programa de lenguaje de máquina bien de una forma manual o por el empleo de un programa de traducción de lenguaje normal. Existen algunas funciones de entrada-salida que se realizan en el microprocesador 126 que no se pueden convertir al programa FORTRAN. Estas funciones se indican en sus rutinas con comentarios que describen los acontecimientos que ocurrirían y sería controlados por las subrutinas. El programa FORTRAN es como sigue:

25

Debido a las limitaciones del lenguaje FORTRAN, todas las abreviaturas en las líneas 30-100 del programa pueden que no sean inmediatamente reconocibles. Las abreviaturas que pueden que no sean reconocibles son:

5 RR_1 es r ó FR_2/FR_1 ;

NN es n o el número de puntos de datos empleando s en el primer cálculo de TR ;

$ALPHOV$ es el ángulo de exceso de la herramienta en condiciones sin par de torsión;

10 $STTHR$ es el umbral de almacenamiento, v.g., no se almacenan datos de par de torsión o de ángulo hasta que el valor del par de torsión leído es de una magnitud sustancial normalmente 20% de T_1 ;

15 $TM1$ y $TM2$ son los valores de par de torsión por término medio a partir de la ecuación (8) en el primer y segundo cálculos del régimen de par de torsión en la región 16;

20 $TR1$ y $TR2$ son los regímenes del par de torsión por término medio a partir de la ecuación (9) sobre el primer y segundo cálculo del régimen del par de torsión en la región 16;

$ALPHF1$ y $ALPHF2$ son resultados de la ecuación (10) en el primer y segundo cálculos del régimen del par de torsión;

25 $ALPHO1$ y $ALPHO2$ son los resultados de la ecuación (11) sobre el primer y segundo cálculo del régimen del par de torsión;

XX1 y XX2 con los valores de X a partir de la ecuación (13) sobre los dos cálculos del régimen del par de torsión;

5 FO1 y FO2 es la tensión calculada en la detención en el punto medio 32 sobre los dos cálculos del régimen del par de torsión.

NNN es n_1 en la ecuación (17);

TPV es el par de torsión dominante;

10 GDALPHA es el exceso real debido en la detención en el punto medio 32;

GDT es el resultado de la ecuación (29);

TSH es el valor del par de torsión en la orden de desconexión y es $T_D - dT$;

TMC es T_{MC} en la ecuación (27);

15 ALPHAA es el resultado de la ecuación (24);

LDALPHA es el resultado de la ecuación (25) y es el exceso calculado de la herramienta;

ANGSH es el ángulo en la orden de desconexión;

20 TMM es T_{sp} de la ecuación (26);

UU es u de la ecuación (39);

DELTA τ es el resultado de la ecuación (40);

DELTT γ es el resultado de la ecuación (41);

5 TREST es el valor del par de torsión al volver a poner la herramienta en marcha partiendo de la detención en el punto medio 32;

ACTANG es el ángulo real a partir de la detención en el punto medio 32 hasta el punto de detención final; PKTOR es el valor de par de torsión máximo detectado inmediatamente antes del punto de detención final; y

10 TENSION es el valor de tensión final calculado.

15 Los circuitos lógicos de interfase y amplificador 116 y 140 ilustrado esquemáticamente en las Figs. 10A y 10B, sirven para proporcionar interfase de datos y señales de control entre la unidad microprocesadora 126, una consola de teletipo tradicional (no ilustrada), los transductores de par de torsión de ángulo 100, 102, y la válvula neumática 92 que regula el funcionamiento de la herramienta.

20 La interfase entre la consola del teletipo y el microprocesador 126 se necesita por el hecho de que la consola recibe y transmite datos en un formato en serie mientras que el microprocesador 126 recibe y transmite un formato en paralelo. Los circuitos lógicos de interfase y amplificador 25 116, 140 comprende un circuito transmisor receptor asincrono universal 148 que recibe datos de entrada, por ejemplo un valor de par de torsión deseado F_D , desde la consola del teletipo por las líneas 150 en un formato en serie o un bitio cada vez, almacena temporalmente el dato y después transmite el dato en

formatos paralelos por las líneas 152 al microprocesador 126. De este modo, una consola de teletipo u otro dispositivo apropiado puede proporcionar una entrada 154 (Fig. 8) para parámetros empiricos variables, tensión convenientes de los pernos y similares. De igual modo, el dato del microprocesador 126, que se ha de imprimir por la consola del teletipo, se convierte de formato en paralelo, en el cual se recibe del microprocesador 126 por las líneas 152, a un formato en serie para recepción por parte de la consola del teletipo.

Los impulsos de temporización para el control del receptor transmisor asíncrono universal 148, así como otros componentes de los circuitos lógicos de interfase y amplificadores se proporcionan desde el microprocesador 126 por la línea 156, suministrandose el tren de impulsos a un circuito divisor de tipo normal 158 para producir una señal de temporización sobre la línea 160 que es un tren de impulsos de regimen menor pero proporcional al suministrado por el procesador 126. Los impulsos de temporización se proporcionan también a otros componentes del circuito lógico de interfase y amplificador por la línea 162. El microprocesador 126, proporciona también señales por las líneas 164 cuyas señales se generan en respuesta al programa para controlar la transmisión de datos al microprocesador 126 y desde el mismo. De este modo, por ejemplo, cuando el microprocesador 126 está en condiciones de introducir datos, por ejemplo el valor de par de torsión final deseado T_D , se transmite una señal desde el microprocesador 126 por las líneas 164 a un circuito puerta 166 para proporcionar entradas de control en 168, 170 al receptor transmisor asincrono universal 148. Las señales de indicación de control y de estado para la consola del teletipo se proporcionan también por las líneas 172 y, por los circuitos acondicionadores de señales 174, por las líneas 176.

La Fig. 10B ilustra esquemáticamente la parte del circuito que proporciona interfase entre el microprocesador 126, los transductores de par de torsión y de ángulo 100, 102 y la válvula neumática 92. Los datos de par de torsión del transductor del par de torsión 100 (Fig. 8), se convierten por el convertidor analógico a digital 112 en doce señales binarias digitales transmitidas por las líneas 118. El microprocesador particular empleado puede recibir tan solo una entrada de 8 dígitos. Para permitir la transmisión de datos de par de torsión al procesador, se utiliza un dispositivo multiplexador. De este modo, la salida de 12 dígitos del convertidor analógico a digital 112 se suministra, a través de tampones de nivel lógico 178, 180 a un par de puertas de gobierno 182, 184, suministrándose los cuatro primeros dígitos a las primeras entradas a de la puerta 182, mientras que los segundos cuatro dígitos se suministran a las primeras entradas a correspondientes de la puerta 184. Los cuatro dígitos finales se suministran a las segundas entradas B de la puerta 182. Las segundas entradas correspondientes b de la puerta 184 se conectan a tierra, suministrando una entrada de cero constante. La salida de la octava línea 186 de las puertas de gobierno 182, 184 proporciona la entrada de datos de par de torsión al microprocesador 126. Las puertas 182, 184 se controlan por las señales en las líneas 188, 190 para pasar primero las señales de entrada a v.g., los primeros ocho bits de la señal del par de torsión, a las líneas de salida 186 seguidos de las señales de entrada b, v.g., los cuatro bits finales y cuatro ceros. Además de suministrarse a las puertas de gobierno 182, 184, de dato de par de torsión transmitido por las líneas 118 se almacena también temporalmente los registradores 192, 194 196, permitiendo que el valor de par de torsión almacenado se lea por las líneas 202. Este dispositivo permite la lectura

del dato de par de torsión en el microprocesador 126, mientras que el dato del par de torsión actualizado se suministra del convertidor analógico a digital 112 sin riesgo de leer involuntariamente en almacenamiento un valor de dato que fuera una mezcla de valores antiguos y actualizados.

El convertidor analógico a digital 112 suministra un final de señal de conversión por la línea 204, cuya señal se suministra al circuito de retención 200 por la línea 206 para reponer el circuito 200 cuando ha finalizado la transmisión de un valor de par de torsión permitiendo la actualización de los registradores 192, 194, 196. Se observará que el convertidor analógico a digital 112 funciona bajo control del microprocesador 126. De este modo, el microprocesador 126 proporciona una señal de activación por la línea 208 y una señal de conversión por la línea 210 a una puerta 212 que recibe también, por una línea 214, una señal indicativa de la rotación de la herramienta, cuyo origen se describirá más adelante. Se comprenderá que las señales de activación y conversión en las líneas 208, 210 se generan en respuesta al programa que controla el microprocesador 126. La salida de la puerta 212 proporciona una señal de conversión de puesta en marcha al convertidor analógico a digital 112 por la línea 216.

Según se ha mencionado anteriormente, las puertas de gobierno 182, 184 reciben señales de control por las líneas 188, 190. Estas señales de control se generan por un par de circuitos puerta 218, 220. El circuito puerta 218 responde al final de la señal de conversión procedente del convertidor analógico a digital 112, por la línea 204 y una señal de activación por la línea 222 cuya señal se deriva de la señal de activación suministrada por el microprocesador 126 por la línea 208. El circuito puerta 218 proporciona una en-

trada al circuito puerta 220 que recibe también una señal por la línea 224 del microprocesador 126 en forma de una señal de soporte de respuesta que indica que el dato anterior se ha introducido en la memoria del microprocesador. Además de controlar las puertas de gobierno 182, 184, el circuito puerta 220 proporciona una señal de disponibilidad de dato en la línea 226 al microprocesador 126. Otra señal de entrada 228 se proporciona para el circuito puerta lógico 218. La función de esta señal de entrada es suministrar un marcador de acontecimientos a la memoria.

La circuitería de la Fig. 10B proporciona también interfase entre el transductor de ángulo 102 y el microprocesador 126. Las señales de salida del transductor de ángulo 102, en forma de señales de seno y coseno por la línea 110 se suministran a un circuito convertidor 230 que, en respuesta a las señales del transductor, genera un impulso de salida por cada grado de rotación de la herramienta. Esta señal de impulso por la línea 232 proporciona la señal indicativa de rotación de la herramienta en la línea 214 y proporciona también una señal de entrada a un circuito puerta por una línea 236. El circuito puerta 234 recibe también una señal de entrada del microprocesador 126 por la línea 238. Esta última señal aparece presente durante el periodo de funcionamiento de la herramienta y desaparece simultáneamente con la señal de desconexión de la herramienta. La salida 240 del circuito puerta 234, proporciona una entrada al microprocesador 126 en forma de un tren de impulsos con un impulso por cada grado de rotación de la herramienta. La parte de esta señal que tiene lugar después de haber desaparecido la señal de entrada en la línea 238, es una medida del grado de exceso de funcionamiento de la herramienta.

También se incluye en los circuito lógicos de interfase y amplificador un circuito de reposición o puesta a cero 242, conectado en 244 a un conmutador de reposición y proporciona señales de salida 246, 248 que sirven para reponer varios de los componentes del circuito cuando se activa el sistema. También se utilizan circuitos acondicionadores de señales, proporcionando los circuitos 250 interfase entre el microprocesador 126 y los controles externos para reposición, ganancia, calibración interna y calibración externa, mientras que el circuito 252 sirva para interfasar la señal de funcionamiento de la herramienta del procesador 126 por la línea 254 con un relé de estado sólido que controla la válvula neumática 92, proporcionandose la señal de salida por la línea 256. Otro circuito 258 se conecta a un conmutador externo monopolar y bidireccional que sirve como interruptor de emergencia. La salida 260 del circuito 258 suministra una señal de interrupción al microprocesador 126. Los componentes ilustrados en las Fig. 10A y 10B se identifican de un modo más completo en la tabla 1, a continuación.

TABLA - 1

<u>Identificación de piezas normales. nº</u>	<u>Número</u>
SN 74LS04	1
SN7474L	3
SN7400L	5
SN7410L	7
SN7402L	9
Cajas de Resistencias, 4,7 K Ohm	11
Potenciómetro, 1 Kohm	13
72747, Texas Instruments	15
Diodo, IN914	sin marcar
SN7404L, inverteor	sin marcar

	<u>Identificación de piezas normales. nº</u>	<u>Número</u>
	SN7437L	17
	Transistor	sin marcas
	SN74157L	182,189
	SN7496L	192,194,196
5	SN74161L	21
	Caja de Resistencia, 15 Kohm	23
	SN7420L	25
	SN7442L	27
	TR1602	148
10	Transistor 2N2905	29
	Resistores 33,620 tienen 1/2 watio nominal	sin marcar

El número adyacente a cada resistor es la resistencia en ohmios. Todos los resistores, excepto 33, 620 tienen un cuarto de watio nominal. El número adyacente a cada capacitor es la capacitancia en microfaradio. El símbolo "v" se emplea para indicar que el conductor particular se conecta a una vía de 5 voltios a través de un resistor, v.g., de 1.000 ohmios de capacidad para evitar deterioro del componente. El símbolo "POR" se emplea para indicar "POTENCIA EN REPOSICION" que significa que la potencia permanece aproximadamente medio segundo.

Aunque el programa del ordenador y la circuitería de la sección amplificadora de interfase 140, descritos anteriormente, se han diseñado para activar una consola de teletipo normal para introducir valores diferentes para los parámetros determinados de una forma empírica y para obtener una lectura impresa de ciertos valores calculados, como es la tensión en la detención en el punto medio 32, es evidente que sus detalles se puede adaptar para manipular un panel visualizador 144 según se ilustra en la Fig. 11. El panel visualiza-

dor 144 se sitúa preferiblemente a la vista del operario y comprende una sección de base 262 sostenida de cualquier manera apropiada, que tiene un primer grupo de luces de señales . 264, 266, 268, 270 que indican las características de la ensambladura 98. La luz de señal 264 indica que se ha alcanzado el valor de tensión final deseado F_D o que el valor de tensión final calculado F_{final} está dentro de límites aceptables. La luz de señal 266 indica que la ensambladura ha experimentado tensión alineal. La luz de señal 268 indica que la tensión final calculada F_{final} está dentro de límites aceptables. Con las luces 264, 266 encendidas, la deducción es que no se ha producido tensión alineal pero que F_{final} es aceptable. Con las luces 266, 268 encendidas, la deducción es que se ha producido tensión no lineal y que F_{final} no es aceptable. La luz 270 se activa cuando el dispositivo de sujeción muestra un régimen de tensión bajo indicado por la relación TR_a/TR_b .

El visualizador 144 proporciona también otro grupo de luces 272, 274, 276 que indican características de control de calidad. La luz 272 se activa normalmente cuando la frecuencia de la detención de tensión no lineal es mínima, mientras que la luz 274 se activa cuando la frecuencia de la detención de la tensión no lineal es demasiado elevada, según se indica en la ecuación (45). La luz 276 se activa cuando la tensión final calculada F_{final} difiere notablemente del valor de la tensión final deseada F_D según se indica en la ecuación (55).

El visualizador 144 comprende también un tercer grupo de luces 278, 280, 282 que indican características de funcionamiento de la herramienta. La luz 278 indica que la herramienta funciona normalmente. La luz 280 se activa cuando la relación $\delta\alpha/\delta\alpha_p$ es demasiado pequeña o cuando la fre-

cuencia de valores de relación bajos resulta importante. De un modo similar, cuando la relación de $\frac{r}{p}$ es demasiado grandd o cuando la frecuencia de los valores de relación elevados resulta importante, la luz 282 se activa.

5 Un sistema normal de dispositivo de sujeción para utilizarse con este invento puede comprender tuercas y pernos de 5/16", 24 hilos por pulgada, SAE grado 8. Con este par de dispositivos de sujeción y la herramienta neumática Rockwell 63 W modificada, se hallaron los valores siguientes para los parámetros determinados empíricamente:

ER ₁	=	21,29 Kg/grado	α_K	=	9 grados
r	=	1,12	n	=	14
F _M	=	1314 Kg	T ₀	=	36,23 m/Kg
F _L	=	453 Kg	α_d	=	68 grados
15 T ₁	=	3,35 m/Kg	N _k	=	0,80
T _{os}	=	0,26 m/Kg	R	=	0,93
α_{or}	=	20 grados	K _o	=	0,14 m/Kg/grad.
α_y	=	12 grados	$\Delta\alpha$	=	3 grados

20 Empleando estos parámetros y dispositivos de sujeción de 5/16" - 24, grado 8, con una longitud de agarre de 61,97 mm y con un revestimiento de dicromato de cadmio, se desarrollaron los datos siguientes utilizando parte de la técnica descrita en la presente memoria. La rigides de la arandela de carga empleada para medir la tensión directamente era de 5×10^6 libras/pulgadas y las piezas sujetadas eran de acero templado. Para 25 llevar a cabo las pruebas indicadas en la tabla siguiente, se utilizó la opción de ángulo y la ejecución se efectuó entre - 2 a -1 grados, que corresponde de +47, 11 a -23,55 Kg de tensión. La capacidad de repetición y linealidad de la instrumentación general incluyendo la sonda de tensión y el transductor de par 30 de torsión se calculó al 4%.

T A B L A - II

Experimento número	Ajuste del LRM para 2.808 Kg de F final	T _{final} , metros/Kg	Angulo final a partir de 3,35 m/Kg α_{T_1} , deg	d _{T₁} exacto para 2808 Kg de ten sión	Par de torsión exacto para 2808 Kg de ten sión	Condición
1	2878	19,40	108	105	28,22	Según se recibe
2	2799	21,69	109	109	32,44	Según se recibe
3	2952	22,81	107	101	32,18	Según se recibe
4	2879	18,52	107	104	26,93	Según se recibe
5	2842	19,94	105	104	27,90	Según se recibe
6	2784	20,56	108	109	30,91	Según se recibe
7	2818	19,39	106	106	28,81	Según se recibe
8	2810	20,64	108	108	30,75	Según se recibe
9	3054	20,81	109	99	28,37	Según se recibe

T A B L A - 1

Experimento número	Ajuste del LRM para - 2.808 Kg - de F_{final}	T_{final} , metros/ Kg	Angulo final a partir de 3,35 m/Kg -- α_{T_1} , deg	α_{T_1} exa para 2 Kg de sión
1	2878	19,40	108	105
2	2799	21,69	109	109
3	2952	22,81	107	101
4	2879	18,52	107	104
5	2842	19,94	105	104
6	2784	20,56	108	109
7	2818	19,39	106	106
8	2810	20,64	108	108
9	3054	20,81	109	99

BL A - II

d_{T_1} exacto para 2808 Kg de ten- sión	Par de tor- sión exacto para 2808 - Kg de ten- sión	Condición
105	28,22	Según se recibe
109	32,44	Según se recibe
101	32,18	Según se recibe
104	26,93	Según se recibe
104	27,90	Según se recibe
109	30,91	Según se recibe
106	28,81	Según se recibe
108	30,75	Según se recibe
99	28,37	Según se recibe

Continuación Tabla II

Experimento número	Ajuste del LRM para 2.808 Kg de F final	T final, metros/Kg	Angulo final a partir de 3,35 m/Kg α_{T_1} , deg	α_{T_1} exacto para 2808 Kg de tensión	Par de torsión exacto para 2808 Kg de tensión	Condición
11	2888	10,99	90	87	15,93	Lubricante con aceite SAE 10.
12	3037	12,11	96	87	17,18	"
13	2902	11,27	100	96	16,27	"
14	2764	8,15	70	72	12,35	"
15	2738	10,15	88	91	15,53	"
16	2731	10,73	87	90	16,45	"
17	2552	9,82	84	95	15,59	"
18	2668	10,19	83	89	15,73	"
19	2997	11,86	91	83	16,88	"
20	2890	11,11	91	88	16,09	"
Promedio	2838	14,29	87,5	96,3	22,68	
Desviación observada a partir del porcentaje promedio	+3,53 -4,57	+39,92 -28,78	+11,9 -28,2	+13,2 -25,2	+43,0 -45,5	
Una desviación estable, % del promedio	1,94	--	--	10,6 <u>8,4</u>	31,9	en tensión

Continuación Tabla II

Experimento número	Ajuste del LRM para - 2.808 Kg - de F_{final}	T_{final} , metros/Kg	Angulo final a partir de 3,35 m/Kg -- α_{T_1} , deg	α_{T_1} exacto para 2 Kg de desviación
11	2888	10,99	90	87
12	3037	12,11	96	87
13	2902	11,27	100	96
14	2764	8,15	70	72
15	2738	10,15	38	91
16	2731	10,73	87	90
17	2552	9,82	84	95
18	2668	10,19	83	89
19	2997	11,86	91	83
20	2890	11,11	91	88
Promedio	2838	14,29	97,5	96,
Desviación observada a partir del porcentaje promedio	+3,53 -4,57	+39,92 -28,78	+11,9 -28,2	+13 -25
Una desviación estable, $\frac{1}{2}$ del promedio	1,94	--	--	10, 8, en te

α_{T_1} exacto para 2808 Kg de ten- sión	Par de tor- sión exacto para 2808 - Kg de ten- sión	Condición
87	15,93	Lubricante con acei
87	17,18	te SAE 10. " "
96	16,27	" " "
72	12,35	" " "
91	15,53	" " "
90	16,45	" " "
95	15,59	" " "
89	15,73	" " "
83	16,88	" " "
88	16,09	" " "
96,3	22,68	
+13,2	+43,0	
-25,2	-45,5	
10,6	31,9	
<u>8,4</u> en tensión		

El valor de tensión indicado en la segunda columna se registró aproximadamente 15 segundos después de detenerse la herramienta. Se ree que esto comprende una relajación en la ensambladura que alcanza de 1 a 2% del valor de tensión registrado.

5

Un análisis estadístico de los datos reunidos en los 20 dispositivos de sujeción indicados en la tabla II demuestra que la técnica parcial de este invento actúa para controlar la tensión dentro de $\pm 11,1\%$ del valor deseado en 99 de 100 casos, o dentro de 2,58 desviaciones normales. Se comprenderá plenamente que los datos anteriores se tomaron con un programa que no comprende un número de características descritas en la presente memoria, incluyendo (1) el empleo de un segundo cálculo de TR y α_{origen} ; (2) la provisión de detención de deformación y desconexión en respuesta a la misma; y (3) el empleo de una comprobación de curvatura del régimen del par de torsión en la región donde TR se calcula para identificar y rechazar dispositivos de sujeción de bajo régimen de tensión. El efecto de estas adiciones al programa es, como es lógico, algo especulativo. No obstante, se cree que su inclusión reducirá la dispersión aun más. Con la misma ensambladura y herramienta el empleo de un método de control del par de torsión tendría que producir un par de torsión final por término medio de 15,21 metros/Kg para conseguir un valor de tensión final por medio de 2838 Kg. Las desviaciones observadas a partir del promedio eran de $\pm 43,0$ a 45,5%. Por lo tanto, el método de control del par de torsión habría producido una dispersión de tensión de + 82,3% del valor deseado en 99 de 100 casos, suponiendo que los pernos hubieran podido aceptar cualquier tensión. En realidad el 10,4% de los pernos se habrían roto sin producir tensión al final del apriete. Otro 14,7% de los pernos terminarían en la zona plástica, v.g., pasado el límite elástico.

10

15

20

25

30

vo analógico 298 comprende un captador de velocidad angular 300 de cualquier tipo apropiado por ejemplo un tacómetro, para detectar continuamente un valor para d/dt , que es la velocidad del dispositivo de sujeción que se aprieta.

5 Un transductor de paso de torsión 302 detecta continuamente el valor del par de régimen T. El transductor 302 puede ser del mismo tipo que el transductor 100. Un amplificador logarítmico 304, como el que se puede obtener de Analog Devices, Inc, Norwood, Massachusetts, con la designación de
10 Logarithmic Amplifier, Modelo 755, se conecta al transductor de par de torsión 302 por una conexión apropiada 306. El amplificador logarítmico 304 convierte de una forma continua el valor detectado del par de régimen T en una señal continua representativa de $\log T$. Un dispositivo diferenciador de tiempo
15 308 se conecta al amplificador logarítmico 304 por un conductor apropiado 310 y diferencia de una forma continua la señal del amplificador logarítmico con respecto al tiempo para obtener la diferencial del logarítmico del par de régimen $d \log T / dt$. El dispositivo diferenciador de tiempo 308 puede ser de cualquier tipo apropiado, por ejemplo un amplificador operacional
20 312 en paralelo con un capacitor 314. Un amplificador operacional apropiado se puede obtener de Analog Devices, Inc, Norwood, Massachusetts, con la designación de Operational Amplifier, Modelo 741.

25 La señal procedente del dispositivo diferenciador de tiempo 308 se envía a través de un conductor 316 a un filtro de paso bajo 318 que actúa para suavizar la señal del dispositivo diferenciador de tiempo 308 eliminando de este modo parte del ruido propio de la señal de par de torsión del
30 transductor 302.

5

El captador de velocidad angular 300 y el filtro de paso bajo 318 se conecta por conductores apropiados 320, 322, a un dispositivo divisor analógico 324, como el que se puede obtener de Analog Devices In, Norwood, Massachusetts con la designación de Divide Module 436B.

Los conductores 320, 322 se conectan al dispositivo divisor para producir una señal de salida a lo largo de un conductor 326 consistente en la relación

$$\frac{\frac{d}{dt} \text{Log } T}{\frac{d\alpha}{dt}} \quad . \quad \text{As}$$

10

según se indica en la ecuación (66) esta señal es representativa de $\frac{d}{d\alpha} \text{Log } T$. Cuando el valor de

$$\frac{d}{d\alpha} \text{log } T \leq \frac{FR_3}{F_{so}}, \text{ when } T \geq T_1 \quad (67)$$

15

donde F_{so} es el valor de tensión en el perno en el instante de la desconexión, y T_1 es el par de torsión umbral, v.g., aproximadamente 20% del par de torsión final por término medio, y se indica a la herramienta que se desconecte. Es evidente que el umbral se puede medir en término de ángulo, donde $\alpha > \alpha_p$, en lugar del par de torsión.

20

Como la herramienta se sobrepasará después de la desconexión, el valor de F_{so} se elige de modo que la sobremarcha de la herramienta por término medio haga avanzar los dispositivos de sujeción hasta el valor de tensión final deseado F_D . El promedio de exceso de la herramienta se puede determinar empíricamente a partir de

$$\Delta F_{so} = \left(\frac{d}{dt} \right)_{so} (\Delta t) FR_3 \quad (68)$$

5 donde $\left(\frac{d}{dt} \right)_{so}$ es la velocidad por término medio de la herramienta en el punto de desconexión, ΔF_{so} es la tensión adicional por término medio debida a exceso de funcionamiento y Δt es el retardo entre el instante en que se da la orden de desconexión y el cierre de la válvula neumática. Por lo tanto,

$$F_{so} = F_D - \Delta F_{so} \quad (69)$$

10 Como se supone que F_{so} y FR_3 son una constante, la relación de FR_3/F_{so} es evidentemente constante. Por lo tanto, una señal constante representativa de FR_3/F_{so} se alimenta por un conductor 328. Los conductores 326,328 se conectan a otro dispositivo divisor 330. Cuando la señal de salida procedente del dispositivo divisor en el conductor 332 pasa a ser de un valor de la unidad, se excita un amplificador 334 para activar un retén de solenoide 336 y permitir que el muelle del solenoide (no ilustrado) cierre la válvula neumática.

15

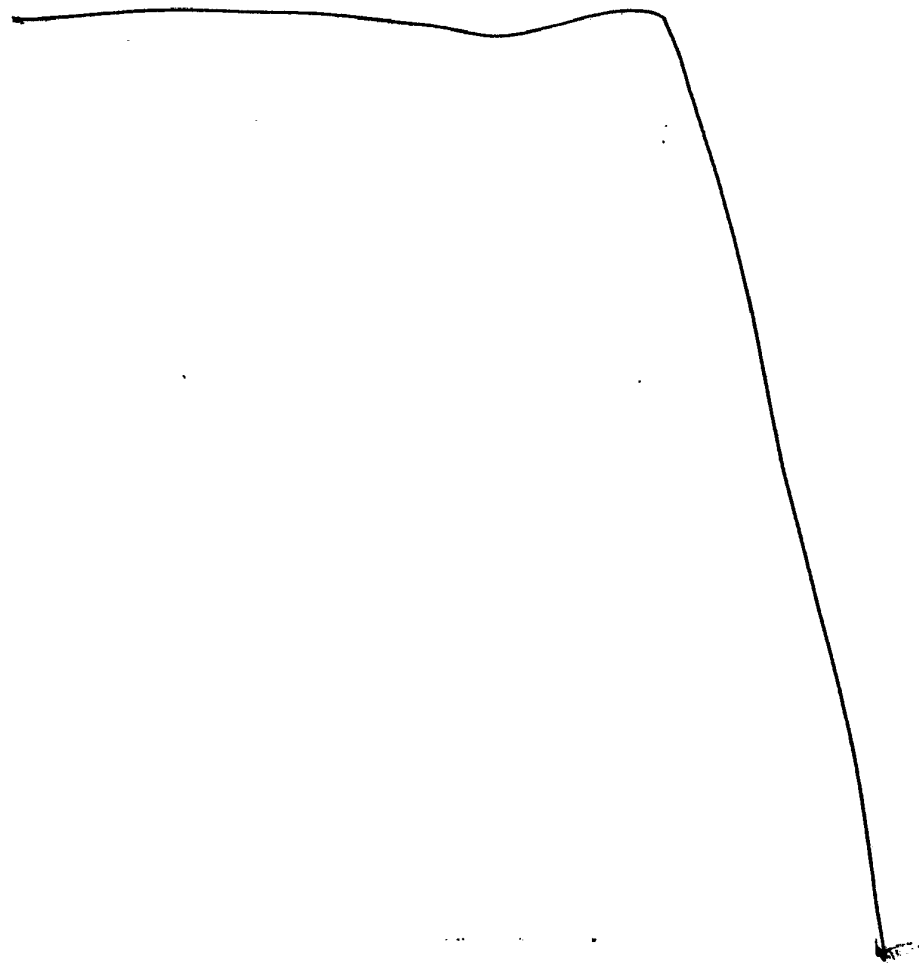
Aunque el dispositivo analógico 298 de la Fig. 12 no se cree que tenga la previsión del dispositivo digital 86, es evidente que ofrece la ventaja de su sencillez, tanto física como de funcionamiento. El dispositivo analógico 298 funciona más cerca de la base teórica del invento y contiene menos suposiciones y simplificaciones. Algunos de los inconvenientes de un dispositivo analógico simple, como la falta de capacidad para variar la predicción de exceso de funcionamiento de la herramienta y la reducción de ruido en el filtro 318 se pueden compensar por técnicas analógicas más sofisticadas según resultarán evidentes a los expertos en la materia.

20

25

5 Según resultará evidente a los expertos en la materia, la técnica de este invento se puede emplear para verificar otras estrategia de apriete, determinando, por lo tanto, su precisión en el apriete de dispositivo de sujeción hasta alcanzar un valor de tensión final deseado. Esto se puede conseguir fácilmente modificando la sección amplificadora 144 para no manipular el solenoide de la válvula neumática en respuesta al parámetro de apriete.

10 Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarse 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

=====

5 1. Procedimiento y aparato para tensar dispositivos de sujección roscados, para tensar una pluralidad de ensambladuras prácticamente idénticas que tienen componentes que incluyen por lo menos un par de dispositivos de sujección roscados a un valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pueda estar en correlación con la tensión, del tipo de procedimiento que comprende: apretar ó tensar los pares de dispositivos de sujección con una herramienta instruable; detectar el par de torsión en diversos ángulos de avance durante el apriete por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pueda estar en correlación con la tensión; procedimiento caracterizado porque comprende las fases de calcular mientras se tensa por debajo del límite elástico, el esfuerzo que aparece en uno de los dispositivos de sujección al menos en un instante del apriete por debajo del límite elástico a partir de los valores detectados del par de torsión y ángulo; determinar el valor del diámetro de apriete suficiente para apretar los pares de dispositivo de sujección hasta el valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico de cualquier componente de ensambladura que pueda estar en correlación con la tensión a partir del esfuerzo calculado; instruir a la herramienta para que el apriete a los dispositivos de sujección hasta el parámetro determinado; y terminar el apriete en respuesta a haber alcanzado el parámetro determinado.

20
25
30 2. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque para apretar una pluralidad de ensambladuras prácticamente idénticas que tienen componentes que incluyen por lo menos un par de dispositivos de sujección roscados hasta un valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico

de cualquier componente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con la tensión, apretando cada par de dispositivos de sujeción con una herramienta motorizada instruable, detectando el par de torsión en diversos ángulos de avance durante torsión en diversos ángulos de avance durante el apriete, determinando el régimen del par de torsión de cada par de dispositivos de sujeción a partir de los valores detectados de par de torsión y ángulo, se calcula el esfuerzo que aparece en un dispositivo de sujeción de cada par de dispositivos de sujeción al menos en un instante del apriete por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con el esfuerzo a partir del régimen de par de torsión determinado y del par de torsión detectado; se determina el valor de un parámetro de apriete suficiente para apretar cada par de dispositivos de sujeción hasta el valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con el esfuerzo o tensión a partir del esfuerzo calculado; se instruye a la herramienta para que apriete cada par de dispositivos de sujeción en respuesta al parámetro predeterminado y se termina el apriete en respuesta al parámetro determinado.

3. Procedimiento según la reivindicación 2, caracterizado porque comprende además las fases de predecir la cantidad de exceso de giro de la herramienta, y porque en la fase de instrucción se instruye a la herramienta para que apriete cada dispositivo de sujeción en respuesta al parámetro determinado y a la cantidad de exceso de giro de la herramienta, y porque en la fase de determinación se termina el apriete en respuesta al parámetro determinado y a la cantidad de exceso de giro de la herramienta, y porque en la fase de determinación se termina el apriete en respuesta al parámetro determinado y a la cantidad de exceso de giro de la herramienta.

5 4. Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado por la fase de determinar empíricamente el valor de FR_1 , FR_2 y T_{os} donde FR_1 es el régimen de tensión en una gama de tensiones bajas, FR_2 es el régimen de tensión en una gama de tensiones superior y T_{os} es el par de torsión desplazado, y la fase de cálculo comprende calcular el esfuerzo a partir de los valores determinados empíricamente de FR_1 , FR_2 y T_{os} así como a partir de los valores detectados de par de torsión y ángulo.

10 5. Procedimiento según la reivindicación 4 caracterizados porque para apretar un par de dispositivos de sujeción roscados, comprende las fases en secuencia de apretar el par de dispositivos de sujeción con una herramienta ins-
15 truible motorizada; se suspende el apriete y se mide la cantidad de exceso de giro de la herramienta; se reanuda el apriete; y se instruye a la herramienta para que termine el apriete en función al exceso de giro medido de la herramienta.

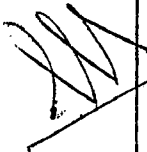
20 6. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque para detectar el mal funcionamiento de una herramienta durante el apriete de un par de dispositivos de sujeción roscados, apretando los pares de dispositivos de sujeción con la herramienta, se predice la cantidad de exceso de giro de la herramienta; se instruye a la herramienta para que termine el apriete y se mide la cantidad de exceso de
25 giro real de la herramienta; se indica un mal funcionamiento de la herramienta en el caso de que el exceso de giro medido de la herramienta se desvie sensiblemente del exceso de giro de la herramienta pronosticado.

30 7. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado porque para apretar en serie una pluralidad de pares prácticamente idénticos de dispositivos de sujeción

5 roscados, apretando los pares de dispositivos de sujeción con una herramienta motorizada, y estableciendo un parámetro de apriete final, se predice una cantidad de exceso de fibra de la herramienta, variable de un par de dispositivos de sujeción al siguiente, al final del apriete; y se instruye a la herramienta para que termine el apriete de cada par de dispositivos de sujeción en respuesta a la diferencia entre el valor del parámetro de apriete final y la cantidad de exceso de giro de la herramienta pronosticado.

10 8. Procedimiento según la reivindicación 7, caracterizado porque para apretar en serie una pluralidad de pares de dispositivos de sujeción roscados virtualmente idénticos, apretando los pares de dispositivos de sujeción; verificando un parámetro de apriete y la deformación alineal durante el apriete; normalmente se termina el apriete de los pares de dispositivos de sujeción en respuesta a haber alcanzado un valor del parámetro de apriete; y se termina el apriete de los pares de dispositivos de sujeción en respuesta a la detención de deformación alineal si tiene lugar antes de alcanzar el valor del parámetro de apriete.

25 9. Procedimiento según la reivindicaciones 1 a 8, caracterizado para apretar dispositivos de sujeción roscados apretando en serie una pluralidad de dispositivos de sujeción y verificando la aparición de deformación alineal de los dispositivos de sujeción; se termina el apriete en respuesta a un parámetro de apriete cuando una pequeña parte de los dispositivos de sujeción ha experimentado deformación alineal; y se verifica la frecuencia de las detecciones de la deformación alineal.



5

10. Procedimiento según la reivindicación 9, caracterizado por la fase de medir las características físicas de los dispositivos de sujeción en respuesta a la aparición de una frecuencia de detención de deformación alineal a un valor mayor que la parte pequeña.

10

15

11. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado porque para verificar el apriete de ensambladuras que comprende pares de dispositivos de sujeción roscados, apretando en serie una pluralidad de pares de dispositivos de sujeción, detectando el par de torsión aplicado a los pares de dispositivos de sujeción y del ángulo de avance de los mismos; se termina el apriete en respuesta a un primer parámetro de apriete y al cálculo de la tensión o esfuerzo en la ensambladura; se calcula la tensión o esfuerzo en la ensambladura a partir de un segundo parámetro de apriete derivado de los valores detectados del par de torsión y ángulo; y se compara el esfuerzo calculado a partir de la finalización del apriete con el primer parámetro de apriete con el esfuerzo calculado a partir del segundo parámetro de apriete.

20

12. Procedimiento según la reivindicación 11, caracterizado porque uno de los parámetros de apriete es el par de torsión y el otro parámetro de apriete es el ángulo.

25

30

13. Procedimiento según la reivindicación 1 a 12, caracterizado porque para detectar el mal funcionamiento de una herramienta durante el apriete de una pluralidad de pares de dispositivos de sujeción roscados, apretando en serie una pluralidad de dispositivos de sujeción con una herramienta motorizada, y terminando el apriete en respuesta a un valor de un parámetro de apriete a un par de torsión final menor que el par de agarrotamiento de la herramienta, se indica el mal funcionamiento de la herramienta en el caso de que la herramien

ta se agarrote antes de alcanzar el valor del parámetro de apriete.

5 14. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 13, caracterizado porque para conectar una pluralidad de ensambladuras con pares de dispositivos de sujección rocados, y se aprieta cada par de dispositivos de sujección con una herramienta instruable motorizada hasta un valor de tensión de por lo menos 0,4 del límite elástico y por debajo del límite elástico; se suspende el apriete y se deja que la ensambladura se relaje; y se reanuda el apriete hasta alcanzar un parámetro de apriete final.

15 15. Procedimiento según la reivindicación 14, caracterizado porque en la fase de suspender el apriete y permitir que se relaje la ensambladura, se mantienen los dispositivos de apriete con un ángulo de avance correspondiente a la suspensión del apriete.

20 16. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 15, caracterizado porque para apretar una ensambladura con una pluralidad de pares de dispositivos de sujección roscados, apretando simultáneamente los pares de dispositivos de sujección midiendo el par de torsión aplicado a los pares de dispositivos de sujección, suspendiendo el movimiento enroscante de los pares de dispositivos de sujección con lo que se permite que se relaje la ensambladura; se reanuda el apriete de los 25 pares de dispositivos de sujección después que se ha suspendido el apriete de todos los dispositivos, para efectuar un incremento de ángulo de apriete final medido a partir de un lugar en el cual el par de torsión medido es por lo menos igual al par de torsión existente inmediatamente antes de suspenderse el movimiento enroscante. 30

5 17. Procedimiento según la reivindicación
1 a 16, caracterizado porque para verificar el apriete de una
ensambladura que comprende por lo menos un par de dispositivos
de sujección roscados, apretando el par de dispositivos de sujecc
10 ción pasado su límite elástico; se detecta el par de torsión
y no la carga aplicada al par de dispositivos de sujección en
diversos ángulos de avance; se determina, a partir de los va-
lores detectados, el esfuerzo o tensión que aparece en uno de
los dispositivos de sujección al final del apriete a un valor
de tensión adyacente al límite elástico del dispositivo de su-
jección, cuya tensión difiere de la resistencia nominal de un
dispositivo de sujección y que varía de ensambladura a ensam-
bladura.

15 18. Procedimiento según la reivindicación 7,
caracterizado porque en la fase de predicción se predice el
exceso de giro de la herramienta en función al régimen del
par de torsión.

20 19. Procedimiento según la reivindicación 1
a 18, caracterizado por su ensambladura que comprende un par
de dispositivos de sujección roscados, apretando el par de dis-
positivos de sujección y detectando el par de torsión aplicado
al dispositivo de sujección y al ángulo de avance del hilo de
rosca; se determina, durante el apriete, el origen de la tensión
o esfuerzo en el par de dispositivos de sujección a partir de
25 valores detectados de par de torsión y ángulo; se determina un
parámetro de detención basado en el orgien de la tensión o
esfuerzo; y se da por terminado el apriete en respuesta al
parámetro de detención.

30 20. Aparato para la aplicación del procedi-
miento según las reivindicaciones 1 a 15, del tipo de aparato

que comprende: una herramienta instruible motorizada, capaz de terminar el apriete en respuesta a una instrucción que varía de un par de dispositivos de sujeción al siguiente, para apretar los pares de dispositivos de sujeción, caracterizado porque se dota de medios para determinar, mientras se aprieta por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con la tensión ó esfuerzo, un valor de parámetro de apriete, variable de un par de dispositivos de sujeción al siguiente, suficiente para apretar cada par de dispositivos de sujeción al siguiente, suficiente para apretar cada par de dispositivos de sujeción al valor de esfuerzo o tensión final deseado y medios para instruir a la herramienta para que termine el apriete de cada par de dispositivos de sujeción en respuesta al parámetro de apriete determinado.

21. Aparato según la reivindicación 20, caracterizado porque los medios determinantes son medios para determinar el valor del par de torsión suficiente para apretar cada par de dispositivos de sujeción hasta el valor de tensión final deseado a partir de la ecuación final $F_D = \frac{(df/d\alpha)}{dT/d\alpha} (T_D - T_{os})$ donde F_D es el valor de tensión final deseado, $dF/d\alpha$ es la derivada de la tensión con respecto al ángulo, T_D es el valor de par de torsión suficiente, $dT/d\alpha$ es la derivada del par de torsión con respecto al ángulo y T_{os} es el par de torsión desplazado.

22. Aparato según la reivindicación 20, en el cual los medios determinantes se caracterizan por medios para determinar el ángulo de avance del hilo de rosca suficiente para apretar cada par de dispositivos de sujeción hasta alcanzar el valor de tensión final deseada a partir de la ecuación final $F_D = F_i + \alpha FR$ donde F_D es el valor de tensión final

deseado, F_0 es la tensión o esfuerzo que aparece en un lugar instantáneo, FR es el régimen de tensión eficaz sobre el ángulo α y α es la distancia angular desde F_0 hasta F_D .

5 23. Aparato según las reivindicaciones 20 a
22, caracterizado porque para apretar en serie una pluralidad
de ensambladuras cirtualmente idénticas que tienen componentes
que incluyen por lo menos un par de dispositivos de sujección
roscados hasta alcanzar virtualmente el mismo valor de tensión
10 final deseada, por debajo del límite elástico de cualquier com-
ponente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con
la tensión, que comprende: una herramienta instruable motoriza-
da para apretar los pares de dispositivos de sujección; medios
para detectar el par de torsión en diversos ángulos de avance
durante el apriete por debajo del límite elástico de cualquier
15 componente de la ensambladura que pudiera mantener correlación
con la tensión; se dota al aparato de; medios para calcular
la tensión que aparece en uno de los dispositivos de sujección
al menos en un instante de apriete por debajo del límite elás-
tico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera
20 guardar correlación con la tensión a partir de los valores de-
tectados de par de torsión y ángulo; medios para determinar
un valor de parámetro de apriete suficiente para apretar los
pares de dispositivos de sujección hasta alcanzar el valor de
tensión final deseado por debajo del límite elástico de cual-
25 quier componente de la ensambladura que pueda guardar correla-
ción con la tensión a partir de la tensión calculada; y medios
para instruir a la herramienta para que apriete los pares de
dispositivos de sujección hasta el valor del parámetro deter-
minado.

30

24. Aparato según la reivindicación 23, ca-
racterizado porque los medios de cálculo y los medios determi-

26. Aparato según las reivindicaciones 20 a 25, caracterizados porque para apretar una ensambladura que tiene componentes que incluyen por lo menos un par de dispositivos de sujeción roscados, que comprende: una herramienta motorizada para apretar cada par de dispositivos de sujeción; medios para verificar la tensión en uno de cada par de dispositivos de sujeción, que incluye: medios para detectar el par de torsión y el ángulo durante el apriete; se dota al aparato de un dispositivo de proceso de datos para calcular la tensión en uno de cada par de dispositivos de sujeción por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera guardar correlación con la tensión a partir de los valores detectados de par de torsión y ángulo; y medios para terminar el apriete en respuesta al parámetro de apriete relacionado con la tensión calculada.

27. Aparato según la reivindicación 26, caracterizado porque el parámetro de apriete es una combinación lineal de par de torsión y ángulo.

28. Aparato según las reivindicaciones 20 a 27, caracterizado porque para apretar pares de dispositivos de sujeción roscados virtualmente idénticos en lotes de producción hasta alcanzar el valor de tensión final deseado, prácticamente igual, que comprende: una herramienta de apriete instruable motorizada que tiene una fuente de energía, medios para conectar y desconectar la herramienta a la fuente de energía, un sensor del par de torsión y un sensor del ángulo; un procesador de datos conectado a los sensores de par de torsión y ángulo, se dota al aparato de: medios para determinar una detención en un punto medio de los dispositivos de sujeción por lo menos a aproximadamente 0,4 del límite elástico del componente más débil de la ensambladura a partir de un valor detectado de par de torsión y un ángulo predeterminado y me-

5

10

15

20

25

30

5 dios para instruir a la herramienta para que detenga el apriete en el lugar de detención del punto medio; medios para calcular el régimen del par de torsión en una región adyacente a la detención del punto medio a partir de los valores detectados de par de torsión y ángulo; medios para calcular la tensión que aparece en uno de los dispositivos de sujección en un lugar entre el principio del apriete y la detención del punto medio a partir de un valor detectado de par de torsión en dicho lugar, el régimen de par de torsión calculado y un régimen de tensión determinado empíricamente para la región que comprende de 0,1 a 10 0,5 del límite elástico; medios para calcular un valor de un parámetro de apriete suficiente para apretar el par de dispositivos de sujección hasta el valor de tensión final deseada a partir de un régimen de tensión determinado empíricamente por encima de la región de 0,1 a 0,5 del límite elástico; medios 15 controlados por el procesador de datos para reanudar el apriete; y medios que responden al valor del parámetro de apriete adyacente al valor de tensión final deseada.

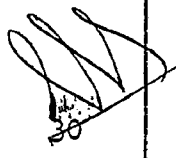
20 29. Aparato según la reivindicación 28, caracterizado porque los medios para calcular el valor del parámetro de apriete se logra por medios para dividir la diferencia entre el valor de tensión final deseada y la tensión calculada en el citado lugar por el régimen de tensión determinado empíricamente por encima de la región de 0,1 a 0,5 del límite elástico. 25

30 30. Aparato según las reivindicaciones 20 a 29, caracterizado porque para apretar un par de dispositivos de sujección roscados que comprende una herramienta instruable motorizada capaz de suspender temporalmente y después reanudar el apriete del par de dispositivos de sujección; se dota de aparato de medios para medir la cantidad de exceso de giro de la herramienta durante una suspensión temporal del apriete; y

medios para instruir a la herramienta para que determine el apriete en función al exceso de giro medido de la herramienta.

5 31. Aparato según las reivindicaciones 20 a 30, caracterizado porque para detectar un mal funcionamiento de la herramienta durante el apriete de un par de dispositivos de sujeción roscados, que incluye: una herramienta instruable motorizada para apretar el par de dispositivos de sujeción, se dota al aparato de medios para predecir la cantidad de exceso de giro de la herramienta después que se ha dado instrucciones a la herramienta para que termine el apriete; medios para instruir a la herramienta para que termine el apriete; medios para medir la cantidad real de exceso de giro de la herramienta después que se ha instruido a la herramienta para que termine el apriete; y medios para indicar un mal funcionamiento de la herramienta en el caso de que el exceso de giro medido de la herramienta se desvíe sustancialmente del exceso de giro de la herramienta pronosticado.

20 32. Aparato según las reivindicaciones 20 a 31, caracterizado porque para apretar en serie una pluralidad de pares prácticamente idénticos de dispositivos de sujeción roscados hacia un parámetro de apriete final, que comprende: una herramienta motorizada para apretar cada par de dispositivos de sujeción; se dota al aparato de por: medios para predecir una cantidad de exceso de giro de la herramienta, variable de un par de dispositivos de sujeción al siguiente, al final del apriete; y medios para instruir a la herramienta para que termine el apriete en cada par de dispositivos de sujeción en respuesta a la diferencia entre el valor del parámetro final de apriete y la cantidad de exceso de giro de la herramienta pronosticado.

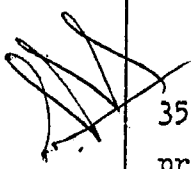


33. Aparato según la reivindicación 20 a 32,

5 caracterizado porque para apretar en serie una pluralidad de pares de dispositivos de sujección roscados prácticamente idénticos, que incluye: una herramienta motorizada para apretar los pares de dispositivos de sujección; medios para modificar un parámetro de apriete y la aparición de deformación alineal durante el apriete; se dota al aparato de; medios para terminar normalmente el apriete en respuesta a haber alcanzado un valor del parámetro de apriete, y medios para instruir a la herramienta para que termine el apriete en respuesta a la
10 detección de deformación alineal antes de alcanzar el parámetro de apriete.

15 34. Aparato según la reivindicación 33, caracterizado por medios para calcular un valor de tensión final conseguido y uno de los dispositivos de sujección cuando la herramienta termina el apriete en respuesta a haber detectado deformación alineal.

20 35. Aparato según las reivindicaciones 20 a 34, caracterizado porque cuando comprende una herramienta para apretar los elementos; medios para detectar el par de torsión aplicados a los elementos de sujección y el ángulo de avance de los mismos; medios para verificar la aparición de deformación alineal de los elementos de sujección; se dota al aparato de medios para terminar el apriete en respuesta a un parámetro de apriete cuando una pequeña parte de los elementos de sujección han experimentado deformación alineal y medios para verificar la frecuencia de detecciones de deformación alineal.
25

30  36. Aparato según las reivindicaciones 20 a 35, caracterizados porque para apretar una ensambladura que comprende dispositivos de sujección roscados, que incluye: una herramienta para apretar los dispositivos de sujección; medios


para detectar el par de torsión aplicados a los dispositivos de sujeción y el ángulo de avance de los mismos; medios para terminar el apriete en respuesta a un primer parámetro de apriete; se dota al aparato de medios para calcular la tensión en la ensambladura a partir del primer parámetro de apriete; medios para calcular la tensión en la ensambladura a partir de un segundo parámetro de apriete derivado de los valores detectados de par de torsión y ángulo; y medios para comparar la tensión calculada a partir del final del apriete con el primer parámetro de apriete con la tensión calculada a partir del segundo parámetro de apriete.

37. Aparato según la reivindicación 20 a 35, para detectar el mal funcionamiento de una herramienta durante el apriete de una pluralidad de dispositivos de sujeción roscados, que comprende una herramienta motorizada que tiene un par de agarrotamiento predeterminado; medios para finalizar el funcionamiento de la herramienta en respuesta a un valor de un parámetro de apriete a un par de torsión final menor que el par de agarrotamiento de la herramienta, se dota al aparato de medios para indicar un mal funcionamiento de la herramienta en el caso de que la herramienta se agarrote antes de alcanzar el valor del parámetro de apriete.

28. Aparato según la reivindicación 20 a 37, caracterizado porque para conectar una pluralidad de ensambladuras con pares de dispositivos de sujeción roscados, que comprenden: una herramienta instruable motorizada capaz de suspender temporalmente y después reanudar el apriete de par de dispositivos de sujeción; se dota al aparato de medios para instruir a la herramienta para que apriete el par de dispositivos de sujeción a un valor de tensión de por lo menos 0,4% del límite elástico y por debajo del límite elástico y después

suspender el movimiento de enroscado temporalmente, con lo que se deja que se relaje la ensambladura; y medios para instruir a la herramienta para que reanude el apriete después de la relajación de la ensambladura.

5 39. Aparato según las reivindicaciones 20 a
38, caracterizado porque para conectar una ensambladura con
una pluralidad de pares de dispositivos de sujección roscados,
que comprende: una pluralidad de herramientas instruibles mo-
10 torizadas capaz de suspender y reanudar el apriete de los pa-
res de dispositivos de sujección que incluye medios para medir
el par de torsión aplicado a los pares de dispositivos de
sujección; se dota al aparato de medios para instruir a las
herramientas para que inícien el apriete del par de dispositi-
15 vos de sujección asociado con el mismo; medios para instruir
por separado a cada herramienta para que suspenda el apriete
del par de dispositivos de sujección asociados con la misma
independientemente de la suspensión del apriete de otros pares
de dispositivos de sujección; y medios para instruir, después
20 de suspender el apriete de todos los pares de dispositivos de
sujección, a las herramientas para que reanuden el apriete
de los pares de los dispositivos de sujección para un incre-
mento de ángulo de apriete final medido a partir de un lugar
en el cual el par de apriete medido es por lo menos igual al
par de torsión que existe inmediatamente antes de la suspen-
25 sión del movimiento de enroscamiento.

30  40. Aparato según las reivindicaciones 20 a 39,
caracterizado porque para verificar el apriete de dispositivos
de sujección roscados, se dota de medios para determinar el ré-
gimen del par de torsión en la primera y en la segunda áreas
en una región en la cual el régimen del par de torsión es vir-
tualmente constante para pernos de buena calidad; y medios para
comparar los regímenes del par de torsión en la primera y en

la segunda áreas con el fin de determinar si el régimen de par de torsión en la región es virtualmente constante.

5 41. Aparato según la reivindicación 40, caracterizado además, por: medios que responden a los medios de comparación para indicar que un dispositivo de sujeción muestra un régimen de par de torsión que no es constante en la región.


10 42. Aparato según la reivindicación 40, caracterizado porque cuando comprende además una herramienta para apretar los dispositivos de sujeción, se le dota de medios que responden a los medios de comparación para evitar el avance adicional de la herramienta en caso de que se identifique un dispositivo de sujeción con un régimen que no es constante.

15 43. Aparato según las reivindicaciones 20 a 42, caracterizado porque para apretar una pluralidad de ensambladuras que tiene componentes que incluyen elementos de sujeción roscados, prácticamente al mismo valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera mantener correlación con la tensión, que comprende: una herramienta motorizada para apretar los dispositivos de sujeción; medios para determinar una función del par de torsión aplicada al dispositivo de sujeción y una función del ángulo de avance de los dispositivos de sujeción; se dota al aparato de medios para calcular un parámetro de apriete, que varía de un dispositivo de sujeción al siguiente, a partir de las funciones determinadas suficientes para apretar los dispositivos de sujeción al valor de tensión final deseado por debajo del límite elástico de cualquier componente de la ensambladura que pudiera mantener correlación con la tensión; y medios para terminar el apriete al alcanzar el parámetro de apriete.

20

25

30

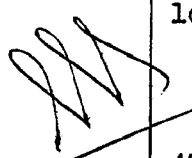


5 44. Aparato según la reivindicación 43, caracterizado porque los medios determinantes comprenden medios que detectan el par de torsión aplicado a los dispositivos de sujeción y medios que convierten el par de torsión detectado en el logaritmo del par de torsión detectado, y porque los medios de cálculo comprenden medios que calculan un parámetro de apriete a partir de la función de ángulo y a partir del logaritmo del par de torsión.

10 45. Aparato según la reivindicación 44, caracterizado porque los medios determinantes comprenden medios para diferenciar el logaritmo del par de torsión detectado con respecto al tiempo y medios para detectar el régimen de avance angular con respecto al tiempo, y porque los medios de cálculo comprenden medios que calculan un parámetro de apriete a partir del logaritmo diferenciado de par de torsión y a partir del régimen de avance angular.

15 46. Aparato según la reivindicación 45, caracterizado porque los medios determinantes comprenden medios para determinar el régimen de par de torsión con respecto al ángulo y para determinar la tensión que aparece en uno de los dispositivos de sujeción al menos al final del apriete a partir del valor determinado del régimen de par de torsión.

20 47. Aparato según la reivindicación 46, caracterizado porque los medios determinantes comprenden medios para determinar de una forma virtualmente continua la derivativa del logaritmo del par de torsión actual con respecto al ángulo.

25  48. Aparato según las reivindicaciones 20 a 47, caracterizados porque para verificar el apriete de una pluralidad de ensambladuras que comprenden dispositivos de sujeción

5 ción roscados prácticamente idénticos cuyo aparato comprende:
una herramienta para apretar los dispositivos de sujección;
medios para detectar el par de torsión y no la carga en diver-
sos ángulos de avance durante el apriete; se dota al aparato
de medios para determinar, a partir de los valores detectados
la tensión que aparece en uno de los dispositivos de sujección
al final del apriete a un valor de tensión adyacente al límite
elástico del dispositivo de sujección cuya tensión difiere del
límite elástico nominal del dispositivo de sujección y que
10 varía de ensambladura a ensambladura.

49. Aparato según la reivindicación 32, ca-
racterizado porque los medios de predicción comprenden medios
para predecir el exceso de giro de la herramienta en función
al régimen del par de torsión.

15 50. Aparato según la reivindicación 20 a 29,
caracterizado porque para verificar el apriete de un par de dis-
positivos de sujección roscados, que comprende: una herramien-
ta motorizada para apretar el par de dispositivos de sujección;
medios para detectar el par de torsión y el ángulo durante el
20 apriete; se dota al aparato de medios que convierten los valo-
res detectados de par de torsión a una derivativa del logaritmo
del par de torsión; y medios para terminar el apriete del par
de elementos de sujección en respuesta a una función de la de-
rivativa del logaritmo del par de torsión.

25 51. Aparato según las reivindicaciones 20 a
50, caracterizado porque para apretar una ensambladura que in-
cluye un par de dispositivos de sujección enroscados, cuyo apa-
rato comprende: una herramienta motorizada para apretar el par
de dispositivos de sujección; medios para detectar el par de
26 torsión aplicado al dispositivo de sujección y el ángulo de

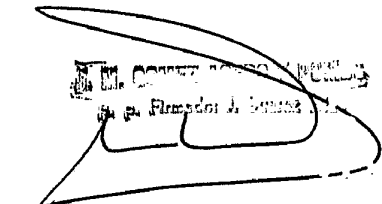
5 avance del hilo de rosca; se dota al aparato de medios para determinar, durante el apriete, el origen de la tensión en el par de dispositivos de sujeción a partir de los valores detectados del par de torsión y ángulo; medios para determinar, durante el apriete, un parámetro de detención basado en el origen de la tensión; y medios para terminar el funcionamiento de la herramienta motorizada en respuesta al parámetro de detención.

10 52. Procedimiento y aparato para tensar dispositivos de sujeción roscados, para tensar una pluralidad de ensambladuras prácticamente idénticas, tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria.

Esta Memoria consta de 93 hojas, escritas a máquina por una sola cara.

15 Madrid, 27 DIC 1977

ROCKWELL INTERNATIONAL CORPORATION,


E. M. CONROY, Director General
de la Filial de España



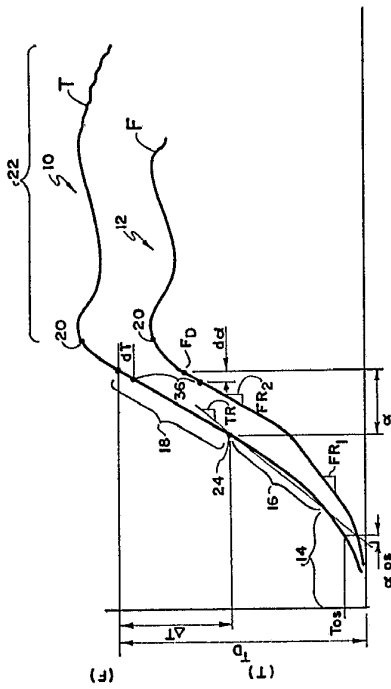


FIG. 1

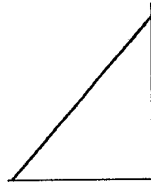


FIG. 3

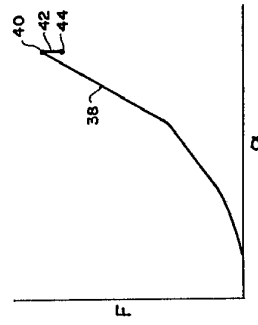


FIG. 4

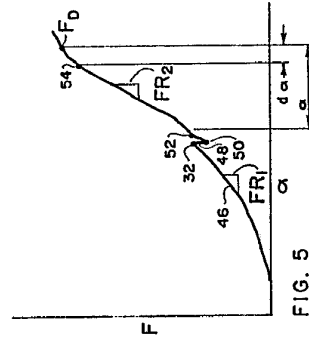


FIG. 5

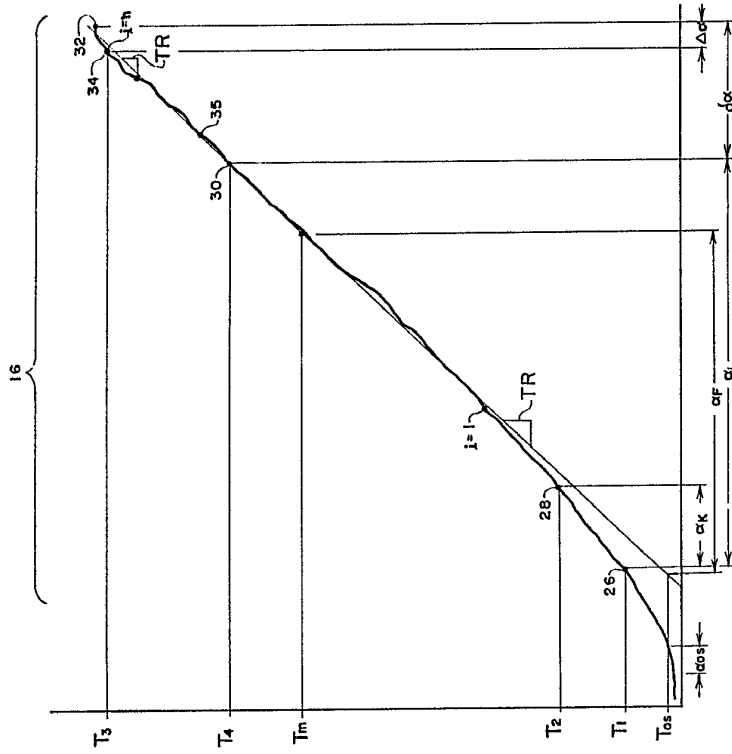
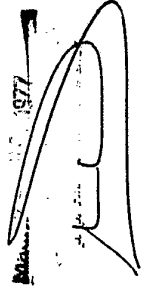


FIG. 2

ESCALA VARIABLE

MAR 1977



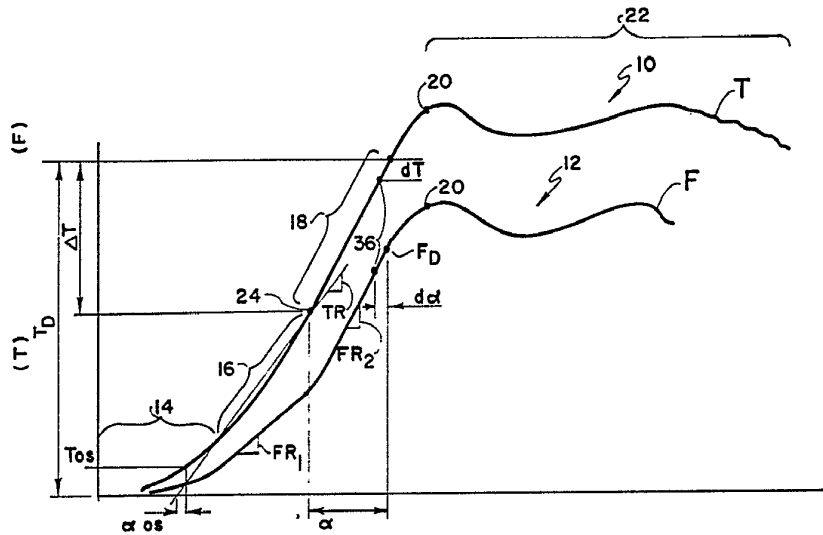


FIG. 1

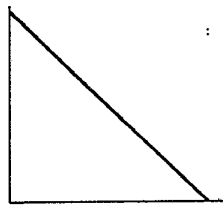


FIG. 3

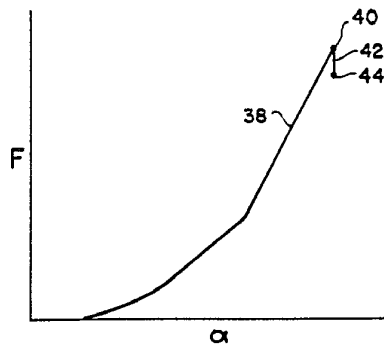


FIG. 4

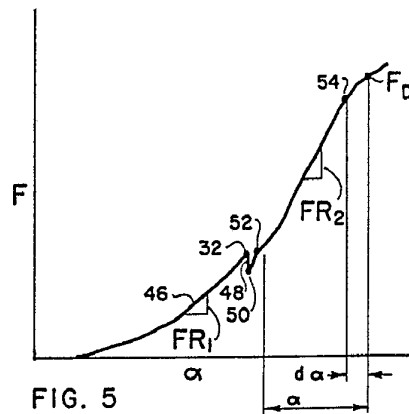
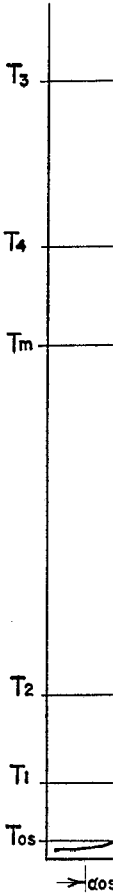


FIG. 5



FIG

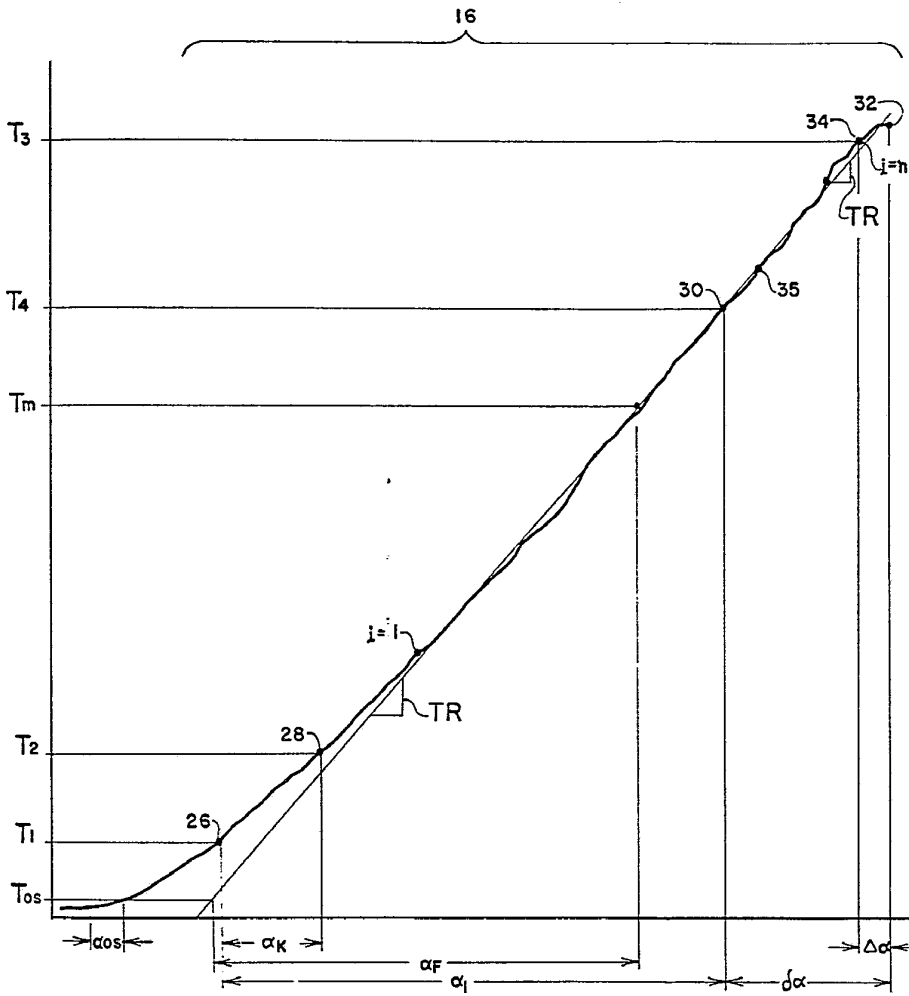


FIG 2

ESCALA
VARIABLE

MAR 1977

[Handwritten signature]

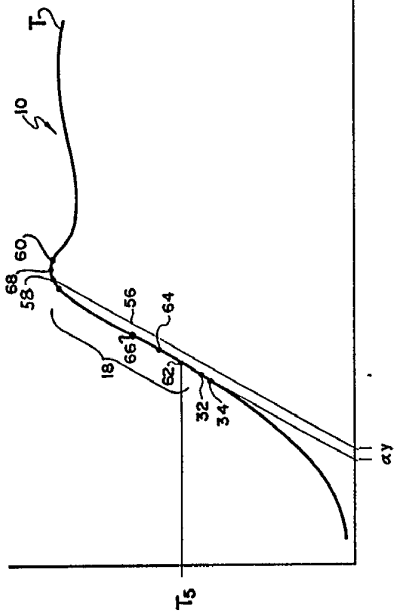


FIG. 6

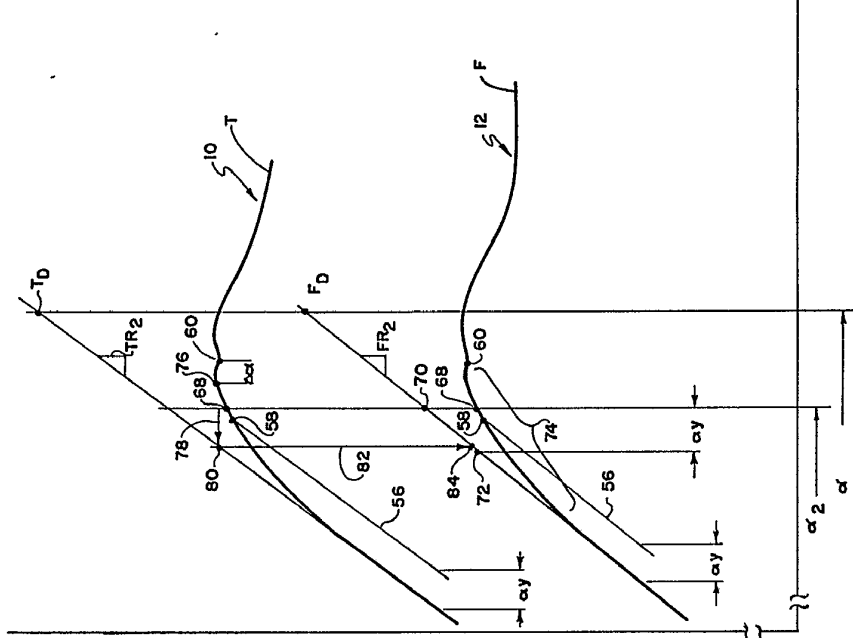


FIG. 7

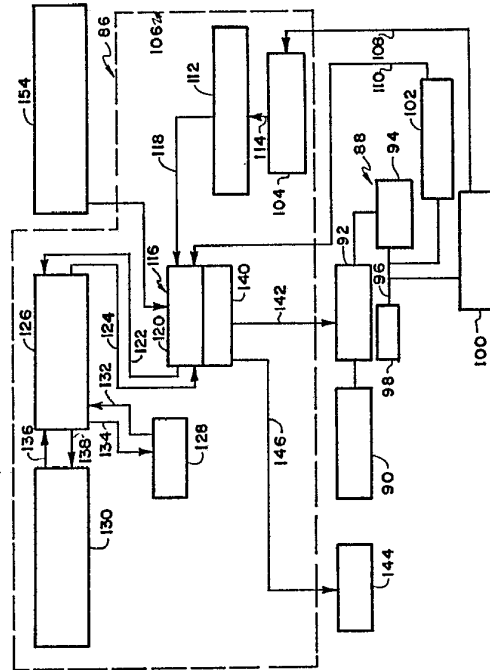


FIG. 8

ESCALA VARIABLE
9 4 810 1977

ROCKWELL INTERNATIONAL CORPORATION
20000 Rockwell Drive
Beverly Hills, California 90212
U.S.A.

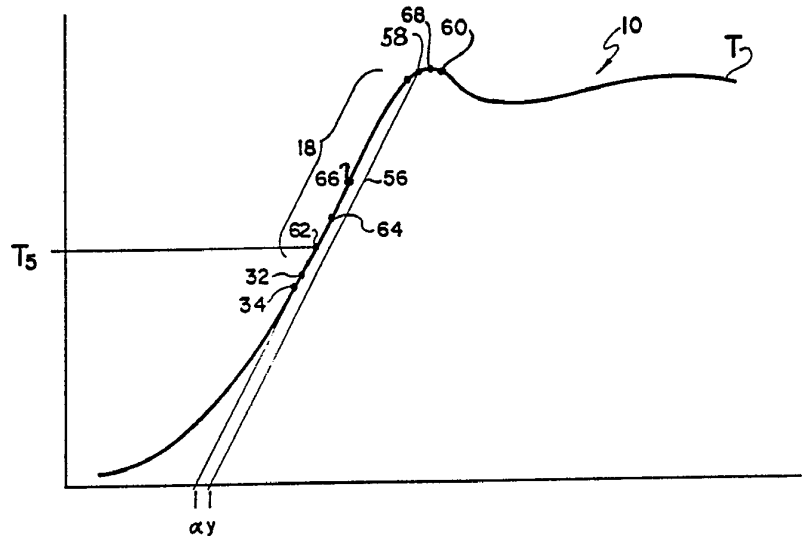


FIG. 6

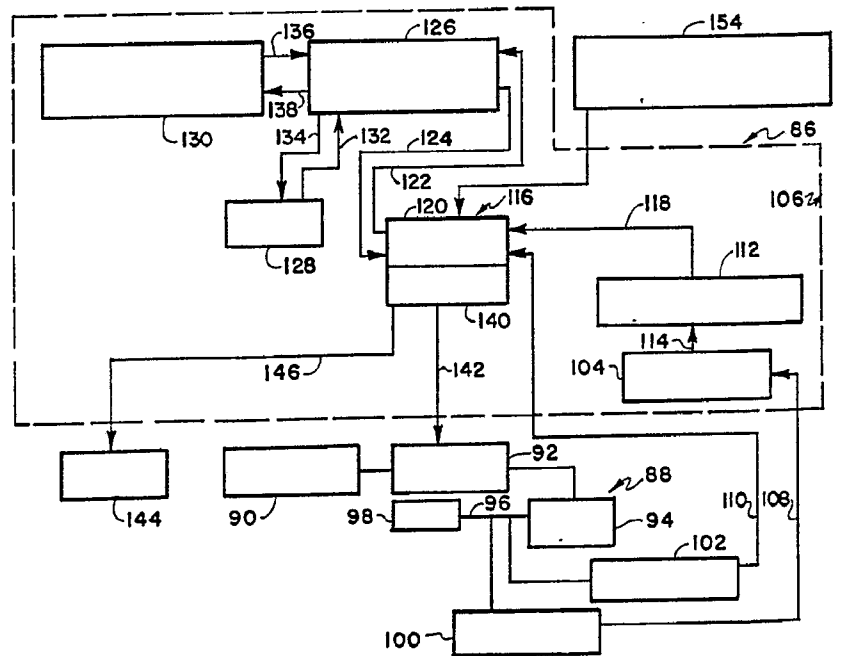


FIG. 8

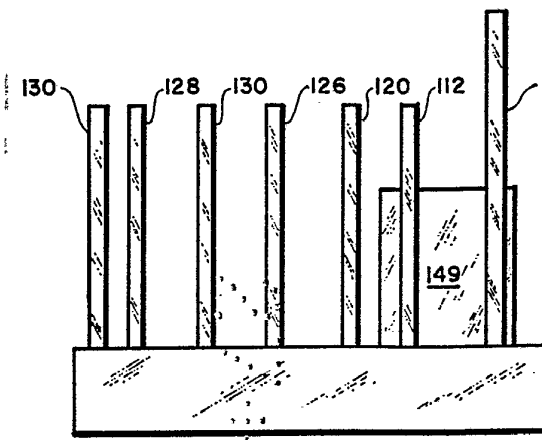
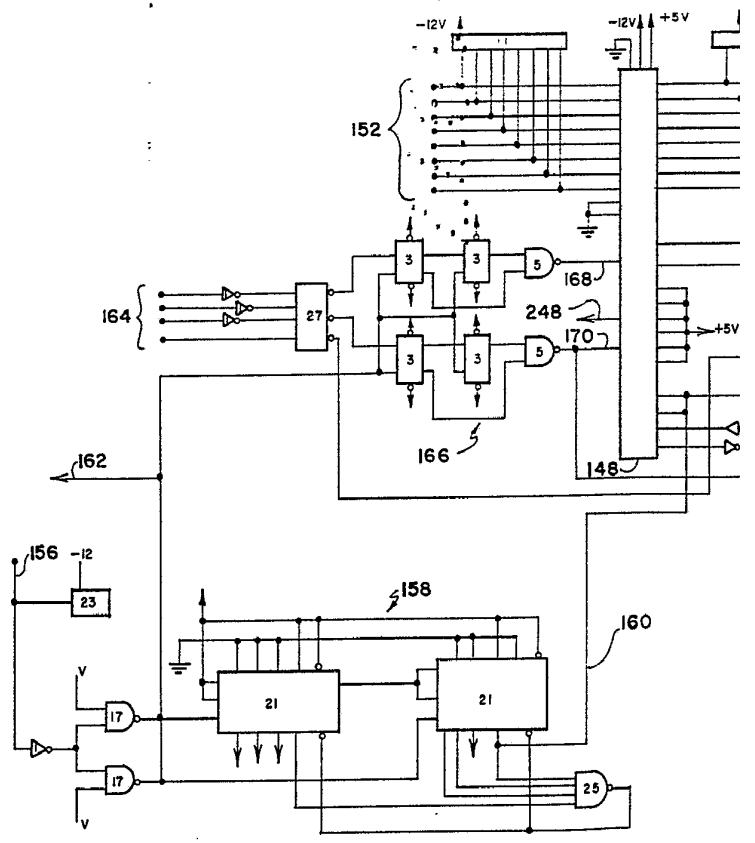


FIG. 9



FIG

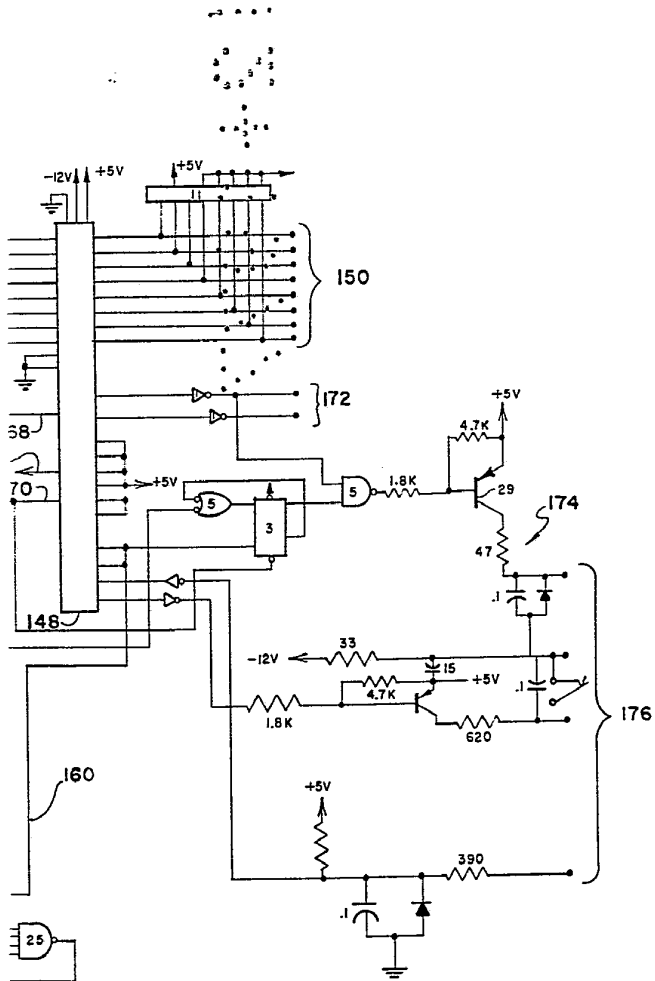
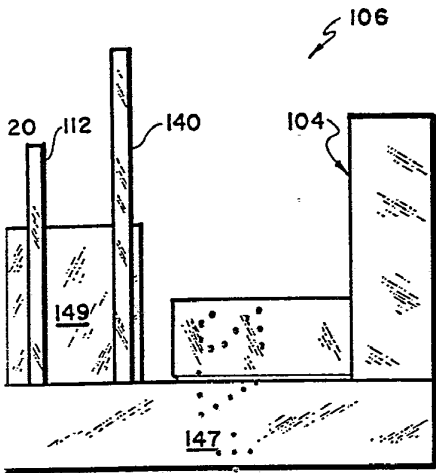


FIG. 10A

ESCALA
VARIABLE

~~Patente No. 10.1077~~

J. M. GOMEZ AGUIRRE Y COMPA
S. de Ingenieros y Arquitectos

144

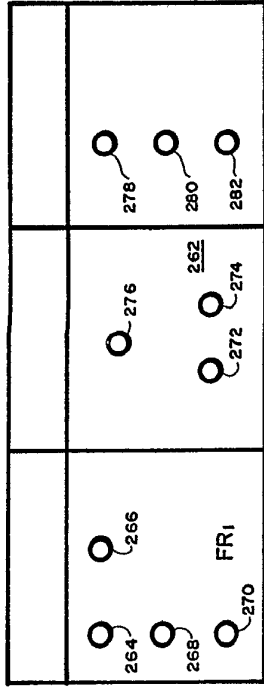


FIG. 11

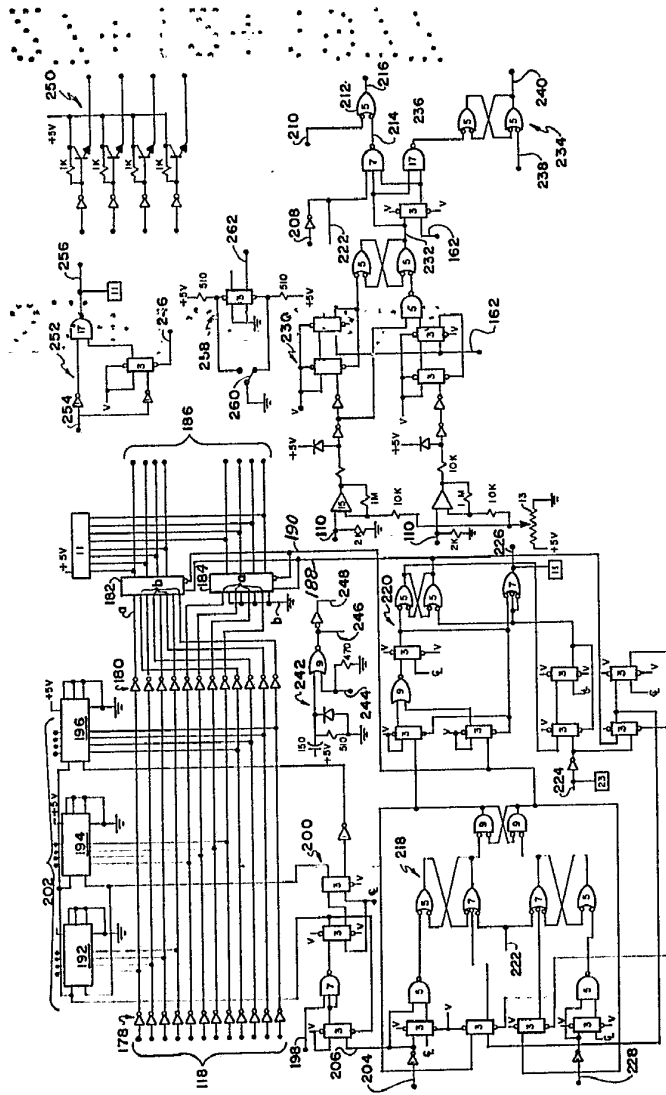


FIG. 10B

298

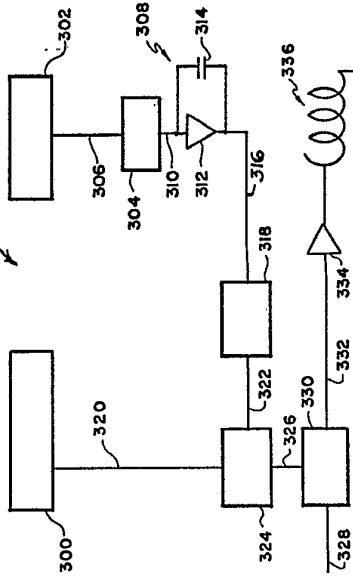


FIG. 12

ESCALA VARIABLE
14 DIC. 1977

J. M. GOMEZ A. Y FOMBA
Ingeniero de Telecomunicaciones

ROCKWELL INTERNATIONAL CORPORAT

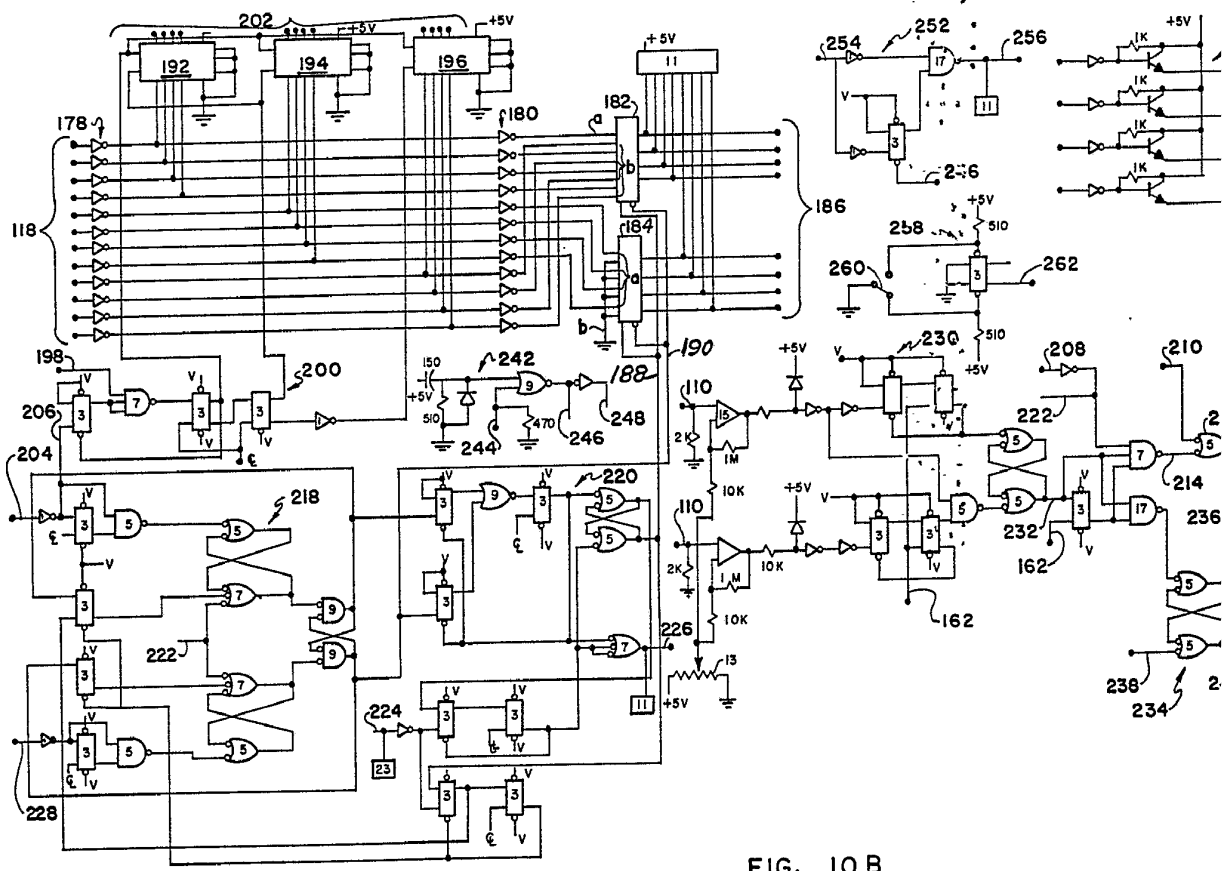


FIG. 10 B

