

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 411 704**

51 Int. Cl.:

F16L 25/00 (2006.01)

E21B 17/042 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.01.2006 E 06717432 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.03.2013 EP 1836425**

54 Título: **Métodos y conexiones para tubos acoplados**

30 Prioridad:

11.01.2005 US 32972

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

08.07.2013

73 Titular/es:

**V&M TUBE-ALLOY LP (100.0%)
400 N. Sam Houston Parkway East, Suite 900
Houston, TX 77060 , US**

72 Inventor/es:

**DELANGE, RICHARD, W.;
HEGLER, MATTHEW, ALLEN y
BAILEY, ANDYLE, GREGORY**

74 Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

ES 2 411 704 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Métodos y conexiones para tubos acoplados

Antecedentes de la invención

5 Campo de la invención

La presente invención se refiere a métodos y conexiones para fijar entre sí los extremos de cuerpos tubulares roscados y crear un empalme estructuralmente fuerte y a prueba de fugas de dichos cuerpos tubulares. Más concretamente, la presente invención se refiere a un conjunto de acoplamiento y espigas roscadas, y a un método asociado, para fijar entre sí los extremos roscados de los cuerpos de tubos tubulares de modo que las roscas de las espigas y del acoplamiento empalmadas formen un empalme mecánico seguro y una junta estanca roscada a prueba de fugas de alta presión.

Contexto de los antecedentes de la invención

15 Los cuerpos de los tubos tubulares utilizados en la construcción de pozos de petróleo y gas normalmente se fijan entre sí por sus extremos a través de unos empalmes roscados que hacen uso de un diseño de rosca y junta destinado a soportar las fuerzas estructurales que actúan entre los componentes roscados además de prevenir el flujo de los fluidos del pozo a alta presión a través de las rocas empalmadas de la conexión. En muchos de los diseños de roscas utilizados para fijar los extremos de tubos entre sí, las roscas actúan a modo tanto de estructuras de empalme mecánico como de estructuras de sellado estancas a la presión.

20 En las conexiones en las que la estanqueidad no es el objetivo del diseño de las roscas, la estanqueidad normalmente se obtiene con unos anillos de sellado suplementarios y/o sellados metal-metal contruidos como componentes integrales de la conexión. A las conexiones que incluyen estos elementos potenciadores de la estanqueidad normalmente se les denomina "conexiones premium". En los diseños de las conexiones premium a veces se necesita utilizar acoplamientos con paredes de acoplamiento más gruesas que las de los elementos de acoplamiento utilizados para la fabricación de acoplamientos conformes a las especificaciones del Instituto Americano del Petróleo (API). Estos acoplamientos con paredes más gruesas se necesitan para formar resaltes de torsión y mantener una alta rigidez del acoplamiento que contribuya a acomodar el esfuerzo en el acoplamiento durante presiones internas/externas o cargas de tracción/compresión extremas. Cuando las condiciones lo permiten, normalmente es deseable evitar la mayor cantidad posible de elementos añadidos de estos conectores premium como, por ejemplo, anillos de sellado, sellos metal-metal y materiales de acoplamiento de pared gruesa dado el mayor coste que suponen y la complejidad asociada a su uso.

35 A los elementos de acoplamiento con unas dimensiones y especificaciones iguales a las de los acoplamientos API se les denomina en este documento "elementos de acoplamiento estándar". El elemento de acoplamiento estándar normalmente tiene una estructura de pared más delgada y es más fácil de obtener que el necesario para muchas conexiones premium. Una conexión capaz de ser construida con elementos de acoplamiento estándar es menos cara de fabricar que otra que requiera un elemento de acoplamiento con un grosor mayor de la pared que el presente en los elementos de acoplamiento estándar. Incluso dentro de la gama de elementos de acoplamiento estándar, el ahorro de costes se puede maximizar utilizando el elemento de acoplamiento estándar con la pared más delgada posible dada la diferencia en el contenido de acero.

40 En la tabla siguiente se listan las especificaciones de los "elementos de acoplamiento estándar" utilizados en la construcción de acoplamientos API para tamaños de tubos típicos:

Elementos de acoplamiento estándar para tubos de revestimiento

45 **DE nominal, pulgadas**
Tipo de rosca
Pared nom. (pulgadas)
Peso/pie

50 **(libras)**
FBS

Elementos de acoplamiento para tubos de revestimiento

ES 2 411 704 T3

		4-1/2
		5,000
5	Refuerzo Corto Largo	
		0,466
		0,479
		0,443
10		22,59
		23,15
		21,58
15		4,185
		4,162
		4,225
		5
20	Refuerzo Corto Largo	5,563
		0,507
25		0,529
		0,483
		27,40
		28,47
		26,23
30		4,675
		4,638
		4,718
		5-1/2
35	Refuerzo Corto Largo	6,050
		0,500
40		0,526
		0,477
		29,66
		31,06
45		28,42
		5,175
		5,130
		5,215
50		6-5/8
		7,390
55	Refuerzo Corto Largo	
		0,635
		0,662
		0,607
60		45,85
		47,61
		44,01
		6,278
		6,232

ES 2 411 704 T3

		6,328
		7
5	Refuerzo Corto Largo	7,656
		0,573
		0,603
10		0,552
		43,39
		45,46
15		41,92
		6,653
		6,600
		6,690
20		7-5/8
		8,500
	Refuerzo Corto Largo	
25		0,706
		0,735
		0,683
		58,82
30		61,01
		57,07
		7,265
		7,214
35		7,305
		8-5/8
		9,625
40	Refuerzo Corto Largo	
		0,781
		0,826
		0,760
45		73,84
		77,69
		72,02
50		8,258
		8,180
		8,295
		9-5/8
55	Refuerzo Corto Largo	10,625
		0,781
		0,829
60		0,760
		82,19
		4

ES 2 411 704 T3

		86,81
		80,15
5		9,258
		9,175
		9,295
10	Refuerzo Corto	10-3/4
		11,750
		0,786
		0,759
15		92,12
		89,18
		10,375
		10,422
20		11-3/4
		12,750
	Refuerzo Corto	
25		0,786
		0,763
		100,53
		97,77
		11,375
		11,415
30		
		13-3/8
		14,375
	Refuerzo Corto	
35		0,786
		0,760
		114,18
		110,61
40		
		13,000
		13,045
45		16
		17,000
	Refuerzo Corto	
		0,803
		0,833
50		
		139,04
		143,96
		15,594
55		15,543
		18-5/8
		20,000
60	Refuerzo Corto	
		1,018
		1,048

		206,57
		212,32
5		18,219
		18,166
		20
		21,00
10	Refuerzo Corto	
		0,803
		0,834
15		173,37
		179,79
		19,594
20		19,541

Además de costar más, los diseños de acoplamientos de pared gruesa reducen el espacio libre central a través del conector. El diámetro exterior nominal de todos los elementos de acoplamiento es el mismo para cualquier tamaño de tubo dado a utilizar en el diseño de una sarta convencional. La resistencia del acoplamiento puede obtenerse aumentando el grosor de la pared hacia el centro del acoplamiento, si bien con tal reforzamiento se reduce el espacio libre a través del acoplamiento. La reducción del espacio libre del acoplamiento normalmente está relacionada con una reducción no deseada del espacio libre a través del tubo empalmado en el acoplamiento.

Recientemente, la industria ha establecido que las conexiones de tubos roscadas cumplan ciertos criterios nuevos de rendimiento y de prueba. Como parte de este requisito, los conectores son sometidos a rigurosas pruebas para reafirmar el cumplimiento de las nuevas normas de la industria. Una de tales normas de la industria es la especificación 13679 de la Organización Internacional de Normalización (ISO). La ISO 13679 es una especificación internacional en la que se establecen los procedimientos a seguir para ensayar conexiones de tubos de revestimiento y tubos para pozos para las industrias del petróleo y del gas natural. Esta especificación fue desarrollada para validar de una manera más realista los parámetros de rendimiento a base de ensayar las condiciones y cargas de servicio extremas a las que las conexiones de tubos de revestimiento y tubos para pozos se ven sometidas durante su uso. La especificación ISO 13679 resulta, en parte, de la determinación de que puedan ser necesarios cambios en el diseño de las conexiones existentes para conseguir envolventes de cargas de servicio útiles para los conectores. Un aspecto de la especificación requiere que la conexión se realice de tal manera que durante la conformación final se produzca una precarga del conector en un sentido axial. Se ha descubierto que esta precarga axial puede resultar ventajosa a la hora de mejorar la capacidad de presión conforme la carga axial en el conector pasa de la tensión a la compresión.

A la fuerza del par de torsión que aplica la precarga se le denomina frecuentemente "par de torsión delta". El par de torsión delta puede definirse como la parte del par de torsión de conformación final inducida en los componentes que interfieren axialmente de la conexión de espiga y caja después de resolver la interferencia radial de las roscas que tiene lugar durante la conformación. En la Figura 12 de los dibujos se ilustra un gráfico del Par de torsión (T) frente a las Vueltas (TN) en el que se definen el par de torsión de los resaltes (ST), el par de torsión delta (DT) y el par de torsión final (FT). El par de torsión T se ha trazado en el eje vertical y la cantidad de vuelta de la espiga TN respecto al acoplamiento se ha trazado en el eje horizontal. A la interferencia radial máxima que se da durante la conformación antes del empalme de los resaltes normalmente se le denomina par de torsión de los resaltes ST. El límite inferior del par de torsión delta, a saber, el par de torsión de los resaltes, puede atribuirse a la interferencia entre las roscas que ocurre antes de dejar de rotar la conexión dado el empalme de los componentes de conexión que interfieren axialmente de la espiga y la caja. El límite superior del par de torsión delta, o par de torsión final, es el par de torsión total aplicado a la conexión durante la conformación. Se comprenderá que la magnitud de la fuerza de precarga es una función de la magnitud del par de torsión delta. El par de torsión delta puede aumentarse bajando el par de torsión de los resaltes y/o aumentando el par de torsión final de una conexión.

En general, para precargar una conexión se necesita que la conexión se realice con una fuerza del par de torsión alta almacenada en la conexión. El límite superior del par de torsión normalmente se determina a través de la capacidad de la tenaza hidráulica que se utiliza para aplicar el par de torsión a la conexión del sitio del pozo. El par de torsión de conformación disponible en el sitio del pozo debe distribuirse para alcanzar un equilibrio óptimo de las fuerzas radiales y axiales dentro de la conexión. Esto requiere imponer en la conexión unos niveles de interferencia radial suficientes para activar las roscas para la estanqueidad conservando al mismo tiempo una larga capacidad de torsión para aplicar el par de torsión final requerido y conseguir la precarga axial deseada.

- 5 Cuando se aplican cargas axiales de compresión a la conexión, bien durante las pruebas o bien durante el uso del pozo, es posible que se sobrepase la fuerza de precarga axial. Cuando esto ocurre, se produce un efecto de "micromovimiento" en cascada debajo de las roscas al desengancharse los flancos de carga y los espacios libres entre los flancos de enlace se reducen y finalmente se empalman. Este micromovimiento perturba el compuesto roscado de los diseños de roscas convencionales y puede llevar al inicio de fugas. Aumentar el par de torsión final no es necesariamente una opción económica para aumentar la precarga en un intento de superar esta susceptibilidad a las fugas. Además del hecho de que las tenazas de perforación muchas veces pueden no tener capacidad para añadir un par de torsión final suficiente, la aplicación de unos valores de torsión muy altos al tubo aumentan la posibilidad de dañar el cuerpo del tubo y/o las roscas del tubo.
- 10 En técnicas anteriores se han sugerido una variedad de métodos de empalme y de diseños de rosca diferentes en un intento de prevenir fugas en los empalmes sometidos a altas cargas axiales de tensión y compresión.
- 15 La Patente Estadounidense 4 673 201, considerado el documento que más se aproxima a la técnica anterior, presenta una conexión roscada que comprende un acoplamiento y un primer y un segundo miembros de espiga, en donde cada uno de los miembros de espiga incluye una punta anular que tiene una superficie de sellado principal dirigida axialmente para la obturación con la superficie de sellado principal del otro miembro de espiga, habiendo una superficie de sellado secundaria en el interior del acoplamiento.
- 20 Además de precargar la conexión, la técnica anterior ha sugerido unas configuraciones de rosca de conexión específicas para mejorar el sellado entre los empalmes roscados acoplados. En la técnica anterior se muestran específicamente diseños de rosca que hacen uso de juntas estancas roscadas para sellar la presión interna y externa en un entorno sometido a cargas axiales de tensión y compresión. Algunos de estos diseños de técnicas anteriores incluyen roscas en el flanco de carga negativo, niveles de interferencias diametrales (radiales), resaltes de torsión y espacios libres de rosca especiales para mejorar el sellado de las roscas. Unas conicidad sesgadas entre la espiga y la caja para ayudar en el sellado creado por la interfaz entre el compuesto de rosca y el perfil de rosca también son características de las conexiones de técnicas anteriores. También se han propuesto diseños que incorporan un resalte de torsión que se consigue obturando las puntas de las espigas de los dos empalmes de tubos empalmados dentro de un acoplamiento. Algunos de los diseños de técnicas anteriores también han combinado la obturación de los resaltes de las puntas de las espigas con una o más de las características mejoradoras de la estanqueidad conocidas en los diseños de técnicas anteriores. Las ventajas de construir una conexión dentro de los límites de los elementos de acoplamiento fáciles de obtener y económicos del Instituto Americano del Petróleo (API) también han sido bien reconocidas por los diseñadores de técnicas anteriores. No obstante, ninguna de las técnicas anteriores enseña o sugiere una conexión de fabricación fácil y económica capaz de formar un sellado de rosca satisfactorio en los elementos de acoplamiento convencionales dentro de un entorno sometido a altas cargas axiales de tensión con pares de torsión de conformación finales que se encuentren dentro de la capacidad de trabajo de las tenazas de potencia normalmente utilizadas para empalmar las conexiones en el sitio del pozo.

Breve resumen de las características principales de la invención

- 40 La presente invención incorpora con éxito las ventajas de algunas características individuales de diseños de técnicas anteriores en un nuevo conjunto dentro de una conexión única para obtener un sellado de las roscas de alta presión efectivo, de fabricación económica, utilizando elementos de acoplamiento estándar y unos valores del par de torsión de conformación final dentro de la capacidad de las tenazas del sitio de perforación y que tiene la capacidad de funcionar sin fugas dentro de entornos de prueba y de trabajo en los que la conexión se ve expuesta a altas cargas axiales de tensión. Estos buenos resultados se obtienen sin la ventaja de un sello metal-metal o una junta tórica suplementaria.
- 45 Una conexión de la presente invención puede tener un par de torsión delta hasta tres veces mayor que los diseños de técnicas anteriores gracias, en parte, a un menor par de torsión del resalte y, en parte, a un diseño que permite un mayor par de torsión final.
- 50 La realización preferente de la presente invención es un conector cónico, roscado y acoplado con una altura equivalente (misma altura en las roscas de la espiga y de la caja), un flanco de carga negativa, formas de rosca cónicas sesgadas con conformaciones de espigas de obturación dentro de un acoplamiento construido a partir de elementos de acoplamiento estándar.
- El diseño de la presente invención cumple los requisitos de rendimiento de presión interna/externa de las normas de la industria con posibilidades de igualar o superar los de las conexiones "premium", con un acoplamiento construido a partir de elementos de acoplamiento estándar.
- 55 Durante la parte inicial de la conformación de una conexión de resalte, la energía del par de torsión se consume en pérdidas de fricción y en la desviación de las piezas de conexión en la dirección radial. La energía del par de torsión consumida por estas pérdidas de fricción y desviaciones radiales reduce la fuerza del par de torsión final disponible para precargar axialmente el empalme. El diseño de la presente invención equilibra la interferencia radial y el par de torsión de precarga para mantener la capacidad de sellado en los pares de torsión finales que se encuentran dentro

de la capacidad de los equipos de conformación de campo convencionales. Este objetivo se consigue en parte con un diseño de rosca capaz de reducir el par de torsión requerido para conseguir un contacto entre los resaltes.

El diseño de la presente invención previene las fugas causadas por el micromovimiento que tiene lugar dentro de un acoplamiento construido a partir de elementos de acoplamiento estándar.

- 5 El diseño del acoplamiento de la presente invención reduce el par de torsión de los resaltes, lo que permite un par de torsión delta mayor durante la conformación final sin que resulte necesario un par de torsión de conformación final más elevado.

10 El diseño de la presente invención previene las fugas causadas por el micromovimiento mediante un diseño de rosca que permite aplicar unos pares de torsión finales más elevados, dentro de la capacidad de los equipos de conformación de tubos existentes en el sitio del pozo, en un empalme construido con elementos de acoplamiento estándar.

15 Los resultados ventajosos de la presente invención se obtienen, en parte, a base de combinar la rigidez del acoplamiento, el grosor optimizado de la punta de la espiga y los grandes pares de torsión delta sin necesidad de que los valores del par de torsión final sean altos ya que podrían sobrepasar la capacidad de los equipos de conformación de campo. La pared del centro del elemento de acoplamiento estándar se mantiene en o cerca de su grosor nominal para optimizar la estabilidad radial con las primeras roscas de los extremos de las espigas acopladas en la posición de conformación completa para mejorar así la capacidad de sellado de la conexión. Todos estos resultados se consiguen con una conexión en la que se utilizan elementos de acoplamiento estándar.

20 La presente invención se refiere, en parte, a un acoplamiento y configuración de las roscas y espigas, y al método asociado, para fijar entre sí los extremos roscados de cuerpos de tubos tubulares de modo que las roscas de las espigas y del acoplamiento empalmadas formen un empalme mecánico seguro y un sellado de las roscas resistente a la alta presión y en donde dicho sellado se consiga con materiales de elementos de acoplamiento estándar y sin necesidad de utilizar un sello metal-metal.

25 En la forma preferente de la invención, los elementos de acoplamiento API para las roscas de los tubos de revestimiento de refuerzo están mecanizados internamente con roscas cónicas que se extienden hacia el centro del acoplamiento desde cada extremo de acoplamiento. Los extremos de las espigas de las uniones de tubos a fijar con el acoplamiento se trabajan a máquina con las roscas externas conformadas con las roscas del acoplamiento de modo que las caras finales de las espigas se acoplen por el centro del acoplamiento para formar unos resaltes de torsión mutuos antes de aplicar el par de torsión de conformación final a la conexión. La realización preferente del
30 diseño de la presente invención maximiza el grosor del acoplamiento disponible (en el centro del acoplamiento) al extender las roscas de la caja completamente hacia abajo hasta el diámetro interior del elemento de acoplamiento de refuerzo estándar API. Esta característica no solo ayuda a aumentar la rigidez del acoplamiento sino que también supone un ahorro de costes significativo atribuible a la facilidad y simplicidad del mecanizado de la conexión. El uso del elemento de acoplamiento estándar de pared más delgada (refuerzo) reduce el coste y permite la formación de
35 unos extremos de pared de las espigas más gruesos para los resaltes al tiempo que permite una apertura central lo mayor posible a través de las espigas conectadas y el acoplamiento del empalme.

40 En una forma preferente de la invención, el sellado entre las espigas y el acoplamiento se mejora haciendo que la altura nominal de las roscas de las espigas y de la caja sea sustancialmente la misma y haciendo que el espacio libre de los flancos de enlace sea el mínimo posible, dentro de las tolerancias de fabricación, con lo que se produce una interferencia que no resulta demasiado perjudicial entre los flancos de enlace de las roscas durante la conformación. En las roscas coincidentes de las espigas y el acoplamiento hay una geometría de las roscas de flancos de carga negativa para imponer fuerzas de compresión radialmente entre las espigas y el acoplamiento durante la última parte de la conformación. La aplicación del par de torsión a la conexión tras el empalme de las caras de las espigas resulta en una precarga axial durante el par de torsión de conformación final que evita la
45 separación axial de las roscas acopladas de las espigas y la caja cuando la conexión se pone bajo tensión.

50 En una forma preferente de la invención, las roscas externas de cada espiga se eliminan de una porción de la espiga adyacente a la cara de la espiga para formar la punta de la espiga. Las puntas de espiga no roscadas absorben y almacenan las fuerzas de precarga de compresión aplicadas durante el apriete de los dos extremos de las espigas dentro del acoplamiento. La relación entre el grosor de la pared de las puntas de las espigas y la longitud de las puntas de las espigas se mantiene lo más alta posible para permitir la interferencia axial máxima durante la aplicación del par de torsión a la conexión.

55 Durante la torsión de comprensión que produce la precarga, la ausencia de roscas externas acopladas en las puntas de las espigas aumenta la magnitud de las fuerzas de comprensión axial de reposición mantenidas en los extremos de las espigas axialmente comprimidos. Aunque la optimización del almacenamiento de la fuerza dentro de las puntas de las espigas durante el par de torsión de precarga también puede conseguirse eliminando una porción de

las roscas de acoplamiento centrales en lugar de eliminando las roscas de las puntas de las espigas, con el proceso de mecanizado para eliminar las roscas de las puntas de las espigas se consigue el mismo efecto y es más sencillo y menos caro que el requerido para eliminar las roscas centrales del acoplamiento, lo que contribuye aún más a facilitar la fabricación y a reducir el coste de la conexión.

5 La retirada de las roscas de las puntas de las espigas en lugar de las roscas centrales del acoplamiento también garantiza que el grosor de la pared del acoplamiento en el centro del acoplamiento se mantenga sustancialmente igual que el grosor nominal de la pared del elemento de acoplamiento estándar, maximizando así el grosor de la pared restante en el centro del acoplamiento para mantener una resistencia máxima al esfuerzo radial resultante de las fuerzas y las presiones aplicadas cuando la sarta de tubos se está probando o utilizando. Se verá que, si se desea, el área interna central del acoplamiento también puede dejarse sin roscar en el área que va a quedar superpuesta a las puntas de las espigas de diámetro reducido para así evitar el empalme de las puntas de las espigas con el acoplamiento al tiempo que se retiene el volumen máximo de la pared en el centro del hueco del elemento de acoplamiento estándar.

15 La creación de resaltes de torsión mutuos mediante el empalme de las caras finales de las puntas de las espigas colindantes elimina la necesidad de formar un resalte de torsión en la superficie interna del acoplamiento, un diseño que necesitaría de un elemento de acoplamiento no estándar, más grueso, para mantener la capacidad deseada. Las caras de las puntas de las espigas colindantes, que definen el área del resalte de torsión, se maximizan seleccionando la relación de área óptima entre la longitud de los resaltes de las espigas y el área de los resaltes de torsión en función de la conicidad de las roscas, la interferencia de las roscas y el grosor del acoplamiento. Si se maximiza el grosor de la pared de las puntas de las espigas también se maximiza la torsión admisible para precargar la conexión. El grosor de las puntas de las espigas queda limitado por factores tales como la conicidad de las roscas, la interferencia y el grosor del acoplamiento. A la hora de determinar el grosor adecuado de las puntas de las espigas, se han determinado los límites superior e inferior de la relación entre la longitud de las puntas de las espigas y el área del resalte de torsión para optimizar el rendimiento de la conexión de la presente invención. La relación optimizada es una medida de la rigidez de las puntas de las espigas respecto al par de torsión final admisible. La relación disminuye al aumentar el grosor de la pared dentro de un diseño fuera del rango de diámetros. El uso de elementos de acoplamiento estándar de refuerzo de pared relativamente delgada permite maximizar el grosor de las puntas de las espigas.

20 El diseño del límite inferior preferente para la relación del área de longitud de las puntas de las espigas del resalte de torsión de la presente invención es de 0,025. Si la longitud de las puntas de las espigas se establece como dos veces el paso de las roscas, los diseños con paredes más gruesas requerirán unas longitudes mayores de las puntas de las espigas para mantener una relación adecuada para la precarga durante la conformación. El límite superior preferente para la relación del área de longitud de las puntas de las espigas del resalte de torsión de la presente invención es de 0,35. De este modo, el grosor mínimo de las puntas de las espigas de la presente invención queda limitado al requerido para proporcionar una precarga suficiente durante la conformación.

40 El diseño de la presente invención proporciona un par de torsión delta prácticamente tres veces mayor que el de las conexiones convencionales, debido en parte a un diseño de rosca que permite un par de torsión del resalte menor y un par de torsión final mayor en comparación con algunas conexiones convencionales.

45 Las dimensiones de las roscas, la configuración y la precarga de las caras de espiga cooperan para formar una conexión fija, sustancialmente rígida que no perturba el sellado formado entre la grasa de los tubos y las roscas para mantener así un sellado entre las espigas y el acoplamiento sin necesidad de un sello metal-metal, a pesar de los cambios en la carga axial de la conexión experimentados durante las pruebas y el uso real.

Las características, objetivos y ventajas citadas de la presente invención, así como otros aspectos, se entenderán y verán con mayor facilidad haciendo referencia a los dibujos, especificación y reivindicaciones siguientes.

50 **Breve descripción de los dibujos**

La Figura 1 es una vista en sección transversal vertical, parcialmente despiezada, en la que se ilustra una conexión de espigas según una técnica anterior conformada en un acoplamiento seccionado central en donde las espigas tienen unos resaltes en las puntas de espiga a espiga;

55 La Figura 2 es una vista en sección transversal, parcialmente despiezada, en la que se ilustra una conexión de espigas según una técnica anterior conformada en un acoplamiento seccionado central en donde las espigas tienen unos resaltes en las puntas de espiga a espiga;

La Figura 3 es una vista en sección transversal en la que se ilustra una conexión según una técnica anterior de espigas conformada en un acoplamiento alargado central en donde las puntas de las espigas se empalman a un resalte de par de torsión de acoplamiento interno;

La Figura 4 es una vista en sección transversal ampliada en la que se ilustran detalles del empalme de roscas de espiga y caja según una conexión de técnicas anteriores;

5 La Figura 5 es una vista en sección de una cuarta parte en la que se ilustra una conexión de la presente invención con un acoplamiento construido de un material de elementos de acoplamiento estándar en donde las espigas tienen unos resaltes en las puntas de espiga a espiga.

La Figura 6 es una vista en sección transversal ampliada en la que se ilustran detalles del acoplamiento de puntas de espiga a espiga del empalme de la presente invención en la sección central del acoplamiento.

La Figura 7 es una vista en sección ampliada en la que se ilustra un espacio libre de los flancos de enlace entre las roscas de la conexión de la presente invención antes de la carga de compresión de la conexión;

10 La Figura 8 es una vista en sección ampliada en la que se ilustra el espacio libre dimensional máximo permitido entre los flancos de carga de las roscas de la presente invención durante la carga de compresión;

La Figura 9 es una vista en sección ampliada en la que se ilustran detalles de la estructura en el centro del acoplamiento de la presente invención;

15 La Figura 10 es una vista en sección ampliada en la que se ilustran detalles de la estructura en la porción de las puntas de las espigas de la presente invención;

La Figura 11 es una vista en sección ampliada en la que se ilustran detalles de una forma modificada de la presente invención; y

20 La Figura 12 es una representación gráfica del par de torsión frente a las vueltas en la conformación de una conexión con resaltes en la que se ilustra el par de torsión de los resaltes, el par de torsión delta y el par de torsión final.

Descripción de las realizaciones ilustradas

25 En la Figura 1 se ilustra un empalme de técnicas anteriores, indicado en general como 10, en el que unas espigas 12 y 14 se conectan dentro de un acoplamiento 16. Las dos espigas 12 y 14 se acoplan por las puntas que hay formadas en sus extremos axiales para formar unos resaltes de torsión mutua. La porción central del acoplamiento 16 incluye un área alargada en el centro 18 que actúa a modo de supresor de conformación por laminación y proporciona una resistencia de acoplamiento en el centro del acoplamiento. Unas áreas ranuradas 20 y 22 en cualquiera de los lados axiales del área alargada 18 no contienen roscas por lo que las puntas de las espigas 12 y 14 pueden verse sometidas a un esfuerzo axial sin que el esfuerzo axial sea transferido al acoplamiento circundante 16. Las roscas 24 de la espiga 12 y 26 de la espiga 14 se acoplan a las roscas internas del acoplamiento para formar un empalme mecánico y el sellado de las roscas. Las roscas 24 y 26 incluyen flancos de carga negativa para impartir fuerzas de compresión radialmente entre las roscas de las espigas y el acoplamiento.

35 El diseño de la conexión de técnicas anteriores de la Figura 1 requiere que haya que aumentar radialmente el área de la pared central 18 del acoplamiento 16 para que pueda recibir el supresor de conformaciones por laminación al tiempo que se reduce radialmente para formar las áreas ranuradas 20 y 22. Dado que el área alargada 18 requiere un elemento de acoplamiento que tenga una pared con un grosor mayor que el de los elementos de acoplamiento estándar, el coste del diseño aumenta. Además, el maquinado de las ranuras 20 y 22 en la pared del acoplamiento para evitar la transferencia de esfuerzos radiales entre las espigas y el acoplamiento en el área de las puntas de las espigas añade costes a la fabricación de la conexión y reduce también la resistencia de la pared del acoplamiento. Dado que la resistencia del acoplamiento se ve comprometida, la rigidez de la conexión se reduce y aumenta la probabilidad de fugas causadas por el micromovimiento entre las espigas y el acoplamiento.

45 En la Figura 2 se ilustra otro diseño de técnicas anteriores, indicado en general como 30, en el que las espigas 32 y 34 lindan con las caras de las puntas de las espigas correspondientes dentro de un acoplamiento 36. El acoplamiento 36 tiene un área ranurada en el centro 38 que evita el contacto entre las puntas de las espigas y el acoplamiento para aislar las fuerzas axiales de las puntas de las espigas del acoplamiento circundante. Las roscas que conectan las espigas y el acoplamiento tienen flancos de carga negativa. El diseño de la Figura 2 requiere que el interior del área central del acoplamiento 36 sea mecanizado para formar el área ranurada 38. Este mecanizado reduce la pared disponible en el acoplamiento y también reduce la resistencia última de la conexión. La reducción de la resistencia de acoplamiento también reduce la rigidez de la conexión, lo que aumenta la posibilidad de que se produzca un micromovimiento durante la carga axial que, a su vez, aumenta la probabilidad de fugas en la conexión.

50

La Figura 3 es una conexión de técnicas anteriores, indicada en general como 40, donde hay formado un resalte interno de torsión formado por un saliente radial en la pared interna 42 en el área central del acoplamiento 44. Se ilustran dos espigas 46 y 48 integradas dentro del acoplamiento con las puntas de las espigas sobresaliendo contra la proyección interna radial 42. Para la fabricación del acoplamiento 42 se necesita un elemento de acoplamiento que tenga una pared con un grosor mínimo igual al del saliente 42. Para alcanzar una resistencia estructural suficiente, la pared del acoplamiento debe ser normalmente mayor que la del elemento de acoplamiento estándar. El requisito de un elemento de acoplamiento con una pared más gruesa aumenta el coste de fabricación de la conexión en comparación con el de una conexión que pueda utilizar un elemento de acoplamiento estándar.

En la Figura 4 se ilustran las roscas empalmadas de un diseño de espigas y acoplamiento de técnicas anteriores, indicado en general como 50. El diseño de las roscas de técnicas anteriores 50 normalmente incluye roscas en las espigas 52 que son más cortas que las roscas de la caja 54 lo que hace que quede un hueco entre los valles de la caja/la cresta de las espigas 56 entre las espigas y la caja en la posición de conformación final. En este diseño de técnicas anteriores el hueco entre los valles y las crestas de las roscas es de 0,002 pulgadas (0,051 mm) en la mayoría de los tamaños de tubos. En este diseño de técnicas anteriores también queda un hueco entre los flancos de enlace 58 de 0,003 pulgadas (0,076 mm) cuando la conexión está en la posición de conformación final. El hueco 56 se extiende a modo de paso helicoidal por todo el largo de la conexión 50. El hueco se sella con un lubricante para tubos adecuado para prevenir fugas. El lubricante para tubos presente en el hueco 56 se ve perturbado por los micromovimientos que tienen lugar cuando la conexión se ve sometida a cambios en la carga axial. Tal y como se ha indicado anteriormente, la ocurrencia de micromovimientos en la conexión puede resultar en fugas en la conexión.

En la Figura 5 se ilustra un empalme cónico, roscado y acoplado de la presente invención, indicado generalmente como 60, con una forma de rosca cónica sesgada que incluye un acoplamiento 62 y dos espigas para tubos 64 y 66. Las roscas cónicas 68 de la superficie externa de la espiga 66 se acoplan a las roscas cónicas correspondientes 70 formadas en el interior de un extremo del acoplamiento 62. De igual modo, las roscas 72 de la superficie externa de la espiga 64 se acoplan a las roscas 74 formadas en el interior del extremo opuesto del acoplamiento 62. Las secciones roscadas de la conexión 60 comprenden una forma de rosca cónica sesgada. Las roscas 68, 70 y 72, 74 tienen flancos de carga negativa. La espiga 64 tiene una punta de la espiga 76 y la espiga 66 tiene una punta de la espiga 78. Las puntas de las espigas del tubo 76 y 78 se acoplan entre sí en la porción central del acoplamiento 62 para formar unos resaltes de torsión mutua. El acoplamiento 62 se ha hecho a partir de un elemento de acoplamiento estándar para una conexión reforzada.

En la Figura 6 se ilustran detalles de los resaltes de torsión mutua de la punta de la espiga anular que hay formados en el área central de la conexión de la presente invención. La punta de la espiga 78 tiene una punta anular de la espiga 82 y la punta de la espiga 76 tiene una cara de la punta de la espiga anular 80. El área externa adyacente al extremo axial de la punta de la espiga 78 se proporciona con un área externa cilíndrica 84 y sin roscas. Hay un área cilíndrica similar 86 formada en el área cilíndrica externa adyacente al extremo axial de la punta de la espiga 76. Las roscas 70 del acoplamiento 62 se ilustran superpuestas al área cilíndrica 84, sin estar empalmadas a las roscas de la espiga 66.

De forma análoga, las roscas 74 del acoplamiento 62 se ilustran superpuestas al área cilíndrica 86, sin estar empalmadas a las roscas de la espiga 64. Las caras de las puntas de las espigas 80 y 82 forman unas áreas de resaltes de torsión mutua anulares.

En la Figura 7 se ilustran detalles de la estructura de las roscas de la conexión de la presente invención. Las roscas empalmadas de las espigas y la caja de la presente invención tienen una altura equivalente para que no quede ningún hueco entre los valles y las crestas de las roscas empalmadas cuando la conexión se conforma al par final. Las roscas de la conexión de la Figura 7 se han representado como aparecerían si la conexión fuese sometida a una precarga de torsión o una carga de tensión impuesta desde el exterior. Bajo la carga de tensión se forma un hueco 88 entre los flancos de enlace de la conexión roscada.

En una realización preferente de la presente invención, el hueco 88 tendrá una longitud axial de 0,003 pulgadas/pulgada.

En la Figura 8 se ilustra la conexión de la presente invención cuando la conexión se ve sometida a una carga de compresión. Bajo esta condición, el hueco 90 se forma entre los flancos de carga de las roscas empalmadas. En una forma preferente de la invención, el hueco 90 se limita a una distancia axial de 0,0039 pulgadas (0,076 mm).

Si se presta atención a las Figuras 7 y 8, se verá que el micromovimiento asociado a las transiciones en las aplicaciones de esfuerzos entre las cargas de tensión y de compresión limitan el micromovimiento axialmente en una cantidad definida por las diferencias dimensionales axiales entre las roscas de las espigas y la distancia axiales entre las roscas adyacentes del acoplamiento. No se produce ninguna separación radial de las superficies de

estanqueidad dentro los valles y las crestas de las roscas empalmadas durante la aplicación de fuerzas de compresión y tensión en la conexión. Con una precarga suficiente, no se producirá separación entre los flancos de carga durante la carga de tensión. De este modo, los micromovimientos entre los empalmes de valles y crestas quedan limitados a los desplazamientos axiales resultantes de los cambios en la carga axial, que tienen un efecto mínimo en la eficacia de estanqueidad de las superficies empalmadas de una conexión de la presente invención.

En la Figura 9 se ilustra un área central del grosor total de la pared de la pared del acoplamiento 62 de la presente invención. Una dimensión radial 92 ilustra la dimensión máxima de la pared del acoplamiento. En un diseño preferente de la presente invención, la dimensión 92 es sustancialmente igual al grosor nominal de la pared de los elementos de acoplamiento convencionales, preferentemente la de empalmes de refuerzo.

En la Figura 10, se ilustran los detalles de la punta de la espiga 78 de la espiga 66 de la presente invención. La longitud axial de la punta de la espiga 78 se define a través de una dimensión 94. La dimensión de la longitud de la punta de la espiga 94 es la longitud axial entre la cara de la punta de la espiga 80 y la terminación de las roscas del extremo de la espiga 66. El punto preciso de la terminación de las roscas es aquel en el que no se establece ningún empalme mecánico entre las roscas de las espigas y las roscas del acoplamiento cuando la espiga se conforma en el acoplamiento al par de conformación final. El grosor de la pared de la punta de la espiga anular se define a través de una dimensión 96. El área del resalte de torsión del resalte de la punta de la espiga queda definida por la superficie anular 80 que forma la superficie de la punta de la espiga.

En la Figura 11 se ilustran los detalles de una forma modificada de la presente invención, indicada en general como 100. La conexión 100 es similar a la conexión 60 previamente ilustrada salvo que el centro del acoplamiento no tiene roscas. El grosor radial máximo del acoplamiento 102, indicado como 104, es igual al grosor nominal de la pared del elemento de acoplamiento API convencional. Las roscas del acoplamiento 100 se extienden hasta la superficie cilíndrica lisa del centro del elemento de acoplamiento. Las áreas de las puntas de las espigas de las espigas 76 y 78 siguen sin empalmarse al acoplamiento circundante para permitir la precarga de las puntas de las puntas de las espigas sin tener que transferir directamente las fuerzas de precarga a la estructura de acoplamiento circundante.

Aunque se considera que la especificación y los dibujos anteriores y las reivindicaciones siguientes son ilustrativos de la manera de realizar y utilizar la presente invención, se observará que pueden hacerse varias modificaciones en los métodos y conexiones de la invención sin salirse del espíritu y el alcance de la invención. Así, a modo de ejemplo en lugar de limitación, las roscas de la conexión pueden ser roscas de cola de milano o de doble gancho o en cuña en lugar de las roscas con flancos de carga negativa descritos específicamente. De forma similar, para las conexiones y métodos de la presente invención pueden utilizarse otras muchas formas de roscas que tengan menos características individuales o ventajas que las descritas. Según esto, se entenderá que se prevé que la presente invención solo se vea limitada por las definiciones de las reivindicaciones siguientes.

REIVINDICACIONES

1. Una conexión roscada para tubos (60), que comprende:
 un cuerpo de acoplamiento (62) que tiene unas roscas de acoplamiento (70,74) formadas internamente,
 5 una primera y una segunda espigas (64,66) formadas en los extremos de un primer y un segundo empalme para tubos tubulares, respectivamente,
 una primera y una segunda roscas en las espigas (72,68) formadas, respectivamente, a lo largo de las superficies externas de dichas primera y segunda espigas (64,66), estando dichas primera y segunda roscas de las espigas adaptadas para coincidir con las roscas de dicho acoplamiento para formar una conexión de empalme estructural y sellado de presión entre dichas primera y segunda espigas y dicho acoplamiento, caracterizada por que dicho
 10 cuerpo de acoplamiento está fabricado a partir de un elemento de acoplamiento estándar,
 dichas primera y segunda espigas (64,66) tienen una primera y una segunda caras de espiga anulares (76,78) formadas, respectivamente, a lo largo de las superficies finales axiales de los extremos axiales de dichas espigas, teniendo cada una de las caras de espiga un grosor radial definido entre el diámetro interior y el diámetro exterior de la espiga tubular sobre la que está formada, estando dichas primera y segunda caras de espiga adaptadas para conectarse una a la otra en el punto medio axial aproximado de dicho acoplamiento cuando dichas primera y
 15 segunda espigas coinciden exactamente con dicho acoplamiento, no teniendo dicho acoplamiento ningún resalte de torsión de empalme de dichas primera y segunda espigas,
 sobre dichas primera y segunda espigas (64,66) hay formadas unas primera y segunda puntas de espiga (80,82),
 20 respectivamente, que se extienden axialmente hacia afuera de las caras de espiga correspondientes una primera y una segunda longitudes de las puntas de espiga, respectivamente, no quedando dichas puntas de las espigas conectadas estructuralmente al menos en parte a dichas roscas internas del acoplamiento cuando dichas primera y segunda espigas coinciden totalmente con dicho acoplamiento con lo que las fuerzas axiales en dicho acoplamiento en lugares radiales adyacentes a cualquiera de dichas puntas de espiga no son transmitidas directamente entre
 25 dicho acoplamiento y dichas puntas de espiga, y
 una geometría de rosca con flancos de carga negativa en las roscas de dichas primera y segunda espigas y las roscas coincidentes del acoplamiento, con lo que entre dichas primera y segunda espigas y dicho acoplamiento se imponen unas fuerzas compresión en una dirección radial tras el empalme de dichas caras de las puntas de espiga durante la aplicación de un par en la formación de dicha conexión.
- 30 2. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde la longitud axial de cada una de dichas puntas de espiga es igual a al menos un 80% de la longitud axial atravesada por dos vueltas de las roscas en las espigas correspondientes en las que están formadas.
3. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde dicho elemento de
 35 acoplamiento estándar es para una conexión con roscas de refuerzo.
4. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 2, en donde dicho elemento de acoplamiento estándar es para una conexión con roscas de refuerzo.
- 40 5. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1 en donde dichas puntas de espiga se forman reduciendo el diámetro exterior de sus respectivas espigas.
6. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1 en donde la longitud de cada una de dichas puntas de espiga es sustancialmente igual al avance axial de dos vueltas de las roscas en su espiga asociada.
- 45 7. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde dichas primera y segunda puntas de espiga tienen una relación R entre una longitud axial de puntas de espiga y un área asociada de resaltes de torsión que cae dentro del rango

$$0,025 \leq R \leq 0,35.$$

8. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde a un par de torsión final de dicha conexión, los flancos de enlace que hay entre las roscas de las espigas conectadas y las roscas de caja se separan aproximadamente 0,003 pulgadas (0,076 mm) medidas axialmente.
- 5 9. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde dicho acoplamiento tiene un área sin roscas a lo largo de su área interna central.
10. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde no hay un espacio libre de valles y crestas entre las roscas de las espigas conectadas y las del acoplamiento.
- 10 11. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 1, en donde las anchuras de las roscas medidas axialmente de las roscas de dicha primera espiga son menores que la distancia medida axialmente entre las roscas del acoplamiento adyacentes en aproximadamente 0,003 pulgadas (0,076 mm)
- 15 12. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 11, en donde a un par de torsión final de dicha conexión, los flancos de enlace que hay entre las roscas empalmadas de las espigas y la caja se separan aproximadamente 0,003 pulgadas (0,076 mm) medidas axialmente.
- 20 13. Una conexión roscada para tubos (60), que comprende:
un cuerpo de acoplamiento (62) en cuyo interior que tiene unas roscas de acoplamiento (70,74) formadas internamente,
una primera y una segunda espigas (64,66) formadas en los extremos de un primer y un segundo empalmes para tubos tubulares, respectivamente,
una primera y una segunda roscas en las espigas (72,68) formadas, respectivamente, a lo largo de las superficies externas de dichas primera y segunda espigas (64,66), estando adaptadas dichas primera y segunda roscas de las espigas para coincidir con las roscas de dicho acoplamiento para formar una conexión de empalme estructural y de sellado de presión entre dichas primera y segunda espigas y dicho acoplamiento, caracterizada por que dicho cuerpo de acoplamiento está fabricado a partir de un elemento de acoplamiento estándar;
dichas primera y segunda espigas tienen una primera y una segunda caras de espiga anulares (76,78) formadas, respectivamente, a lo largo de las superficies finales axiales de los extremos axiales de dichas primera y segunda espigas (64,66), teniendo cada una de las caras de las espigas antedichas un grosor radial definido entre el diámetro interior y el diámetro exterior de la espiga tubular sobre la que está formada, dichas primera y segunda caras de las espigas están adaptadas para conectarse la una a la otra en el punto medio axial aproximado de dicho acoplamiento cuando dichas primera y segunda espigas coinciden exactamente con dicho acoplamiento,
35 en donde dichas primera y segunda espigas tienen una primera y una segunda puntas de espiga (80,82) formadas sobre las mismas,
dichas puntas de espiga tienen una primera y una segunda longitudes de las puntas de espiga, respectivamente, en donde dichas puntas de espiga no quedan conectadas estructuralmente al menos en parte a dichas roscas internas del acoplamiento cuando dichas primera y segunda espigas coinciden totalmente con dicho acoplamiento
40 con lo que las fuerzas axiales en dicho acoplamiento en lugares radiales adyacentes a cualquiera de dichas puntas de las espigas no son transmitidas directamente entre dicho acoplamiento y dichas puntas de las espigas, dichas puntas de las espigas formando caras de espiga, siendo cada una de las caras de espiga sustancialmente plana, y teniendo dicho acoplamiento un área central entre los extremos axiales de dicho acoplamiento con un grosor de la pared sustancialmente igual al grosor de la pared de los elementos de acoplamiento estándar para el tubo que
45 incluye esas espigas.
- 50 14. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde la longitud axial de cada una de dichas puntas de las espigas es igual como mínimo al 80% de la longitud axial atravesada por dos vueltas de las roscas en las espigas correspondientes en las que están formadas.
15. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13 en donde dichas puntas de espiga se forman reduciendo el diámetro exterior de las espigas correspondientes.
16. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 15 en donde dichas puntas de espiga se forman eliminando las roscas del diámetro exterior de las espigas respectivas.

17. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13 en donde la longitud de cada una de dichas puntas de espiga es sustancialmente igual al avance axial de dos vueltas de rosca en su espiga asociada.
18. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde dichas primera y segunda puntas de espiga tienen cada una de ellas una relación R entre una longitud axial de las puntas de las espigas y un área asociada de resaltes de torsión que cae dentro del rango
5 $0,025 \leq R \leq 0,35$.
19. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde dicho acoplamiento tiene unas roscas formadas a lo largo de su área interna central.
- 10 20. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde dicho acoplamiento tiene un área sin roscas a lo largo de su área interna central.
21. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde no hay un espacio libre de valles y crestas entre las roscas de las espigas conectadas y las del acoplamiento.
- 15 22. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde las anchuras de las roscas medidas axialmente de las roscas de dicha primera espiga son menores que la separación axial entre las roscas adyacentes de dicho el acoplamiento en aproximadamente 0,003 pulgadas (0,076 mm)
- 20 23. Una conexión roscada para tubos como la definida en la reivindicación 13, en donde a un par de torsión final de dicha conexión, los flancos de enlace que hay entre las roscas empalmadas de las espigas y la caja se separan aproximadamente 0,003 pulgadas (0,076 mm) medidas axialmente.





