

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.  
F16L 15/06 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 03821177.7

[45] 授权公告日 2007 年 4 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1309986C

[22] 申请日 2003.9.6 [21] 申请号 03821177.7  
[30] 优先权  
[32] 2002.9.6 [33] IT [31] RM2002A000445  
[86] 国际申请 PCT/EP2003/009870 2003.9.6  
[87] 国际公布 WO2004/023020 英 2004.3.18  
[85] 进入国家阶段日期 2005.3.7  
[73] 专利权人 特纳瑞斯连接股份公司  
地址 列支敦士登沙安  
[72] 发明人 加布里埃尔·E·卡尔卡尼奥  
丽塔·G·托斯卡诺 中村久生  
托马索·科波拉 大野立夫  
[56] 参考文献  
US4384737A 1983.5.24  
EP0916883A 1999.5.19  
EP1203909A 2002.5.8

US4153283A 1979.5.8  
审查员 王 锐  
[74] 专利代理机构 中国商标专利事务所有限公司  
代理人 许天易

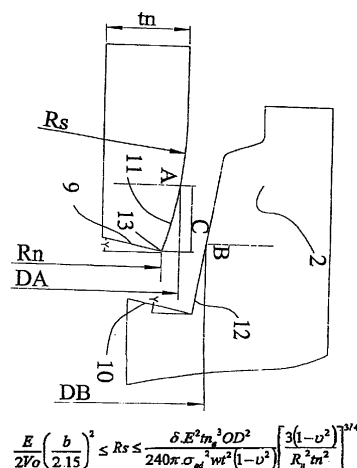
权利要求书 2 页 说明书 7 页 附图 4 页

## [54] 发明名称

螺纹管道接头和构成螺纹管道接头的管

## [57] 摘要

石油开采工业上的螺纹管道接头具有梯形螺纹和放置在靠近螺纹末端的环形密封面(11)，为了密封，其与相应的截头圆锥密封面(12)啮合，这里环形密封面(11)半径  $R_s$  值包括在式(I)给出的范围内。



$$\frac{E}{2\nu_0} \left( \frac{b}{2.15} \right)^2 \leq R_s \leq \frac{\delta E^2 m^2 OD^2}{240 \pi \sigma_m^2 m^2 (1-\nu^2)} \left[ \frac{3(1-\nu^2)}{R_n^2 m^2} \right]^{3/4}$$

1. 一个螺纹管道接头, 包括凸螺纹管件(1)和具有基本圆柱壁的凹螺纹管件(2), 凸件(1)具有环形密封面(11)放置在其靠近螺纹部分的末端, 为密封目的啮合, 当凸件和凹件(1, 2)在装配位置时, 凹螺纹管件(2)的相应的截头圆锥密封面(12)放置在靠近螺纹部分, 其特征为, 以当OD大于140mm时, 环形密封表面半径Rs的值在30—100mm之间, 当OD不大于140mm时, Rs值在30—70mm之间。

2. 根据权利要求1的接头, 其特征为, 具有梯形剖面的螺纹和在装配位置下凸件(1)的刺侧面(6)和凹件(2)的相应刺侧面(5)间隙等于或小于0.15mm。

3. 根据权利要求2的接头, 其特征为, 凸件(1)具有前末端截头圆锥邻接面(9)形成的角( $\gamma$ )包括在 $-15^{\circ} \sim -5^{\circ}$ 之间, 由平面直角到接头纵轴(X)确定。

4. 根据权利要求3的接头, 其特征为, 凸件(1)放置在管段末端和凹件(2)放置在具有两个凹件末端的管连接器末端。

5. 根据权利要求3的接头, 其特征为, 凸件(1)放置在第一管段的末端以及凹件(2)放置在第二管段的末端。

6. 一种构成螺纹管道接头的确定长度的管, 至少一个末端部分在外表面具有螺纹适合形成螺纹管道接头的凸螺纹管件(1), 所述接头包括凸螺纹管件(1)和具有基本圆柱壁的凹螺纹管件(2), 其特征为: 凸件(1)具有环形密封面(11)放置在其靠近螺纹部分的末端, 为密封目的啮合, 当凸件和凹件(1, 2)在装配位置时, 凹螺纹管件(2)的相应的截头圆锥密封面(12)放置在靠近螺纹部分, 其特征为, 以当OD大于140mm时, 环形密封表面半径Rs的值在30—100mm之间, 当OD不大于140mm时, Rs值在30—70mm之间为特征。

7. 根据权利要求6的构成螺纹管道接头的确定长度的管, 其特征为, 具有梯形剖面的螺纹和在装配位置下凸件(1)的刺侧面(6)和凹件(2)的相应刺侧面(5)间隙等于或小于0.15mm。

8. 根据权利要求6的构成螺纹管道接头的确定长度的管, 其特征为, 凸件(1)具有前末端截头圆锥邻接面(9)形成的角( $\gamma$ )包括在 $-15^{\circ} \sim -5^{\circ}$ 之间, 由平面直角到管纵轴(X)确定。

9. 根据权利要求6的构成螺纹管道接头的确定长度的管, 其特征为, 凸件(1)放置在管段末端和凹件(2)放置在具有两个凹件末端的管连接器末端。

10. 根据权利要求6的构成螺纹管道接头的确定长度的管, 其特征为, 凸件(1)

放置在第一管段的末端以及凹件（2）放置在第二管段的末端。

11. 一种构成螺纹管道接头的确定长度的管，至少一个末端部分在内表面具有螺纹适合形成接头凹螺纹管件(2)，所述接头包括凸螺纹管件（1）和具有基本圆柱壁的凹螺纹管件（2），其特征为：凸件（1）具有环形密封面（11）放置在其靠近螺纹部分的末端，为密封目的啮合，当凸件和凹件（1，2）在装配位置时，凹螺纹管件（2）的相应的截头圆锥密封面（12）放置在靠近螺纹部分，其特征为，以当OD大于140mm时，环形密封表面半径Rs的值在30—100mm之间，当OD不大于140mm时，Rs值在30—70mm之间为特征。

12. 根据权利要求11的构成螺纹管道接头的确定长度的管，其特征为，具有梯形剖面的螺纹和在装配位置下凸件(1)的刺侧面（6）和凹件（2）的相应刺侧面（5）间隙等于或小于0.15mm。

## 螺纹管道接头和构成螺纹管道接头的管

### 技术领域

本发明涉及螺纹管道接头，特别是用于连接石油和天然气开采工业用管道。这些管道既能用于泵送天然气或石油，又能作为钻井的井筒使用。

### 背景技术

为了形成石油和天然气工业使用的连续管道的管子或管段的装配通常使用螺纹接头实现。美国石油研究所(API)描述和指定的标准连接覆盖了这些应用的大多数。当遭受石油和天然气井中越来越常见的超载荷条件时，这些连接就有局限性，特别是那些消除天然气泄漏的高内压或高外压相关的情况，以及当同时承受张力、压缩、弯曲或扭矩造成的高机械载荷的情况时。

改进对石油和天然气密封性的一个解决方案是依选择的接头设计，将金属对金属的密封放置在接头的各点处。在螺纹接头的这种密封对气体或液态压力提供一种阻隔，同时螺纹主要满足机械要求及刺穿、流动特性。这些连接的例子是API 流线型管。几种可供选择的金属对金属密封设计在先前技术中被提出。一种金属对金属密封方案是一种包括一个位于接头凸件末端的截头圆锥环形外密封表面，它与位于接头凹件末端的相应的截头圆锥环形内密封表面接触。由于锥形密封表面和一定的最终装配位置，在两表面之间形成了径向干涉，通过引起高接触应力保证了密封。

截头圆锥密封表面的一个重要技术特征是通过凸件的截头圆锥密封表面和包括在密封表面和螺纹区之间的圆柱表面的交叉在边缘形成高度集中的接触应力的发展。沿现有技术接头的轴截面的应力分布如图6所示。

可通过数值分析计算接触应力集中，它是由接头凸件和凹件之间的刚度差别引起的，它激起凸件末端的相对旋转。接触应力沿密封表面的分布还受接头承受的不同载荷条件影响，如张力、压缩、内压力、外压力。在装配过程中引入的高接触应力，通常高于材料的名义屈服强度，对接头处发生严重磨损明显是个危险。

当使用环面锥密封组合时，密封面上的接触应力分布可由Hertz 型函数描述。最大接触应力和有效接触长度与接触力强度和环面半径有关。接触力强度可与阴阳密封面之间的几何干涉和接头的阴凸件尺寸相关。

US4623173 专利文献描述了一种环密封面半径大于 100mm 的螺纹连接。依据特定接头尺寸，如它的直径和壁厚，球半径大的球锥密封在密封处能提供的接触应力不足以确保操作中的密封功能，增大了极端条件下的泄漏危险。另一方面，如果想避免这种缺陷，改进密封接触应力的常用方法是通过增大直径干涉，但这增大了作用在接头内侧的平均应力水平以及装配工艺中凹件和凸件的滑动距离，增大了严重磨损的危险。

在另一种极端条件下，从最大密封接触压力角度考虑，使用非常小的球半径是有利的，但增大了接头严重磨损的危险，由于这种特别高的接触应力通常高于材料的屈服强度。这种方案的另一缺点是降低了的密封接触面积，增大了泄漏的危险。非完美的表面条件和粗糙、润滑、固体颗粒等的存在需要一个接触压力在最小值以上的最小接触长度。

在这些接头中，较适宜的接头是带梯形剖面的接头以增大自身的承载能力，万一在较深井中和非常重要的水平转换的延伸井型中使用。为了增大螺纹的结构抵抗力，几种接头设计使用了侧面对侧面的接触概念，其中，两部件之一的螺纹刺面和载荷面与另一部件相应的侧面在装配中及装配末端相接触。

使用梯形螺纹概念的主要缺点是在装配中刺面和载荷面接触增大了严重磨损的危险以及需要的扭矩，表现为装配操作不稳定，降低了再利用这种接头的可能性。

## 发明综述

本发明的主要目的是通过接头消除上述提到的缺点，允许生产对当今最大范围的操作条件具有优异密封特性的管线，确保最佳性能，甚至在几次装配和拆卸操作之后。

本发明的另一目的是提供一个具有高耐操作载荷的接头。

依据本发明通过螺纹管道接头将实现上述目的和其它随后更好阐明的目的，螺纹管道接头包括一个具有凸件螺纹末端部分的管和一个具有凹件螺纹末端部分的管，具有基本的圆柱壁，具有环形密封表面的凸件放置在靠近各自螺纹的末端部分，为密封目的啮合，当凸件和凹件在装配位置时，凹件相应的截头圆锥密封表面放置在各自螺纹部分的邻近处，以环形密封表面半径值 ( $R_s$ ) 在公式范围内为特征。

$$\frac{E}{2V_0} \left( \frac{b}{215} \right)^2 \leq R_s \leq \frac{\delta \cdot E^2 t_n^3 OD^2}{240\pi \sigma_{ad}^2 wt^2 (1-\nu^2)} \left[ \frac{3(1-\nu^2)}{R_n^2 t_n^2} \right]^{3/4}$$

其中:  $\delta$  = 径向密封干涉;

E: 材料的杨氏模量;

$t_n$ : 销前端厚度;

OD: 管外直径;

$\Sigma_{ad}$ : 材料屈服应力;

wt: 管壁厚度;

$R_n$ : 销前端半径;

$\nu$ : 泊松比 ( $=0.3$ );

b=接触压力的活动长度。

$$V_0 = \frac{\delta \cdot E t_n^3}{6(1-\nu^2)} \left[ \frac{3(1-\nu^2)}{R_n^2 t_n^2} \right]^{3/4}$$

#### 附图简要说明

本发明进一步的优点和方面从对优选方案的详细描述中变得明显, 随后以非限定性例子以附图形式示出。

图 1 示出依据本发明一接头在装配位置沿纵平面的剖面视图;

图 2 示出图 1 接头的放大细节;

图 3 示出了图 1 接头密封部分更大比例的放大细节;

图 4 示出在拆开位置时图 1 接头密封部分更大比例的放大细节;

图 5 示出根据本发明接头在不同载荷条件下密封接触压力的变化图;

图 6 示出沿现有技术接头轴截面在密封部分的应力分布。

#### 最佳实施例的详细说明

参考附图, 作为非限定实施例, 描述本发明接头。接头包括末端具有外截头圆锥螺纹表面的凸件 1 和放置在管或管接头末端的具有相应内截头圆锥螺纹表面的凹件 2。凸件前末端包括凹的轴向的截头圆锥邻近表面 9, 它压紧在凸起的截头圆锥支撑面 10 上在装配操作末端形成凹件的轴肩。外边缘 13 定义为销鼻前部凹面截头圆

锥邻接面 9 和径向环形密封表面 11 之间的交叉处。接头在装配位置时，凸件 1 的环形密封表面 11 挤向凹件 2 的相应的径向截头圆锥密封表面 12，它与相应的所述部件的凸起截头圆锥支撑面 10 相连接。

参照凸件相应密封表面 11 和凹件表面 12 的相对位置确定邻近表面 9 和支撑表面 10 的相对位置，这样在两部件装配中，邻近表面 9 和支撑面 10 外延接触定义了一个直径正干涉  $\delta$ ，由卸载条件下的凸件起始平均直径  $D_A$  和凹件平均直径  $D_B$  确定之差确定，位于凸件表面 11 和凹件表面 12 之间，在从凸件边缘 13 到位于距离  $C$  的接头纵向轴  $X$  的平面直角内测量。点  $C$  与纵向截面和圆切线之间切点相一致，圆切线位于凸件 1 的环密封面 11 和凹件 2 的凹面截头圆锥密封面 12 之间。

凸件 1 的环形密封表面 11 和凹件 2 的截头圆锥密封面 12 之间的直径干涉  $\delta$  通过凹件的直径扩展和凸件的直径压缩来补偿。对于一个给定的直径干涉  $\delta$ ，在凸件和凹件之间发展的接触压力与各自的几何构形有关。干涉  $\delta$  越大，起始于凸件和凹件之间的平均接触压力越高。通常，直径密封干涉为  $0.2\text{mm} \sim 1.0\text{mm}$ ，根据接头直径而定，如直径越大，直径密封干涉越高。

密封面上特殊的应力分布根据密封面自身特殊的几何构形确定。长度“ $b$ ”也称为接触长度，是密封面 11, 12 上的轴向测量长度，在那里接触压力发展。“ $b$ ”值直接与接触处密封面的特殊设计和干涉  $\delta$  的水平相关。

如果“ $b$ ”太小，将产生高的集中密封接触压力分布，反而，如果“ $b$ ”太大，将造成较低接触应力的较宽分布。

如果圆柱半径  $R_s$  和平面与沿接触线作用在垂直平面的压两个部件的力  $F$  相接触，两部件之间的接触压力由 Hertz 系数描述，无非塑性发生。

$$P_{\max} = \left[ \frac{E}{2\pi R_s} \frac{F}{L} \right]^{1/2}$$

这里， $P_{\max}$  为最大接触压力， $E$  是杨氏模量， $R_s$  是圆柱半径， $F$  是接触力， $L$  是接触线长度。可以看出，对于给定的材料， $P_{\max}$  直接与圆柱半径和凹凸件之间的接触压力有关。

根据本发明的一个重要方面，在密封表面 11 和 12 之间发展的最大接触压力高于预先确定的数倍，高于介质如天然气或石油的内压力。在这种行为中，为了控制不同载荷条件下的密封行为确保密封上产生的最大接触压力的最小极限值。当通过球

形应力发展和装配的几何状态, 调节与直径干涉相关的接触力时, 最大接触压力与最大最佳环形密封面半径的选择密切相关。

依据本发明, 凸件环形密封表面的最大半径  $R_{s \max}$  通过下列关系式确定。

$$R_s \leq \frac{\delta \cdot E^2 t_n^3 OD^2}{240\pi \sigma_{ad}^2 wt^2 (1-\nu^2)} \left[ \frac{3(1-\nu^2)}{R_n^2 t_n^2} \right]^{3/4}$$

其中,  $\delta$  = 径向密封干涉;

$E$ : 材料的杨氏模量;

$t_n$ : 销前端厚度;

$OD$ : 管外直径;

$\sigma_{ad}$ : 材料屈服应力;

$wt$ : 管壁厚度;

$R_n$ : 销前端半径;

$\nu$ : 泊松比 ( $=0.3$ );

$b$  = 接触压力的活动长度。

从可密封的角度看, 使用非常小半径  $R_s$  的环形密封面有益, 它能提供高的接触压力, 这对作为阻隔内压力很重要。另一方面, 如果  $R_s$  太小, 接触压力很高, 从 Hertz 公式可得到证实, 高集中接触应力造成的严重磨损危险性和由于接触压力发展的接触长度较短造成可密封性危险增大。

为了避免上述问题, 密封面 11 和 12 上的接触长度”  $b$ ” 选择大于确定的最小值, 对相同的表面条件和表面处理, 设定为 0.5mm。然后, 根据 Hertz 理论, 如有限元分析所示, 对材料的确定的条件, 接头尺寸和密封干涉的几何形状, 凸件密封面半径  $R_s$  直接影响沿两密封面之间产生接触压力的长度。

仍依据本发明, 根据下式关系, 从 Hertz 理论公式, 确定凸件环形密封面的最小半径  $R_s$  的最小值:

$$R_s \geq \frac{E}{2\nu_0} \left( \frac{b}{2.15} \right)^2$$



这里，b=接触压力的活动长度，取值0.5mm， $V_0$ 由下式给出：

$$V_0 = \frac{\delta \cdot E t_n^3}{6(1-\nu^2)} \left[ \frac{3(1-\nu^2)}{R_n^2 t_n^2} \right]^{3/4}$$

下列例子示出不同类型石油管道的最大和最小值，用上式计算值 $\delta$ 和 $t_n/wt$ 作为代表性值。

| OD  | wt   | Rs min | Rs max |
|-----|------|--------|--------|
| 73  | 5,5  | 21     | 82     |
| 89  | 6,5  | 26     | 73     |
| 114 | 6,9  | 28     | 97     |
| 140 | 9,2  | 21     | 108    |
| 178 | 11,5 | 17     | 138    |
| 245 | 13,8 | 15     | 204    |
| 340 | 9,7  | 31     | 398    |

以免一方需要对于不同的管直径减小不同密封半径数，根据本发明的优选技术方案，利用上式，对两个单管直径范围，可确定两个优选的半径范围。

| OD       | Rs            |
|----------|---------------|
| < 140 mm | 30 < Rs < 75  |
| > 140 mm | 30 < Rs < 100 |

通过好的接头技术方案，可获得在不同载荷条件下密封性能的改进，这里以上描述的好的密封几何构形与随后描述的螺纹构形相结合使用。

对凸件1和凹件2用梯形螺纹给出本发明接头在张力或压缩载荷下的优化行为，这里部件间的轴向相对运动可能性最小化。在这种行为下，在密封面上的运动和影响最小化。

这样，提供在最终装配位置上凸件1的刺侧面6和凹件的相应刺侧面5之间的间隙为0.15mm或更小的螺纹。依据本发明结合密封的螺纹提供了一个具有好的抗结构性的接头以最小化在密封区邻近的密封运动和塑性应变。

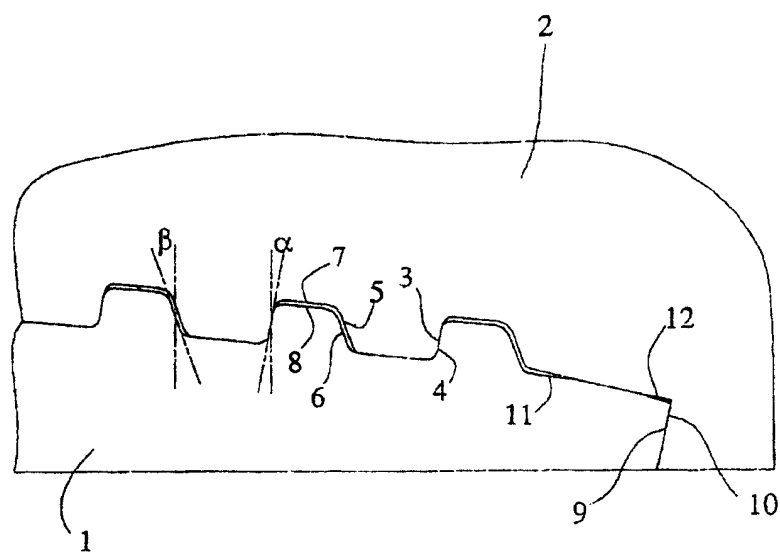
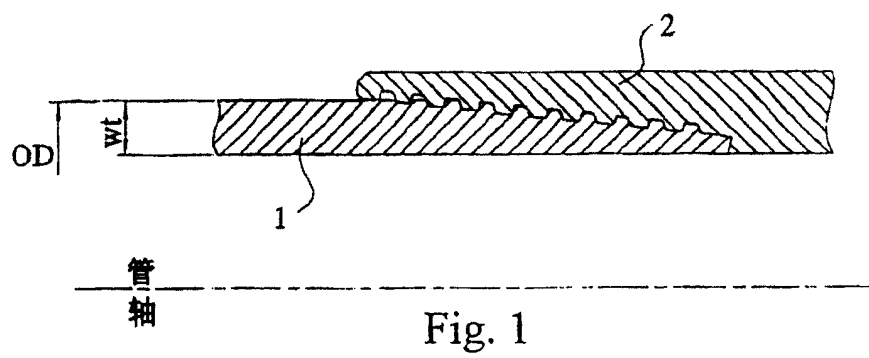
图5示出依据本发明接头的密封接触压力变化,这里X轴表示密封接触压力与密封至最大压力的比值,对于超载荷条件达到材料最小指定屈服极限的100%。

本发明的另一点好处在于通过提供由内轴肩10和邻近面9以及到接头轴X的平面直角确定的一个角,其值包括在 $-5^{\circ}$ 到 $-15^{\circ}$ 范围内,在这种行为下,发明接头消除了产生密封太紧或密封高变形的危险。

这样一个数值范围进一步有更大的好处,它防止严重磨损或装配过程发生的变形问题。一方面,在高压压缩载荷或高扭矩下角小于 $-5^{\circ}$ 将使密封太紧问题可能发生。另一方面,大于 $-20^{\circ}$ 的角将激起高压压缩载荷或高扭矩条件下的大变形。

无论凹件是在管的末端或当在两个末端使用带两个凹件的连接器时,均可使用本发明接头。

从所描述的,很显然发明可实现引言部分设定的所有目的。



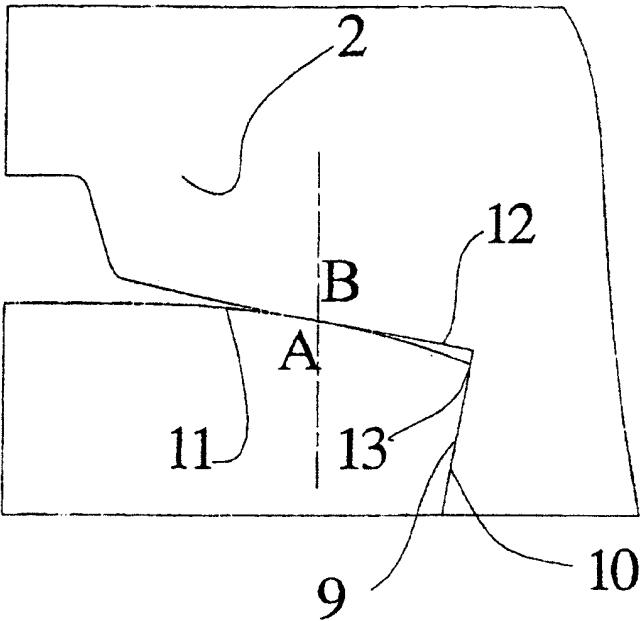


Fig. 3

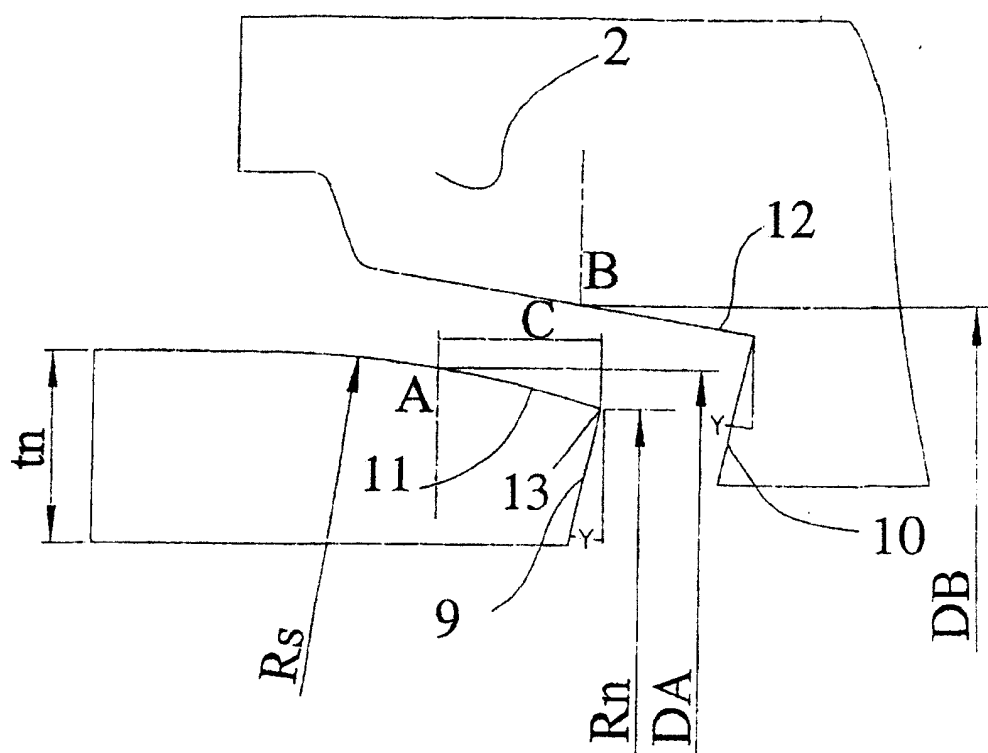


Fig. 4

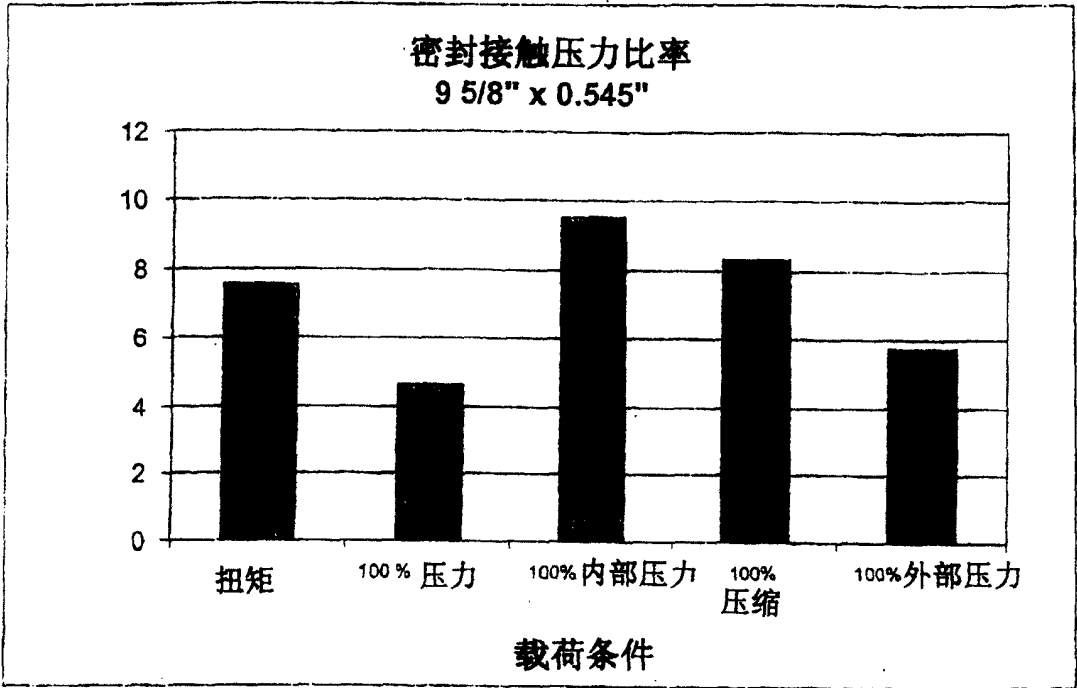


FIG. 5

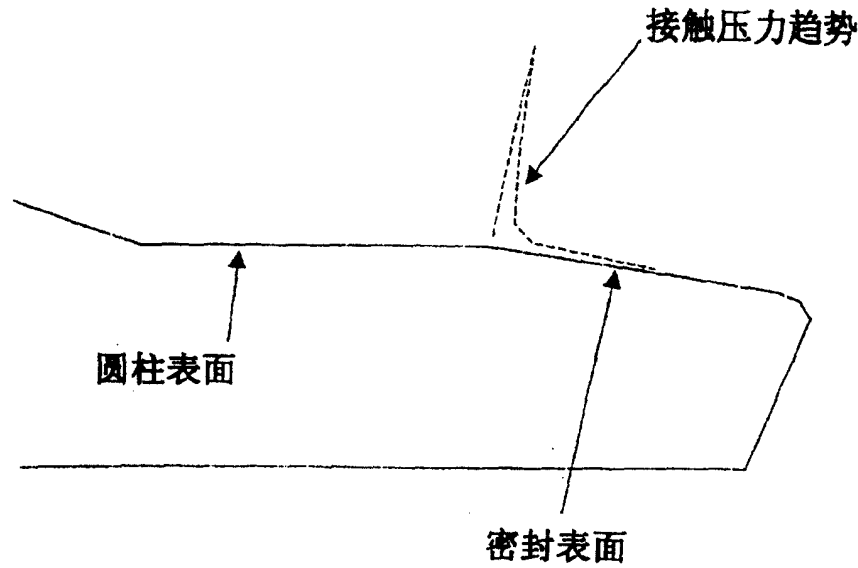


FIG. 6