



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02824417.6

[45] 授权公告日 2008年5月28日

[11] 授权公告号 CN 100390454C

[22] 申请日 2002.12.3 [21] 申请号 02824417.6

[30] 优先权

[32] 2001.12.7 [33] FR [31] 0115870

[86] 国际申请 PCT/FR2002/004144 2002.12.3

[87] 国际公布 WO2003/048623 法 2003.6.12

[85] 进入国家阶段日期 2004.6.7

[73] 专利权人 法国瓦罗里克·曼尼斯曼油汽公司

地址 法国欧努瓦艾姆里

共同专利权人 住友金属工业株式会社

[72] 发明人 皮埃尔·达蒂莱厄尔

加布里尔·鲁西 埃里克·弗格

[56] 参考文献

CN85104254B 1987.10.14

CN2366656Y 2000.3.1

审查员 武 兵

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 李瑞海 王景刚

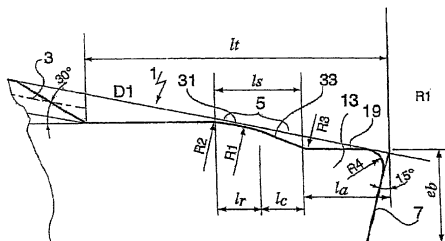
权利要求书4页 说明书15页 附图6页

[54] 发明名称

包括至少一个具有端唇部的螺纹元件的改进
螺纹管连接

[57] 摘要

本发明公开了一种改进的螺纹管状连接，其包括至少一个螺纹元件，位于螺纹元件的自由端的远轴向对接表面(7)以及距离螺纹给定距离的唇部密封面(5)。该唇部包括朝向唇部自由端延伸超过唇部密封面(5)的附件(13)，从而使此唇部具有高的径向刚度和低的轴向刚度。这样，使螺纹连接在压力和/或张力下有改进的密封性能，也使螺纹连接具有其他的优点(实际对接力矩的精度，轴向压缩的机械强度，冲击屏蔽效果，啮合螺纹元件时的容受度)。



1、一种改进的螺纹管状连接(100, 300, 400), 包括位于第一管状元件(101)端部的凸螺纹元件(1)和位于第二管状元件(102, 202)端部的凹螺纹元件(2), 所述凸螺纹元件包括凸螺纹(3)、位于其外周面上的至少一个凸密封面(5, 15)和至少一个凸轴向对接表面(7, 17), 相应地, 所述凹螺纹元件(2)包括凹螺纹(4)、位于其内部圆周表面上的至少一个凹密封面(6, 16)和至少一个凹轴向对接表面(8, 18), 所述凸螺纹被接合到所述凹螺纹中, 直至至少一个凸轴向对接表面(7, 17)与相应的凹轴向对接表面(8, 18)相互配合, 从而产生对抗接合力矩的对接反作用, 然后, 每个凸密封面(5, 15)与相应的凹密封面(6, 16)径向地干涉, 在产生对接反作用的一个或多个对接表面之中, 至少一个螺纹元件具有被称作“远轴向对接表面”(7, 18)的表面, 该表面形成在螺纹元件自由端的前表面上, 唇部(11, 12)从螺纹(3, 4)纵向延伸至螺纹元件上的远轴向对接表面(7, 18), 被称为“唇部密封面”(5, 16)的一密封面设置在唇部(11, 12)上并距离螺纹端部给定距离, 其特征在于, 所述唇部密封面(5, 16)为唇部(11, 12)上的单个密封面, 所述唇部包括一个被称为“附件”(13, 14)的部分, 该部分从所述唇部密封面(5, 16)延伸到所述远轴向对接表面(7, 18)并具有不同于所述唇部密封面的面对与所述至少一个螺纹元件合作的所述螺纹元件的圆周表面, 且所述凸密封面和凹密封面接触的有效接触宽度置于一个单个唇部密封面上并相对于所述螺纹管状连接的轴线按第一角度倾斜成一锥度, 所述螺纹的根部相对于所述至少一个螺纹元件的轴线置成第二角度, 所述第二角度小于第一角度。

2、根据权利要求1所述的改进螺纹管状连接, 其特征在于, 所述远轴向对接表面(7, 18)为一肩台面, 所述肩台面为所述唇部(11, 12)上的唯一肩台面。

3、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接, 其特征在于, 附件(19)的所述圆周表面在与所述唇部密封面(5)交接处成一定夹角。

4、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接, 其特征在于, 附件(19)的所述圆周表面与所述唇部密封面交接形成凹部。

5、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接, 其特征在于, 附件(19)的所述圆周表面是在它的延伸方向上不具有任何径向台阶的单个表面。

6、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述附件的圆周表面相对于沿它的整个延伸方向的连接轴倾斜，所述倾斜小于所述唇部密封面的有效接触宽度的总倾斜。

7、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述附件设计为，与没有附件的类似螺纹管状连接相比增加唇部的径向刚度和减小唇部的轴向刚度。

8、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，位于附件末端的远轴向对接表面设置在唇部上，以便在接合过程中首先与匹配的螺纹元件的轴向对接表面接触。

9、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，附件(19)的所述圆周表面不与和所述至少一个螺纹元件合作的螺纹元件发生干涉接触。

10、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，附件(19)的所述圆周表面基本是圆柱表面。

11、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，位于附件端部的远轴向对接表面是从附件(19)的所述圆周表面延伸到附件的相对的圆周表面的表面。

12、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述远轴向对接表面是单个表面。

13、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，位于附件端部的远轴向对接表面是平面，垂直于螺纹连接的轴线。

14、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，位于附件端部的远轴向对接表面是圆锥形，其与螺纹连接同轴并且其顶半角在70度至90度范围之内，从而有助于唇部密封面与相应密封面之间的接触。

15、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述附件的轴向长度(l_a)是唇部总轴向长度(l_t)的8%至75%。

16、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述附件的轴向长度(l_a)是唇部总轴向长度的20%至60%。

17、根据权利要求1或2所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，附件具有轴向长度(l_a)，远轴向对接表面具有径向厚度(e_b)，从而使附件轴向长度与远轴向对接表面厚度的比值是3或更小。

18、根据权利要求 1 或 2 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，附件的轴向长度 (l_a) 被形成为：唇部密封面(5)被定位成相对直线 (D') 位于与螺纹元件(1)相同的一侧上，所述直线 (D') 穿过凸螺纹(3)的第一螺纹的顶部，并且和螺纹元件(1)的自由端相切，这样可以在螺纹元件的处理过程中保护唇部密封面(5)不被损伤。

19、根据权利要求 1 或 2 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述唇部密封面(5, 16)是以下组中选择的，该组由圆锥形、圆环形或复杂表面构成，所述复杂表面包括圆锥形表面、圆柱形表面以及圆环形表面的组合。

20、根据权利要求 19 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述唇部密封面(5)是复杂表面，该表面包括彼此相切的两部分，也就是，位于远轴向对接表面(7)一侧上的圆锥形部分(33)，和位于凸螺纹(3)一侧上、具有大于 20mm 的半径 $R1$ 的圆环形部分(31)，并且，在另一螺纹元件上的相应密封面是具有锥度的圆锥形表面，该表面的锥度基本上与唇部密封面的圆锥形部分(33)的锥度相同，并且具有与唇部密封面的总轴向宽度 (l_s) 相适合的轴向宽度。

21、根据权利要求 19 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述唇部密封面(5, 16)相对于螺纹管状连接轴线的平均倾斜至少为 10 度。

22、根据权利要求 19 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述唇部密封面的轴向宽度 (l_s) 小于 10mm。

23、根据权利要求 22 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，所述唇部密封面的轴向宽度 (l_s) 是 5mm 或更少。

24、根据权利要求 1 或 2 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，位于唇部密封面(5)和凸螺纹(3)之间的唇部外周面(35)包括两个直径稍微不同的、大致圆柱形的较大和较小表面，具有较小直径的、大致圆柱形的表面(39)被连接到螺纹的根部，并且具有较大直径的大致圆柱形的表面(37)被连接到唇部密封面(5)。

25、根据权利要求 1 或 2 所述的改进螺纹管状连接，其特征在于，单个的螺纹元件(1)具有带有唇部密封面(5)的唇部(11)、附件 13 和远轴向对接表面(7)，另一螺纹元件不具有所有这些装置。

26、根据权利要求 24 所述的改进螺纹管状连接(100)，其特征在于，另一螺纹元件(2)没有展现出任何远轴向对接表面，也没有展现出任何唇部密封面。

27、根据权利要求 25 所述的改进螺纹管状连接(300)，其特征在于，螺纹管状连接的另一螺纹元件(2)也具有远轴向对接表面(18)，可是没有唇部密封面。

28、根据权利要求 1 或 2 所述的螺纹管状连接(400)，其特征在于，螺纹管状连接的两个螺纹元件(1, 2)的每一个都具有带有唇部密封面(5, 16)的唇部(11, 12)、附件(13, 14)以及远轴向对接表面(7, 18)。

29. 根据权利要求 1 或 2 所述的螺纹管状连接(400)，其特征在于，所述第二角度为零角度。

包括至少一个具有端唇部的螺纹元件的改进螺纹管连接

技术领域

本发明涉及一种改进 (premium) 的螺纹管连接件, 其至少包括在凸元件和凹元件上形成螺纹连接的一组金属-金属密封面以及对头接合 (makeup abutments), 所述螺纹元件形成在很长的管子或短 (配合) 类型的管状元件的端部。

背景技术

许多类型的螺纹管状连接是已知的, 它们主要用来构成用于碳氢化合物或者用于例如温泉井的井的套管柱或管柱或钻管柱 (casing string or tubing string or drillpipe string)。

公知的, 螺纹管连接可用于将海底钻井连接到海面生产平台的提升管。

这种螺纹管连接经受着各种整体应力 (轴向拉伸或压缩, 内部或外部流体压力, 弯曲, 扭曲), 所述整体应力可以是组合应力 (例如, 轴向拉伸+内部压力), 可能伴随有波动的强度。

改进的螺纹管连接不仅要能够抵抗破裂而且也必须保持紧密密封, 特别是对天然气来说, 此外, 还要考虑到所经受的应力可能是组合应力以及恶劣的现场操作条件。

当管子深入到井中或在操作过程中, 应力可能发生本质上的变化, 例如, 拉应力可以暂时地转换成压应力。

螺纹管连接必须经受多次的接合和拆开而不降低其性能, 特别是对于金属磨擦 (galling)。

拆开, 管状元件能够在不同工作条件下被重新用于其它井中。

法国专利 FR 1489013 和欧洲专利 EP 0488912 公开了这样一种改进管状螺纹连接的例子, 特别是一种通过螺纹耦接 (threaded coupling) 将两个非常长的管子连接在一起的螺纹连接和耦接。

美国专利 US 5687999 和美国专利 US 4494777 描述了另一种直接连接两个非常长的管子的整体式改进螺纹管状连接。

FR 1489013 和 EP 0488912 以及 US 4494777 所述的螺纹管连接在至少其中一个螺纹元件的自由端处具有前轴向对接 (abutment) 表面, 所述螺纹元件通常是凸元件, 并且处于螺纹元件外周面上的一密封面紧邻着相同螺纹元件的前表面。

在螺纹的第一螺纹和处于自由端的前轴向对接表面之间的部分螺纹元件通常被称作唇部。

在许多改进螺纹连接中, 特别是在上述三种专利中, 凸密封面位于唇部的端部, 其长度根据螺纹连接而变化。

当一改进螺纹连接被接合到接合位置时, 轴向对接 (axial abutments) 处于接触压力下, 从而产生和给定接合力矩 T_m 相等的反作用。

然后, 相应的凹凸密封面形成径向干涉并产生接触压力, 位于螺纹元件自由端相对一侧上的螺纹上的、被称为“负载侧肋 (loading flank)”的螺纹侧肋 (thread flank) 在接触压力作用下产生接触, 唇部位于轴向压力下。

如果干涉密封面有不合适的几何形状, 它们在接合过程中可能会导致金属摩擦的问题。如果在接触压力、特别是作用在密封面有效宽度上的整体接触压力不足的情况下, 它们也可能冒着在工作中发生泄露的风险。

为了避免发生泄露的风险, 整体接触压力必须保持在一定的数值以上, 此数值以 N/mm 来表示; 对于给定的几何形状来说, 这种整体接触压力是接合过程末端的元件位置和工作应力 (service stress) 的函数。

得到一种如下的螺纹管连接是非常困难的, 该螺纹管连接以和管子相同的方式抵抗工作中的不同压力, 其能够保持在这种应力下气密, 通过在工作中应用外部压力来改变所述应力, 例如轴向拉伸或压缩、弯曲、内部压力或外部压力。

发明内容

我们已经寻求开发一种具有轴向对接的改进螺纹管状连接, 该轴向对接位于至少一个螺纹元件的唇部的自由端, 所述螺纹管状连接在螺纹连接经受高的内部压力或外部压力时具有最大的防泄露能力, 并且在螺纹连接经受高的外部拉伸力时能够保持这种防泄露能力, 所述拉伸力趋于轴向地分开相应的对接表面, 并且特别是分开密封面。

所述拉伸力来自轴向或弯曲拉伸应力。在本说明书中其它部分所使用的

“拉伸力”或“拉伸负载”是指一组外部应力，所有或部分的螺纹管状连接经受这种应力或负载。

这种螺纹管状连接的特征在于，密封面之间整个表面宽度上的接触压力的整体（integral）的变化是拉伸负载的函数，表示为对应管柱（string）中的管子屈服强度的负载的百分数%。

我们也已经找到一种接合螺纹管状连接时将金属摩擦的风险减至最小的方法。

我们也已经实现提供一种发明，其可以有利地应用于包括至少两个轴向对接的螺纹连接上，其中一个为外部的，另一个为内部的。

我们也已经实现提供一种螺纹连接，其可以容易地在现场被接合。

我们也已经实现提供用于螺纹连接的理论密封性能，此性能不会因为困难的现场操作条件而显著减少。

本发明的螺纹连接在已知的模式中首先包括处于第一管状元件端部的凸螺纹元件以及处于第二管状元件端部的凹螺纹元件。

凸螺纹元件包括凸螺纹、至少一个位于外周面上的凸密封面以及至少一个凸轴向对接表面。

凹螺纹元件相应地包括凹螺纹、至少一个位于内部圆周表面上的凹密封面以及至少一个凹轴向对接表面。

此凸螺纹被接合到凹螺纹中，直至至少一个凸轴向对接表面抵靠地配合相应凹轴向对接表面，从而和相应凹轴向对接表面一起产生接合力矩的反作用，然后每个凸密封面与相应凹密封面发生干涉。

在至少一个螺纹元件上，在对接表面之间的对接反作用中的对接表面产生在螺纹元件的自由端的前表面上，并且称作远轴向对接表面。

唇部将远轴向对接表面从螺纹元件上的螺纹分开，一个被称作“唇部密封面”的密封面设置在该唇部上，并距离螺纹端部给定的轴向距离。

因此，所述唇部经受来自远轴向对接面的轴向压缩负载，该远轴向对接面和相应的轴向对接面发生抵靠对接作用。

根据本发明的特征，此唇部包括位于唇部密封面和位于唇部自由端处的远轴向对接表面之间的、被称为“附件（appendix）”的部分。

这个附件可以形成唇部，该唇部具有高的径向刚度以及低的轴向刚度。

美国专利 US 4624488 和 US 4795200 公开了在螺纹元件的密封面和自由

端的前表面之间具有附件的螺纹连接。

但是，这两个专利都没有公开自由端的前表面作为接合扭矩的反作用对接中的对接面，并且附件没有执行相同的一组功能。

Ferguson (US 4624488) 中的附件提供了对在现场操作过程中由碰撞所导致的损伤的保护，并且增加了轴向拉伸下螺纹连接的极限拉伸强度。

另外，Tung (US 4795200) 中的附件可以在没有远轴向对接表面的螺纹连接上增加唇部的径向刚度，因此，在这个螺纹连接上的密封面处增加了接触压力。

首先，发明人已经注意到，本发明的附件也增加了在具有远轴向对接表面的螺纹管状连接上的唇部的径向刚度，并且这种在刚度上的增加形成了改进的螺纹管状连接，具体体现在：唇部上密封面的有效轴向接触宽度的增加，以及在这个远轴向对接宽度上的整体接触压力的增加。

和 Tung 专利的教导相比，上述增加并不显然，因为唇部的轴向压缩通常趋向于将唇部变成“香蕉”形或弯曲，并且会减少密封面的有效接触宽度以及整体接触压力。

发明人还注意到，非显然的，对于本发明的改进螺纹管状连接来说，由于附件所引起的径向刚度的增加还会导致远轴向对接表面的有效径向接触宽度的增加以及在这个远轴向对接表面的径向宽度上的整体接触压力的增加。

从 Tung 的专利中不能得知或推断出上述效果，Tung 专利没有考虑这样的远轴向对接表面。

发明人还注意到本发明的螺纹管状连接上的附件的另一个非显然效果。

该附件减少唇部的轴向刚度，从而在恒定轴向压缩应力下增大唇部的弹性变形。

当在螺纹连接上施加拉伸负载时，这种增加的弹性变形可能会将对接的分开、尤其是唇部密封面宽度上的整体接触压力的临界值向着相对较高高的拉伸负载转移。

此外，这种效果不可能从 Tung 专利中用明显的方式发现或推导出来，Tung 专利没有考虑设置有远对接密封面的螺纹管状连接，并且没有考虑在拉伸应力下的泄露风险。

本发明的改进螺纹管状连接上的附件的其他有利效果和优势可以从本

发明的具体实施例推导，这些将会在下面进行讨论。

在唇部密封面一侧，附件可以具有任何外周面，但是基本上圆柱形外周面是优选的，用来将远轴向对接表面的径向厚度最大化。

优选地，附件的轴向长度为唇部总体长度的 8%到 75%，更具体地，介于 20%到 60%之间。

优选地，附件轴向长度和远轴向对接表面径向厚度的比值要小于 3。

优选地，每个唇部密封面是从由圆锥面、圆环面或复杂表面组成的组中选取的，所述复杂表面包括圆锥面、圆柱面和/或一个或多个圆环面的组合。

更优选地，一个或至少一个唇部密封面是包括两个彼此相切的表面部分的复杂表面，即，位于远轴向对接表面上的圆锥形部分和位于螺纹一侧上的具有较大半径的圆环面，所述较大直径例如大于 20mm，另一螺纹元件上的相应密封面是圆锥面，其与唇部密封面的圆锥部分具有基本上相同的锥度，并且其轴向宽度与唇部密封面的总体轴向宽度相适应。

独立于附件，这种复杂表面配置可以增加唇部密封面上的整体接触压力。

更优选地，各唇部密封面相对于螺纹连接轴线的平均倾斜角度至少是 10 度。

更优选地，唇部密封面的轴向宽度是 10mm 或更小，优选 5mm 或更小。

优选地，远轴向对接表面是垂直于螺纹连接轴线的水平平面或者是圆锥形面，该圆锥面与螺纹连接同轴且具有 70 度到 90 度范围内的顶点半角，在后一种情况中，该远轴向对接表面趋向于促进此密封面和相应的密封面之间的接触。

附图说明

附图示出将在随后详细描述的本发明具体实施例，附图中：

图 1 示出现有技术的螺纹连接和耦接管状连接的半剖轴向视图；

图 2 示出本发明的螺纹连接和耦接管状连接的半剖轴向视图；

图 3 示出根据本发明的用于提升装置的整体螺纹管状连接的半剖轴向视图；

图 4 示出根据本发明的整体螺纹管状连接的半剖轴向视图，称为“平头 (flush)”连接，即，螺纹管状连接的外径和内径没有改变；

图 5 示出图 2 的凸螺纹元件的自由端的放大视图；

图 6 示出与相应的凹螺纹部分接合之后图 5 的自由端；

图 7 示出图 3 的凸螺纹元件自由端的放大视图；

图 8 概略示出图 1（现有技术）所示的凸螺纹元件的自由端；

图 9 至图 11 概略示出图 8 所示的现有技术的自由端的三种变化；

图 12 示出接触宽度以及在远轴向对接表面和唇部密封面处的所述接触宽度上的整体接触压力的图形，所述压力作为施加在图 1 中（现有技术）的螺纹管状连接上的轴向拉伸负载的函数；

图 13 示出图 2 的本发明螺纹管状连接的相同图形；

图 14 概略示出与图 2 的螺纹管状连接上的个别凹螺纹配合的个别凸螺纹；

图 15、16 和 17 概略示出在径向（图 15、16）或角向（图 17）未对准的情况下，在尚未接合之前，螺纹元件啮合过程中的设置。

具体实施方式

图 1 示出了位于两个管子 101、101'之间的、通过耦接件 202 而螺纹连接和耦接的管状连接 200，所述两个管子是很长的管子，所述耦接件是长度较短的管状元件。

所称的“管子”或“很长的管状元件”意指有几米长的管子，例如大约 10 米长。

连接 200 通常被用来制成用于碳氢化合物井、提升器的套管柱、管柱或用于所述井钻管柱。

此管可以根据例如机械压力的程度、流入或流出管道的流体的腐蚀特性的工作条件，由任何类型的非合金、轻质合金或重合金钢，或者甚至经过热处理或冷处理的含铁或不含铁的合金制成。

也可以使用带有涂层的低抗腐蚀能力的钢管，例如涂层可以是合成材料，以防止在钢和腐蚀流体之间的任何接触。

管子 101、101'的端部设置有相同的凸元件 1、1'，并且所述端部通过耦接件 202 耦接在一起，该耦接件的两端设置有凹螺纹元件 2、2'。

凸螺纹元件 1、1'通过分别接合到凹螺纹元件 2、2' 中而互相连接，同时形成了两个对称的螺纹连接 100、100'，所述两个螺纹连接通过几厘米长

的凸耳 10 相连。

耦接件的凸耳 10 的内径基本上与管道 101、101' 端部的直径相同，从而使内部流体的流动不会被干扰。

螺纹管状连接 100、100' 是对称的，所以只需要对其中一个连接的功能进行介绍，例如螺纹管状连接 100。

凸螺纹元件 1 包括凸螺纹 3，该凸螺纹具有 API（美国石油协会）标准 5B 中所定义的已知类型的“锯齿形”螺纹的梯形螺纹；这种凸螺纹 3 具有锥度，并设置在凸元件的外侧，并且通过没有螺纹的唇部 11 与所述元件的自由端 7 分开。此自由端 7 形成环形的表面，该环形面具有基本上横向设置的、称为远轴向对接表面的轴向对接。

在唇部 11 的外表面上紧靠着自由端 7 的是形成凸唇部密封面的圆锥面 5，其锥度大于凸螺纹 3 的锥度。

凹元件 2 包括与那些凸元件 1 的相应装置匹配的装置，即，通过将所述装置分别设置在所述凹螺纹元件和凸螺纹元件上，它们通过形状匹配并且布置成互相配合。

凹元件 2 包括内锥形凹螺纹 4 以及位于螺纹和凸耳 10 之间的非螺纹部分。

该非螺纹部分包括：基本横向定向的环形轴向对接表面 8，此面在凸耳的端部形成肩台；以及，圆锥形表面 6，该面紧靠着所述肩台在螺纹侧 4 上形成凹密封面。

在将凸螺纹完全接合到凹螺纹中之后，对接面 7 和 8 彼此挤压，同时支承面 5、6 径向干涉并因此处于金属对金属的接触压力下。然后，表面 5、6 组成金属对金属的密封面，这样做的目的在于，螺纹连接即使经受高的内或外流体压力、气体流、各种简单或组合以及静态或波动的应力（轴向拉伸、轴向压缩、弯曲、扭曲等），也能够保持密封。

这种螺纹连接的性能相比例如 API 标准 5CT 所定义的那些标准螺纹管状连接来说有所提高，因此它们被称为改进的连接。

但是，如图 1 所示的螺纹管状连接 100 一定具有互相抵触的几何要求（geometric imperatives），所述几何要求通过图 8 至图 10 进行解释。

唇部密封面处的唇部的长度和厚度必须足以使唇部具有给定的径向刚度，该唇部像弹簧一样发挥作用（见图 8）；用于给定径向干涉的接触压力随

着唇部 11 的径向刚度而变化。

但是，当螺纹连接经受内或外部流体压力时，唇部弯曲，从而引发密封面 5 和 6 角度不匹配，并且因此出现了有效接触宽度和整体接触压力的减少。当处于螺纹 3 起始处和唇部密封面 5 之间的部分唇部 35 变长时，因流体压力所产生的唇部弯曲会变得更大。

出于以下将要给出的原因，如果长度 l_{11} 通过增加对接长度 ($l_{s3} > l_{s1}$) 而增加到长度 l_{12} (图 10)，就可以避免增加唇部 11 的部分 35 的长度，远轴向对接表面 7 的径向厚度 e_2 变得不足以确保有足够的接合力矩值来防止螺纹管状连接所不期望的断裂。

为了克服这种不足，可以在加工对接部分 5 之前将唇部的端部变成锥形，从而使内部外周表面具有朝向它末端的小直径 (图 11)；但是，如此形成锥形需要进一步的加工操作。

为了克服图 10 所示的不足，唇部密封面 5 的锥度(角度 $B <$ 角度 A ，见图 9)可以被减少，但是这种设置导致了支承面 5、6 在接合的末端从它们发生干涉的时刻具有较大的摩擦；这样导致很高的金属摩擦，特别是对某种类型的材料来说 (高铬钢、镍合金等)。

图 2 示出直接源于图 1 的本发明螺纹管状连接，具体地，其修改了唇部 11 的结构，该结构包括附件 13，通过使凹轴向对接表面靠近连接件 202 的中心而对凹螺纹元件的结构进行修改；图 2 所示凸耳 10 的轴向长度小于图 1 所示凸耳的长度。

图 5 示出图 2 中螺纹连接的凸唇部 11 的细节。

在图 5 中，总体长度为 l_1 的凸唇部 11 包括总体轴向宽度为 l_s 的唇部密封面 5，该表面通过轴向长度为 l_a 的附件 13 与远轴向对接表面 7 分开。

远轴向对接表面 7 是凹陷锥形面，与螺纹连接同轴并且具有 75 度的顶点半角 (相对于轴线的法线成 15 度)。只是一种已知的用以增加图 1 所示类型的螺纹连接的密封面 5、6 之间的接触压力的设置。

附件 13 具有外部圆柱形外周面 19，该面通过具有低半径 R_4 的圆环形面和远轴向对接表面 7 相连。

图 5 所示附件的轴向长度 l_a 大约是唇部总体轴向长度 l_1 的 25%，这个长度是从表面 7 和表面 19 的交点算起的。

附件的轴向长度 l_a 和远轴向对接表面的径向厚度 e_b 的比值大约是 0.9。

如果比值大于 3，可能会导致出现附件扭曲（buckling）的风险。

唇部密封面 5 是复杂表面，其相对于轴线倾斜（平均倾斜是 15 度），并且通过低曲率半径为 R3 的圆环面和附件 13 连接以及通过另一低曲率半径为 R2 的圆环面和螺纹侧上的唇部相连。

例如，R3、R4 处于 0.5mm 至 1mm 的等级；R2 处于 5mm 的等级。

唇部密封面 5 包括：

a) 在自由端 7 一侧，例如，锥度为 50%（相对轴线倾斜 14 度）、宽度 l_c 为 1.5mm 等级的圆锥形部分 33，以及

b) 在螺纹一侧，大曲率半径为 R1（例如 60mm）、宽度 l_r 为（例如 1.5mm）的圆环形部分 31，该部分和圆锥形部分 33 相切。

这样可获得如下唇部密封面，其长度较短（宽度 l_s 接近 3mm）并且相对于轴线它比螺纹有更大的倾斜（锥度为 6.25%，例如，相对于轴线倾斜 1.8 度），并且可以在接合过程中将密封面发生金属摩擦的风险最小化。在接合过程中，密封面之间第一次接触的时刻被延迟，并且从该第一次接触起的螺旋磨擦长度减少。

在螺纹一侧，由于圆锥+大曲率半径圆环面的几何设置，考虑到密封面 5、6 之间的宽度，可以得到稳定的接触，同时，密封面 5、6 和/或锥形螺纹 3、4 之间的径向干涉以及内部流体的作用趋使唇部 11 呈香蕉状弯曲，并且通过一定程度的磨擦轻微地改变凸密封面的倾斜。这种倾斜上的变化趋向明显地减小锥形密封面处的有效接触宽度以及对接宽度上的整体接触压力。

在螺纹一侧存在具有大曲率半径 R1（R1 优选位于 30mm 至 120mm 之间，在本实施例中是 60mm）的圆环部分使得可以在工作状态下保持圆锥形支承面的优点（这种对接的功能稳定性）。

图 6 示出设置在凸唇部 11 和相应凹部分上的装置在接合位置的互相合作。

凹螺纹元件包括凹轴向对接面 8，该面是凹陷的圆锥形，其顶点半角等于或基本等于远端面 7 的角度，并且形成肩台。

在该肩台的底部具有圆锥形凹密封面 6，该面离凹轴向对接面一定轴向距离并且对着凸密封面 5，其锥度等于凸唇部密封面 5 的圆锥形部分 33 的锥度。

凹密封面 6 的轴向宽度接近唇部密封面 5 的总体轴向宽度 l_s ，并且在工

作状态下适于使这些密封面操作稳定。

凹螺纹元件在凹密封面 6 和凹轴向对接面之间的内周面可以是任何形状的，这是因为其不会与面对附件 13 的外周面 19 发生径向干扰。

设置一个短半径，将这个凹外周面和凹轴向对接表面 8 相连。

首先，应该注意到，当螺纹连接经受流体的内部或外部压力时，远离唇部自由端的密封面 5 的位置限制唇部的弯曲，并进一步限制有效接触宽度的减少以及螺纹连接的密封面 5、6 之间的整体接触压力由于受到这种内或外部压力、尤其是内部压力的作用而减小。

与图 1 (图 12) 所示的类似现有技术的螺纹连接相比，图 12 和图 13 中的图形示出图 2 (图 13) 所示本发明类型的螺纹连接的独特优势。

所研究的现有技术螺纹连接对应于在 Vallourec Oil&Gas 于 1994 年 7 月编辑的 VAM[®]n°940 中示出的用于管子的 VAM TOP[®]改进螺纹管状连接，其具有 244.48mm 的外径和 13.84mm 的厚度 (9 5/8" × 53.5 lbft)，等级为 L80 (最小屈服强度 551Mpa)。

本发明的螺纹连接通过增加具有 3mm ($l_a=25\%l_t$) 轴向长度的附件进行了简单地修改，如图 5 所示。

使用有限元分析方法 (FEA)，我们计算了有效接触宽度的变化以及对接表面 7、8 和螺纹连接接合的支承面 5、6 在这个宽度上的整体接触压力相对于公称接合力矩 (nominal makeup torque) 的变化，此公称接合力矩是螺纹连接所经受的轴向拉伸负载的函数，并被表达为对应于管体屈服强度 (PBYS) 的负载的百分比。

考虑到对接表面 7、8，我们可以看到最初是 3.8mm 的有效接触宽度 (曲线 A) 迅速减小并且当负载对应于 42% 的 PBYS 时下降到 0。在高于这个负载时，对接表面不再接触。对接表面之间的整体接触压力 (曲线 B) 具有相同的轮廓 (初始值 770N/mm)。

和密封面之间的接触宽度变化相关的曲线 C 示出，当轴向拉伸负载从 0 变化到 100% 时，有效接触宽度从 1.5mm 减少到 1.1mm。

有效接触宽度上的这种小变化足够导致集成接触压力对于在轴向拉伸负载中相同的变化 (曲线 D) 从 700N/mm 下降到了 300N/mm。

当对最终元件所计算的整体接触压力少于 437N/mm (线 S) 时，使用者有时会考虑到操作中所存在的泄露风险。

当拉伸负载高于对应于 56%PBYS 的负载时,对于现有技术的螺纹连接来说,已经超过了这种阈值;因此,所采用的标准是很严格的。

应该注意到,根据测试几何特征的密封面对应于图 5 和图 6 中附图标记 5 和 6 (圆锥形凸密封面, 50%锥度+60mm 半径的圆环面), 它们被认为通过简单的锥形密封面在负载下改善接触稳定性。

对于本发明修改的螺纹管状连接执行相同的计算,所述螺纹连接通过用于现有技术螺纹连接的公称接合力矩接合。

图 13 中的曲线 A、B、C、D 以及 S (本发明的螺纹连接) 与图 12 中的曲线 (现有技术的螺纹连接) 具有相同的意义。

图 13 中的曲线 A、B 以及 C 与图 12 中相似。

至于对接表面上的整体接触压力 (曲线 B), 注意到, 对于本发明的螺纹连接, 整体接触压力稍高于 30N/mm, 以及轴向对接表面的稍微延迟的分离 (48%PBYS, 相比于 42%)。

主要的区别涉及到在密封面之间的整体接触压力的发展 (曲线 D), 其在本发明螺纹连接上的减少得更缓慢, 从而仅仅对应于 89%PBYS 的负载时才超过 437N/mm (线 S) 的阈值。

整体接触压力的标准是一个的严格标准, 该标准被近来高度关心确保螺纹上的密封的使用者所引入, 对于本发明的螺纹连接来说, 对于较宽范围的工作条件都是可以满足。

当考虑到拉伸下的密封时, 由于附件 13 的存在使唇部 11 的轴向刚度较小, 这样使本发明的螺纹连接有更好的性能。

首先, 所述小轴向刚度增加了径向刚度, 从而有利于螺纹连接的密封性能。

所述小轴向刚度还可以使唇部在接合过程的末端在轴向变形中存储一个较大的压缩应力, 当螺纹连接经受轴向拉伸负载时, 这种变形可以被有利地恢复。

如果附件 ($l_a < 8\%l_t$) 太短, 则在拉伸负载下不会使密封特性有足够的增加。

如果附件 ($l_a < 75\%l_t$) 太长, 则会出现导致唇部翘曲(buckle)的风险并且降低密封性能。

通过机加工, 可以相对容易地生产唇部和相关装置 (5、7、13)。

螺纹连接的唇部的低轴向刚度还可以产生本发明的其它优势。

第一个额外的优势涉及实际接合力矩的精度。

螺纹连接通常使用名为“动力钳”的机械或液压式机器接合到位，所述机器必须接合螺纹连接并且超越轴向对接表面的接触，所以这种机器产生较大的力矩。

当已经到达给定接合力矩（公称力矩）时，这些钳会停止。

但是，因为钳的惯性，实际得到的力矩可能与所希望的公称力矩不同。

这种区别有赖于多种因素，并且可以通过减少接合的速率而减少，但是这样会影响接合效率。

本发明的螺纹连接中，通过减小唇部的轴向刚度可以得到一个力矩上升曲线，该曲线在接触和最终接合位置之间更浅，这样，可以减小公称力矩和实际接合力矩之间的差别或使接合更加快速地进行。

另一个额外的优势涉及到螺纹管状连接在轴向压缩负载作用下的性能。

图 14 分别示出，在通过锥形螺纹接合到位的螺纹连接中，凸梯形螺纹 21 和凹梯形螺纹 22 的外观。

凸螺纹 21 具有螺纹牙 29、螺纹根 27，两者相对于轴线倾斜角度 C （例如 1.8 度），负载齿腹（load flank）23 和入扣齿腹（stabbing flank）25。

凹螺纹 22 也具有螺纹牙 28、螺纹根 30、负载齿腹 24 以及入扣齿腹 26。

由于对接表面 7、8 的反作用，凸负载齿腹 23 和凹负载齿腹 24 接触，而入扣齿腹 25 和 26 之间具有间隙 d_1 。

因为螺纹的锥度（倾斜的角度 C ），凹螺纹牙 28 与凸螺纹根 27 径向干涉，而凸螺纹牙 29 和凹螺纹根 30 之间具有 d_2 。

当螺纹连接经受着轴向压缩负载时，最初接触的负载齿腹 23、24 最初随后分开，包括接合产生的压缩应力，所有的压缩负载由轴向对接表面 7、8 所支撑。如果等同的 Von Mises 应力此时超过了屈服强度，发生塑性变形，并且在拆开和进一步的接合之后会有泄露和/或金属磨损的风险。

小的轴向唇部刚度使得入扣齿腹 25、26 可以发生接触，然后，所述齿腹在对接时的等同应力超过屈服强度之前承受轴向压缩负载。

因此本发明的螺纹连接在轴向压缩方面有着优秀的机械强度。

图 3 示出本发明的另一种类型的螺纹管状连接，用于检验维修升降装置（work-over riser）。

螺纹连接 300 整体型的,通过对管子进行机加工,凸螺纹元件 1 形成在第一管 101 的端部,凹螺纹元件 2 形成在第二管 102 的端部。

或者,螺纹元件 1 和 2 可以通过墩锻加厚管子端部而形成(在外径上的增加和/或在内径上的减少)。

或者,凸元件和凹元件可以通过例如焊接连接到管子上。

这种类型的螺纹连接包括两对轴向对接表面,每一对包括远轴向对接表面。

第一对表面,即“内部对接”表面对,和以前一样通过凸螺纹元件 1 的自由端的远端面 17 和在凹螺纹元件 2 上形成肩台的环形表面 8 构成。

另一对表面,即“外部对接”表面对,对称地由凹螺纹元件 2 的自由端的远端面 18 和在凸螺纹元件 1 上形成肩台的环形表面 17 构成。

所有的四个轴向对接表面是平面并且垂直于螺纹连接 300 的轴线。

唇部 11、12 从螺纹分开每个对接。

凹唇部 12 没有密封面。

凸唇部 11(见图 7)包括唇部密封面 5,该密封面通过附件 13 与远轴向对接表面 7 轴向地分开。

密封面 5 是复杂表面,通过以 50%倾斜的圆锥形部分 33 形成在自由端上,并且通过相切于圆锥形部分 33 的半径为 $R1$ (40mm) 的圆环形部分 31 形成在螺纹一侧 3 上,凹密封面 6 是锥度为 50%的简单圆锥形,并且其轴向宽度与凸密封面 5 的总体宽度相适应。

附件 13 具有外周面 19,该外周面是圆柱形的,并且具有 5mm 的轴向长度 l_a ,这一长度大约是唇部总体轴向长度 l_t 的 9%。

附件轴向长度和远轴向对接表面径向厚度的比值大约是 0.75。

位于唇部密封面 5 和螺纹 3 之间的部分唇部在其外周面 35 上包括两个圆柱形表面 37 和 39,表面 39 始于螺纹根 3,其直径 $D2$ 小于密封面一侧上的表面 37(直径 $D1$),其中 $(D2-D1)$ 是大约 1mm。

上述步骤增加了唇部密封面 5 的径向刚度,并因此增加了密封面 5、6 之间的接触压力。当螺纹连接 300 经受内部流体压力时,也减少了唇部的“香蕉”变形。上述步骤和附件 13 一起保护密封面 5,使其在螺纹元件未对准啮合的情况下不会发生损坏。

下面的表 1 比较用于检修提升装置的两种螺纹连接的整体接触压力,所

述螺纹连接用于连接两个管子，管子的外径是 219.08mm (8 5/8")、厚度是 17.8mm、等级 P110 (最小屈服强度 785Mpa)，两个管子分别没有附件 13 (现有技术) 和具有附件 13 (根据本发明)。

在接合的末端，外部对接面 17、18 首先接触 (主对接)，接合过程持续到内部对接面 7、8 受到接触压力的作用 (次对接)。

表 1 示出在密封面的接触宽度上的整体接触压力的数值，该数值在接合的末端并且在轴向张力作用下通过数值计算获得。

	整体接触压力 (N/mm)	
	现有技术螺纹连接	本发明螺纹连接 (图 3)
在接合过程的末端	1286	1523
接合+80%PBYS	1214	1462
接合+100%PBYS	1188	1442

表 1: 密封面之间的整体接触压力

整体接触压力较大，并且相对于本发明螺纹连接的这种外对接面之间首先发生接触的配置增加得稍微慢一些。具有非常有限的长度 (9%的唇部总长) 的附件、和唇部 11 径向刚度很大 (在阶梯 37 处是 10mm 厚)，因此与现有技术的螺纹连接的区别要低于前面的例子 (VAM TOP®)。

对图 3 的螺纹连接 300 来说，图 15、16 和图 17 示出在存在附件 13 的条件下用于螺纹元件配合的限制条件。

图 15 示出当螺纹元件 1 和 2 开始啮合时最大可能的径向对不准 d3，凸唇部密封面 5 和凹自由端 18 接触；对于具有上述尺寸的螺纹连接 300 来说，d3 可能超过 10mm。

图 16 示出当凸唇部密封面 5 与第一个凹螺纹接触时之后不久，最大可能的径向对不准 d4；对于所虑及的螺纹连接，d4 大约是 8mm。

图 17 示出最大可能的角度对不准 E，凸唇部密封面 5 与凹螺纹接触并且凸和凹螺纹尚未啮合；E 大约是 4 度。

数值 d3、d4 和 E 要大于没有附件 13 时的数值。因此本发明的螺纹连接可更好地容受螺纹元件的不准确啮合的条件。

当然，附件 13 在现场操作过程中可以保护唇部密封面 5 免受轴端冲击。

应该注意到，在图 17 所示的情况下，附件也为唇部密封面的圆锥形部分 33 提供了保护或径向屏蔽。

如图 5 所示, 如果附件 13 的轴向长度 l_a 使得唇部密封面 5 被相对于直线 D1 定位在螺纹元件一侧上, 那么, 整个密封面都可以得到保护; 所述直线 D1 穿过第一凸螺纹的齿部并且和螺纹元件的自由端相切。例如, 该直线 D1 构成图 17 中的凹螺纹齿部的母线。

图 4 示出了一种作为平头连接 (flush connection) 的整体螺纹连接 400, 其具有恒定的内部和外径, 具有内部对接表面 (7, 8) 以及外部对接表面 (17, 18), 以及具有两对密封面: 内部对 (5, 6) 和外部对 (15, 16)。

螺纹连接 400 通过外部成对的密封面相对外部压力密封, 以及通过内部成对的密封面相对内部压力密封。

内部对的凸密封面 5 和外部对的凹密封面 16 是唇部密封面。

凸密封面 5 和凹密封面 16 相对螺纹元件上的远轴向对接表面 7、18 分开, 凸密封面 5 和凹密封面 16 通过附件 13、14 形成在螺纹元件上。

这些附件 13、14 可以减少唇部 11、12 的轴向刚度并且将这些唇部的径向刚度最大化。

这样, 即使在相对高的轴向张力作用下, 也可以使螺纹连接的密封性能相对外部流体和内部流体最大化。

还可以改进处于压缩作用下的机械性能。

唇部 11、12 的轴向刚度较小, 这样, 在内部或外部对接表面对的一对、优选是内部对接表面对首先接触后, 接合可以得到充分的继续, 直至第二对接表面的轴向对接接触。

在具有波动的拉伸作用或弯曲负载的情况下, 轴向张力作用下的对接表面分开的延时也可以在一定程度上防止或某些情况下限制这些表面的振动 (jarring), 例如, 振动会成为疲劳裂缝的原因, 此现象称为“磨损腐蚀 (fretting corrosion)”。

本发明并不受限于所描述的螺纹管状连接。

本发明适用于任何类型的螺纹管状连接, 特别是具有圆锥形或圆柱形的螺纹, 具有一个或多个可能有阶梯或没有阶梯的螺纹部分, 具有梯形或三角形的螺纹, 或具有变化节距 (pitch) 或宽度的楔形螺纹。

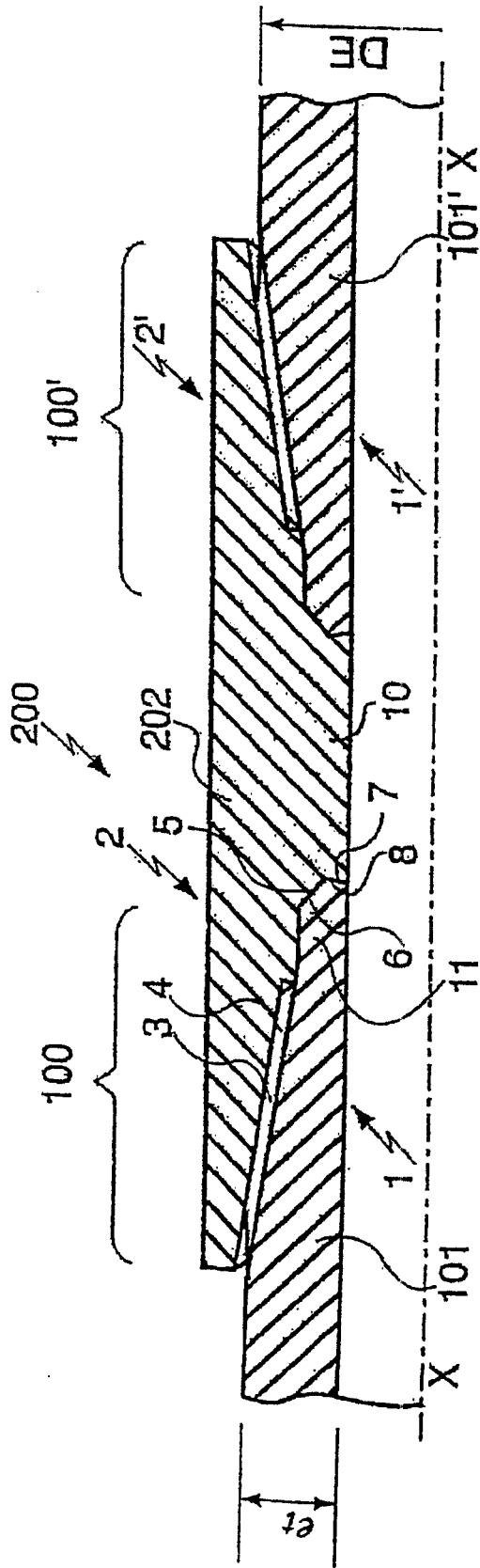


图 1

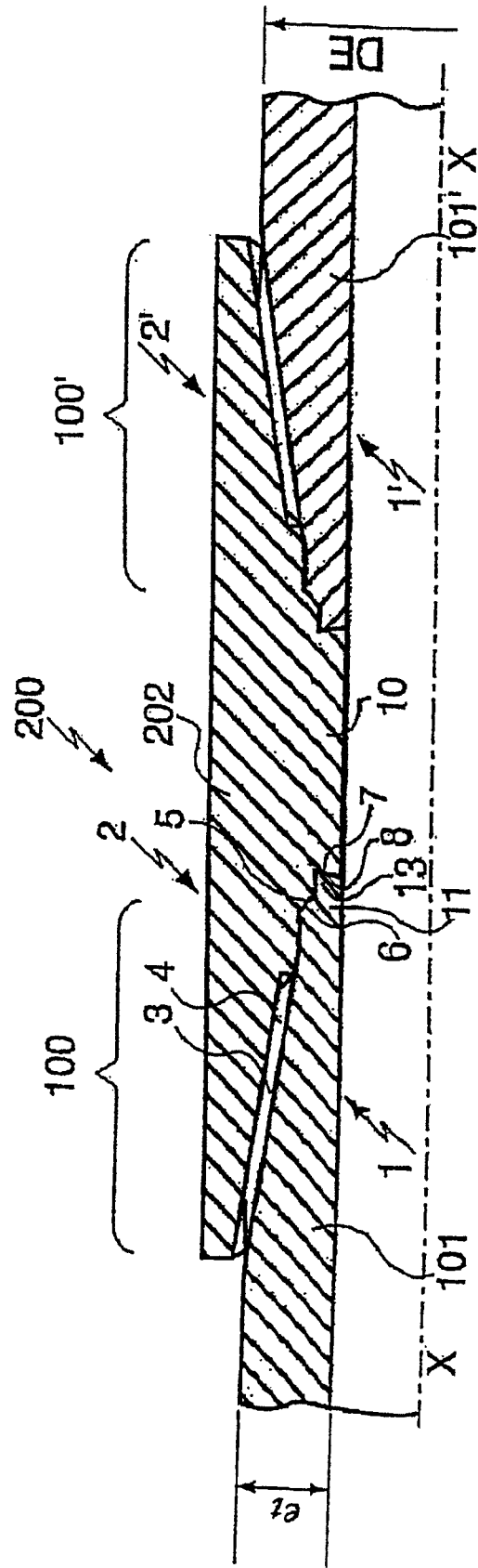


图 2

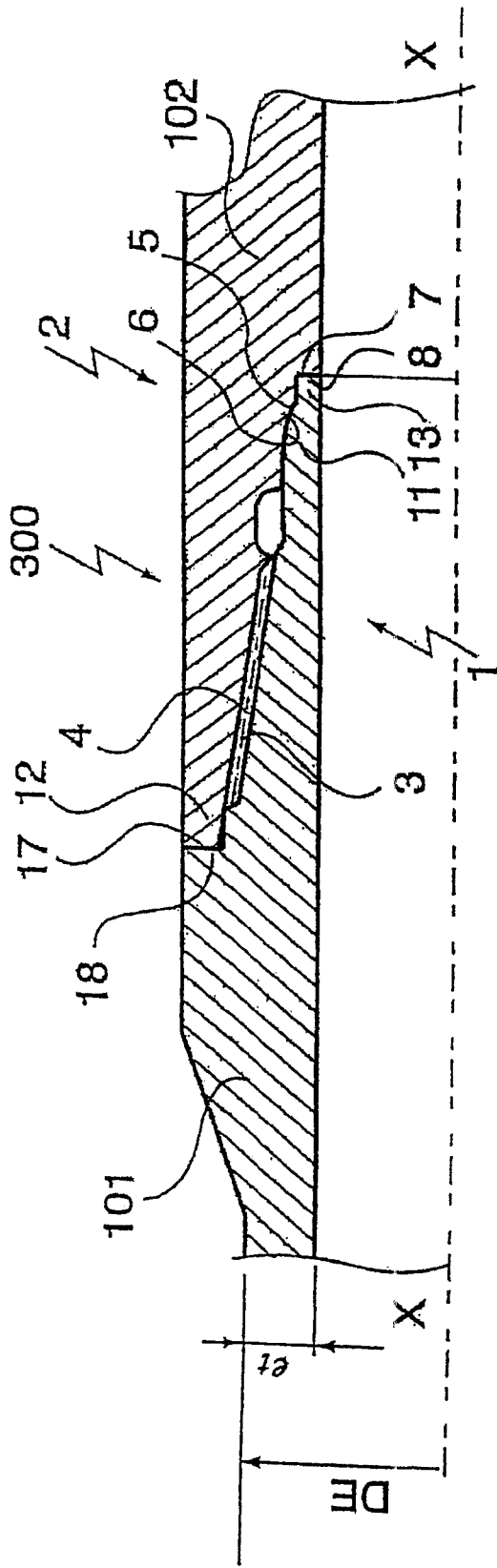


图 3

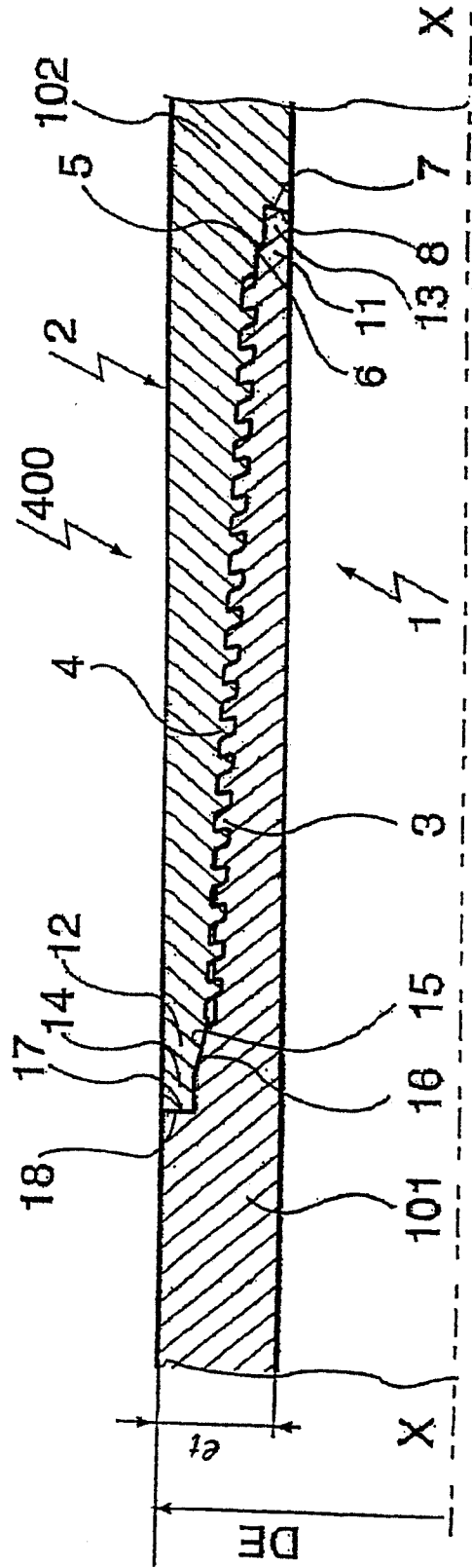


图 4

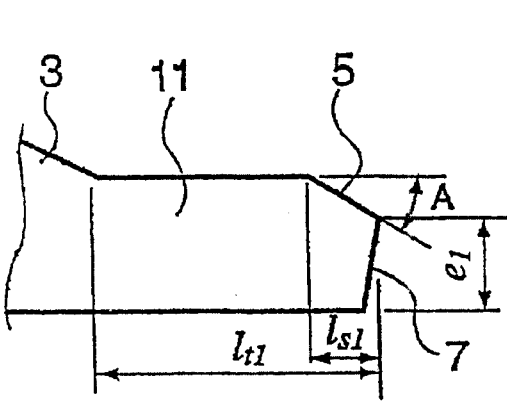


图 8

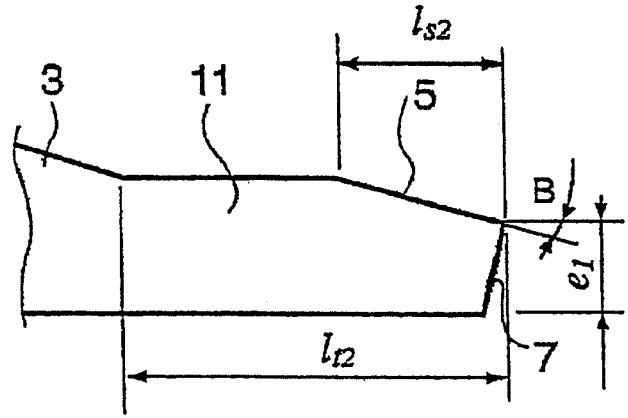


图 9

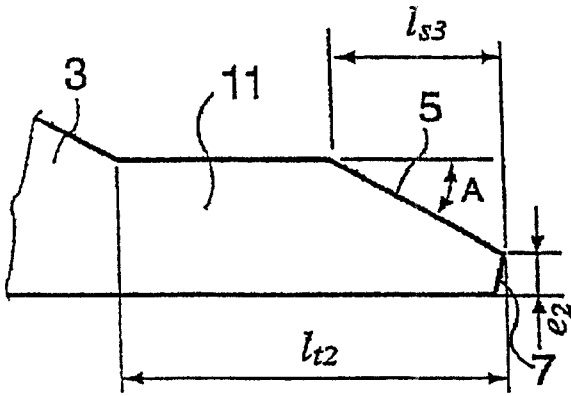


图 10

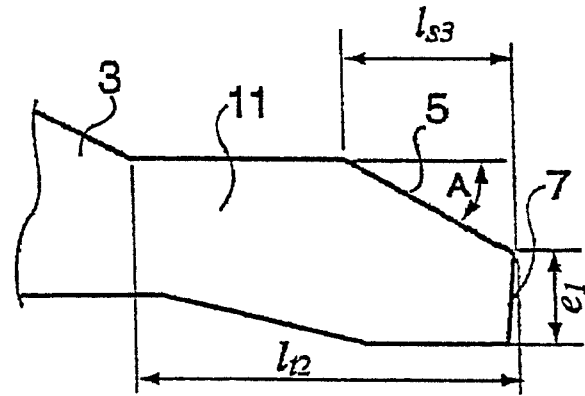


图 11

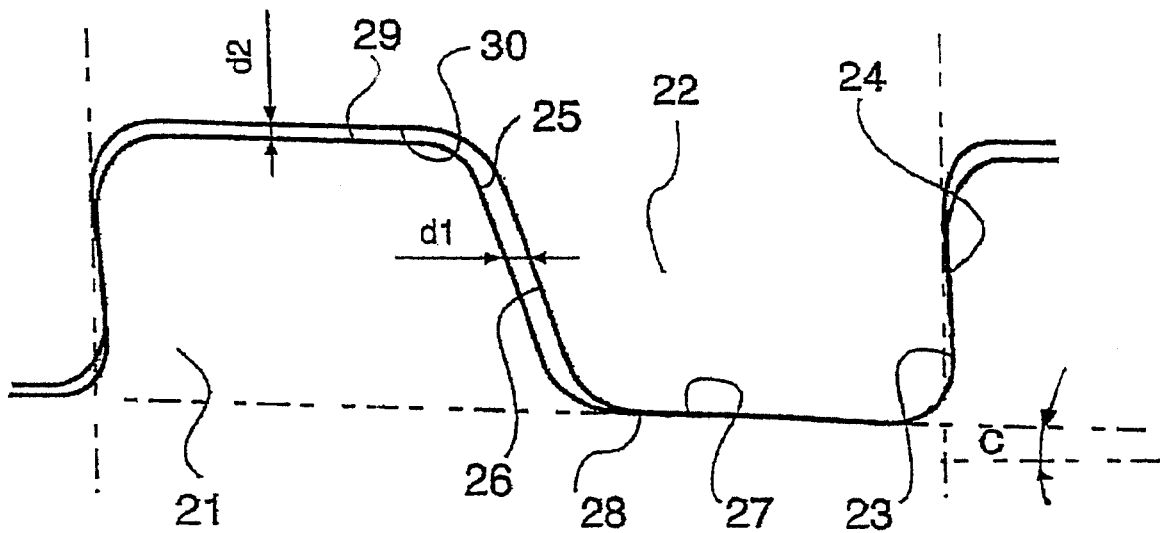


图 14

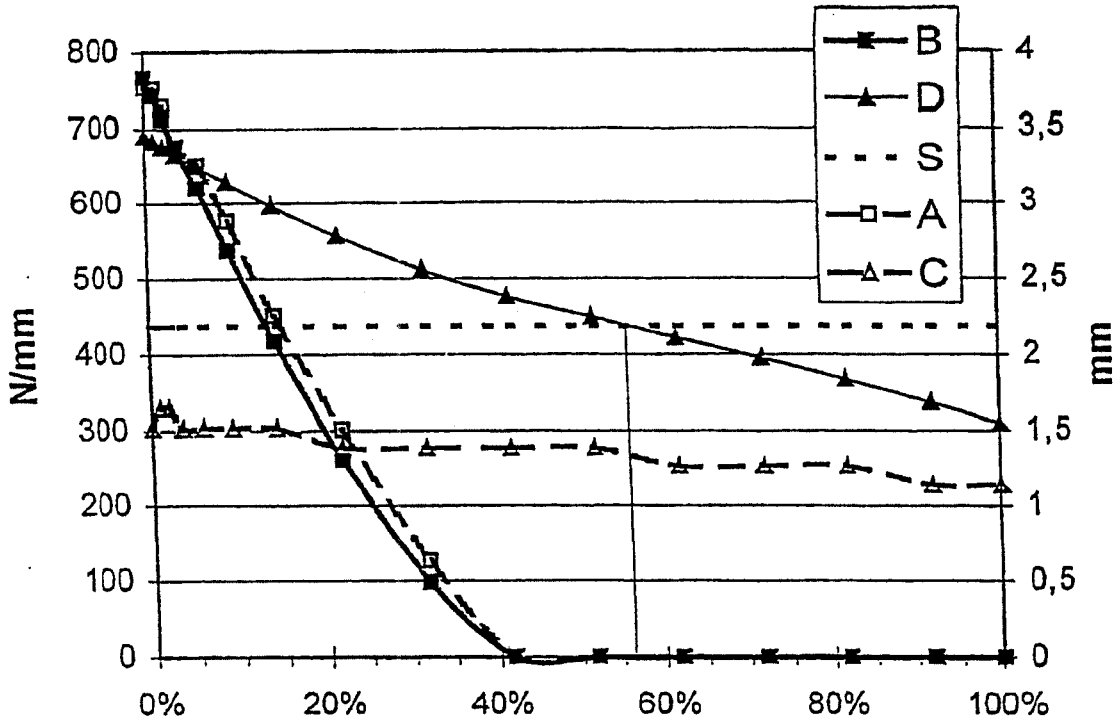


图 12

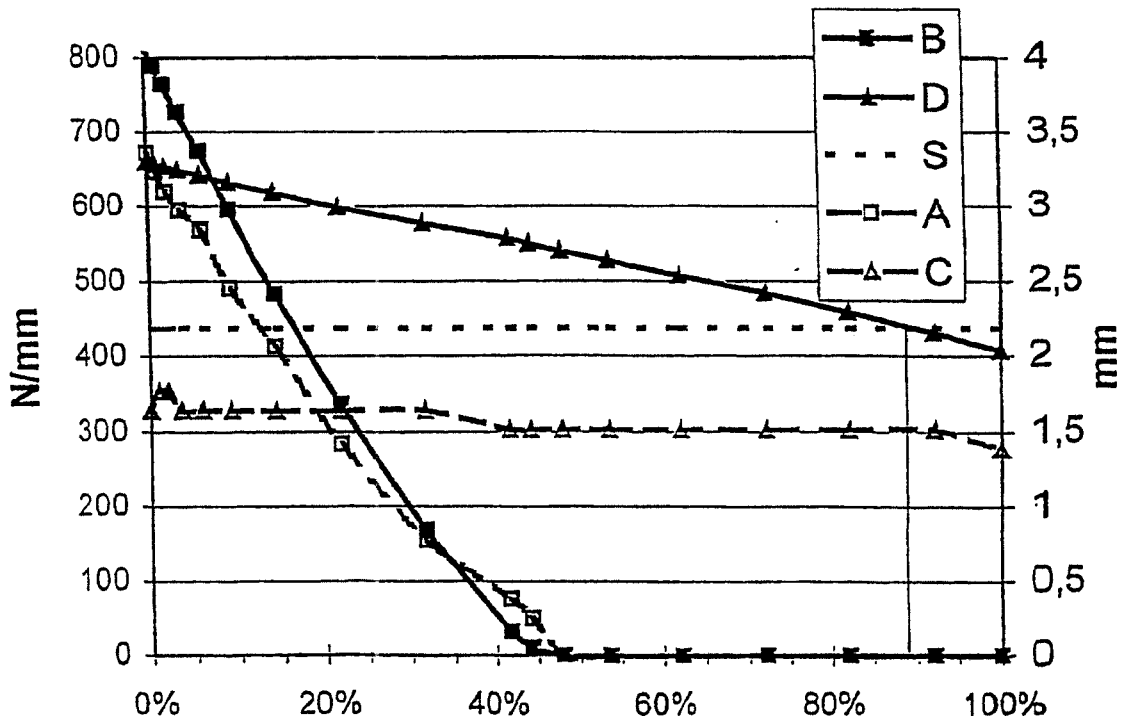


图 13

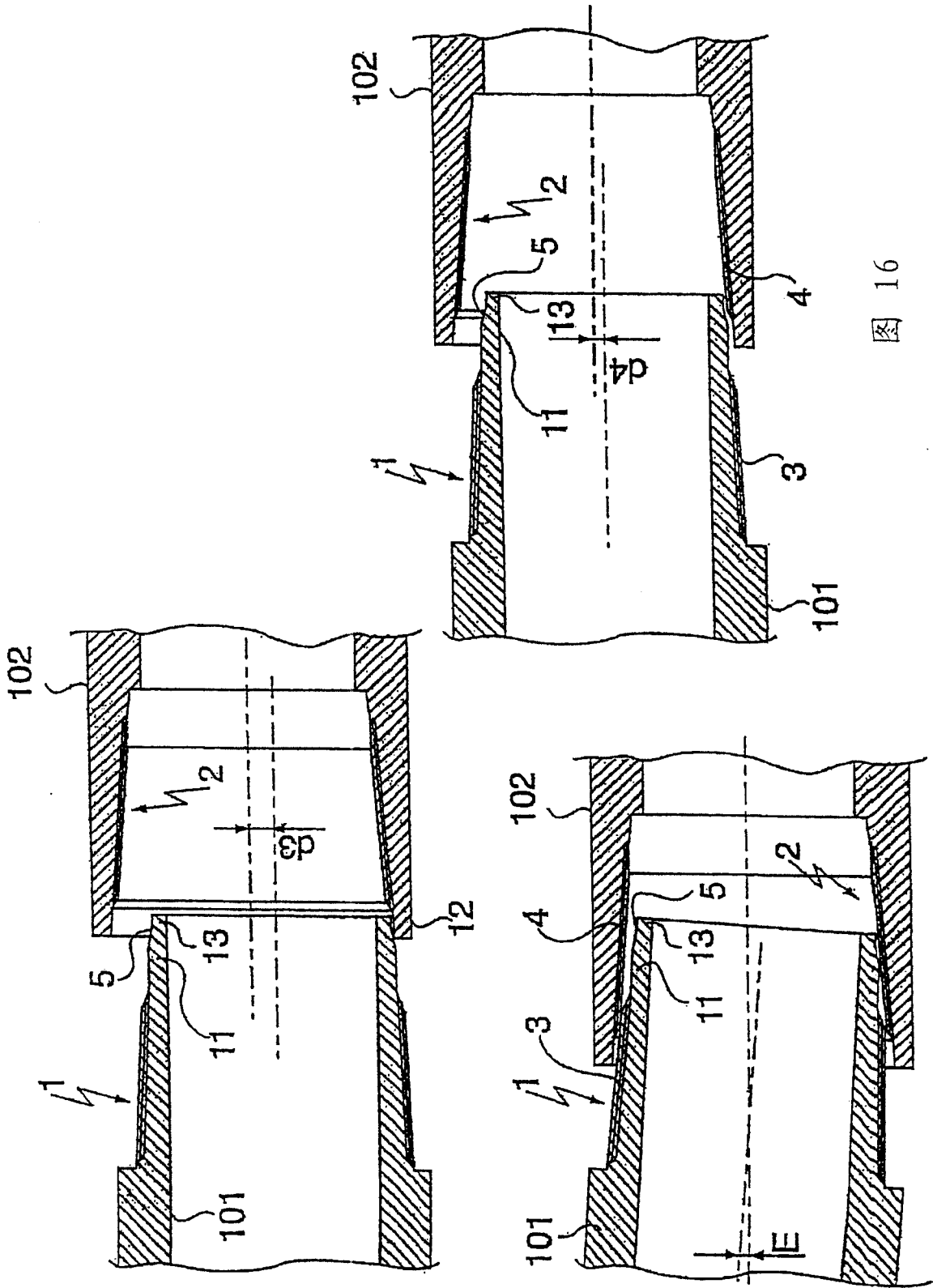


图 15

图 17

图 16