



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101551207 B

(45) 授权公告日 2010. 10. 06

(21) 申请号 200910011544. 7

F28F 13/02 (2006. 01)

(22) 申请日 2009. 05. 15

F28F 9/013 (2006. 01)

(73) 专利权人 营口庆营石化设备总厂

F28F 9/22 (2006. 01)

地址 115004 辽宁省营口市站前高新工业  
区银泉街 18 号

F28F 9/00 (2006. 01)

专利权人 中国石化集团洛阳石油化工工程  
公司

审查员 李飞

(72) 发明人 陈崇刚 李立权 张卫华 邓方义

贺玲 李和杰 王声文 徐又春

张士华 王晓溥 秦岭

(74) 专利代理机构 沈阳科威专利代理有限责任  
公司 21101

代理人 刁佩德

(51) Int. Cl.

F28D 7/16 (2006. 01)

F28F 1/00 (2006. 01)

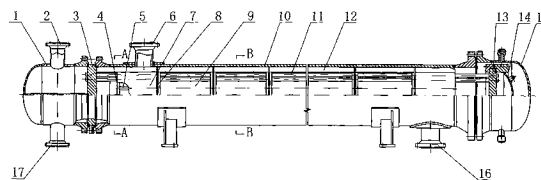
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 2 页

(54) 发明名称

管壳式螺旋扁管换热器

(57) 摘要

一种管壳式螺旋扁管换热器,从根本上解决传统管壳式弓形折流板换热器存在的壳程流动死区、壳程压力降较大等问题。其技术要点:管束中换热管为若干螺旋扁管,且相邻的螺旋扁管长轴部位相接触形成支撑和阻挡,短轴部位相对应形成间隙,最终在管束中形成网状流道,在换热管两端部圆管部分的间隙中对应管箱内的分程隔板处设置十字型阻挡管支架,在阻挡管支架之间焊接若干与换热管并行排列的阻挡管,阻挡管和换热管的长轴部位相互接触、短轴部位相互对应,换热管外部套装有均布焊接环形阻挡板的导流固紧筒,导流固紧筒焊接在阻挡管支架上。与现有螺旋扁管换热器相比,具有大幅提高换热效率的优点,可广泛应用于炼油、石油化工、冶金、电力等行业。



1. 一种管壳式螺旋扁管换热器,包括设有壳程入口和出口的壳体,组装在壳体内的管束,组装在壳体端部的管箱和大、小浮头,管箱上设有管程入口和出口,且其内部设置分程隔板,其特征在于:所述管束中换热管为若干螺旋扁管,且相邻的所述螺旋扁管长轴部位相接触形成支撑和阻挡,短轴部位相对应形成间隙,最终在所述管束中形成网状流道,所述螺旋扁管两端分别穿入所述管束的固定管板和浮头管板且焊接固定,在所述换热管两端部圆管部分的间隙中对应所述管箱内的分程隔板处设置十字型阻挡管支架,在所述阻挡管支架之间焊接若干与所述换热管并行排列的阻挡管,所述阻挡管和所述换热管的长轴部位相互接触、短轴部位相互对应形成间隙,所述换热管外部套装有导流固紧筒,所述导流固紧筒焊接在所述阻挡管支架上,且所述导流固紧筒外部均布焊接环形阻挡板,所述环形阻挡板外沿支撑在所述固定管板壳程侧焊接的滑道上。

2. 根据权利要求1所述的管壳式螺旋扁管换热器,其特征在于:所述螺旋扁管长轴为30mm,短轴为16.24mm,相邻的所述螺旋扁管的管心距为30mm。

3. 根据权利要求1或2所述的管壳式螺旋扁管换热器,其特征在于:所述螺旋扁管在压制过程中采用滚花工艺形成凹凸不平的外表面。

## 管壳式螺旋扁管换热器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种管壳式换热器,特别是一种采用螺旋扁管作为换热管的管壳式螺旋扁管换热器。可广泛应用于炼油、石油化工、冶金、电力等行业。

### 背景技术

[0002] 换热器是热力过程中的关键设备,广泛应用于能源、动力、化工、冶金、机械、交通、航空与航天等领域。同时,换热器也是利用能源与节约能源的必要设备。换热器的种类很多,管壳式换热器因具有易于制造、成本较低、清洗方便、适应性强、处理量大、工作可靠、选材范围广以及适于高温高压的工况等特点,在各行业中应用非常普遍。然而传统的管壳式换热器多为弓形折流板换热器,这种换热器在具有管壳式换热器优点的同时,也有其自身的缺陷,如存在壳程流动死区、壳程压力损失较大、容易结垢以及容易发生管束诱导振动等。如在设计管壳式换热器时,有时会出现两种介质流量相差很大的情况。在这种情况下,流量大的介质走管程是不合适的,这是因为管程数通常是偶数,变化管程数将使管程速度成倍增加,从而导致压力降过大。安排流量大的介质走壳程,如果选用管壳式弓形折流板换热器,壳程压力降很大,实际应用中难以接受。为了有效克服传统弓形折流板换热器存在的缺陷,相关领域人员对如何改变壳程、管程流体的流动状态,改善传热效果,提高传热效率等方面进行了大量研究,其中也包括应用螺旋扁管作为换热管的研究。研究表明,这种换热器的壳程取消了附加的管束支撑物,不设任何支承元件,节约了材料和成本。螺旋扁管之间紧密接触,在换热器壳程形成螺旋形流道,同时也起到相互支承的作用。这种结构使管程流体和壳程流体均产生以旋转流为主要特征的复杂流动,获得较强的旋转扰动,从而较大地强化了传热过程,同时也大幅减小了壳程压力损失。通过大量的实验研究,证明螺旋扁管换热器壳程膜系数与壳程压降的比值  $h_o/\Delta P$ ,比弓形折流板换热器高很多;管程膜系数与管程压降的比值  $h_i/\Delta P$ ,也比光管高,但其综合效益明显高于光管弓形折流板换热器。然而现今国内还没有应用这类换热器的报导,主要是其具体实施方案,如螺旋扁管在壳体内的排管方式、螺旋扁管的管径、长短轴尺寸等均达不到理想状态,其管程膜传热系数很大,同时管程压降也较大;壳程的压力降很小,壳程膜传热系数也较小。如专利公告号为 CN2867256Y 的“螺旋扁管油冷却器”公开了使用螺旋扁管作为换热油管的技术方案,但是对螺旋扁管在壳体内的排管方式的描述过于简单,不利于本领域的技术人员的实施,其适用范围也相对较窄。故现有的管壳式螺旋扁管换热器的结构亟待优化。

### 发明内容

[0003] 本发明的目的是为了提供一种结构设计合理的管壳式螺旋扁管换热器,从根本上解决了传统管壳式弓形折流板换热器存在的壳程流动死区、壳程压力降较大、容易结垢以及容易发生管束诱导振动的问题,同时降低了投资费用。与现有螺旋扁管换热器相比,更具有大幅提高换热效率的优点,适用范围广泛。

[0004] 本发明的技术方案是:该管壳式螺旋扁管换热器包括设有壳程入口和出口的壳

体, 组装在壳体内部的管束, 组装在壳体端部的管箱和大、小浮头, 管箱上设有管程入口和出口, 且其内部设置分程隔板, 其特征在于: 所述管束中换热管为若干螺旋扁管, 且相邻的所述螺旋扁管长轴部位相接触形成支撑和阻挡, 短轴部位相对应形成间隙, 最终在所述管束中形成网状流道, 所述螺旋扁管两端分别穿入所述管束的固定管板和浮头管板且焊接固定, 在所述换热管两端部圆管部分的间隙中对应所述管箱内的分程隔板处设置十字型阻挡管支架, 在所述阻挡管支架之间焊接若干与所述换热管并行排列的阻挡管, 所述阻挡管和所述换热管的长轴部位相互接触、短轴部位相互对应形成间隙, 所述换热管外部套装有导流固紧筒, 所述导流固紧筒焊接在所述阻挡管支架上, 且所述导流固紧筒外部均布焊接环形阻挡板, 所述环形阻挡板外沿支撑在所述固定管板壳程侧焊接的滑道上。

[0005] 所述螺旋扁管长轴为 30mm, 短轴为 16.24mm, 相邻的所述螺旋扁管的管心距为 30mm。

[0006] 所述螺旋扁管在压制过程中采用特种工艺形成凹凸不平的外表面。

[0007] 本发明的优点和所产生的积极的技术效果是: 由于本发明管束中的换热管为若干螺旋扁管, 且相邻的螺旋扁管长轴部位相接触形成支撑和阻挡, 短轴部位相对应形成间隙, 最终在管束中形成网状流道, 壳程介质在此空间流动。本发明取消了折流板或折流杆, 完全依靠螺旋扁管相互支撑, 降低了投资费用。流体在管程连续的螺旋型流动, 使得管程压力降有一定程度增加, 在壳程流体沿轴向作螺旋型流动, 压力降非常低, 因此非常适合大流量流体在壳程流动。从根本上解决了传统管壳式弓形折流板换热器存在的壳程流动死区、壳程压力降较大、容易结垢以及容易发生管束诱导振动的问题。同时作为多管程换热器, 本发明对应分程隔板不能排置换热管的位置设置了十字型阻挡管支架和阻挡管, 这种结构可有效降低短路流动, 大大提高了壳程的换热效率。换热管外部套装导流固紧筒, 则整个换热器管束用导流固紧筒固定。在导流固紧筒上焊接的环形阻挡板及滑道等措施极大的增强了管束刚度, 确保管束的正常安装使用。通过对螺旋扁管的长短轴尺寸的优化从而降低管程压力降, 增加壳程膜传热系数。本发明对螺旋扁管外表面的设计, 增大了换热管的传热表面积, 有利于传热。综上, 本发明与现有螺旋扁管换热器相比, 具有大幅提高换热效率的优点, 适用范围广泛。

[0008] 附图说明

[0009] 结合附图对本发明作进一步说明。

[0010] 图 1 是本发明的一种具体结构示意图;

[0011] 图 2 是图 1 中管束的具体结构示意图;

[0012] 图 3 是图 1 中沿 A-A 方向的剖视图;

[0013] 图 4 是图 1 中沿 B-B 方向的剖视图;

[0014] 图 5 是图 1 中换热管的结构示意图。

[0015] 图中序号说明: 1 管箱、2 管程入口、3 固定管板、4 阻挡管支架、5 阻挡管、6 壳程出口、7 导流固紧筒、8 环形阻挡板、9 管束、10 壳体、11 换热管、12 滑道、13 浮头管板、14 小浮头、15 大浮头、16 壳程入口、17 管程出口。

### 具体实施方式

[0016] 根据图 1-5 对本发明作详细描述。该管壳式螺旋扁管换热器是具有自支撑结构的

新型换热器,是在现有螺旋扁管换热器基础上改进优化而成,具有非常重要的实用价值。本发明主要由设有壳程入口 16 和出口 6 的壳体 10、组装在壳体 10 内的管束 9、组装在壳体 10 端部的管箱 1 和大、小浮头 15、14 等部分组成。管箱 1 上设有管程入口 2 和出口 17,管箱 1 内部设置分程隔板。管箱 1、浮头与壳体 10 的联接可采用螺栓联接。

[0017] 管束 9 主要由固定管板 3、换热管 11、阻挡管支架 4、阻挡管 5、导流固紧筒 7、环形阻挡板 8、滑道 12、浮动管板 13 等组成。其中:管束中换热管为若干螺旋扁管,且相邻的螺旋扁管长轴部位相接触形成支撑和阻挡,短轴部位相对应形成间隙,最终在管束中形成网状流道,螺旋扁管两端分别穿入管束的固定管板和浮头管板且焊接固定在上述两板上。螺旋扁管是把圆形光管压成椭圆形,然后扭曲而成,流体在管内处于螺旋流动状态,因而破坏了管壁附近的层流边界层,提高了传热效率。这种管束结构的特点是:两个并行排列相邻的管子在椭圆长轴处相互接触、互相支撑。为了达到理想的换热效果,本申请人经多年试验研究,从管壳式螺旋扁管换热器实验中发现,其管程膜传热系数  $\alpha_i$  很大,同时管程压降  $\Delta P_i$  也较大;壳程的压力降  $\Delta P_o$  很小,壳程膜传热系数  $\alpha_o$  也较小。针对这种情况,需要从结构上加以改进,以降低管程压力降,增加壳程膜传热系数,从而使管壳式螺旋扁管换热器的整体性能达到最优。

[0018] 首先对螺旋扁管的管径尺寸进行了优化。

[0019] (1) 改变前:通常螺旋扁管长轴  $a = 32\text{mm}$ ,短轴  $b = 12.8\text{mm}$

[0020] 计算后得出:单根管管程流通面积  $S_i = 197\text{mm}^2$ ,

[0021] 一个单元壳程流通面积  $S_o = 649\text{mm}^2$ 。

[0022] (2) 改变后:螺旋扁管长轴  $a' = 30\text{mm}$ ,短轴  $b' = 16.24\text{mm}$

[0023] 计算后得出:单根管管程流通面积  $S_i' = 235.9\text{mm}^2$ ,

[0024] 一个单元壳程流通面积  $S_o' = 469.5\text{mm}^2$ 。

[0025] 即改进后,管程流通面积增加了 19.4%,壳程流通面积减小了 27.6%。理论分析认为在流道形状、流量不变的前提下,随着流通截面积的增加,压力降和膜传热系数均下降;随流通面积减少,压力降和膜传热系数均增加。故优化后的管壳式螺旋扁管换热器通过实验对比,管程压降减少了 35%,管程膜传热系数降低 20%左右;壳程压力降约增加 25%,壳程膜传热系数增加了 15%左右。通过改变管壳式螺旋扁管换热器结构,使其综合性能得到较大提升。另外,螺旋扁管尺寸改变后,相应管板上换热管孔中心距离也进行相应的调整,对于  $\phi 25\text{mm} \times 2.5\text{mm}$  的螺旋扁管,相邻的螺旋扁管管心距由 32mm 减小到 30mm。改进后在相同尺寸的换热器上可多排 10%以上的换热管,即换热面增加 10%以上。在相同工况下,达到相同的效果,换热器壳径可以缩小,从而降低了投资费用。

[0026] 增加阻挡管排是优化换热器结构、大幅提高换热效率的另一大手段。由于管壳式螺旋扁管换热器流动的特殊性,对应管箱 1 内分程隔板的位置,管板上不能布置换热管 11,此部分将产生较大的短路流动,严重影响壳程换热效果。故在换热管 11 两端部圆管部分的间隙中对应管箱 1 内的分程隔板分别设置十字型阻挡管支架 4,并在两个阻挡管支架 4 之间焊接若干根与换热管 11 并行排列的阻挡管 5,形成阻挡管排。阻挡管 5 也采用螺旋扁管结构,并且其长轴部位与相邻换热管 11 的长轴部位相互接触、短轴部位与相邻换热管 11 的短轴部位相互对应形成间隙。增加阻挡管排可以有效降低短路流,从而大幅提高了壳程的换热效率。

[0027] 换热管 11 外部套装有导流固紧筒 7, 导流固紧筒 7 焊接在阻挡管支架 4 上, 且导流固紧筒 7 外部均布焊接环形阻挡板 8, 滑道 12 一端固定在固定管板 3 壳程侧, 环形阻挡板 8 按照规定的距离固定在滑道 12 上。从而增大了管束刚度, 确保管束的正常安装使用。

[0028] 上述螺旋扁管表面均采用滚花工艺, 即螺旋扁管在压制过程中采用特种工艺形成凹凸不平的外表面, 这样就增大了换热管的传热表面积, 更有利于传热。

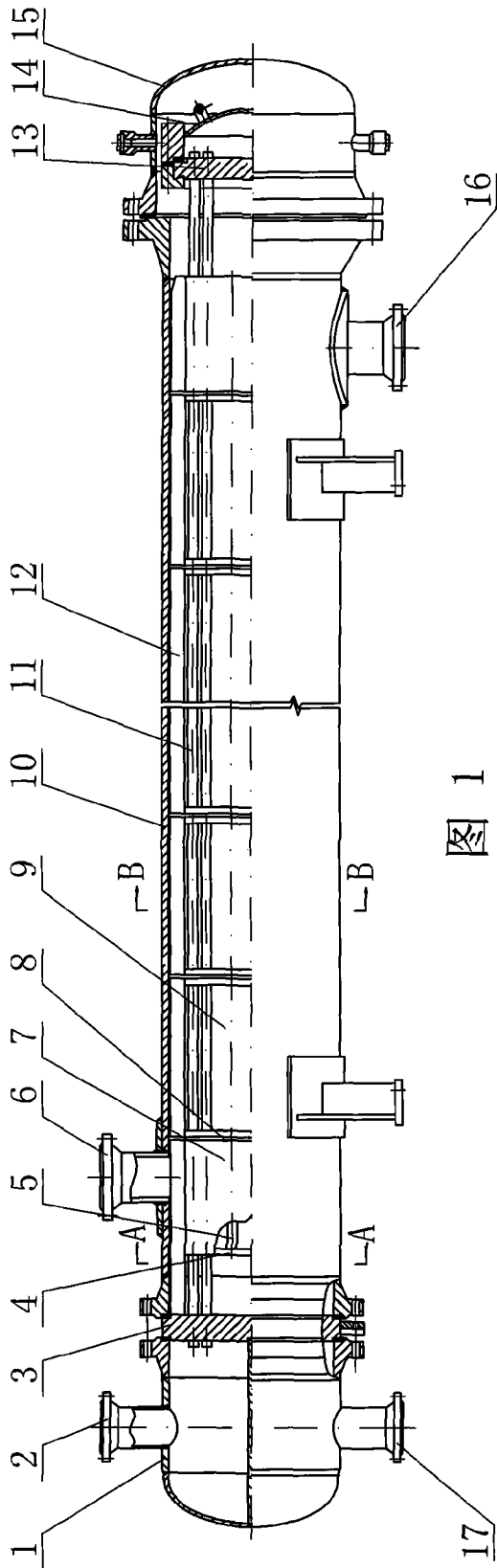


图 1

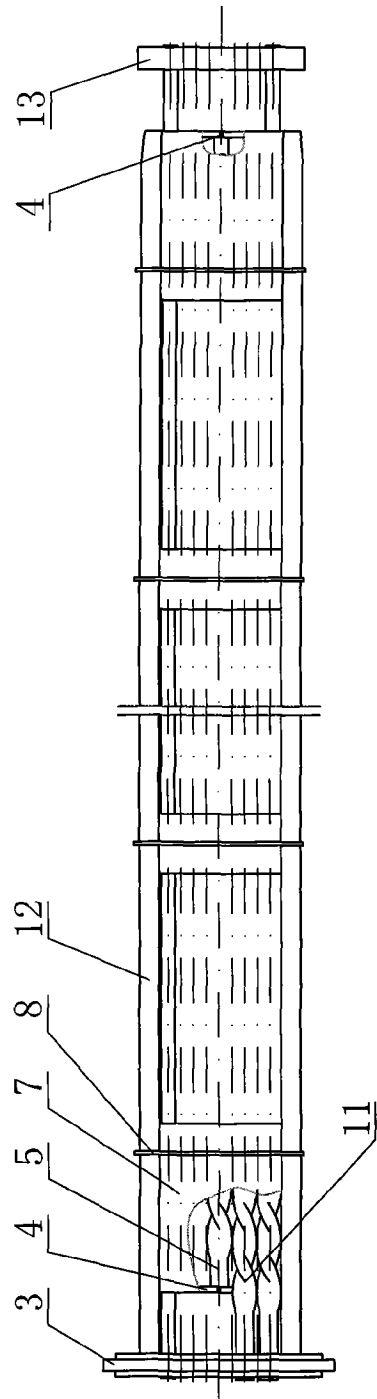


图 2

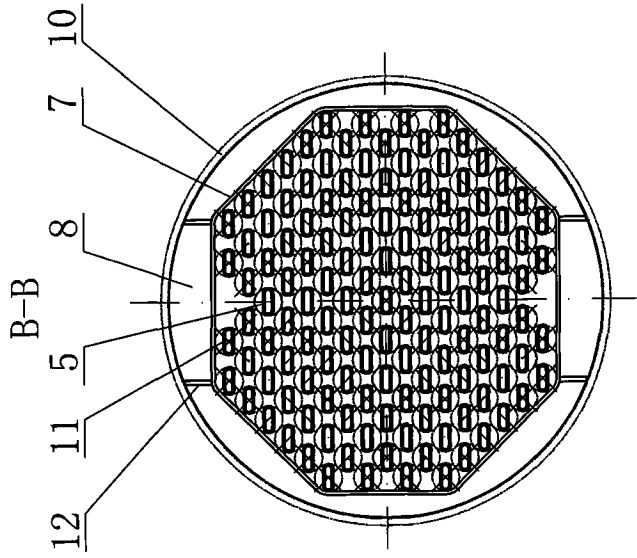


图 4

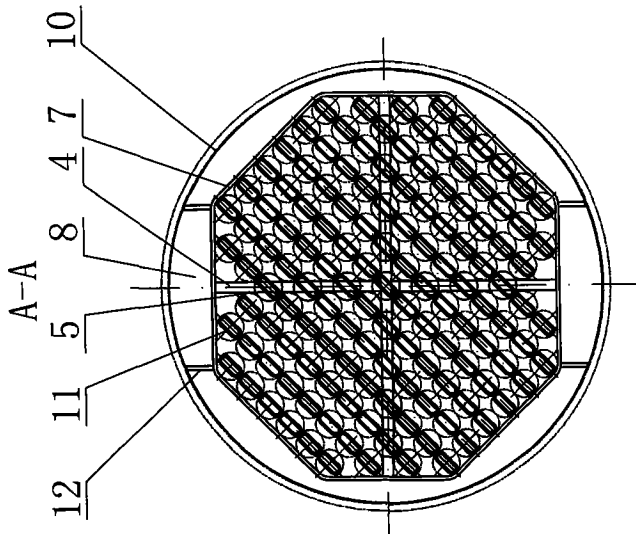


图 3

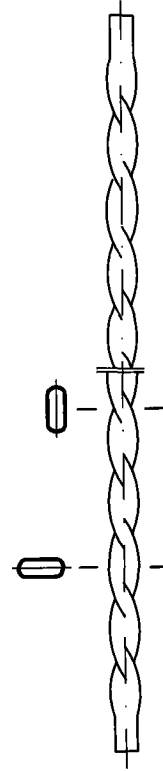


图 5