



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101762191 A

(43) 申请公布日 2010.06.30

(21) 申请号 200910215974.0

F28F 9/24(2006.01)

(22) 申请日 2009.12.31

F28F 13/12(2006.01)

(71) 申请人 华南理工大学

地址 510640 广东省广州市天河区五山路
381 号

(72) 发明人 邓先和 何兆红 李自卫

(74) 专利代理机构 广州粤高专利商标代理有限
公司 44102

代理人 何淑珍

(51) Int. Cl.

F28D 7/16(2006.01)

F28F 1/04(2006.01)

F28F 9/013(2006.01)

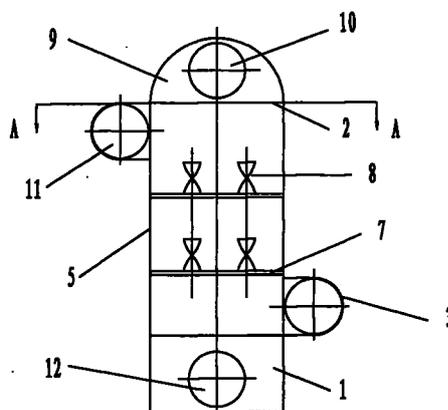
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 3 页

(54) 发明名称

采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法

(57) 摘要

本发明公开了采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法,换热器包括筒体、置于筒体内矩形缩放管管束、置于矩形缩放管管束两端的管板、上封头和下封头及换热器管程与壳程的进出接口,管程的进出接口与上下封头连接,壳程的进出接口与筒体连接,所述矩形缩放管管束由多个相互平行且沿筒体轴向排列的自支撑矩形缩放管组成;沿筒体轴向在相邻两自支撑矩形缩放管间的所述凹槽处均匀间隔设置旋流片,作为矩形缩放管管束的管间支持物。所述方法是依靠矩形缩放管的粗糙缩放肋面对流体的扰动与旋流片产生的螺旋流和自旋流使得流体在传热边界层的流动速度与湍流度提高,有效强化流体的对流传热。本发明的换热器可在工业的气体换热中普遍推广应用。



1. 采用自支撑的矩形缩放管管束换热器,包括筒体(5)、置于筒体(5)内矩形缩放管管束(4)、置于矩形缩放管管束(4)两端的管板(2)、与管板(2)相连的上封头(1)和下封头(9)及换热器管程与壳程的进出接口(10、12、3、11),管程的进出接口(10、12)与上下封头(1、9)连接,壳程的进出接口(3、11)与筒体(5)连接,其特征在于:所述矩形缩放管管束(4)由多个相互平行且沿筒体(5)轴向排列的自支撑矩形缩放管组成;所述自支撑矩形缩放管由两块平行粗糙板两侧封闭构成,两块平行粗糙板板面上均压制有若干条沿横向排列的轴向凹槽(13),两块板面上的凹槽(13)底端朝向相反且相互接触;沿筒体(5)轴向在相邻两自支撑矩形缩放管间的所述凹槽(13)处均匀间隔设置旋流片(8),作为矩形缩放管管束(4)的管间支持物。

2. 根据权利要求1所述的换热器,其特征是旋流片(8)的中心线与自支撑矩形缩放管的轴心线方向一致,在筒体(5)横向上相邻的旋流片(8)的旋向相反,轴向上相邻的旋流片(8)的旋向相同。

3. 根据权利要求1所述的换热器,其特征是在筒体(5)横向上且位于相邻自支撑矩形缩放管之间的所述旋流片(8)用薄扁钢(7)连接构成一组横向旋流片组,相邻自支撑矩形缩放管之间的多组横向旋流片组用定位拉杆(6)固定。

4. 根据权利要求1所述的换热器,其特征是在于所述自支撑矩形缩放管的同一板面上的相邻两凹槽(13)之间的间距相等。

5. 根据权利要求1至4任一项所述的换热器,其特征是在于:相邻自支撑矩形缩放管之间的旋流片(8)在所述板面上的凹槽(13)处沿轴向间隔安置,旋流片(8)与相邻的自支撑矩形缩放管的外壁相接触。

6. 根据权利要求5所述的换热器,其特征是在于:所述自支撑矩形缩放管的粗糙板板面为周期性波形起伏的粗糙肋面,其波形是折线波或曲线波,波形起伏的方向沿管的轴向,波高为自支撑矩形缩放管管板间距的1.5%~20%,波间距为自支撑矩形缩放管管板间距的10%~100%。

7. 根据权利要求5所述的换热器,其特征是在于所述自支撑矩形缩放管的板面上的凹槽(13)是圆弧形或梯形凹槽,凹槽的深度为自支撑矩形缩放管管板间距的50%,相邻凹槽的横向间距为自支撑矩形缩放管管板间距的1~10倍。

8. 根据权利要求5所述的换热器,其特征是在于:所述旋流片(8)为片状短扭带,所述旋流片(8)的扭角为180~360度,旋流片(8)的扭率为1.5~10。

9. 根据权利要求5所述的换热器,其特征是在于:两个相邻自支撑矩形缩放管的间距为10mm~100mm;在筒体横向上和轴上两相邻旋流片(8)的间距分别为两相邻自支撑矩形缩放管的间距的为1~10倍和3~60倍。

10. 应用权利要求1所述的换热器实现强化传热的方法,其特征是在于,流体在矩形缩放管管束(4)的自支撑矩形缩放管内与管间两侧流动,两侧流体均在粗糙板面的扰动作用下强化传热,同时,管间流体每经过一组横向旋流片组时,形成若干平行且相互独立的螺旋流,之后,螺旋流依靠流体自身的运动惯性在两组横向旋流片组的间距中保持自旋流并逐渐衰减,流体经过下一组横向旋流片组时,又再形成螺旋流,流体沿流动方向重复所述螺旋流与自旋流的过程,流体螺旋流与自旋流使得流体在传热边界层的流动速度与湍流度提高,进一步强化了流体的对流传热。

采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法

技术领域

[0001] 本发明涉及换热器,特别涉及一种采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法。

背景技术

[0002] 现有的换热器技术有多种,有在工业中广泛应用的各类管壳式换热器,如传统的弓形折流板支撑普通光滑管束的管壳式换热器,采用空心环网板及旋流网板支撑缩放管束的强化传热管壳式换热器(中国专利:ZL200420015378.0与ZL200420088741.1)等,也有多种板式换热器,如平板板式换热器与波纹板板式换热器等,还有采用旋流片支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法(中国专利:ZL200710029118.7)。

[0003] 管壳式换热器的优点是机械密封性好,承压能力高,管程与壳程冷热两侧流道之间的密封只有管束两端管子与管板之间的焊接或胀接密封,因此可以应用于许多高温与高压的换热场合,而且管程与壳程的传热管流道面积较大,不易被污垢堵塞,便于清理,流体的流动阻力较低,换热器的操作能耗较少,但缺点是传热管的管壁厚度较大(1~4mm),在一定换热面积的条件下换热器的金属材料消费较多,板式换热器的优点是单位换热器体积内换热面积较大,换热器紧凑,可以采用薄壁金属板(0.2~0.8mm)作为换热元件,在相同换热面积的条件下金属材料的消费远低于管壳式换热器,但缺点是换热器的机械密封难度大,冷热两侧流道之间的密封长度包括每块换热板面在冷热两侧的四周边,共计8条边界的密封,需要密封的边界太长,固容易产生流体泄漏,不宜用于高温与高压的换热场合,而且板式换热器的板间距较小,流体流动阻力较大,容易造成污垢堵塞,换热器的操作能耗较大,换热器流道不容易清理,因此普通的板式换热器不能适用于高温,低密度,巨大体流量的烟气与烟气之间的换热,针对上述管壳式换热器与板式换热器的优缺点,发明人曾提出采用旋流片支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法(中国专利:ZL200710029118.7),可以较好克服上述换热器存在的缺点和发挥其优点,但问题是在管外压力较大时板面容易产生形变,为此,发明人进一步提出一种采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法,以改善其板面支撑强度。

发明内容

[0004] 本发明的目的在于克服现有的换热器技术对于管壳式换热器金属材料消费较大,而板式换热器容易泄漏,且操作能耗较高的缺点,提供一种适用于高温,低密度,且板面自身具有自支撑能力,可以适合于巨大体流量烟气与烟气之间换热的采用自支撑的矩形缩放管管束换热器及其强化传热方法。

[0005] 本发明的换热器通过下述技术方案实现:

[0006] 采用自支撑的矩形缩放管管束换热器,包括筒体5、置于筒体5内且沿筒体轴向的若干个宽度不一且相互平行的矩形缩放管管束4、置于矩形缩放管管束4两端的管板2、与两端管板2相连的上下封头1、9及换热器管程与壳程的进出接口(10、12、3、11),管程的进

出接口 (10、12) 与上下封头 (1、9) 连接,壳程的进出接口 (3、11) 与筒体 5 连接,在矩形缩放管 4 的两块平行板面间沿横向等距压制有若干条两板间对称的轴向凹槽 13,两板间轴向凹槽 13 的底端抵触相接,可以抵御管外对板面的形变压力,在矩形缩放管管束的管间沿轴向在板面的凹槽 13 处均匀间隔分置旋流片 8,作为管与管之间的管间支持物,旋流片 8 的中心线与矩形缩放管 4 的轴心线方向一致,横向相邻的旋流片的旋向相反,轴向相邻的旋流片的旋向相同。

[0007] 为进一步实现本发明的目的:

[0008] 有益的是,所述自支撑矩形缩放管 4 由两块两侧封闭的平行粗糙板面构成,两板之间相隔一定的板间距,两块板面上沿横向等距压制有若干条两板间对称的轴向凹槽 13,两板间轴向凹槽 13 的底端抵触相接,可以抵御管外对板面的形变压力。

[0009] 有益的是,所述自支撑矩形缩放管 4 的粗糙缩放肋面为周期性波形起伏的粗糙肋面,其波形可以是折线波或曲线波,波形起伏的方向沿矩形管的轴向,波高为矩形管板间距的 1.5%~20%,波间距为矩形管板间距的 10%~100%。

[0010] 有益的是,所述自支撑矩形缩放管 4 的板面自支撑凹槽 13 可以是圆弧形或梯形凹槽,凹槽的深度为矩形管板间距的 50%,相邻凹槽的横向间距为矩形管板间距的 1~10 倍。

[0011] 有益的是,所述旋流片 8 为在片状短扭带,旋流片 8 的扭角为 180~360 度,旋流片 8 的扭率为 1.5~10。

[0012] 有益的是,管间的旋流片 8 在矩形缩放管 4 的板面凹槽 13 处沿轴向间隔安置,旋流片 8 与相邻的矩形缩放管 4 的外壁相接触。

[0013] 有益的是,所述旋流片 8 在横向之间用薄扁钢 7 连接构成一组组横向旋流片组,在同一轴向上的横向旋流片组用若干根定位拉杆 6 固定。

[0014] 有益的是,所述矩形缩放管管束 4 的间距为 10mm~100mm。

[0015] 有益的是,所述旋流片 8 在横向的间距为 1~10 倍矩形缩放管管束 4 的间距,在轴向的间距为 3~60 倍矩形缩放管管束 4 的间距。

[0016] 应用本发明所述的采用自支撑的矩形缩放管管束换热器实现强化传热的方法:流体在矩形缩放管管束 4 的管内与管间两侧流动,两侧流体均在粗糙缩放肋面的扰动作用下强化传热,同时,管间流体每经过一组组横向旋流片组时,形成若干平行且相互独立的螺旋流,之后,螺旋流依靠流体自身的运动惯性在两组组横向旋流片组的间距中保持自旋流并逐渐衰减,流体经过下一组组横向旋流片组时,又再形成螺旋流,流体沿流动方向重复所述螺旋流与自旋流的过程,流体螺旋流与自旋流使得流体在传热边界层的流动速度与湍流度提高,也有效地强化了流体的对流传热。

[0017] 本发明相对现有技术具有如下的优点和效果:可以采用薄壁的金属板(厚度 0.2~0.8mm)制作矩形管,这样能够克服管壳式换热器传热管壁厚,金属材料消费多的缺点,由于矩形缩放管管束只有一条轴向焊缝,矩形缩放管管束的两端与管板连接,因此相当于每块传热板面在冷热两侧只有 3 条周边需要密封,远远少于板式换热器每块传热板面在冷热两侧有 8 条周边需要密封,从而可以大幅减少密封周边的长度,提高密封的可靠性。此外,矩形缩放管管束的板间距可以相距较大,板间采用轴向凹槽作为自支撑,旋流片在矩形缩放管管束的管间起到支撑作用,使矩形缩放管管束的管间可以定位,另一方面,矩形缩放管管束的粗糙肋面可以扰动两侧流体,旋流片可以使管间流体产生螺旋流与自旋流,强

化矩形缩放管管间的流体对流传热,而且因为流体在自旋流区域的流动阻力很小,故只需要付出较少阻力的代价,就可以获得较大传热性能的提高,克服板式换热器流体阻力大,操作能耗高的缺点,而且矩形缩放管束的板间距较大,通道结构简单,不容易被污垢堵塞,便于清理,这都优于板式换热器。因为具备以上的优点,采用自支撑的矩形缩放管束换热器比现有的管壳式换热器与板式换热器更适合于高温,低密度与巨大体流量的烟气换热场合。

附图说明

[0018] 图 1 是本发明换热器的俯视示意图。

[0019] 图 2 是图 1 沿 AA 线的剖视示意图。

[0020] 图 3 是一组横向旋流片组的正视图。

[0021] 图 4 是一组横向旋流片组的俯视图。

[0022] 图 5 是自支撑矩形缩放管的粗糙板板面为周期性折线形的粗糙肋面时的侧视示意图。

[0023] 图 6 是自支撑矩形缩放管的粗糙板板面为周期性波浪形的粗糙肋面时的侧视示意图。

[0024] 图 7 是矩形缩放管的示意图。

[0025] 图 8 是图 7 所示矩形缩放管的俯视示意图。

[0026] 图中示出:1:下封头;2:管板;3:壳程入口接口;4:矩形缩放管管束;5:筒体;6:定位拉杆;7:薄扁钢;8:旋流片;9:上封头;10:管程入口接口;11:壳程出口接口;12:管程出口接口;13:凹槽。

具体实施方式

[0027] 下面结合实施例及附图对本发明作进一步详细的描述,但本发明的实施例不限与此。

[0028] 本发实施例的换热器结构如图 1、2 所示,采用自支撑的矩形缩放管束换热器,包括筒体 5、置于筒体 5 内且沿筒体轴向的若干个宽度不一且相互平行的矩形缩放管束 4、置于矩形缩放管束 4 两端的管板 2、与两端管板 2 相连的上下封头 (1、9) 及换热器管程与壳程的进出接口 (10、12、3、11),管程的进出接口 (10、12) 与上下封头 (1、9) 连接,壳程的进出接口 3、11 与筒体 5 连接,如图 7、图 8,在矩形缩放管 4 的两块平行板面间沿横向等距压制有若干条两板间对称的轴向凹槽 13,两板间轴向凹槽 13 的底端抵触相接,可以抵御管外对板面的形变压力,在矩形缩放管束的管间沿轴向在板面的凹槽 13 处均匀间隔分置旋流片 8,作为管与管之间的管间支持物,旋流片 8 的中心线与矩形缩放管 4 的轴心线方向一致,横向相邻的旋流片的旋向相反,轴向相邻的旋流片的旋向相同。

[0029] 所述矩形缩放管束 4 由两块两侧封闭的平行板面构成,两板之间相隔一定的板间距;平行板面为缩放粗糙肋板面,粗糙板板面为周期性波形起伏的粗糙肋面,其波形是折线波或曲线波(如图 5、图 6)。

[0030] 所述换热器管程的进出接口 (10、12) 的方向可以在 0 ~ 360 度水平方向与上下封头 (1、9) 连接,壳程的进出接口 (3、11) 在水平方向上与筒体连接。

[0031] 管程的进出接口 (10、12) 与上下封头 (1、9) 及矩形缩放管管束 4 的管内流道共同构成换热器的管程通道,壳程的进出接口 (3、11) 和筒体 5 与矩形缩放管管束 4 的管间流道以及管板 2 共同构成换热器的壳程通道。

[0032] 在本例中,筒体 5,下封头 1 与上封头 9 的直径均为 1700mm,壁厚均为 8mm,筒体 5 长 4000mm,下封头 1 与上封头 9 的高度均为 1100mm,管板 2 的直径为 1000mm,厚度为 30mm,矩形缩放管管束 4 的平板厚度为 0.5mm,平板间距为 50mm,矩形缩放管管束 4 的管心距为 50mm,在筒体 5 内沿横向均布 17 根宽度不一的矩形缩放管管束 4,矩形缩放管管束 4 的长度为 4070mm,在矩形缩放管管束 4 沿横向等距 150mm 压制有轴向凹槽 13,在管内形成自支撑,在管间均布旋流片 8 作为管间支持物,旋流片 8 的片条厚度为 2mm,宽度为 49.5mm,扭率为 3,片条长度为 150mm,采用厚度为 2mm,高度为 15mm 的薄扁钢 7 将横向均布的旋流片 8 连接为一组横向旋流片组 (图 3 和图 4 分别是一组横向旋流片组的正视图和俯视图),沿换热器的管间轴向等距 600mm 安置 7 组横向旋流片组,换热器管程与壳程的接口直径均为 800mm。本例换热器的金属材料消费比管壳式换热器可以较少 40%~50%,密封的可靠性比板式换热器可提高 50%,流体阻力或操作能耗可比板式换热器降低 30%~40%,适合于低密度,大体积流量的高温气体与气体的换热场合使用。

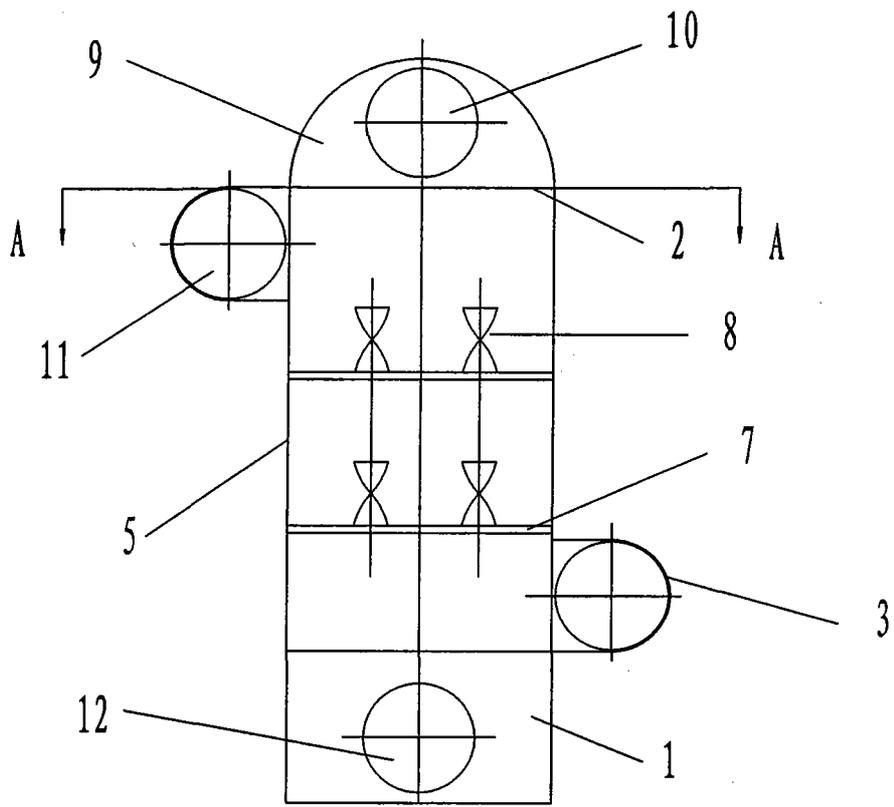


图 1

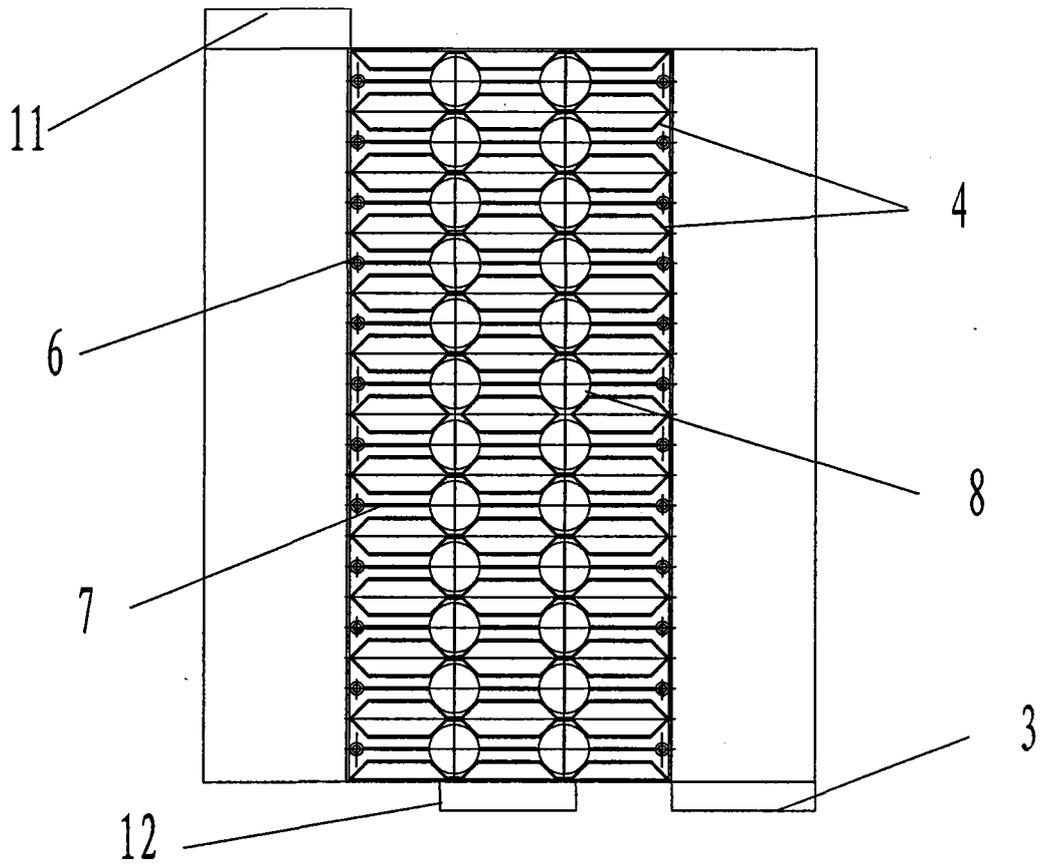


图 2

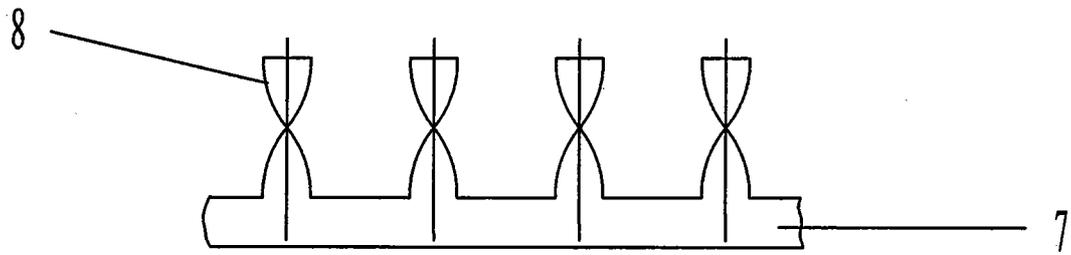


图 3

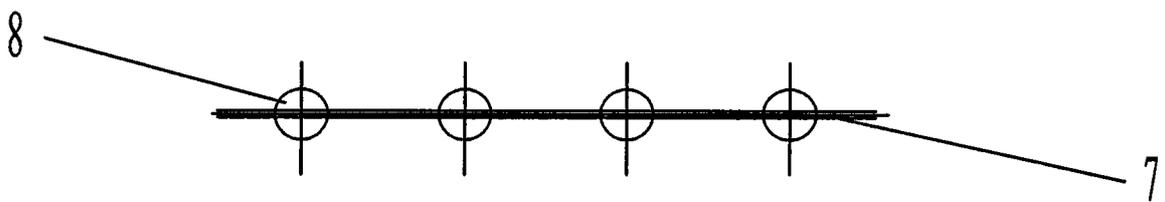


图 4

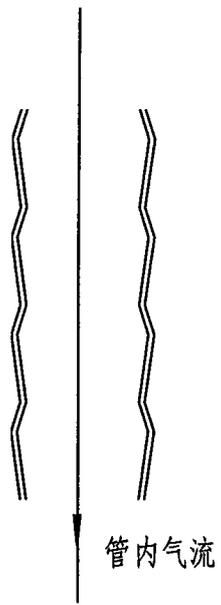


图 5

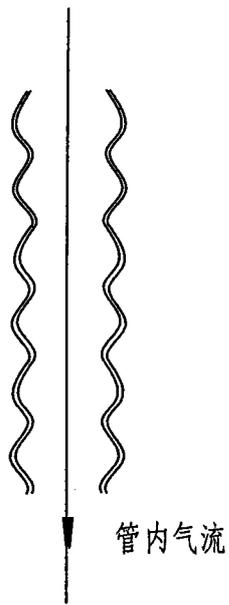


图 6

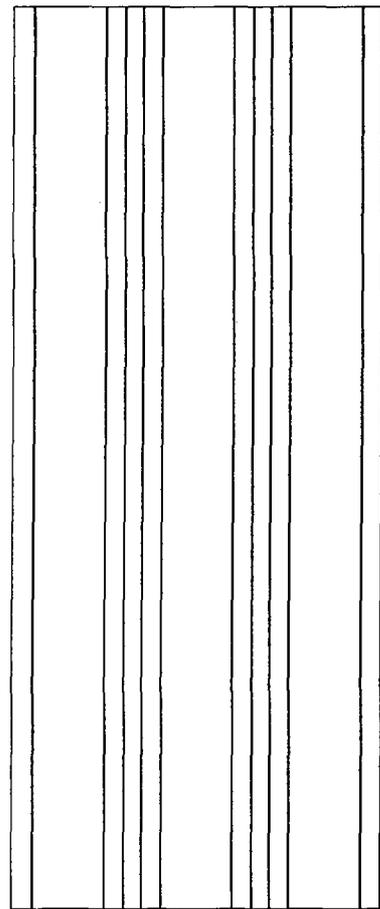


图 7

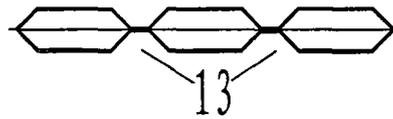


图 8