



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113251827 B

(45) 授权公告日 2022.04.12

(21) 申请号 202110380404.8

(22) 申请日 2021.04.09

(65) 同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 113251827 A

(43) 申请公布日 2021.08.13

(73) 专利权人 浙江态能动力技术有限公司  
地址 313000 浙江省湖州市吴兴区府路  
1188号湖州市东部新城总部自由港D  
幢12楼1207室  
专利权人 浙江高晟光热发电技术研究院有  
限公司

(72) 发明人 不公告发明人

(74) 专利代理机构 青岛仟航知识产权代理事务  
所(普通合伙) 37289  
代理人 纪尚旭

(51) Int.Cl.

F28D 7/02 (2006.01)

F28F 27/02 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 210833190 U, 2020.06.23

CN 111457352 A, 2020.07.28

AU 2006243855 A1, 2006.11.09

CN 106643208 A, 2017.05.10

CN 111099679 A, 2020.05.05

CN 101398275 A, 2009.04.01

审查员 孙平

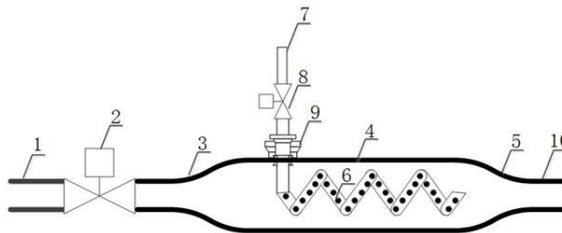
权利要求书1页 说明书4页 附图2页

(54) 发明名称

内置超临界二氧化碳大温差混合器及控制  
调节方法

(57) 摘要

本发明提供一种内置超临界二氧化碳大温  
差混合换热器及控制调节方法,包括依次连接  
的热管线、渐扩管、混合管和渐缩管,热管线  
和渐扩管之间设置有热调阀,混合管外侧连  
接有冷管线,混合管内部设置有螺旋管,穿  
过混合管的冷管线与螺旋管连接,冷管线上  
设置有冷调阀,冷管线通过法兰与混合管连  
接。本发明提供的内置超临界二氧化碳大温  
差混合器及控制调节方法,能够在大温差条  
件下实现温度的调节,减少了热膨胀应力和  
热疲劳,提高了控温过程的可靠性。



1. 一种内置超临界二氧化碳大温差混合器,其特征在于,包括依次连接的热管线、渐扩管、混合管和渐缩管,热管线接入超临界二氧化碳管线,所述热管线和所述渐扩管之间设置有热调阀,所述混合管外侧连接有冷管线,所述混合管内部设置有螺旋管,穿过所述混合管的冷管线与所述螺旋管连接,所述冷管线上设置有冷调阀,所述冷管线通过法兰与所述混合管连接;所述螺旋管为三段周期螺旋,且管壁沿程开有若干小孔,小孔尺寸在不同螺旋段内呈三段分布,包括第I段、第II段、第III段,从所述第I段到所述第III段,小孔尺寸逐渐增大,且数量逐渐增加。

2. 根据权利要求1所述的内置超临界二氧化碳大温差混合器,其特征在于,所述混合管内部的流通面积与热管线内部的流通面积相当。

3. 根据权利要求2所述的内置超临界二氧化碳大温差混合器,其特征在于,所述法兰内设置有用于密封的填料。

4. 根据权利要求3所述的内置超临界二氧化碳大温差混合器,其特征在于,所述螺旋管采用高线膨胀系数不锈钢材料,线膨胀系数不低于 $14 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。

5. 一种如权利要求1-4之一所述混合器的内置超临界二氧化碳的控制调节方法,其特征在于,具体包括以下步骤:

步骤S01:通过温度控制器,对混合管出口流体的温度值进行设定;

步骤S02:利用流体压力计,对混合管出口的流体压力进行测量,利用温度传感器对混合管出口的流体温度进行测量,通过测量的温度值和压力值,计算获得混合管出口流体焓;

与此同时,利用热电偶分别测量热管线的流体温度和冷管线的流体温度,经计算分别获得热管线流体焓和冷管线流体焓;

设热管线的流量和温度分别是 $m_{i1}$ 和 $T_{i1}$ ,冷管线的流量和温度分别是 $m_{i2}$ 和 $T_{i2}$ ,混合管出口的流量、温度和压力分别是 $m_0$ 、 $T_0$ 和 $P_0$ ,根据二氧化碳的物性方法,可以得到热管线、冷管线和混合管出口的流体焓分别是 $h_{i1}$ 、 $h_{i2}$ 和 $h_0$ ,

$$h_{i1} = h(p_0, T_{i1});$$

$$h_{i2} = h(p_0, T_{i2});$$

$$h_0 = h(p_0, T_0);$$

步骤S03:根据热管线、冷管线和混合管出口的流体焓,计算冷热管的流量比例,可以得到热管线和冷管线的流量比例是:

$$\frac{m_{i1}}{m_{i2}} = \frac{h_0 - h_{i2}}{h_{i1} - h_0};$$

步骤S04:根据冷热管流量比例,利用阀门开度曲线,并结合阀门进出口压降,进而计算出冷热管阀门开度。

## 内置超临界二氧化碳大温差混合器及控制调节方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于换热器领域,尤其是气气直接混合换热的换热器及其调节方法。

### 背景技术

[0002] 换热器被广泛应用于化工、石油、制冷、核能和动力等工业,由于世界性的能源危机,为了降低能耗,工业生产中对换热器的需求量也越来越多,对换热器的质量要求也越来越高。近几十年来,虽然紧凑式换热器(板式、板翅式、压焊板式换热器等)、热管式换热器、直接接触式换热器等得到了迅速的发展,但由于管壳式换热器具有高度的可靠性和广泛的适应性,其仍占据产量和用量的统治地位,据相关统计,目前工业装置中管壳式换热器的用量仍占全部换热器用量的70%左右。

[0003] 超临界二氧化碳热力循环技术是以超临界二氧化碳为工质构成的新型热力循环技术,在中高热源温度区间相比当前蒸汽朗肯循环技术具有高效率、占地面积小、系统简单等优点,是未来可以大规模替代当前蒸汽朗肯循环新型发电技术,具有广阔应用前景。

[0004] 超临界二氧化碳热力系统的热源出口温度超过500℃,甚至在某些设计要求中达到700℃。在热力系统负荷控制的温度调节过程中,需要利用低温二氧化碳与高温二氧化碳进行混合,达到降低二氧化碳工质温度的目的。由于二氧化碳温度很高,要实现温度的迅速调节,低温二氧化碳工质的温度不宜太高;因此在大温差条件下实现温度的调节是非常必要的。基于以上背景需求,本发明提出了一种内置超临界二氧化碳大温差混合换热器。

### 发明内容

[0005] 本发明的目的在于提供一种内置超临界二氧化碳大温差混合器及控制调节方法,解决了如何在大温差条件下实现温度调节的技术问题,减少了热膨胀应力和热疲劳,提高了控温过程的可靠性。

[0006] 一种内置超临界二氧化碳大温差混合换热器,包括依次连接的热管线、渐扩管、混合管和渐缩管,所述热管线和所述渐扩管之间设置有热调阀,所述混合管外侧连接有冷管线,所述混合管内部设置有螺旋管,穿过所述混合管的冷管线与所述螺旋管连接,所述冷管线上设置有冷调阀,所述冷管线通过法兰与所述混合管连接。

[0007] 渐扩管和渐缩管用于连接混合器与外围管线,使外围管线与混合器的连接实现平滑过渡,减小阻力和压降损失;混合管的内部通流面积与热管线的内部通流面积相当,以减少因流通面积改变而引起额外的形阻压降。

[0008] 冷管线与混合管的连接点采用法兰连接,使用填料密封,再用法兰盖压紧。这种连接方式在大温差条件下,可允许冷热管线在热膨胀作用下产生一定滑动,降低局部热应力。在长期运行条件下,可减少热疲劳造成的累积性损伤,有助于延长设备使用寿命。

[0009] 所述混合管内部的流通面积与热管线内部的流通面积相当。

[0010] 以减少因流通面积改变而引起额外的形阻压降。

[0011] 所述法兰内设置有用于密封的填料。

[0012] 说明书这种连接方式在大温差条件下,可允许冷热管线在热膨胀作用下产生一定滑动,降低局部热应力;在长期运行条件下,可减少热疲劳造成的累积性损伤,有助于延长设备使用寿命。

[0013] 所述螺旋管为三段周期螺旋,且管壁沿程开有若干小孔,小孔尺寸在不同螺旋段内呈三段分布,包括第I段、第II段、第III段。

[0014] 从所述第I段到所述第III段,小孔尺寸逐渐增大,且数量逐渐增加。

[0015] 所述螺旋管采用高线膨胀系数不锈钢材料,线膨胀系数不低于 $14 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。

[0016] 高线膨胀系数材料的长度可以随着温度的变化而变化。

[0017] 螺旋管具有一定的温度控制能力,当温度高于设定温度时,螺旋管膨胀,加强冷热流体传热交换,有助于抑制温度上升;反之,则会抑制温度下降。

[0018] 本发明达成以下显著效果:本发明提出一种内置超临界二氧化碳大温差混合换热器,可以提高换热效率,有助于实现在大温差条件下实现温度调节,减少热膨胀应力和热疲劳,提高控温过程的可靠性。

## 附图说明

[0019] 图1是本发明实施例中温差混合器结构的整体示意图。

[0020] 图2是本发明实施例中混合孔尺寸分布示意图。

[0021] 图3是本发明实施例中内置螺纹管尺寸变化图一。

[0022] 图4是本发明实施例中内置螺纹管尺寸变化图二。

[0023] 图5是本发明实施例中螺旋管与阀门开度的控制图。

[0024] 其中,附图标记为:1、热管线;2、热调阀;3、渐扩管;4、混合管;5、渐缩管;6、螺旋管;7、冷管线;8、冷调阀;9、法兰;10、混合管出口;11、第I段;12、第 II段;13、第III段。

## 具体实施方式

[0025] 为了能更加清楚说明本方案的技术特点,下面通过具体实施方式,对本方案进行阐述。

[0026] 参见图1,一种内置超临界二氧化碳大温差混合器,该结构主要包括热管线1、热调阀2、渐扩管3、混合管4、渐缩管5、螺旋管6、冷管线7、冷调阀8、法兰9、混合管出口10,系统构成见图1。

[0027] 热管线1接入高温超临界二氧化碳管线,上游温度超过 $500^\circ\text{C}$ ;热调阀2接在热管线1上,同时具有截止和调节功能,可以控制热管线1上的流量以及阀后的压力。

[0028] 渐扩管3用于连接热管线1和混合管4,使热管线1到混合管4的连接实现平滑过渡,减小阻力和压降损失。混合管4是混合器的主体部分,为了容纳内部结构,混合管4内径大于热管线1内径。总体而言,混合管4的内部通流面积与热管线1的内部通流面积相当,以减少因流通面积改变而引起额外的形阻压降。

[0029] 渐缩管5用于连接混合管4和混合管出口10,使混合管4到混合管出口10的连接实现平滑过渡,减小阻力和压降损失。冷管线7接入高压低温二氧化碳,其注入压力略大于热管线1注入压力。冷调阀8接在冷管线7上,同时具有截止和调节功能,可以控制冷管线7上的流量以及阀后的压力。法兰9是冷管线7与混合管4的连接位置,采用法兰连接,使冷管线7位

于内侧,使用填料密封,再用法兰盖压紧。

[0030] 这种连接方式是静密封连接,在大温差条件下,冷热管线在热膨胀的作用下可允许产生一定的滑动,降低局部热应力。在长期运行条件下,可减少热疲劳造成的累积性损伤,有助于延长设备使用寿命。法兰为可拆卸结构,可在大修期间进行定期保养和更换。

[0031] 参见图2,图3和图4,螺旋管6位于混合管4内部,螺旋管6为三段周期螺旋,管壁沿程开有一定数量的小孔,小孔尺寸在不同螺旋段内分布有一定差别。在第I段11螺旋管内,小孔尺寸较小,数量较少。在这一段内,由于冷热流体的温差最大,采用这种方式可以合理控制冷热流体的热量交换面积,避免由于混合过快造成温度下降过于明显。在第II段12内,小孔尺寸不变,数量增加。在这一段内,由于冷热流体的温差相比第I段11已明显减小,采用这种方式可以适当增大冷热流体的热量交换面积。在第III段13内,小孔尺寸增加,数量增加。在这一段内,由于冷热流体的温差已经很小,通过增大冷热流体的热量交换面积实现较好混合。

[0032] 螺旋管6采用盘绕方式,选用高线膨胀系数的不锈钢作为材料。该结构具有一定的温度自调节能力。当螺旋管6温度高于设定温度时,此时在温差作用下,具有高线膨胀系数的螺旋管6,在长度方向伸长,增加了流体在管内的沿程流动距离,有助于加强高温流体与低温流体的换热,进而会起到抑制螺旋管6温度上升的作用;反之,当螺旋管6温度低于设定温度时,具有高线膨胀系数的螺旋管6,在长度方向会缩短,减少了流体在管内的沿程流动距离,有助于减弱高温流体与低温流体的换热,进而会起到抑制螺旋管6温度下降的作用。

[0033] 作为一个改进,螺旋管6分为多段,沿着高温超临界二氧化碳的流动方向,螺旋管6的线膨胀系数逐渐增加。主要是沿着高温超临界二氧化碳的流动方向,温差越来越小,换热能力也越来越差,因此自然需要增加换热面积提高换热效率,因此不需要高的线膨胀系数。因此通过如此设置,一方面可以节省成本,同时也能使得热量在整体上换热均匀,形成类似逆流的换热效果,同时也能使得多个段延伸长度基本相同。

[0034] 作为一个改进,沿着高温超临界二氧化碳的流动方向,螺旋管6的线膨胀系数逐渐增加幅度越来越大。这也是符合温差变化规律,也是申请人大量研究的结果,通过如此设置可以进一步提高换热效率。

[0035] 本发明的使用过程为:将热管线1接入高温超临界二氧化碳管线,将冷管线7接入高压低温超临界二氧化碳管线。通过热调阀2控制热管线1的流量,通过冷调阀8控制冷管线7的流量,使冷热管线上的流量相互匹配。从冷管线7流入的低温二氧化碳,经过螺旋管6,与来自热管线1的高温二氧化碳逐步实现热量交换,在温差较小的时候最终实现完全混合。混合管出口10的流体温度由热管线1的流量和温度以及冷管线7的流量和温度共同控制实现。

[0036] 温度调节的具体步骤如下:

[0037] (1) 通过温度控制器,对混合管4出口流体的温度值进行设定;

[0038] (2) 利用流体压力计,对混合管4出口的流体压力进行测量,利用温度传感器对混合管4出口的流体温度进行测量,通过测量的温度值和压力值,计算获得混合管4出口流体焓;

[0039] 与此同时,利用热电偶分别测量热管线1的流体温度和冷管线7的流体温度,经计算分别获得热管线1流体焓和冷管线7流体焓;

[0040] 设热管线1的流量和温度分别是 $m_{i1}$ 和 $T_{i1}$ ,冷管线7的流量和温度分别是 $m_{i2}$ 和 $T_{i2}$ ,混合管4出口10的流量、温度和压力分别是 $m_0$ 、 $T_0$ 和 $P_0$ 。根据二氧化碳的物性方法,可以得到热管线1、冷管线7和混合管出口10的流体焓分别是 $h_{i1}$ 、 $h_{i2}$ 和 $h_0$ 。

$$[0041] \quad h_{i1} = h(p_0, T_{i1}) \quad (1)$$

$$[0042] \quad h_{i2} = h(p_0, T_{i2}) \quad (2)$$

$$[0043] \quad h_0 = h(p_0, T_0) \quad (3)$$

[0044] 根据能量平衡方程和质量平衡方程:

$$[0045] \quad m_0 h_0 = m_{i1} h_{i1} + m_{i2} h_{i2} \quad (4)$$

$$[0046] \quad m_0 = m_{i1} + m_{i2} \quad (5)$$

[0047] 由此可以得到热管线1和冷管线7的流量比例是:

$$[0048] \quad \frac{m_{i1}}{m_{i2}} = \frac{h_0 - h_{i2}}{h_{i1} - h_0} \quad (6)$$

[0049] 该流量比例与螺旋管长度L、热调阀2和冷调阀8的开度有关系。当螺旋管6温度高于设定温度时,螺旋管6长度L变长,使该流量比例变小,即冷管线7流量增加,抑制螺旋管6温度上升。在此基础上,利用热调阀2和冷调阀8调节各自管线的阀门开度,使热管线1和冷管线7的比例满足公式(6),可以实现在稳定状态下达到出口预定温度。其控制逻辑见图5。

[0050] 最后根据冷热管流量比例,利用阀门开度曲线,并结合阀门进出口压降,进而计算出冷热管阀门开度。

[0051] 利用冷热管流量比例与螺旋管6长度的比对表,获得螺旋管6最佳的长度值,所述的比对表,经过大量试验后获得,在此不在详述。

[0052] 本发明未经描述的技术特征可以通过或采用现有技术实现,在此不再赘述,当然,上述说明并非是对本发明的限制,本发明也并不仅限于上述举例,本技术领域的普通技术人员在本发明的实质范围内所做出的变化、改型、添加或替换,也应属于本发明的保护范围。

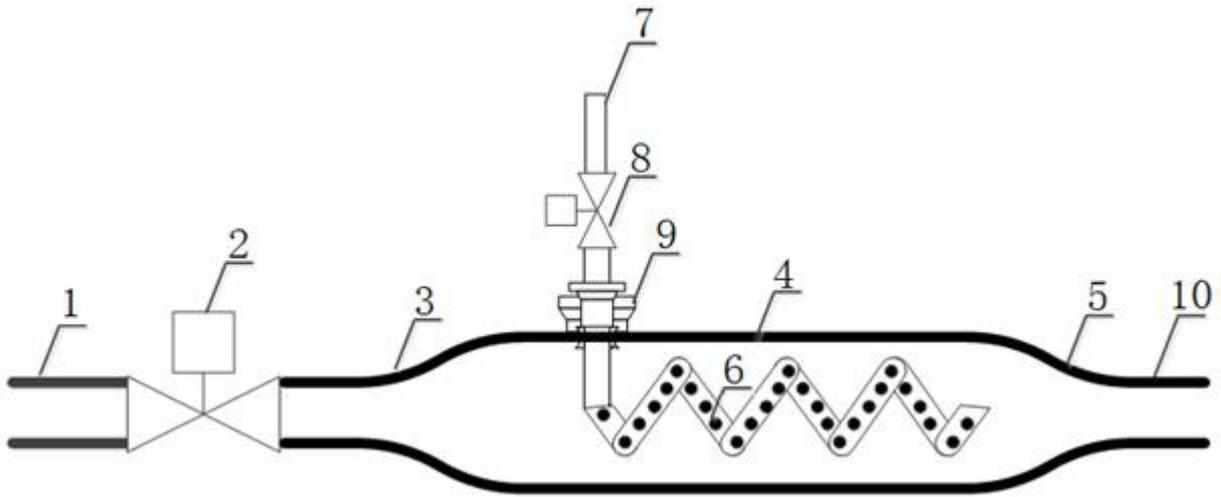


图1

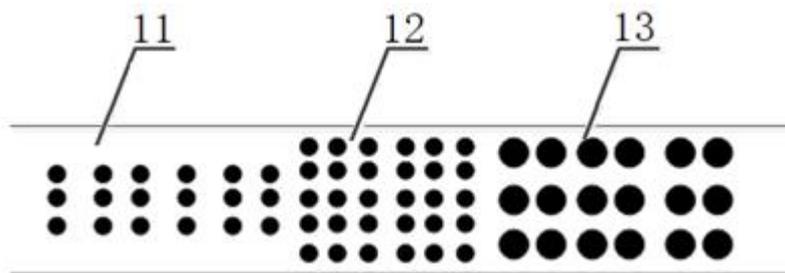


图2

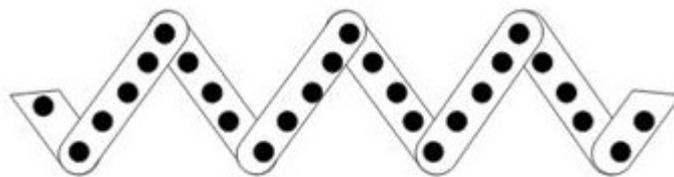


图3

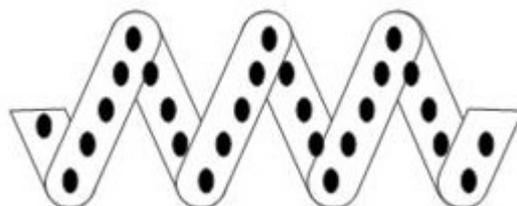


图4

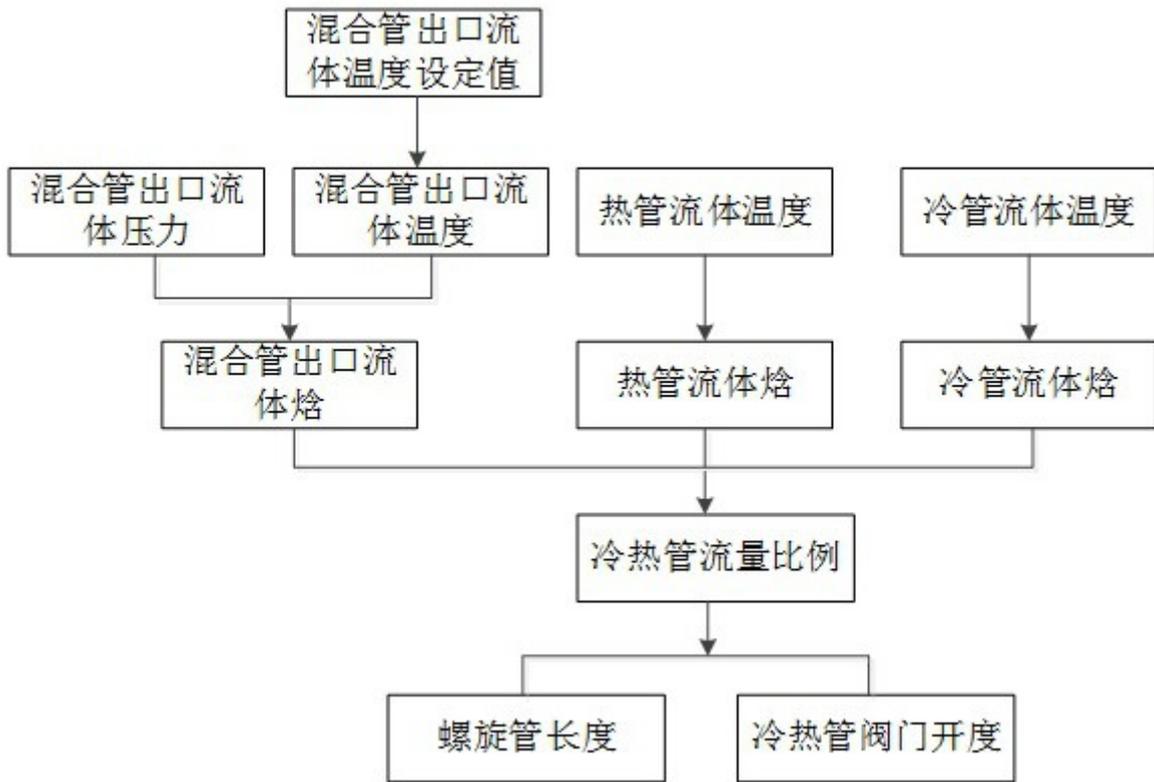


图5