[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]
F28D 17/00

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 93119561.6

[45]授权公告日 2001 年 10 月 10 日

[11]授权公告号 CN 1072793C

[22]申请日 1993.10.29
[21]申请号 93119561.6
[30]优先权
[32]1992.10.29 [33]DE [31]42366194
[73]专利权人 乔治·克劳德方法的研究开发空气股份有限公司
地址 法国巴黎
[72]发明人 汉斯·乔治·法斯宾德
审查员 巩建华

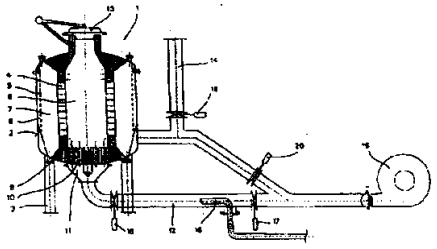
[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 刘志平

权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图页数 2 页

[54]发明名称 加热气体的过程和相应的交流换热器

[57]摘要

一种交流换热器中加热气体的过程，这个热交换器具有：一个由 颗粒状材料组成放在两个同轴的圆柱形隔栅之间的环形蓄热器；一 个通热气体的由内热隔栅围成的集热室；一个通冷气体的由外冷隔 机和炉体外壁围成的集冷室，在这个交流换热器中，在加热阶段，压 力差增加到 ρgH 的 5 倍以上（这里 ρ 为 20℃时气体的密度，g 为重 力加速度，H 为交流换热器的高度），气体通过热隔栅的流量在常压 下至少为 300m^3/hm^2。



ISSN1008-4274

权　　利　　要　　求　　书

1. 一种在交流换热器中加热气体的方法，该换热器具有一个由松散材料组成的位于两个同轴的内、外圆柱形隔栅之间的环形蓄热器，一个由内隔栅包围的用于热气的集热室，一个包围在外隔栅和换热器外壁之间的用于冷气的集冷室，其特征是，所述方法包括:

a)用一个预混合燃烧器加热交流换热器;

b)在加热阶段，将热气通过蓄热器从集热室送到集冷室;

c)在鼓风阶段，将待加热的气体从集冷室经蓄热器送到集热室，且$\Delta P_{热} - \Delta P_{冷} \geq 5\rho gH$，这里，

$\Delta P_{热}$指加热阶段结束时换热器的压力降，

$\Delta P_{冷}$指加热阶段开始时换热器的压力降，

H是交流换热器的高度，

ρ是所述气体加热到20℃时的密度，

g是重力加速度，

其中，在加热阶段，所述待加热气体通过内隔栅表面的流量在常压下至少为 $300m^3N/hm^2$，外圆柱形隔栅的直径至多是内圆柱形隔栅的直径的两倍。

2. 根据权利要求1所述的方法，其特征是，鼓风阶段在过压状态下进行。

3. 根据权利要求1所述的方法，其特征是，松散材料的颗粒尺寸小于15毫米。

4. 根据权利要求1所述的方法，其特征是，$\Delta P_{热} - \Delta P_{冷}$的范围在$10\rho gH$到$20\rho gH$之间。

5. 一种加热气体的交流换热器，该换热器具有一个由松散材料组成的位于两个同轴的圆柱形隔栅之间的环形蓄热器，一个由内隔栅包围的用于热气的集热室，一个包围在外隔栅和换热器外壁之间的用于冷气的集冷室，其特征是，环形蓄热器的外径最大是内径的两倍，松散材料的颗粒尺寸小于15毫米。

6. 根据权利要求5所述的交流换热器，其特征是，它由预混合燃烧器加热。

说　明　书

加热气体的过程和相应的交流换热器

本发明涉及一个用交流换热器加热气体的过程，这个交流换热器是由以下部分组成的：位于两个圆柱形隔栅之间的由颗粒材料组成的环形蓄热器；由内热隔栅围着的通热气体的集热室；和由外冷隔栅和外壁围成的通冷气的集冷室，本发明也涉及这类结构的交流换热器。

在这种交流换热器中，热气和冷气交互的沿径向穿过蓄热器，与通常使用的空气加热器相反，在加热阶段，热气体是从内部的集热室吹向外部的集冷室，而在鼓风阶段（即供热气体阶段）气流方向相反，要加热的气体可以是混合气体，可以含有蒸汽，特别是可以有水蒸汽。

类似的交流换热器在US—A—2，272，108专利中被描述过，根据该专利提供的例子作的一个定量的实验装置（这里没有给出）证明这个美国专利中介绍的交流换热器在实际是绝对无法工作的，另外的一个定性的实验表明：气体穿过蓄热层的速度选的太低，同时蓄热体的颗粒状材料的颗粒尺寸太大，由于这两个原因，气体在穿过蓄热

器时的压力降就太低了，在集冷室内气压随高度下降（称为烟囱效应），但是这个效应在集热室中是可忽略的，在实验装置中，由烟囱效应引起的压力差几倍于蓄热层中的压力降，因此在加热阶段，加热气体只在蓄热器的上部穿过，而蓄热器下部甚至会产生倒流，而在供热气体阶段，即 鼓风阶段，情况反过来，即只有蓄热体的下部参加工作，由于这些原因就使得 US—A—2,272,108 专利描述的装置将彻底失败。

本发明的目的是通过避免由烟囱效应引起的问题，以改善上面描述的过程和相应的交流换热器，并在高度远小于上述交流换热器的高度的情况下提供交流换热器的功率。

与前述过程相比，通过将加热阶段的压力差增加到 ρgH 的 5 倍以上（这里 ρ 为 20℃时气体的密度，g 为重力加速度，H 为交流换热器的高度），在常压下通过热隔栅的气体流量达到 $300m^3N/hm^2$ 以上，可使本发明的目的得以实现。

在根据本发明建立的换热过程中，颗粒状材料中的温度分布为 S 形（如图 1 所示），这与一般的空气加热器中颗粒状材料中的温度分布为线性的情况完全不同，这种 S 形的温度分布的好处首先使得鼓风阶段得到的热风的温度降很小，同时整个蓄热器的平均温度的变化可以达到 600℃，而在一般的空气加热器中平均温度变化只有 100℃，也就是说 S 形温度分布时储存的热能比线性温度分布时大 6 倍，这使得可以将蓄热体的体积减少到六分之一，同时也使得前面

描述的烟囱效应的影响减少甚至可以忽略，由$\triangle P_{热}$（加热阶段结束时交流换热器的压力降）与$\triangle P_{冷}$（加热阶段开始时交流换热器的压力降）形成的压力差$\triangle^{2P}$相对于ρgH越高越好，最好达到：

$$\frac{\triangle^{2P}}{\rho g H} = 10 \text{ 到 } 20$$

实现本过程的优点的另一特点是：在冷阶段，即鼓风时，为高压力。

在这种过程中，例如向高炉中供热风，需要加热的气体的流量按比值P/P_0增加，同时传热过程不能恶化，例如我们在5Bar的压力下向高炉供风，流量可以达到$5000m^3N/hm^2$，对应的功率为$2500KW/m^2$，对于隔栅面积为$20m^2$的交流换热器可以产生流量为$100,000m^3/h$的热风。

由于经济的原因，蓄热器的加热只能在常压下进行，因此工作时应同时有3个交流换热器在加热，而第4个交流换热器处于鼓风阶段。

颗粒状材料的颗粒尺寸应小于15mm。

本过程的另一个优点是：在低功率运行时，加热过程是满功率进行的，而在鼓风阶段后有一个休止阶段，这样的过程使得换热器在希望的功率下进行工作，两个阶段之间的热平衡由鼓风阶段后的休止阶段来实现，与传统的空气加热器中的燃烧器相反，本发明的交流换热器中加热用的燃烧器的调节范围很小。

本发明的另一个特点是：实现本发明的过程的交流换热器中的环形蓄热器的外径最大为内径的两倍，蓄热器的厚度影响量$\triangle^{2P}$，这个前面已经解释过的量在直径比大于上述值时将减小，计算和实验指出：直径比不应大于2。

作为一个优点，交流换热器由预混合燃烧器加热，使用这样的燃烧器保证了集热室全部可以用作燃烧室，燃烧不但没有噪音也没有脉动，另外使用这样燃烧器对交流换热器的尺寸也没有坏的影响。

图2中介绍了一个这样的燃烧器的实例，下面给予详细的说明。

实现本发明的过程的交流换热器(1)是一个直立的圆柱形炉体(2)，可以支撑在支脚(3)上。

炉体(2)的内部被两个同轴放置的相互有一定距离的圆柱形隔栅分成几个部分，内部是一个圆柱形的集热室(6)，中间是一个存放由颗粒状材料组成的蓄热器的环形室(7)，外部是一个由炉体(2)的外壁和隔栅(5)围成的环形集冷室(8)。

在炉体(2)的底部(9)，是砌筑的加热气体的进气口(10)，加热气体是由混合气体燃烧器(11)产生的，混合气体是由燃气—空气混合管(12)提供的。

内部的集热室(6)的上部与交流换热器(1)的炉体(2)的上部的热风出口(13)相连，外集冷室(8)与一个排放废气的烟囱(14)相连，这样，加热气体在穿过位于中间室(7)内的蓄热介质之后可以排出。

燃气—空气混合管(12)连在鼓风机(15)上，它同时为加热阶段

和鼓风阶段提供空气，空气在燃气—空气混合管(12)内与处于燃气—空气混合管(12)内的燃气喷管(16)喷出的燃气混合。

在加热阶段完成后，阀(170,(18)和(19)均关闭，相反出气口(13)和阀(20)打开，鼓风阶段开始，在鼓风阶段完成后，打开的出口关闭，前面关闭的阀打开，加热阶段重新开始。

蓄热器的颗粒状材料的颗粒的尺寸不能超过15mm，蓄热器的外径不应超过内径的两倍。

尽管交流换热器的蓄热器的大小只有目前使用的垂直循环的空气加热器的六分之一，但储存的热能是一样的，这是由于(如图1所示)蓄热器中的温度分布为S形，这个S形温度分布使得交流换热器与通常的线性温度分布的空气加热器有本质的区别，S形温度分布与线性温度分布相比有两个决定性的优点：一方面在鼓风阶段，热风的温度降很小，另一方面整个蓄热器的平均温度变化很大，达到600℃，S形温度分布的形成一方面依赖于蓄热器中的颗粒状材料的颗粒尺寸，另一方面依赖于给定的最小气体流量，这个最小流量相当于300m^3N/hm^2时，在风温为1200℃时，这个流量对应的功率为150Kw/m^2，不能低于这个功率，当功率增加时，S形温度分布的收益就越来越高，当流量达到1000m^3N/hm^2时，这时压力降为1000到1600$Pascal$，达到最优状态，流量可以一直增加到2000 m^3N/hm^2，这时压力降为3000到5000$Pascal$，热交换量也不会减少，可以在常压运行下达到这个功率限度。

在更高的压力下运行的结果是令人吃惊的，流量与绝对压力成正比增加，而热传导性能不会恶化，例如，产生高炉所需的 5*bar* 压力的热风，流量可以达到 $5000m^3/hm^2$，相当于功率为 $2500KW/m^2$，对于一个隔栅面积为 $20m^2$ 的交流换热器，热风的流量可以达到 100,000 m^2N/h。

由于交流换热器的加热一般是在常压下进行的，因此为了保证热风的连续供应，必须有三个交流换热器同时在加热，这样一共需要四个交流换热器，这些交流换热器的直径只有 4 米，高度只有 5 米，而目前使用的同样功率的空气加热器的直径为 8 米，高度为 30 米。

要实现低功率运行，在加热阶段要满功率进行，而在鼓风阶段之后必须插入休止阶段，这是因为，由于交流换热器的尺寸很小，无法使用通常的燃烧器，通常的燃烧器的尺寸常常大于交流换热器本身，所以我们用预混合燃烧器，在这种燃烧器中燃气和空气在点燃之前在冷状态下充分混合，混合之后才与火焰接触，为了使这样的预混合燃烧器工作正常，必须保证气体的速度不低于一个最小值，以确保不产生回火，这使得这样的燃烧器的调节范围很小。

在低率运行时，交流换热器的鼓风阶段结束后应有休止阶段。

实现上，这样的交流换热器工作时的热风温度只比理论火焰温度低 20℃，并在整个吹风阶段几乎不变，这表明，同尺寸一样，在温度降方面，我们也得到 10 倍的改善，根据本发明建立的交流换热器的热效率从传统的空气加热器的 65%提高到 95%。

说　明　书　附　图

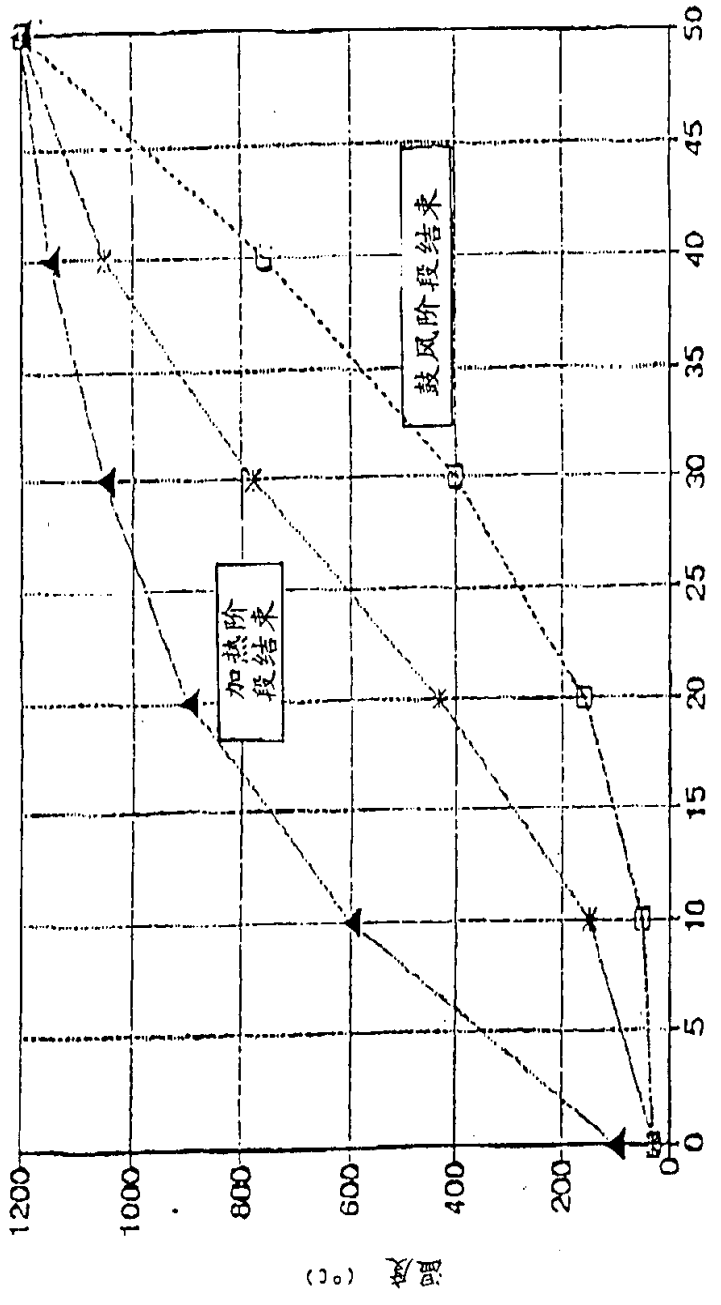

加热阶段结束
鼓风阶段结束
温度（℃）
蓄热体的厚度（CM）
1200
1000
800
600
400
200
0
5
10
15
20
25
30
35
40
45
50

图 1

图 2

