

第十一篇

热风炉计算

第一章 热风炉的结构形式

第一节 热风炉结构形式的演变

高炉炼铁在 1827 年开始加热鼓风炼铁。当时用的是铸铁管换热式热风炉。到 1857 年改用固体燃料加热的蓄热式热风炉 ;1865 年采用了气体燃料加热的蓄热式热风炉 ,形成了现在内燃式热风炉的雏形。

随着高炉冶炼技术的不断发展 ,高炉风温不断提高 ,当风温达到 1000°C 以上时 ,内燃式热风炉就频繁的发生拱顶裂缝、火井(燃烧室)倾斜、倒塌、掉砖 ,甚至短路 ,致使热风炉使用寿命大大缩短。分析其主要原因 ,是由于燃烧室和蓄热室同包在一个钢壳内 ,用隔墙分开 ,在燃烧和送风过程中产生温差波动 ,尤其是下部温差很大 ,加上金属燃烧器的脉动燃烧 ,在燃烧室发生共振而引起的。因而出现了取消隔墙的设计思想 ,1910 年德国人首先提出了外燃式热风炉的专利 ;1928 年美国建造了世界上第一座外燃式热风炉。然而 ,外燃式热风炉广泛应用生产还是近 30 年的事。1960 ~ 1965 年联邦德国先后建造了地得式、柯柏式、马琴式外燃热风炉 ;1971 年日本综合柯柏式和马琴式的优点建造了新日铁式外燃热风炉。

由于外燃式热风炉的应用 ,使先进高炉的风温达到了 $1200 \sim 1300^{\circ}\text{C}$ 的水平。

1968 ~ 1971 年我国安阳水冶铁厂和济南铁厂 ,首先建造了外燃式热风炉 ,称“水冶型”外燃式热风炉(类似地得式)。1972 年本钢 5 号高炉(炉容 2000m^3)建了“水冶型”外燃热风炉 ;1976 年鞍钢建成“鞍外 I 型”外燃式热风炉(类似马琴式)应用于 6 号高炉(炉

容 1050m^3),1977 年鞍钢又设计建造了“鞍外 II 型”外燃式热风炉(类似新日铁式),应用于 7 号高炉(炉容 2580m^3),1985 年宝钢 1 号高炉引进了日本新日铁式外燃热风炉。

在研制和建造外燃式热风炉的同时,对内燃式热风炉的弊病进行改造,荷兰霍戈文公司首先建成改造型内燃热风炉,它基本上克服了传统内燃式热风炉的通病,实现了高温、高效、长寿。我国有代表性的效果较好的改造型内燃热风炉,如 1981 年投产的鞍钢 9 号高炉(炉容 987m^3)热风炉和 1992 年投产的武钢 5 号高炉(炉容 3200m^3)热风炉。

顶燃式热风炉在 19 世纪就有人提出设想,到 20 世纪 60 年代才引起重视和开始研究这种热风炉,出现了不少专利。中国科学院(化冶所)和首钢从 20 世纪 60 年代开始研究试验,于 1978 年建成了首钢 2 号高炉(炉容 1327m^3)顶燃式热风炉,这是世界上第一座大型顶燃式热风炉。20 世纪 90 年代首钢大修改造的 2500m^3 级高炉都采用了这种顶燃式热风炉。目前顶燃式热风炉广泛应用于 300m^3 级以下的高炉,在国外,前苏联的全苏冶金热工研究院对顶燃热风炉进行了较全面的研究,并于 1982 年在下塔吉尔冶金公司建成一座“卡鲁金式”顶燃式热风炉,成功地使用至今,并从 1998 年开始已推广到 1380m^3 、 1719m^3 和 3000m^3 高炉上。顶燃式热风炉是很有前途的,它是高炉热风炉的发展方向。

第二节 内燃式热风炉

一、传统内燃式热风炉的通病

传统内燃式热风炉的结构形式示于图 11-1-1。

经调查分析,传统内燃式热风炉有以下缺点:

(1)燃烧室与蓄热室之间的隔墙两侧的温差太大。鞍钢于 1967 年在 6 号高炉 2 号热风炉上(传统内燃式)测定隔墙两侧的温度,如图 11-1-2。

可见,火井底部隔墙两侧的温差,在送风末期可达 700°C ,再加上使用金属燃烧器产生的严重脉动现象,引起燃烧室产生裂缝、掉砖、短路烧穿。

(2)拱顶坐落在热风炉大墙上的结构不合理。受到大墙不均匀涨落与自身热膨胀的影响,而产生拱顶裂缝、损坏。

(3)当高温烟气由半球形拱顶进入蓄热室时,其气流分布很不均匀,局部过热和高温区所用砖的抗高温蠕变性能差,造成火井向蓄热室倾斜,引起格子砖错位、紊乱、扭曲。

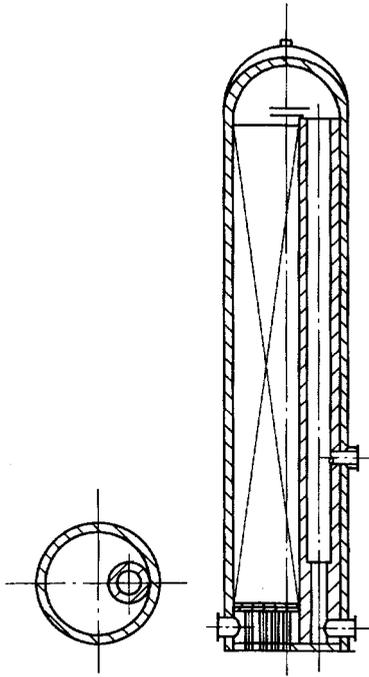


图 11-1-1 传统内燃式热风炉

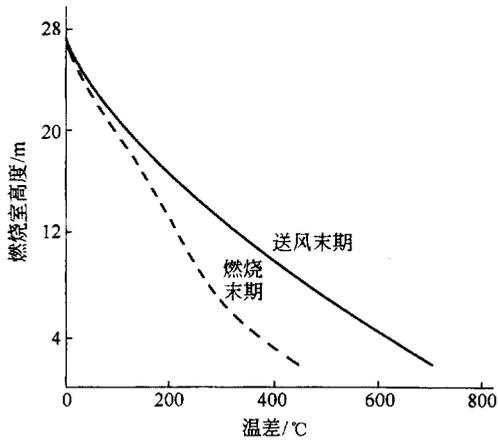


图 11-1-2 鞍钢 6 号高炉热风炉
(传统内燃式)隔墙两侧温差图

(4) 由于高炉的大型化和高压操作, 风压越来越高, 热风炉已成为一个受压力容器, 加之热风炉壳体随着耐火砌体的膨胀而上涨, 将炉底板拉成“碟子状”, 以致焊缝拉开, 炉底板拉裂造成漏风。

(5) 由于热风炉存在周期性振动和上、下涨落运动, 经常出现热风支管损坏, 即生产中称为“短管烂脖子”现象。

二、改造型内燃式热风炉

为克服传统内燃式热风炉的缺点, 就必须进行彻底的改造。改造的重点是: 拱顶的结构形式, 燃烧室与蓄热室的隔墙、燃烧器等。

(1) 拱顶由传统的半球顶改为悬链线顶或锥形顶, 并坐落在箱梁上, 重点解决拱顶的破损和气流的分布不均问题。

(2) 在隔墙的中、下部增设绝热夹层和耐热合金钢板, 解决火井掉砖和短路问题。

(3) 改金属燃烧器为陶瓷燃烧器, 改善燃烧, 消除脉动, 减少火井破损。

(4) 火井改为圆形或眼镜形, 圆形的结构形式稳定, 但燃烧室占面积大; 眼镜形燃烧室占面积小, 气流分布较为均匀, 但火井结构不够稳定, 为增加隔墙的稳固性, 应加大隔墙厚度, 使与热风炉大墙呈滑动接触, 大墙上设有滑动沟槽。使隔墙成为独立而稳固的自由涨落结构。

改造后的内燃热风炉基本上克服了传统内燃式热风炉的缺点, 既可以达到高温长寿, 又有占地小、投资少、见效快、适应性强的优点, 很适合老厂改造。

内燃式热风炉改造成功的实例为 20 世纪 80 年代鞍钢 9 号高炉内燃式热风炉的改造和 90 年代武钢 5 号高炉改进型内燃式热风炉的建成。

图 11-1-3 示出了这两座高炉的改进型内燃式热风炉的结构。

以武钢 5 号高炉的改造型内燃式热风炉为例, 它的特点为:

(1) 引进了荷兰霍戈文的矩形陶瓷燃烧器技术。较好地解决了内燃式热风炉的陶瓷燃烧器问题。

(2) 将半球顶改为悬链线顶, 使炉顶受力均匀, 拱、墙分开互不干扰, 烟气分布趋于均匀。

(3) 火井为眼镜形结构, 增大了蓄热面积, 又改善了烟气流分布。为减小温差应力, 增强隔墙的稳固性: ①增加了隔墙的厚度, 其厚度达到 690mm; ②在隔墙内, 外环之间增设一层绝热夹层; ③隔墙与热风炉大墙呈滑动接触, 大墙上设有沟槽, 隔墙可独立的自由涨落。

(4) 高温区域用硅砖砌筑

武钢 5 号高炉改进型内燃式热风炉的结构形式, 见图 11-1-3。从 1991 年开炉到现在风温一直维持在 1100℃ 的水平, 热风炉设备一直处于完好状态, 是热风炉改造比较成功的范例。

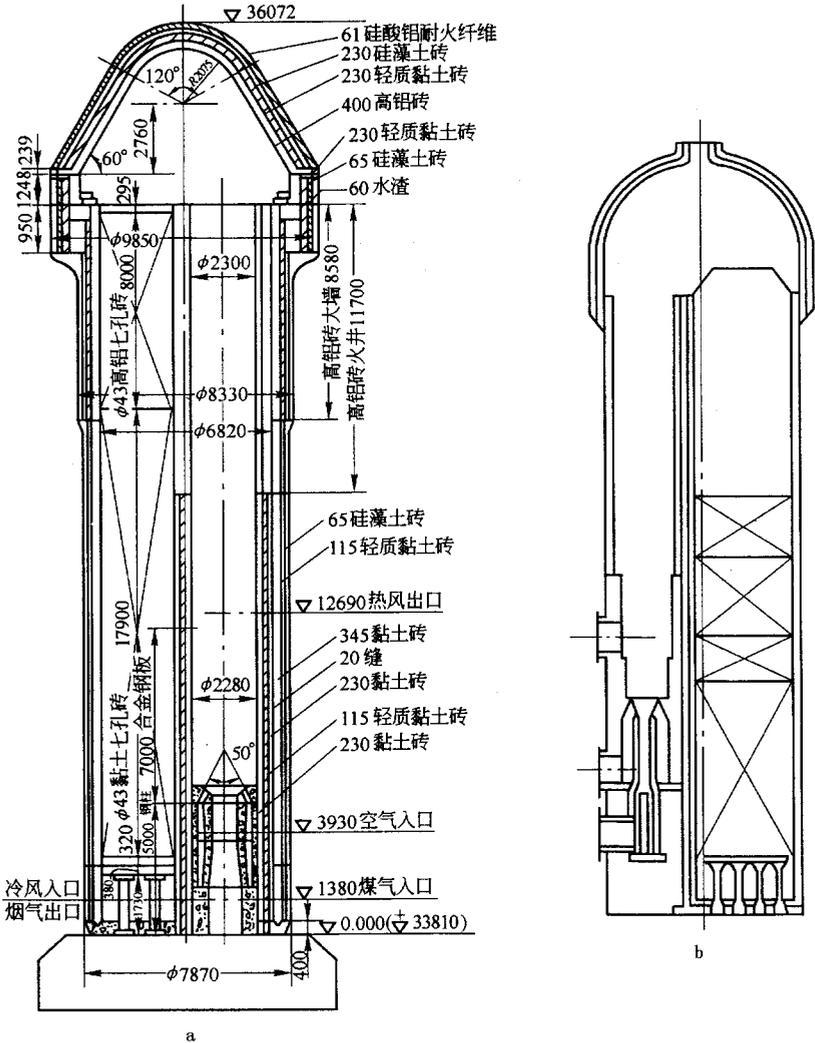


图 11-1-3 改进型内燃式热风炉结构

a—20 世纪 80 年代鞍钢 9 号高炉的改造型热风炉;

b—20 世纪 90 年代武钢 5 号高炉改造型内燃热风炉示意图

第三节 外燃式热风炉

在解决传统内燃式热风炉火井倾斜掉砖、烧穿短路的弊病中,产生了将火井搬出热风炉的设想,而形成外燃式热风炉。当前世界上采用外燃式热风炉已比较普遍,特别是要求提供 1200℃ 以上高风温的大型高炉的热风炉。目前 2000m³ 以上的大型高炉大部分使用外燃式热风炉,4000m³ 以上的超大型高炉 100% 的使用外燃式热风炉。

一、外燃式热风炉的结构形式

外燃式热风炉由于燃烧室与蓄热室的连接和拱顶的形状不同,有地得式、柯柏式、马琴式和新日铁式四种结构形式。各种外燃式热风炉的比较,见表 11-1-1。各种外燃式热风炉的结构,见图 11-1-4~图 11-1-6。

表 11-1-1 各种型号外燃式热风炉的比较

型号	拱顶连接方式	优点	缺点
地得式	由两个不同半径的接近 $\frac{1}{4}$ 球体和半个截头圆锥组成。整个拱顶呈半卵形整体结构。燃烧室上部设有膨胀圈	(1) 高度较低,占地面积省 (2) 拱顶结构简单,砖型较少 (3) 晶间应力腐蚀,比较容易解决	(1) 气流分布相对较差 (2) 拱顶结构庞大,稳定性较差
柯柏式	燃烧室和蓄热室均保持其各自半径的半球形拱顶,两个球顶之间由配有膨胀圈的连接管连接	(1) 高度较低,与地得式相似 (2) 钢材消耗量较少,基建费用较省 (3) 气流分布较地得式好	(1) 砖型多 (2) 连接管端部应力大,容易产生裂缝 (3) 占地面积大
马琴式	蓄热室顶部有锥形缩口,拱顶由两个半径相同的 $\frac{1}{4}$ 球顶和一个平底半圆柱连接管组成	(1) 气流分布好 (2) 拱顶尺寸小,结构稳定性好 (3) 砖型少	(1) 结构较高 (2) 燃烧室与蓄热室之间,设有膨胀补偿器,拱顶应力大,容易产生晶间应力腐蚀
新日铁式	蓄热室顶部有锥形缩口,拱顶由两个半径相同的 $\frac{1}{2}$ 球顶和一个圆柱形连接管组成,连接管上设有膨胀补偿器	(1) 气流分布好 (2) 拱顶对称,尺寸小,结构稳定性较好	(1) 外形较高,占地面积大 (2) 砖型较多(介于柯柏式与马琴式之间)

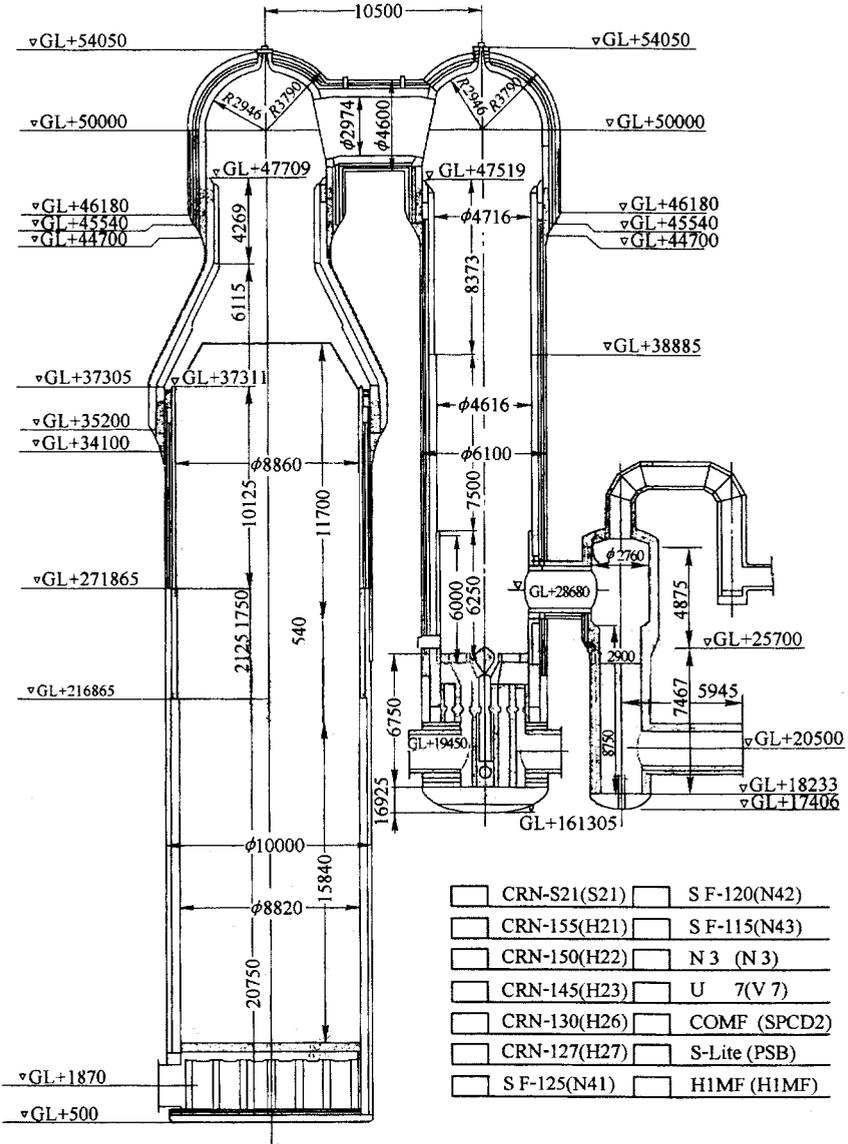


图 11-1-6 宝钢 1 号高炉新日铁式外燃热风炉

(6) 普遍地在热风炉炉壳内侧喷一层约 50mm 陶瓷质喷涂料。热风炉投产后在高温的作用下, 喷涂料可和钢壳结成一体, 对保护钢壳起良好的作用。

(7) 热风炉的拱顶和缩口坐落在箱梁上(或焊在炉壳上的砖托上), 在连接部位都设有滑动缝, 这样拱顶、缩口、大墙的耐火砌体都可以自由涨落。

上述的特点中的 4) 5) 6) 7) 4 项技术现已成功地移植应用于改造型内燃式热风

炉。由于马琴式和新日铁式气流分布较为均匀,而地得式拱顶结构庞大,且稳定性较差,而柯柏式气流分布较差。因此 20 世纪 70 年代以后新建的外燃式热风炉,已不再建造柯柏式,而是建造马琴式、新日铁式和一种改进了的地得式热风炉。外燃式热风炉解决了大型高炉高风温热风炉的结构问题,普遍高温长寿,是一种高温长寿型热风炉。

宝钢 1 号高炉使用的新日铁式外燃热风炉,自 1985 年投产以来风温一直维持在 1200℃ 以上,最近又攀升到 1250℃。高炉在 1995 年大修,而热风炉没动,预计可以使用两代高炉寿命。

鞍钢 6 号高炉外燃式热风炉(马琴式)风温一直维持在 1100~1150℃,高温试验时曾达到 1270℃。现已使用 25 年,中间只换了一次格子砖。鞍钢 10 号高炉自身预热外燃热风炉,投产已 6 年,只烧单一的高炉煤气,风温一直维持在 1150~1200℃ 的水平。

一般认为外燃式热风炉也存在一些问题,例如

- (1) 外燃式热风炉占地面积大、投资高。
- (2) 外燃式热风炉壳体因晶间应力腐蚀而引起的开裂。

关于占地面积大、投资高的问题。从高温、长寿命、适合大型高炉使用获得的经济效益远比基建费用投资大得多,所以占地面积大投资高不能算是一个缺点。

热风炉炉壳的晶间腐蚀问题,是所有高温热风炉需要解决的问题,并不是外燃式热风炉固有的,改进型内燃式热风炉在风温高时也出现这个问题。关于热风炉炉壳晶间应力腐蚀的原因及预防的措施。

第四节 顶燃式热风炉

顶燃式热风炉利用炉顶空间进行燃烧,取消了侧燃室或外燃室,其结构对称、温度区分明、占地小、效率高、投资少,是一种高效节能型热风炉。

一、顶燃式热风炉结构

当前世界各国提出了各种形式的顶燃热风炉,现介绍两种在生产中表现良好的顶燃热风炉。

(一) 中国首钢型

首钢 3 号高炉顶燃式热风炉的主要参数列于表 11-1-2。

表 11-1-2 首钢 3 号高炉顶燃式热风炉技术性能

名称	数量	名称	数量
热风炉直径/mm	8900	一座热风炉格子砖总重/t	2338.1
热风炉全高/mm	48350	蓄热室格砖段数/段	3
蓄热室直径/mm	7594	热风炉座数/座	4
蓄热室全高/mm	36000	热风炉高径比	5.43
蓄热室断面积/m ²	45.293	每 1m ³ 高炉有效容积的加热面积/m ²	95.58
热风炉拱顶燃烧空间/m ³	365.1	每 1m ³ 高炉鼓风所具有的加热面积/m ²	37.29
一座热风炉总蓄热面积/m ²	60596	高炉容积/m ³	2536
其中:蓄热室蓄热面积/m ²	60384	每座热风炉设置燃烧器的数量/个	3
拱顶蓄热面积/m ²	212	每个燃烧器的燃烧能力(烧高炉煤气)/m ³ ·h ⁻¹	35000

热风炉的结构与布置见图 11-1-7 和图 11-1-8。热风炉拱顶为半球形大帽子拱顶结构。拱顶砌砖与大墙砌砖分开,拱顶砌砖坐落在上部炉壳标高不同的两个托砖圈上,拱顶和大墙的砌体可以自由涨落,互不干扰。在拱顶圆柱体部分侧墙上,开了个向上倾斜同时切向均匀分布的燃烧口,其布置见图 11-1-8。高温部采用低蠕变高铝砖砌筑,中部为普通高铝砖砌筑,下部黏土砖。4 座热风炉采用正方形平面布置,在正方形的中心布置垂直的热风总管。在其顶部安装一台 15t 旋转吊车,作为更换设备用。在中间平台上设置一台整体热管换热器,回收烟气余热预热助燃空气。

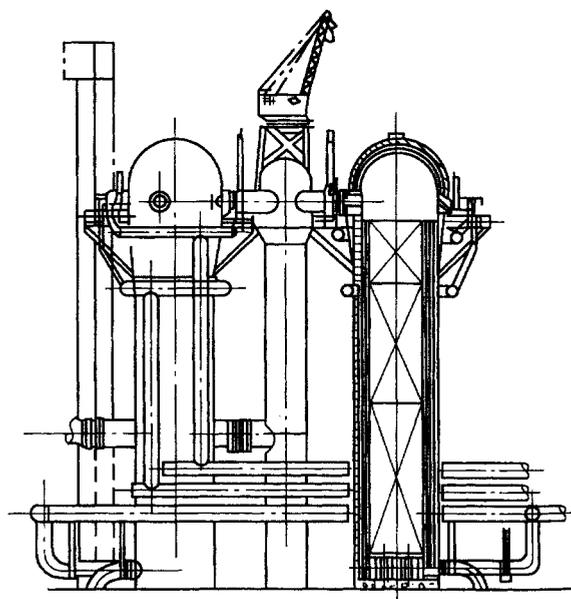


图 11-1-7 首钢顶燃式热风炉立面结构图

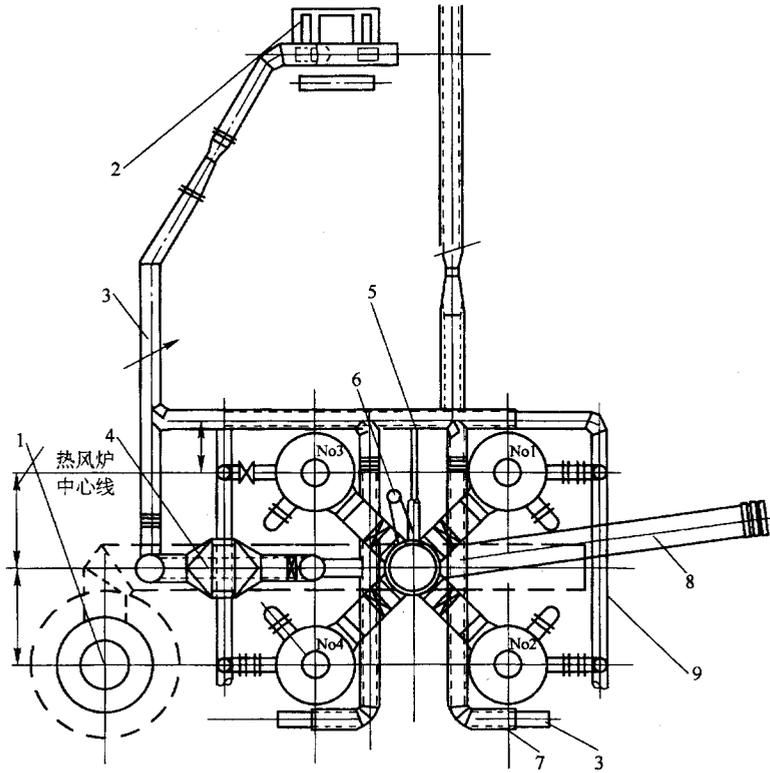


图 11-1-8 首钢 3 号高炉顶燃式热风炉平面布置图

- 1—烟囱 2—助燃风机 3—助燃风管道 4—热管换热器 5—混风管道；
6—烟道支管 7—煤气总管 8—热风总管 9—冷风管

热风阀、燃烧阀、燃烧器均放置在热风炉的顶部。热风炉高温区各孔口,如热风出口、燃烧口、人孔均采用组合砖砌筑。

燃烧器用的是首钢经过几年研制、设计出的大功率短焰燃烧器。它是将燃烧器本体、燃烧阀、燃烧口作为一个整体,燃烧阀、燃烧口作为燃烧器的一个组成部分。大功率短焰燃烧器的结构和组装见图 11-1-9 和图 11-1-10。空、煤气流出燃烧器本体后,在燃烧阀、燃烧口所组成的通道内预混,却不在此燃烧。既实现了短焰又不回火,燃烧口的大小和流速是关键。

由于大功率短焰燃烧器的应用,一座热风炉只用 3 个燃烧器,减少了炉顶的开孔,加之各口都是用组合砖砌筑,使顶燃式热风炉上部结构强度差、炉壳温度高的问题得以缓解。

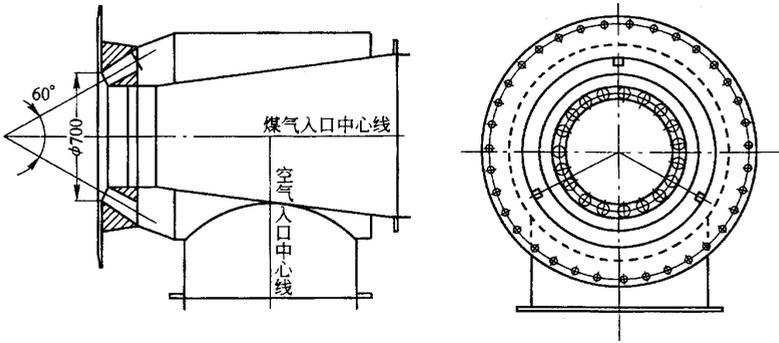


图 11-1-9 首钢大功率短焰燃烧器

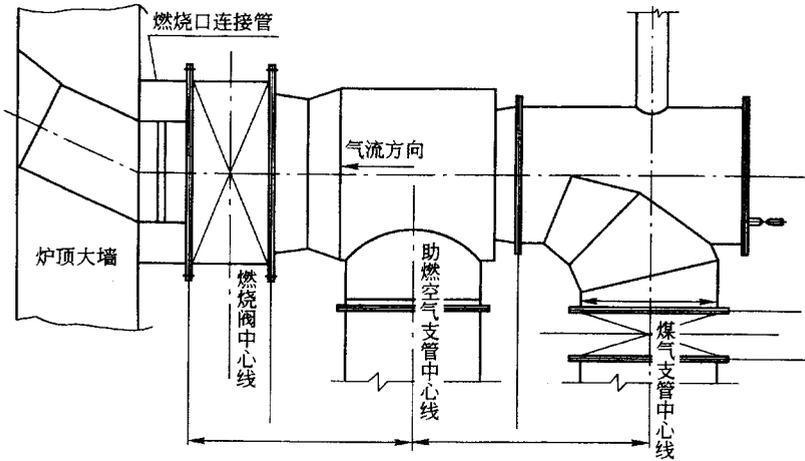


图 11-1-10 首钢大功率燃烧器组装图

首钢 3 号高炉顶燃式热风炉从 1992 年投产已有 9 年多的时间,各设备运行正常,比较好的适应大型高炉的生产要求,风温一直维持在 1100℃ 的水平。生产 5 年后,高炉中修时对热风炉停炉检查,耐火砌体完好无损,格子砖无不均匀下沉现象。首钢 3 号高炉的生产实践说明顶燃式热风炉可以在大高炉上应用。

首钢在大型高炉上成功的应用顶燃式热风炉,并取得了较好的效果。但风温只有 1100℃,热风炉的拱顶温度也只有 1200℃,还不能说顶燃式热风炉的两大难题——短焰燃烧器和炉顶开孔多整体结构强度差炉壳温度高——已得到彻底的解决,还有待于风温提高到 1200℃ 以上加以验证。

(二) 俄罗斯卡鲁金型

前苏联全苏冶金热工研究院在 20 世纪 70 年代研究开发出一种顶燃热风炉,并于 1982 年在下塔吉尔冶金公司的 1513m³ 高炉上建成(图 11-1-11a)。该顶燃热风炉的特点是:

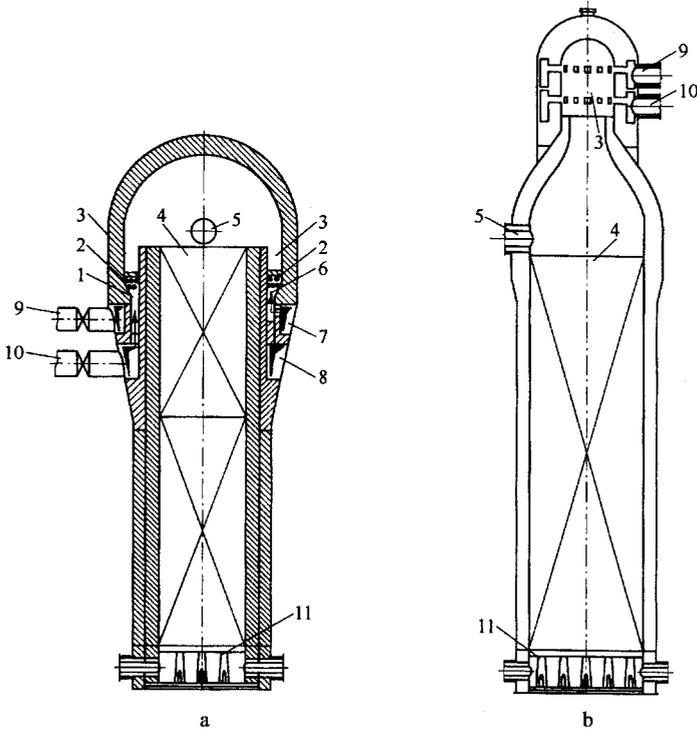


图 11-1-11 俄罗斯卡鲁金型顶燃热风炉

a—前苏联全苏冶金热工研究院设计 b—卡鲁金型顶燃热风炉

- 1—助燃空气通道 2—助燃空气喷口 3—前室 4—格子砖室 5—热风出口 6—煤气通道;
7—助燃空气环集管 8—煤气环集管 9—助燃空气管;10—煤气管;11—炉箄和支柱

(1) 燃烧用的煤气和助燃空气的环形集管安置在热风炉的炉壳内,这样可以节省热风炉组的占地面积。

(2) 在热风炉球顶的基部设有一环形燃烧器,有数量很多(50个)的小直径陶瓷质烧嘴,煤气与助燃空气混合良好,保证在 1.0~1.5m 的高度上完全燃烧,彻底消除了燃烧脉动。

(3) 燃烧器上设有调节装置,可使各烧嘴燃烧产生的烟气流量均匀地分布到蓄热室的断面,其不均匀程度在 $\pm 5\%$ 以内,整个周期内,蓄热室横断面上的温度分布不均匀程度在 $\pm 2\% \sim 3\%$ 。

(4)热风炉拱顶、炉墙、格子砖和炉壳加热均匀而且对称,拱顶只有一个热风出口孔,保证热风炉拱顶在高温下的稳定性。

该座热风炉在工作后,风温维持在 $1150 \sim 1220^{\circ}\text{C}$ 工作,4、10和16年3次凉炉观察和测定,表明拱顶、燃烧装置、格子砖等都处于完好状态,预计该热风炉可在不做任何大中修的情况下工作30年。

这种结构热风炉的不足之处是:①环形燃烧器各烧嘴处的砖型多而且复杂;②为使环形集管到各烧嘴的煤气量均匀分配,需要在热风炉投产前用调节装置进行调整,工作量大而且繁琐;③热风炉的拱顶直径比一般内燃式热风炉大,不利于现在生产的内燃式热风炉改造为顶燃室。

在3座这种结构热风炉工作经验的基础上,创造者Я.П.卡鲁金对该结构作了改进,正式命名为卡鲁金型(图11-1-11b)这种新结构的特点是:①缩小了球顶的直径,适应现有内燃式热风炉改造应用。②改进了环形燃烧器煤气和助燃空气的供给方式,取消调节装置,改为微机控制的涡流供给,由于煤气和助燃空气混合很好,燃烧完全,烟气中CO含量仅 0.0016% ($20\text{mg}/\text{m}^3$),低于德国环保标准要求的数倍。③热风炉火墙和燃烧器砖型简化。④新设计格孔直径为30mm的六边形格子砖(带有19孔),加热面达到 $48.0\text{m}^2/\text{m}^3$ (圆孔)和 $48.7\text{m}^2/\text{m}^3$ (锥孔),这样蓄热室内的热交换系数提高1.5倍,在热风炉的功率保持不变的情况下蓄热室高度可降低40%~50%。整个热风炉的投资可节约50%左右。

这种结构的热风炉已在俄罗斯和乌克兰的冶金工厂的 $1386 \sim 3200\text{m}^3$ 高炉上建造使用。

二、顶燃式热风炉的特征

顶燃式热风炉的特征如下:

- (1)顶燃式热风炉取消了侧面的燃烧室从根本上消除了内燃式热风炉的致命缺点。
- (2)顶燃式热风炉采用短焰燃烧器,直接在拱顶下燃烧,减少了燃烧时的热损失。
- (3)顶燃式热风炉炉顶是稳定对称结构,炉型简单,结构强度好,受力均匀。
- (4)顶燃式热风炉温度区域分明,改善了耐火材料的工作条件,下部工作温度低、荷重大,上部工作温度高、荷重小。可以适当的提高耐火材料的工作温度,并能延长其使用寿命。
- (5)顶燃式热风炉炉型简单,施工方便,省钢材和耐火材料。
- (6)顶燃式热风炉,必须选用短焰燃烧器,以保证煤气在炉顶空间燃烧完全。
- (7)顶燃式热风炉的燃烧器、燃烧阀、热风阀等设备位置较高,要求配备自动化操作

设施和检修提升设备。

第五节 其他形式热风炉

一、球式热风炉

球式热风炉属于顶燃热风炉,只是不砌格子砖,将耐火球直接装入热风炉的蓄热室内。从1974年以来球式热风炉结合布袋除尘,先在 100m^3 以下的高炉上得到了普遍的推广,近10年已逐步扩展到 $300\sim 420\text{m}^3$ 的高炉上。基本上解决了小高炉长期低风温的局面。

(一) 球式热风炉结构形式

球式热风炉分为落地式和架空式两种:

(1) 落地式:多为内燃式改造而成,它的炉箄子结构是耐火支柱和可卸的带孔铸铁炉箄子。它的结构形式,如图11-1-12a所示。

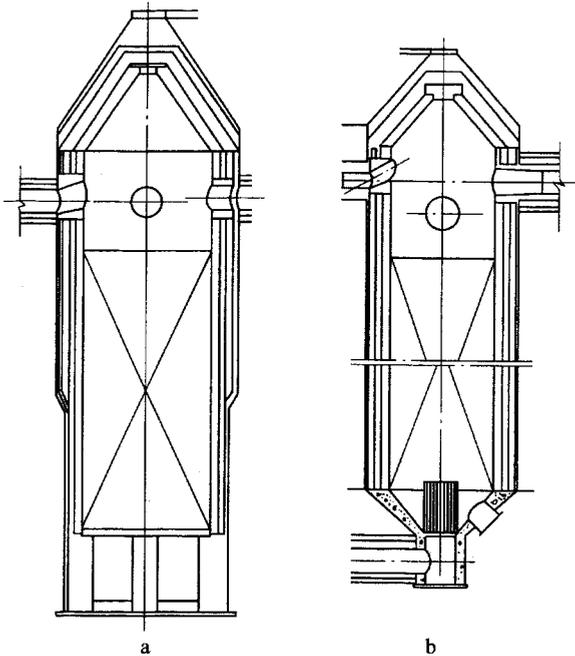


图 11-1-12 球式热风炉

a—落地式 b—架空式

(2) 架空式: 多为新建的球式炉, 它的炉箅子为耐热铸铁笼形炉箅子。它的结构形式如图 11-1-12b 所示。

(二) 球式热风炉的主要特征

球式热风炉主要特征如下:

(1) 球式热风炉, 由于耐火球的蓄热面积大, 使热风炉变矮, 它的拱顶多为锥形顶和悬链线顶。

(2) 它的热风出口、燃烧口、燃烧器均设在炉顶, 燃烧器多为金属与陶瓷相结合的套筒燃烧器。

(3) 耐火球的高温部为高铝质或硅质耐火材料, 球的直径 $\phi 40 \sim 60\text{mm}$ 。低温部多为黏土质材料, 球的直径 $\phi 30 \sim 40\text{mm}$ 。

(4) 球床的气孔度 球床内自然堆积的耐火球, 其中气孔占有的体积百分数, 称之为球床的气孔度。它与球的直径无关, 只与球的排列状况有关。把等直径的球做以下两种极端状况的排列(图 11-1-13), 计算和测量所得到的气孔度 ϵ 分别为 0.476 和 0.259。因此实际生产中球床的气孔度是变化的, 随着生产时间的延续气孔度一般由 0.42 降到 0.28, 这时球床需要换球以参加气孔度降低阻力损失, 球式热风炉自然堆积的耐火球的气孔度 ϵ 取上述两种排列状态下的气孔度平均值, 即:

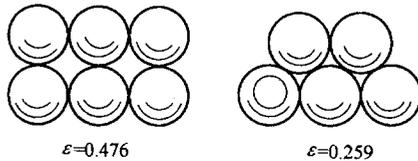


图 11-1-13 等球体堆积方式

$$\epsilon = \frac{0.476 + 0.259}{2} = 0.367$$

(5) 球床的热工特性

每 1m^3 球床的加热面积 m^2/m^3

$$f = \frac{6}{d}(1 - \epsilon) \quad (11-1-1)$$

每 1m^3 球床的质量 t/m^3

$$r = r_0(1 - \epsilon)$$

气孔的当量直径 m

$$d_{\text{当}} = 4\epsilon/f = \frac{2}{3} \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} d$$

球的当量厚度 μm

$$S_{\text{当}} = \frac{\alpha(1 - \varepsilon)}{f} = \frac{1}{3}d$$

重量系数

$$\frac{r}{f} = \frac{1}{6}\gamma_0 d \text{ kg/m}^2$$

式中 ε ——球床的气孔度 m^3/m^3 ;

d ——球的直径 μm ;

γ_0 ——耐火材质的密度 高铝砖 $2700\text{kg}/\text{m}^3$;

黏土砖 $2200\text{kg}/\text{m}^3$ 。

将 $d = 40\text{mm}$ 的球与 $40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 砖厚 40mm 的格子砖对比如下 :

①每 1m^3 球床加热面要大得多 ,球床为 $94.5\text{m}^2/\text{m}^3$ 而格子砖只有 $25\text{m}^2/\text{m}^3$ 相差 4 倍 ;

②每 1m^2 加热面的球床重量小得多 ,在 $40\text{mm} \times 40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 的格子砖加热面为 $25\text{m}^2/\text{m}^3$ 时 , 1m^3 格子砖重 $1950 \sim 1600\text{kg}/\text{m}^3$,这样重量系数为 $78 \sim 64\text{kg}/\text{m}^3$,而 40mm 的球床的重量系数 $13 \sim 10.67\text{kg}/\text{m}^3$,只有格子砖的 16.7% 。

③气流通过的当量直径小 ,而且不规则 40mm 球的球床其当量直径只有 14.5mm ,比 $40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 格孔的小 2 倍多 ,而随着热风炉使用时间的延长 ,其气孔度变小 ,当量直径也随之变小 ,降到 10mm 以下比 $40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 格孔小 4 倍多。

④参与热交换的当量厚度薄得多 , 40mm 球的当量厚度只有 13.3mm ,而 $40\text{mm} \times 40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 格子砖的为 57.5mm 薄了将近 4 倍。

从上述对比可以看出 ,球床加热面大可缩小热风温度与拱顶温度的差距 ,而砖量系数小 ,使高温热量贮备少 ,这样周期风温降大 ,为保持风温就需要缩短送风期 ,增加换炉次数。

(三) 球式热风炉应用实例

成都钢铁厂于 1991 年 10 月将球式热风炉扩展到 318m^3 高炉上 ,并取得成功。它采用传统的一列式布置 ,助燃空气采用集中鼓风 ,每座热风炉设两个燃烧器与炉墙相切 ,用金属与陶瓷相结合的套筒燃烧器。

(1) 炉体结构 :主要设计参数及热工特性见表 11-1-3。

表 11-1-3 成都钢铁厂球式热风炉的设计参数与热工特性

序号	项目	100m^3 高炉	318m^3 高炉
1	热风炉座数/座	3	3

序号	项目	100m ³ 高炉	318m ³ 高炉
2	热风炉型式	落地式	架空式
3	高炉鼓风机风量/m ³ ·min ⁻¹	400	900
4	热风炉全高/mm	14523	19567
5	热风炉外径 上/下)mm	φ4700mm/φ4066mm	φ7300mm/φ5992mm
6	球床高度/mm	6000 $\left(\frac{2500}{3500}\right)$	6500 $\left(\frac{2000}{4500}\right)$
7	球床直径/mm	3198	4740
8	球床断面积/m ²	8.028	17.65
9	耐火球直径 上/下)mm	φ50mm 硅质球/φ30mm 高铝球	φ60mm 硅质球/φ40mm 高铝球
10	每座热风炉装球量/t	70.13	206.02 $\left(\frac{42.25}{163.37}\right)$
11	每座热风炉的加热面积/m ²	5066.7	12629.3
12	每 m ³ 高炉容积加热面积/m ² ·m ⁻³	152	119.14
13	每 m ³ 高炉容积装球量/t·m ⁻³	2104	1943.6
14	设计风温/℃		1100

炉箅子 笼形炉箅子由 6 组含铬耐热铸铁拼接组成。

(2)球床结构 :球床高 6.5m ,上段高温区装 φ60mm 的硅质球 ,装球高度为 2.0m ,下段低温区装 φ40mm 的高铝球 ,装球高度为 4.5m。

(3)拱顶结构 :大帽子悬链线顶。

(4)热风炉的下部结构 :采用架空式 ,它便于卸球 ,并有利于解决底板变形漏风问题。运行正常 ,生产效果良好 ,烧单一高炉煤气 ,风温可达到 1080℃。

二、ZSD 型热风炉

ZSD 型热风炉是内燃式与顶燃式相结合而产生的一种新型热风炉。它是在热风炉内具有热风通道的顶燃式热风炉。内燃式热风炉的燃烧室有两个作用 ,燃烧期是燃烧室 ,送风期是热风通道。将这两个作用分开 ,把燃烧器安装在炉顶成为顶燃式 ,把燃烧室的直径缩小作为热风通道。它保持了内燃式和顶燃式各自的优点 ,同时又比较好的克服它们的缺点。

将内燃式热风炉改为 ZSD 型热风炉格子砖的重量和蓄热面积 ,增加了 20% ~ 40% ,

消除了火井的破损。可提高风温 100 ~ 200℃。

ZSD 型热风炉使用陶瓷短焰燃烧器,它是多嘴旋流燃烧装置。煤气和助燃空气分别由设在炉顶的煤气环管和空气环管,通过小支管进入套管,然后进入喷嘴,在喷嘴内进行预混合,沿切线方向喷入燃烧室,立即着火燃烧,在燃烧室内烟气流作旋转运动。陶瓷短焰燃烧器安装在热风炉顶部,下面是喇叭口,烟气在蓄热室的分布是比较均匀的解决了内燃式热风炉烟气流分布极度不均的问题。把热风出口拿下来,缓解了顶燃式热风炉炉顶结构的整体稳定性差的弊病。

其结构形式见图 11-1-14。

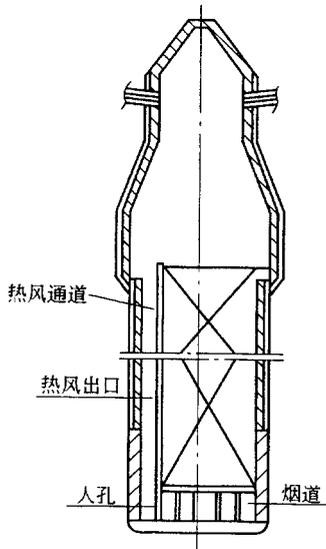


图 11-1-14 ZSD 型热风炉结构形式示意图

这种热风炉于 1993 年在安阳钢铁厂的 1 号高炉(300m³)首次应用。表 11-1-4 是该热风炉前后的热工性比较。该炉投入生产以来运行情况良好,很快达到较高的风温水平,见表 11-1-5。

表 11-1-4 ZSD 式和原内燃式热风炉热工性能比较

项 目	ZSD 式	原内燃式
热风炉钢壳内径/mm	5200	5200
热风炉全高/mm	31500	28492
热风炉数量/座	3	3
蓄热室高度/mm	21000	22000

项 目	ZSD 式	原内燃式
燃烧室形式	做热风通道	复合型
燃烧室截面积/m ²	0.75	2.2
蓄热室截面积/m ²	13.70	9.39
格子砖型式	七孔	五孔
格孔尺寸/mm	φ43	65×45
单位格子砖蓄热面积/m ² ·m ⁻³	38.08	29.36
每座热风炉格子砖重量/t	450	327
每座热风炉蓄热面积/m ²	10956	6065
每 1m ³ 炉容加热面积/m ² ·m ⁻³	109	60
每 1m ³ 炉容格子砖重量/t·m ⁻³	4.5	3.27
风温水平/℃	1093	8.84
烧嘴个数/个	20	1
高炉炉容/m ³	300	300

表 11-1-5 热风炉运行情况

项目	风温/℃	拱顶温度/℃	废气温度/℃	送风时间/min	备注
1992 年	882	1260	450	90	3 座内燃式
1993 年 6 月	844	1260	450	90	1 座内燃式, 1 座 ZSD 式
1993 年 9 月	1053	1265	450	60	1 座内燃式, 2 座 ZSD 式
1993 年 10 月	1058	1265	450	60	1 座内燃式, 2 座 ZSD 式
1993 年 11 月	998	1280	450	90	2 座 ZSD 式
1994 年 2 月	1093	1280	450	60	3 座 ZSD 式

现已有安阳、济南等钢铁厂的 10 余座 300m³ 级高炉应用 ZSD 型热风炉, 均取得了比较好的效果。风温约在 1080~1100℃ 的水平。预计寿命可达 10 年以上。这种结构热风炉比较适用于高炉大修扩容时, 热风炉保持原有炉组, 将原有燃烧室去掉扩大蓄热室面积。

但是在送风期炉顶煤气环管和空气环管、各烧嘴均处在热风的高温高压的环境中, 易烧损开裂, 并散失很多热量, 烧嘴个数多、间距太小易发生窜风, 引起拱顶炉壳温度高, 顶燃式热风炉的炉顶整体强度差, 炉壳温度高的顽疾还没有得到彻底的解决。所以这种结构热风炉还需要完善。

第二章 热风炉燃料燃烧计算

第一节 热风炉燃料及燃烧计算

燃烧计算采用高炉煤气做热风炉燃料,并为完全燃烧。已知煤气的化验成分如表 11-2-1 所示。

表 11-2-1 高炉煤气化验成分(%)

CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	合计
18.1	21.9	3.4	56.3	0.3	100

热风炉前的煤气温度为 30℃,干法布袋除尘时,净煤气中基本不含水,而湿法除尘时,煤气含有相当数量的水蒸气,本例湿煤气含水蒸气量为 5%,高炉风量 $V_{\text{风}} = 2000\text{m}^3/\text{min}$, $t_{\text{热风}} = 1050^\circ\text{C}$ 、 $t_{\text{汽}} = 100^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{热}} = 80\%$ 、每班换 8 次炉,3 座热风炉采用“两烧一送”的送风制度,热风炉一个工作周期 $\tau = 3\text{h}$ 、燃烧期 $\tau_{\text{r}} = 1.83\text{h}$ 、送风期 $\tau_{\text{f}} = 1\text{h}$ 、换炉时间 $\Delta\tau = 0.17\text{h}$ 。

一、确定煤气成分

(一)将高炉煤气成分换算成 100% 的干煤气成分

高炉煤气中是没有氧和甲烷的,现代先进的气相色谱仪分析的结果就是如此。现场高炉煤气成分分析中常有少量的氧和 CH₄,这部分氧和 CH₄ 是在传统的球胆取样和奥氏

分析仪分析误差造成的。因此,计算采用的高炉煤气成分先换算成 100% 的干煤气成分。各组分的百分含量换算如下:

$$(CO'_2) = b(CO_2) \quad (11-2-1)$$

$$(CO') = b(CO) \quad (11-2-2)$$

$$(H'_2) = b(H_2) \quad (11-2-3)$$

$$(N'_2) = b \left[(N_2) - \frac{79}{21}(O_2) \right] \quad (11-2-4)$$

$$b = \frac{100}{(CO_2) + (CO) + (H_2) + (N_2) - \frac{79}{21}(O_2)} \quad (11-2-5)$$

或

$$b = \frac{100}{100 - \frac{(O_2)}{0.21}} \quad (11-2-6)$$

式中 (CO_2) 、 (CO) 、 (H_2) 、 (N_2) 、 (O_2) ——煤气的化验成分, %;

(CO'_2) 、 (CO') 、 (H'_2) 、 (N'_2) ——换算后的干煤气成分, %;

b ——换算系数:

$$b = \frac{100}{100 - \frac{0.3}{0.21}} = 1.0145$$

则 $(CO'_2) = 1.0145 \times 18.1 = 18.4$

$$(CO') = 1.0145 \times 21.9 = 22.2$$

$$(H'_2) = 1.0145 \times 3.4 = 3.5$$

$$(N'_2) = 1.0145 \times \left(56.3 - \frac{79}{21} \times 0.3 \right) = 55.9$$

(二) 将干煤气成分换算成湿煤气

若已知煤气含水的体积百分数,用下式换算

$$V_{\text{湿}} = V_{\text{干}} \times \frac{100 - H_2O}{100} \% \quad (11-2-7)$$

若已知干煤气含水的重量(g/m^3)则用下式换算

$$V_{\text{湿}} = V_{\text{干}} \times \frac{100}{100 + 0.214 g_{H_2O}} \% \quad (11-2-8)$$

上两式中 $V_{\text{湿}}$ ——湿煤气中各组分的体积含量, %;

$V_{\text{干}}$ ——干煤气中各组分的体积含量, %;

H_2O ——湿煤气中含水的体积, %;

g_{H_2O} ——干煤气中含水的重量 g/m^3 。

已知煤气含水 5% 则 $V_{湿} = V_{干} \times \frac{100 - 5}{100}$ 算出湿煤气成分 如表 11-2-2。

表 11-2-2 煤气成分整理表(%)

种类	CO ₂	CO	H ₂	N ₂	H ₂ O	O ₂	合计
化验值	18.1	21.9	3.4	56.3	—	0.3	100
干煤气	18.4	22.2	3.5	55.9	—	—	100
湿煤气	17.5	21.1	3.3	53.1	5.0	—	100

二、煤气低发热量的计算

煤气中含可燃成分的热效应见表 11-2-3。

表 11-2-3 0.01m³ 气体燃料中各可燃成分的热效应

可燃成分	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₉	C ₄ H ₁₀	H ₂ S
热效应/kJ	126.36	107.85	358.81	594.4	643.55	931.81	1227.74	233.66

煤气低发热量 Q_{DW} 的计算：

$$Q_{DW} = 126.36 \cdot CO + 107.85 \cdot H_2 + 358.81 \cdot CH_4 + 594.4 \cdot C_2H_4 + \dots + 233.66 \cdot H_2S \text{ kJ/m}^3 \quad (11-2-9)$$

$$Q_{DW} = 126.36 \times 21.1 + 107.85 \times 3.3 = 3022.11 \text{ kJ/m}^3$$

三、空气需要量和燃烧生成物的计算

(1) 空气利用系数 $b_{空} = \frac{L_a}{L_0}$, 烧高炉煤气 $b_{空}$ 为 1.05 ~ 1.10 , 计算中取 1.10 , 计算见

表 11-2-4。

表 11-2-4 燃烧计算表

煤气组成	100m ³ 湿煤气中的体积含量/m ³	反应式	需要氢气的体积/m ³	生成物的体积/m ³				
				O ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂	合计
CO ₂	17.5	CO ₂ →CO ₂			17.5			17.5
CO	21.1	CO + $\frac{1}{2}$ O ₂ →CO ₂	10.55		21.1			21.1

煤气组成	100m ³ 湿煤气中的体积含量/m ³	反应式	需要氢气的体积/m ³	生成物的体积/m ³				
				O ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂	合计
H ₂	3.3	$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$	1.65		3.3	3.3	3.3	
H ₂ O	5.0	$H_2O \rightarrow H_2O$				5.0		5.0
N ₂	53.1	$N_2 \rightarrow N_2$					53.1	53.1
当 $b_{\text{空}} = 1.0$ 时, 空气带入的			12.2				45.9	45.9
当 $b_{\text{空}} = 1.10$ 时, 过剩空气带入的			1.22	1.22			4.6	5.8
生成物总量/m ³				1.22	38.6	8.3	103.6	151.7
生成物成分/%				0.8	25.4	5.5	68.3	100

(2) 燃烧 1m³ 高炉煤气的理论空气量 L_0 为：

$$L_0 = \frac{12.2}{21} = 0.581 \text{ m}^3$$

(3) 实际空气需要量 L_n 为：

$$L_n = 1.10 \times 0.581 = 0.64 \text{ m}^3$$

(4) 燃烧 1m³ 高炉煤气的实际生成物量 $V_{\text{产}}$ 为：

$$V_{\text{产}} = 1.517 \text{ m}^3$$

(5) 助燃空气显热 $Q_{\text{空}}$ 为

$$Q_{\text{空}} = C_{\text{空}} \cdot t_{\text{空}} \cdot L_n \quad (11-2-10)$$

$$Q_{\text{空}} = 1.302 \times 20 \times 0.64 = 16.67 \text{ kJ/m}^3$$

式中 $C_{\text{空}}$ ——助燃空气 $t_{\text{空}}$ 时的平均热容, kJ/(m³·°C)；

$t_{\text{空}}$ ——助燃空气温度, °C。

(6) 煤气显热 $Q_{\text{煤}}$ 为：

$$Q_{\text{煤}} = C_{\text{煤}} \cdot t_{\text{煤}} \cdot 1 \quad (11-2-11)$$

式中 $C_{\text{煤}}$ ——煤气 $t_{\text{煤}}$ 时的平均热容, kJ/(m³·°C)；

$t_{\text{煤}}$ ——煤气温度, °C。

$$Q_{\text{煤}} = 1.357 \times 30 \times 1 = 40.7$$

(7) 生成物的热量 $Q_{\text{产}}$ 为：

$$Q_{\text{产}} = \frac{Q_{\text{空}} + Q_{\text{煤}} + Q_{\text{DW}}}{\text{燃烧 } 1\text{m}^3 \text{ 煤气的生成物体积}} \quad (11-2-12)$$

$$Q_{\text{产}} = \frac{16.67 + 40.7 + 3022.11}{1.517} = 2029.98 \text{ kJ/m}^3$$

四、理论燃烧温度的计算

$$t_{\text{理}} = \frac{Q_{\text{空}} + Q_{\text{煤}} + Q_{\text{DW}}}{V_{\text{产}} \cdot C_{\text{产}}} \quad (11-2-13)$$

式中 $t_{\text{理}}$ ——理论燃烧温度, °C;

$C_{\text{产}}$ ——燃烧产物在 $t_{\text{理}}$ 时的平均热容 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{°C})$

由于 $C_{\text{产}}$ 的数值取决于 $t_{\text{理}}$, 须利用已知的 $Q_{\text{产}}$ 用迭代法和内插法求得 $t_{\text{理}}$ 其过程如下:

燃烧生成物在某温度的 $Q_{\text{产}}^t$ 用下式计算:

$$Q_{\text{产}}^t = \omega_{\text{CO}_2}^t \cdot \text{CO}_2 + \omega_{\text{H}_2\text{O}}^t \cdot \text{H}_2\text{O} + \omega_{\text{O}_2}^t \cdot \text{O}_2 + \omega_{\text{N}_2}^t \cdot \text{N}_2 \text{ kJ/m}^3 \quad (11-2-14)$$

式中 $\omega_{\text{CO}_2}^t$ 、 $\omega_{\text{H}_2\text{O}}^t$ 、 $\omega_{\text{O}_2}^t$ 、 $\omega_{\text{N}_2}^t$ ——分别为气体 CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 在压力为 101kPa, 温度 t 时的焓值 kJ/m^3 , 可从附录表中查得;

CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 ——分别为 1m^3 生成物中该气体的含量, m^3 。

先设理论燃烧温度为 1200°C 及 1300°C , 查表得 CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 在该温度的焓值, 见表 11-2-5。

表 11-2-5 CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 在 1200°C 和 1300°C 下的焓 (kJ/m^3)

温度/°C	ω_{CO_2}	$\omega_{\text{H}_2\text{O}}$	ω_{O_2}	ω_{N_2}
1200	2720.8	2120.4	1804.0	1724.5
1300	2991.13	2328.0	1907.13	1882.09

据表 11-2-6 的生成物成分, 分别算出 1200°C 和 1300°C 的生成物热量 $Q_{\text{产}}^t$ 。

表 11-2-6 在 1200°C 和 1300°C 下的生成物热量 (kJ/m^3)

温度/°C	ω_{CO_2}	$\omega_{\text{H}_2\text{O}}$	ω_{O_2}	ω_{N_2}
1200	692.53	116.02	14.43	1177.83
1300	759.75	128.04	15.74	1285.47

上述生成物的实际热量 $Q_{\text{产}}$ 为 2029.98kJ/m^3 , 可见其理论燃烧温度介于 $1200 \sim 1300\text{°C}$ 之间, 按内插法求得理论燃烧温度 $t_{\text{理}}$ 为:

$$t_{理} = 1200 + \frac{2029.98 - 2001.41}{2189 - 2001.41} \times 100 = 1215^{\circ}\text{C}$$

五、热风炉实际燃烧煤气量和助燃空气量的计算

$$\eta_{热} = \frac{V_{风} \cdot (t_{热} \cdot C_{热} - t_{冷} \cdot C_{冷})}{V_{煤} \cdot (Q_{DW} + Q_{煤} + Q_{空})} \quad (11-2-15)$$

$$0.8 = \frac{2000 \times 60(1050 \times 1.4618 - 100 \times 1.3035)}{V_{煤} \times 1.83(3022.11 + 40.7 + 16.67)}$$

$$V_{煤} = 37491\text{m}^3/\text{h} \text{ 取 } 37500\text{m}^3/\text{h}$$

$$V_{空} = V_{煤} \cdot L_n$$

$$V_{空} = 37500 \times 0.64 = 24000\text{m}^3/\text{h}$$

第二节 热风炉燃烧装置

热风炉的燃烧装置的基本用途,是在炉子中合理组织煤气燃烧过程,实现最高燃烧温度,把火焰的最高温度组织在热风炉拱顶。热风炉的燃烧装置包括燃烧器、燃烧室、燃烧闸阀等,关键是燃烧器。最早使用的是金属套筒式或栅格式燃烧器,因其燃烧质量差,而且产生脉动,现已淘汰,改用性能好的陶瓷燃烧器。

一、陶瓷燃烧器的结构类型

目前国内使用的陶瓷燃烧器种类繁多,按燃烧方法可分为3种:有焰燃烧器、无焰燃烧器及半焰燃烧器。

(1)有焰燃烧器的典型结构是套筒式陶瓷燃烧器和矩形陶瓷燃烧器。如图11-2-1和图11-2-2,这种燃烧器的特点是:空气和煤气在燃烧器内有各自的通路,中心断面是圆形或矩形的,出口后形成粗大流股,气体在中心通道流动时,阻力损失很小。环道断面是圆环形或矩环形,气体出口前被分割成多个小流股,且以一定的角度流出与中心流股相交、混合。煤气、空气在出口后进一步混合,然后着火、燃烧。

这种燃烧器的优点是:结构简单,容易砌筑,对燃烧室掉砖、掉物不敏感,阻力损失小,强制燃烧时燃烧器上表面看不到火焰形状,属悬峰火焰。不足之处是燃烧温度比无焰燃烧器低,火焰长,有时燃烧不完全。

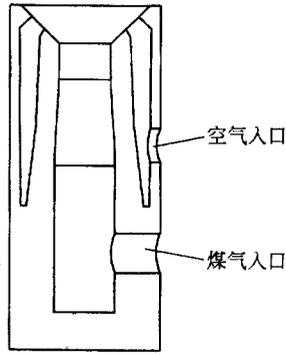


图 11-2-1 套筒式陶瓷燃烧器

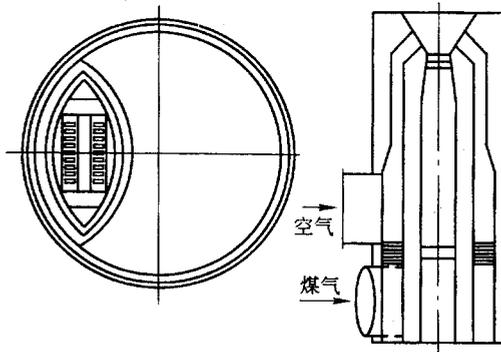


图 11-2-2 矩形陶瓷燃烧器

(2) 无焰燃烧器的典型结构为栅格式陶瓷燃烧器。见图 11-2-3。煤气、空气在燃

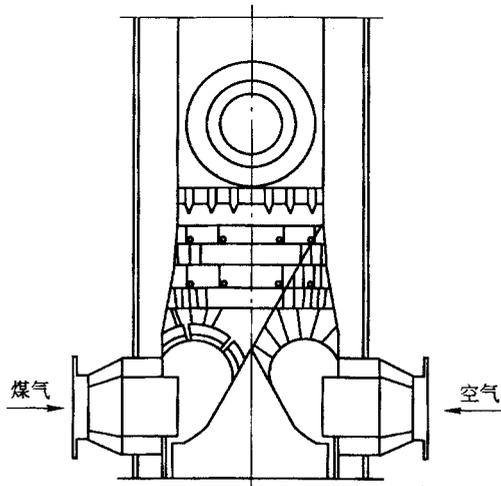


图 11-2-3 栅格式陶瓷燃烧器

烧器上部开始混合,在出口处已充分混合。混合气体以众多小流股从上表面流出,在燃烧室中着火、燃烧。

它的优点是 燃烧火焰短、燃烧稳定,空气消耗系数低,理论燃烧温度高,燃烧能力大。它的不足是 结构复杂,不易砌筑,对燃烧室掉砖、掉物敏感。

(3)半焰燃烧器,其结构见图 11-2-4。中心通道走煤气,为使出口处煤气均匀分布,在煤气入口的对面处,安装气体阻流板。空气走环道,进入环道后,经中心通道和环道隔墙上的多个矩形孔喷出,在燃烧器中心通道内开始混合,由于矩形孔到出口断面的距离较短,煤气、空气没充分混合,进燃烧室后继续混合。这种结构的陶瓷燃烧器高径比较小,它结构简单,砌筑方便。三孔陶瓷燃烧器也属于半焰燃烧器,见图 11-2-5。它的中心通道走高热值煤气(如焦炉煤气),中间环道走空气,外环走高炉煤气,在燃烧器出口前少部分煤气、空气已混合。它的特点是燃烧能力大,燃烧稳定。但结构复杂,而且在阀门等设备安全保证方面要求严格。

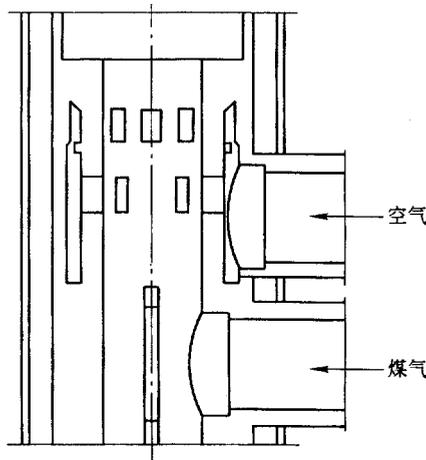


图 11-2-4 半焰式陶瓷燃烧器

二、陶瓷燃烧器材质

送风期陶瓷燃烧器上表面温度略低于风温,燃烧期稍高于空、煤气入燃烧器前温度,因此,在一个周期里燃烧器上部温差很大,特别是在换炉瞬间,燃烧器上部温升(或降)特别迅速。为了保证燃烧器砌筑体的气密性、整体性和使用寿命,要求耐火材料的线膨胀系数小、抗蠕变性好。20世纪80年代以前,我国陶瓷燃烧器几乎都用高铝质磷酸耐热混凝土或矾土耐热混凝土预制件,经20多年生产实践,这种材质对中、小高炉热风炉和风

温 1100℃左右的陶瓷燃烧器是适用的。在使用高铝质磷酸盐耐热混凝土时,砌筑前应烘烤到 600℃左右,以防止在安装和使用中预制体开裂。进入 90 年代以后,由于热风炉大型化和高温的要求,现在多采用高铝堇青石耐火材料。少数陶瓷燃烧器开拓用莫来石堇青石材料,陶瓷燃烧器下部,除少数用硅线石材料外,几乎都用高铝或黏土耐火材料。

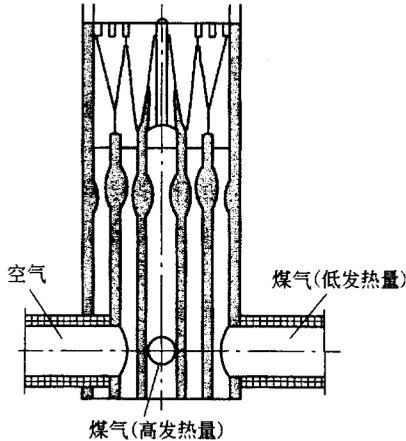


图 11-2-5 三孔式陶瓷燃烧器

三、陶瓷燃烧器的应用

国内高炉热风炉大部分采用套筒式陶瓷燃烧器。如鞍钢炼铁厂,有 70% 的热风炉用套筒式陶瓷燃烧器,最长的寿命已达 20 年。热风炉自身预热技术的限制环节是陶瓷燃烧器的寿命。鞍山钢院和鞍钢炼铁厂经 3 年多的合作,在陶瓷燃烧器热态模拟试验研究中,找到影响烧高炉煤气,空气预热温度较高时,燃烧震动的原因,并成功地解决了这个问题。根据试验结果设计的燃烧器,已在 10 号高炉热风炉上使用 6 年多,运行状况良好、无震动。由陶瓷燃烧器热态模拟试验和实际热风炉目视,得知火焰长度是燃烧器直径的 8~11 倍,空、煤气预热温度高时取下限,不预热时取上限。

多年的生产实践得知,陶瓷燃烧器使用中也可能存在燃烧不稳定现象和煤气燃烧不完全,这往往是因燃烧器结构设计有缺欠,或燃烧器结构与燃烧室不匹配。同一类的陶瓷燃烧器因热风炉型式、结构尺寸、燃料种类、气体预热温度和操作参数不同而异。不存在万能的燃烧器。

第三章 提高风温的措施和各种因素对风温的影响

高风温是高炉最廉价、利用率最高的能源,每提高 100°C 风温约降低焦比 $4\% \sim 7\%$ 。在当前能源紧张的形势下,迫切地需要进一步提高风温。影响提高风温的因素很多,提高风温的措施也很多。归纳起来可以从两个方面着手:一是提高热风炉的拱顶温度,一是降低拱顶温度与风温的差值。除此之外,必须提高耐火材料的质量,改进热风炉的设备、结构。

第一节 提高拱顶温度

一、拱顶温度的确定

确定拱顶温度有以下几种:

(1)由耐火材料理化性能确定。为防止因测量误差或燃烧控制的不及时而烧坏拱顶,一般将实际的拱顶温度控制在比拱顶耐火砖荷重软化点低 100°C 左右。

(2)由燃料的含尘量确定。格子砖因渣化和堵塞而降低寿命。产生格子砖渣化的条件是煤气的含尘量和温度,见表 11-3-1。

(3)受生成腐蚀介质限制。热风炉燃烧生成的高温烟气中含有 NO_x 腐蚀性成分, NO_x 的生成量与温度有图 11-3-1 的关系,因此,为避免发生拱顶钢板的晶间应力腐

蚀 须控制拱顶温度不超过 1400℃或采取防止晶间应力腐蚀的措施。

表 11-3-1 不同含尘量允许的拱顶温度

煤气含尘量/ $\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$	80~100	< 50	< 30	< 20	< 10	< 5
拱顶温度(不大于)/℃	1100	1200	1250	1350	1450	1550

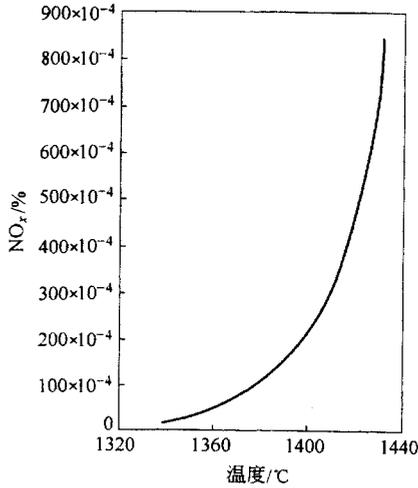


图 11-3-1 温度与在烟气中生成 NO_x 的关系

二、拱顶温度、热风温度与热风炉理论燃烧温度的关系

(一) 拱顶温度与热风温度的关系

据国内外高炉生产实践统计,大、中型高炉热风炉拱顶温度比平均风温高 100~200℃,由图 11-3-2 所示。小型高炉热风炉拱顶温度比平均风温高 150~300℃。

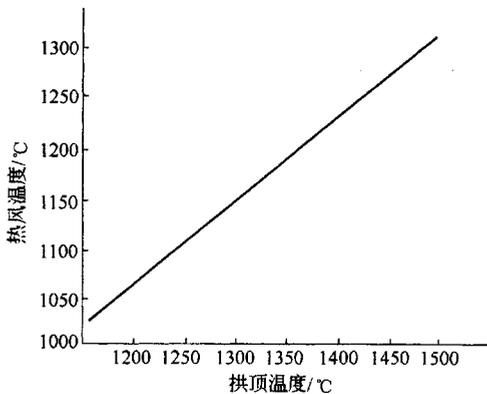


图 11-3-2 热风温度与炉顶温度的关系

测量拱顶温度可采用辐射高温计,红外测温仪或热电偶。采用辐射高温计时,为防止镜头消灰,须压缩空气吹扫。采用热电偶时,插入的合理深度为热电偶热端超出拱顶砖衬内表面 50 ~ 80mm。

(二) 拱顶温度与理论燃烧温度的关系

由于炉墙散热和不完全燃烧等因素的影响,我国大、中型高炉热风炉实际拱顶温度低于理论燃烧温度 70 ~ 90℃。

三、配用高发热量煤气提高拱顶温度

(一) 煤气发热量 Q_{DW} 与热风炉理论燃烧温度的关系

若空气和煤气都不预热,它们带入的物理热只占总热量收入的 1% ~ 2%,此时影响 $t_{理}$ 的主要因素为煤气的发热量 Q_{DW} 。

$$t_{理} = \frac{Q_{DW} + Q_{空} + Q_{煤}}{V_{产} \cdot C_{产}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

1. 仅燃烧高炉煤气

大致上,湿高炉煤气 Q_{DW} 每 $\pm 100 \text{ kJ/m}^3$, $t_{理}$ 相应 $\pm 24^\circ\text{C}$, 见表 11-3-2。

表 11-3-2 高炉煤气不同发热量的理论燃烧温度

高炉煤气发热量/ $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	3000	3200	3400	3600	3800	4000
$t_{理}(b_{空} = 1.10) / ^\circ\text{C}$	1211	1256	1303	1350	1395	1450

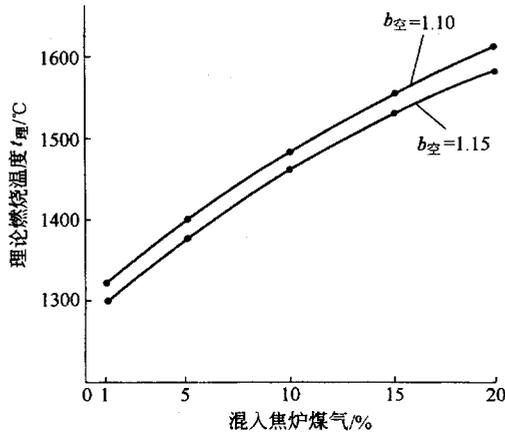
注:高炉煤气含 H_2 0.5%, 煤气温度 35°C , 空气温度 20°C 。

2. 高炉煤气混入焦炉煤气

高炉煤气混入不同量的焦炉煤气,混合煤气的发热量 Q_{DW} 及理论燃烧温度 $t_{理}$, 如图 11-3-3 所示。依据图中计算采用的高炉煤气和焦炉煤气成分,每增加焦炉煤气 1%, 混合煤气 Q_{DW} 约增加 150 kJ/m^3 , 在混合量不超过 15% 以前,每 1% 焦炉煤气提高理论燃烧温度 $t_{理}$ 约 16°C 。

3. 高炉煤气混入天然气

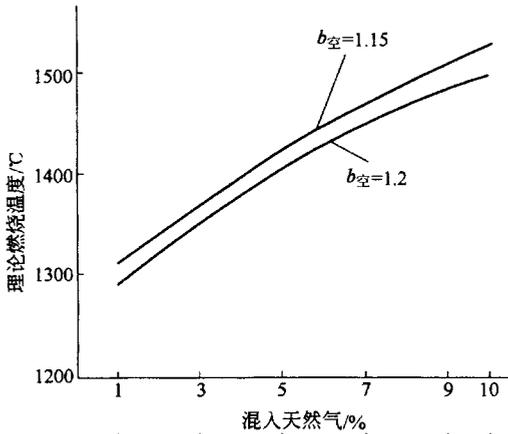
高炉煤气中混入天然气后,混合煤气的 Q_{DW} 与 $t_{理}$ 如图 11-3-4 所示。依据图中采用的高炉煤气和天然气成分,每增加 1% 的天然气混合煤气的 Q_{DW} 约增加 325 kJ/m^3 , $t_{理}$ 随之提高约 23°C 。



$Q_{DW}/kJ \cdot m^{-3}$	3496	4095	4836	5589	6326
$t_{理}(b_{空}=1.15)/^{\circ}C$	1298	1374	1458	1526	1580
$t_{理}(b_{空}=1.10)/^{\circ}C$	1320	1400	1484	1556	1619

图 11-3-3 高炉煤气混入不同量的焦炉煤气后的 Q_{DW} 与 $t_{理}$ 值 ($t_{煤气} = 35^{\circ}C$)

	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	C _n H _m	O ₂	N ₂	H ₂ O	$Q_{DW}/kJ \cdot m^{-3}$
高炉煤气/%	14.90	23.70	3.30				53.10	5.00	3354
焦炉煤气/%	3.35	7.17	57.38	25.18	3.44	0.4	3.08	—	18221



$Q_{DW}/kJ/m^3$	3676	4325	4914	5619	6590
$t_{理}(b_{空}=1.2)/^{\circ}C$	1297	1356	1405	1447	1497
$t_{理}(b_{空}=1.15)/^{\circ}C$	1317	1377	1429	1474	1533

图 11-3-4 高炉煤气混入不同量的天然气后的 Q_{DW} 与 $t_{理}$ 值

	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	C _n H _m	H ₂ S	N ₂	H ₂ O	$Q_{DW}/kJ \cdot m^{-3}$
高炉煤气/%	14.9	23.7	3.3				53.1	5.0	3354
天然气/%	0.04	0.07	0.11	96.92	1.17	0.50	1.19	—	35688

(二)高发热量煤气混入量的计算

需要混入高热值煤气量的比例 $\alpha_{\text{高}}$ 按下式计算：

$$\alpha_{\text{高}} = \frac{Q_{\text{DW}}^{\text{混}} - Q_{\text{DW}}^{\text{低}}}{Q_{\text{DW}}^{\text{高}} - Q_{\text{DW}}^{\text{低}}} \times 100, \% \quad (11-3-1)$$

式中 $Q_{\text{DW}}^{\text{混}}$ ——要求达到的混合煤气发热量 kJ/m^3 ；

$Q_{\text{DW}}^{\text{低}}$ ——低热值煤气(高炉煤气)发热量 kJ/m^3 ；

$Q_{\text{DW}}^{\text{高}}$ ——高热值煤气(焦炉煤气、天然气)的发热量 kJ/m^3 。

例如：有高炉煤气 $Q_{\text{DW}} = 3349\text{kJ}/\text{m}^3$ ，焦炉煤气 $Q_{\text{DW}} = 18221\text{kJ}/\text{m}^3$ ，求混合煤气 Q_{DW} 达到 $4700 \text{kJ}/\text{m}^3$ ，需混入的焦炉煤气量。

$$\alpha_{\text{高}} = \frac{4700 - 3349}{18221 - 3349} \times 100 = 9.7\%$$

设一座热风炉消耗煤气量为 $30000\text{m}^3/\text{h}$ ，其中混入焦炉煤气量为：

$$V_{\text{焦}} = 30000 \times 9.7\% = 2910 \text{m}^3/\text{h}$$

(三)混入高发热量煤气的方法

热风炉混入高发热量煤气的方法有 3 种：

(1)采用三孔陶瓷燃烧器，混合效果好、调节方便，但设备较复杂，一般用在大型高炉热风炉上。

(2)采用引射器，简易方便，操作安全，混合效果也好，但混入比例较窄，高热量低压煤气混入量一般不大于 20%。

(3)由供气部门按指定发热量事先混合好，再送至热风炉燃烧。此法没有因不同气种压力变化而产生的热量波动，可避免烧坏热风炉设备。但供气部门须有较复杂的混合装置和自控设备。

四、预热助燃空气和煤气

(一)预热助燃空气、煤气对理论燃烧温度的影响

(1)助燃空气预热温度对理论燃烧温度的影响，见表 11-3-3 列出的几种发热量的煤气，在不同助燃空气温度时的 $t_{\text{理}}$ 值。

表 11-3-3 几种发热量不同的煤气在不同助燃空气预热温度下的 $t_{\text{理}}(\text{℃})$

助燃空气预热温度/℃	20	100	200	300	400	500	600	700	800
煤气 $Q_{\text{DW}} = 3000\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	1211	1233	1263	1293	1323	1352	1385	1417	1449

第十一篇 热风炉计算

助燃空气预热温度/°C	20	100	200	300	400	500	600	700	800
煤气 $Q_{DW} = 3400\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$	1303	1328	1360	1302	1424	1458	1491	1526	1562
煤气 $Q_{DW} = 3800\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$	1395	1420	1451	1488	1524	1560	1596	1634	1673

注：高炉煤气(H_2O 5%) , $b_{\text{空}} = 1.10$ 。

从表中可见,助燃空气温度在 800°C 以内,每升高 100°C ,相应提高 $t_{\text{理}}$ $30 \sim 35^\circ\text{C}$,一般按 33°C 计算。

(2) 煤气预热温度对理论燃烧温度 $t_{\text{理}}$ 的影响,表 11-3-4 列出的几种发热量的煤气在不同预热温度下的 $t_{\text{理}}$ 。

表 11-3-4 几种发热量的煤气在不同预热温度下的 $t_{\text{理}}(^\circ\text{C})$

煤气预热温度/°C	35	100	200	300	400
煤气 $Q_{DW} = 3000\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$	1211	1243	1293	1344	1398
煤气 $Q_{DW} = 3400\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$	1303	1333	1381	1429	1479
煤气 $Q_{DW} = 3800\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$	1395	1422	1467	1514	1561

注：湿高炉煤气(H_2O 5%) , $b_{\text{空}} = 1.10$ 。

由表中可看出,煤气预热温度每升高 100°C ,提高 $t_{\text{理}}$ 约 50°C 。

(3) 助燃空气和煤气同时预热对理论燃烧温度的影响。助燃空气和煤气同时都预热,提高理论燃烧温度的效果为两者分别预热效果之和。例如燃烧 $Q_{DW} = 3400\text{kJ}/\text{m}^3$ 的煤气,助燃空气预热到 200°C 时可提高 $t_{\text{理}} = 1360 - 1303 = 57^\circ\text{C}$ (表 11-3-3);煤气也预热到 200°C ,可提高 $t_{\text{理}} = 1381 - 1303 = 78^\circ\text{C}$ 。 $t_{\text{理}}$ 提高的总效果为 $57 + 78 = 135^\circ\text{C}$ 。也可以从图 11-3-5 直接查得。

(二) 热风炉烟气余热回收预热助燃空气和煤气

余热回收是节能的重要措施。特别像高炉热风炉排放的烟气,温度低、数量大的低温余热回收有更重要的意义。首先它可以回收余热提高热效率;其次是用回收的热量来提高风温。该项技术最近发展很快。目前国内外已在高炉热风炉上应用的烟气余热回收的换热器,主要有:回转式、金属板式、管状式、热媒式和热管式等形式。都取得了较好的效果。

(1) 热管式换热器回收热风炉烟气余热预热助燃空气和煤气。热管是一种经气—液相变和循环流动来传递热量的高效传热元件,用热管组成的换热器称为热管换热器。

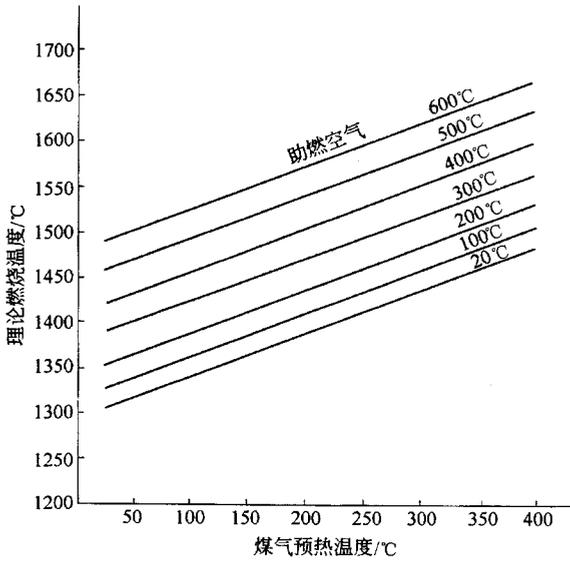


图 11-3-5 空、煤气温度与理论燃烧温度的关系

(湿高炉煤气(H_2O 5% 体积), $b_{空} = 1.10$, $Q_{DW} = 3400kJ/m^3$)

热管是一个内部抽成真空(真空度大于 $10^{-2}Pa$),并充以适量的工作介质(简称工质)的密封管(图 11-3-6)。当热源的热能通过热管的热端管壁传给工质时,将管内的工质加热蒸发,形成蒸汽,故热端又称蒸发段 a 。蒸汽在管内压差的作用下,向冷端移动,工质在冷端凝结,并将凝结时放出的潜热传给管外的冷源,这部分称为凝结段 c ,冷凝后的工质靠重力或毛细作用流回热端。某些热管还在蒸发段和凝结段之间,有一个工质的传输段 b 或称之为绝热段,作为工质的传输通道,并将冷、热端分开,使热管适应布置的需要。由于热管的热量传递主要是依靠工质的潜热变化,因此热管有较高的导热能力。

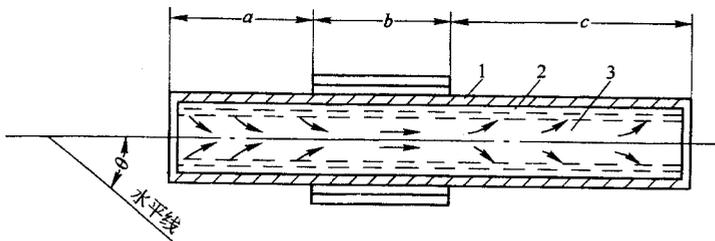


图 11-3-6 热管原理示意图

a —蒸发段 b —传输段 c —凝结段

1—外壳 2—吸液芯 3—蒸气空间

在径向热管可分 3 个组成部分,外壳 1 作为工质容器,如果是依靠毛细作用使工质回流的热管,必须设有吸液芯 2,热管的中部为蒸汽空间 3。在换热器中热管垂直(或接近垂直)安装,工质的回流主要依靠重力作用的热管称为重力热管;倾斜安装,重力起辅助作用的热管称为重力辅助热管;水平安装的热管,全靠毛细作用,使工质回流的热管,称之为毛细热管。应尽量使热管垂直使之成为重力热管。

废气温度在 300℃左右,工质温度在 200℃左右,较为理想的工质是二次蒸馏水,钢管外壳质选无缝锅炉管,并经钝化处理和在工质中加入适量的缓蚀剂。取得了较好的使用效果。

鞍钢于 1983 年在 9 号高炉热风炉上研制和建造了大型气—气式钢、水整体热管换热器、预热助燃空气。于 10 月份投产运行。其工艺流程见图 11-3-7,系统运行正常,当烟气平均温度在 100~220℃时,助燃空气预热到 70~140℃,提高风温 33℃,节约高炉煤气 8.7%。

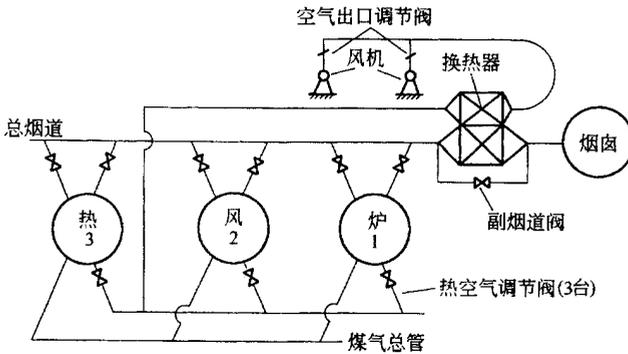


图 11-3-7 鞍钢 9 号高炉热风炉热管换热器工艺流程图

由于热风炉排放的烟气较大,余热资源丰富,近来很多厂家又研制了分离热管换热器,即将热管的冷端和热端分开,在冷端设一个空气换热器和一个煤气换热器,使热风炉用的煤气、空气都预热。

唐钢 2 号高炉(1260m³)热风炉于 1998 年安装了分离式热管换热器,利用废气余热预热空气和煤气,取得了较为理想的效果。换热器的设计参数见表 11-3-5,它的工艺流程见图 11-3-8。

表 11-3-5 唐钢 2 号高炉分离式双预热热管换热器结构参数

项 目	烟气换热器	空气换热器	煤气换热器
换热器尺寸:长/mm×宽/mm×高/mm	4800×2500×4500	2300×2500×4200	2700×2500×4300

第三章 提高风温的措施和各种因素对风温的影响

项 目	烟气换热器	空气换热器	煤气换热器
热管基管规格/mm × mm	φ32 × 3	φ32 × 3	φ32 × 3
联箱管规格/mm × mm	φ89 × 6	φ89 × 6	φ89 × 6
有效长度/mm	3600	3300	3400
翅片高度/mm	15	15	15
翅片厚度/mm	1.2	1.2	1.2
翅片螺距/mm	8	8(12)	8(12)
热管排数/排	19	19	19
总热管数/根	1160	504	618
烟气流量/Nm ³ ·h ⁻¹	150000		
烟气进口温度/°C	250		
烟气出口温度/°C			
空气流量/Nm ³ ·h ⁻¹		71000	
空气进口温度/°C		30	
空气预热温度/°C		135	
煤气流量/Nm ³ ·h ⁻¹			90000
煤气进口温度/°C			30
煤气预热温度/°C			135

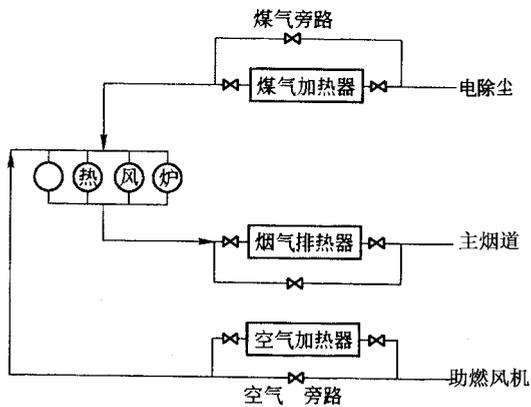


图 11-3-8 唐钢分离式热管换热器工艺流程

高炉热风炉分离式双预热热管换热器系统,由三台换热器组合而成,热风炉来的烟气经烟气总管进入分离式热管换热器的加热段,并在其内自然分流,分别通过煤气侧热管加热段和空气侧热管加热段,放出热量后经烟囱排空。烟气放出的热量由热管加热段吸收后,分别被传送到布置在煤气箱体和空气箱体中热管的冷凝段,将空气和煤气预热。预热后的煤气和空气送热风炉燃烧。

唐钢 2 号高炉热风炉分离热管双预热换热系统,于 1999 年 8 月投入运行,到 10 月达到正常,已运行两年多,风温由 1030℃ 提高到 1100℃,平均风温提高 65℃。

(2)热媒换热器回收热风炉烟气余热预热助燃空气和煤气。热媒体——传热介质常用的有水、油、乙醇、苯等,热风炉烟气中的余热由热媒体的循环来传递。首先热媒体在烟气一侧的换热器中吸收了热量,再在煤气和空气的换热器放出吸收的热量,而将空气和煤气预热。热媒体的循环流动是靠循环泵来完成的。烟气换热器、空气换热器、煤气换热器、循环泵和连接的管道,构成了热媒体换热装置。

柳钢 3 号高炉,炉容 306m³,具有 4 座内燃式热风炉。于 1989 年建造了以水为热媒体的热媒换热器,回收烟气余热,预热助燃空气和煤气。它的工艺流程见图 11-3-9,其运行参数见表 11-3-6。

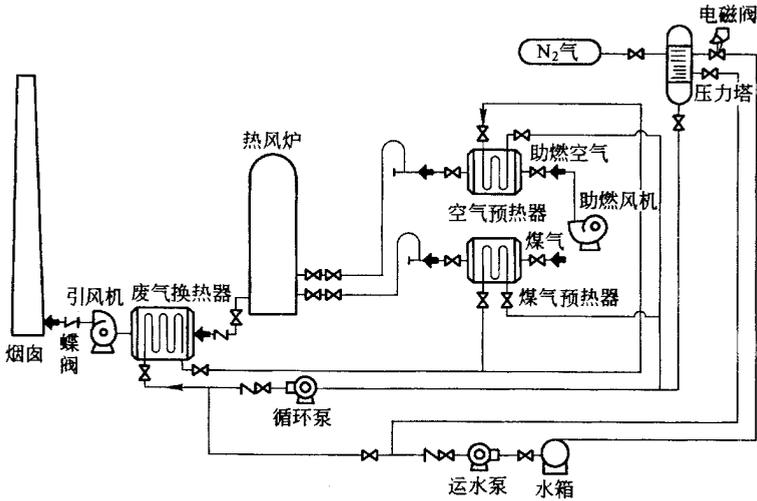


图 11-3-9 柳钢 3 号高炉热媒换热装置工艺流程

表 11-3-6 柳钢 3 号高炉热媒换热装置运行参数

项 目		设计值	I 期	II 期	III 期	IV 期
			1990 年 4 月 26 日 ~ 5 月 5 日	1990 年 6 月 6 日 ~ 6 月 18 日	1990 年 8 月 10 日 ~ 8 月 26 日	1991 年 3 月 5 日 ~ 3 月 31 日
废气	废气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	37290				
	废气入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	250	177.2	243.2	276.3	264.3
	废气出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	130	121.1	131.9	130.3	145.9
	水入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	110	116.2	122.7	121.5	138.6
	水出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	170	130.2	158.1	155.4	164.9
助燃 空气	空气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	16370	15720	22150	21900	24700
	空气入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	20	28.8	34.2	37.1	22.6
	空气出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	150	117.9	145.6	141.0	149.0
	水入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	170	126.5	154.8	151.6	160.8
	水出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	110	111.4	124.2	104.4	131.3
煤气	煤气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	23760	13780	22080	19360	22460
	煤气入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	50	29.9	32.3	33.5	31.1
	煤气出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	150	121.3	147.2	143.7	144.0
	水入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	170	127.8	155.8	151.2	161.6
	水出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	110	112.5	123.3	116.3	136.8
循环泵	循环水量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	24.6	22.4	20.43	21.8	28.4
	循环泵入口压力/MPa		0.770	0.746	0.836	
	循环泵出口压力/MPa		0.970	0.946	1.095	
	回收热量/ $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$	5985388	3525985	6643903	5846798	7491707
	热风温度/ $^{\circ}\text{C}$	1100	925	958	965	1020

柳钢 3 号高炉热风炉,以水为热媒体的热媒换热器,回收烟气余热,对煤气和助燃空气双预热效果显著,可提高助燃空气和煤气温度 $110 \sim 140^{\circ}\text{C}$,提高风温 $60 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 。

热媒体换热器的特点:

①烟气换热器可直接安装在烟道上,而空气换热器和煤气换热器可任意布置,其间用管道连接即可,因此布置灵活方便。

②这种换热器单体热效率高。

③用热媒体的循环流量很容易控制预热空气和煤气的温度和热量。

④如果用油、苯做热媒体应注意防火防爆,用水做热媒体是比较安全的。但预热的温度不可能太高(低于 200°C)。

⑤由于热媒体需要强制循环,要消耗一定的动力。

(3)回转换器回收热风炉烟气余热预热助燃空气。回转换器是一种蓄热式换热器,最早用于发电厂,20世纪70年代移植用于热风炉烟气余热回收,预热助燃空气。它的形式很多,热风炉多采用立式转子转动的型式。它是由固定的圆筒形外壳和转动的圆筒形转子(换热元件)组成,外壳的扇形顶板和底板把转子流通截面分隔为两部分,这两部分分别与烟气道和空气道相通,转子转一周,完成一个热交换循环。

其工作原理很简单,转子和换热元件是一个多孔的圆盘式回轮的蓄热室,根据温度不同可以是金属的或是陶瓷的。热的废气通过转子(换热元件)的一半面积,冷的空气通过转子的另一半面积,转子围绕其中轴缓慢旋转,最终结果是转子的换热元件,交替的加热、冷却。废气将热量传给换热元件,换热元件再将热量传给冷空气。回转换热器的示意图,见图11-3-10。高炉热风炉回转式余热回收装置的工艺流程见图11-3-11。

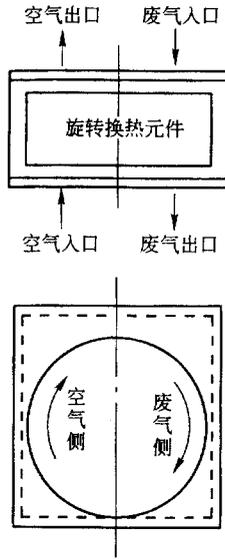


图 11-3-10 回转换器示意图

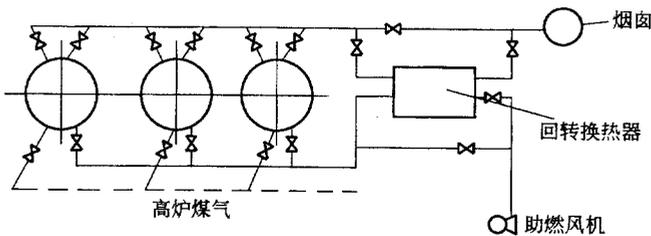


图 11-3-11 热风炉回转式余热回收装置工艺流程图

马钢二铁厂 2 号高炉 (300m³) 热风炉安装一台回转式换热器,回收烟气余热,预热助燃空气。当混合烟气温度 330℃ 时,可将助燃空气预热到 280℃,从而使热风温度由 1035℃ 提高到 1102℃,热风炉的热效率提高了 3% ~ 19%。

回转换热器的特点是：

- ①允许在较宽的废气温度区间工作。
- ②结构紧凑、体积小,适合老厂改造。
- ③蓄热元件的热焓大,废气短时间的波动不会影响空气出口温度。
- ④系统漏风率大约 10%。
- ⑤只能预热助燃空气。

(4) 固定板式换热器回收热风炉烟气余热预热助燃空气。板式换热器的原理,见图 11-3-12。

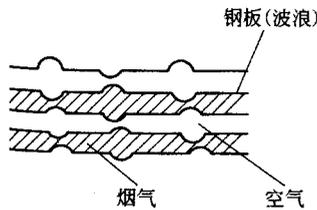


图 11-3-12 板式换热器原理图

它是一种烟气-空气直接换热的换热设备。该换热器的传热部件是由若干个波浪形钢板,按一定的间距焊接而成。高温烟气和冷助燃空气同时逆向流过钢板的两侧,烟气的热量通过钢板传给助燃空气。板式换热器的优点是结构简单、无运动部件,运行、维修都很方便并且漏风少。它的缺点是阻损较大、设备较庞大,只能预热助燃空气。

攀钢炼铁厂 1984 年在 1 号高炉热风炉上安装了一台板式换热器,回收烟气余热,预热助燃空气。将助燃空气温度提高 160℃,提高风温 30℃。同时节约高炉煤气 100m³/h。

综上所述的 4 种热风炉烟气余热回收装置各有特点,见表 11-3-7。

表 11-3-7 热风炉烟气余热回收各种换热器比较

项 目 \ 型 式	回转式	板式	热媒式	热管式
技术成熟程度	成熟	成熟	较成熟	成熟
辅助动力消耗	大	无	有	无
漏风损失/%	8 ~ 20	无	无	无

项 目 \ 型 式	回转式	板式	热媒式	热管式
结构复杂程度	较复杂	简单	较复杂	简单
造价	较高	低	较高	低
预热介质	空气	空气	空气、煤气	空气、煤气
维修量	较大	小	较大	较小
体积	小	较大	小	小
传热系数	较大	较大	大	大
安全程度	安全	安全	易燃易爆	安全

现代大型高炉热风炉烟气余热回收多采取用热媒体和热管换热器。

五、烧单一低发热量煤气实现 1200℃ 以上高温

为了满足 1200 ~ 1300℃ 热风温度对热源的需求,国内外大多数采用高发热量煤气富化高炉煤气来实现。但我国钢铁企业高热煤气普遍短缺,大部分高炉只能用单一的低热值煤气实现 1200℃ 以上高温。在这个问题上国内外都作了大量研究试验。诸如金属换热器、小热风炉预热法,热风炉自身预热法等,都取得了一定的效果。

(一) 热风炉自身预热法

20 世纪 60 年代济南铁厂首创的热风炉自身预热法,已被一些高炉采用,取得了一定的效果。

热风炉自身预热法,就是利用热风炉给高炉送风后的余热来预热助燃空气,提高理论燃烧温度,达到提高风温的目的。它用低发热量的煤气烧出 1200℃ 以上的风温。它的基本原理是热量的叠加,把低温热量转化成高温热量。

对小高炉和有 3 座热风炉的高炉,可采用“一烧一送一预热”的工作制度进行热风炉自身预热。具体的操作方法是一座热风炉烧好后,开始先给高炉送风,给高炉送完风后,再改送助燃空气,送完助燃空气后再转为燃烧,如此周而复始地进行,这样能将助燃空气预热到 800 ~ 900℃,风温可达到 1200℃,助燃空气预热期拱顶温度仅降低 30℃。

鞍钢经过近 10 年的研究、试验,完善和发展了热风炉自身预热系统。于 1995 年在 10 号高炉(炉容 2580m³)上,建成了热风炉自身预热系统并于 8 月份投入运行。

它的工作制度见图 11-3-13,工艺流程见图 11-3-14。

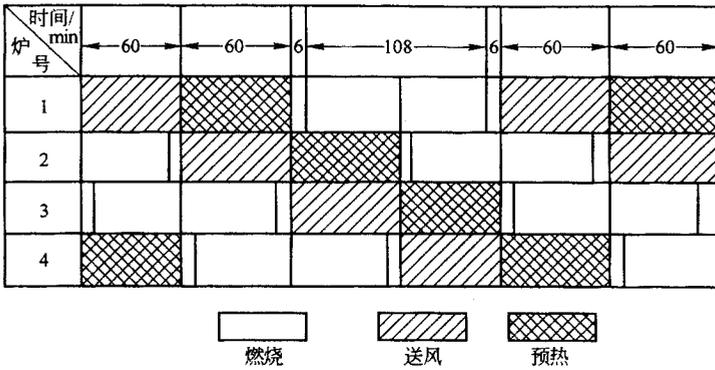


图 11-3-13 大型高炉热风炉自身预热工作制度

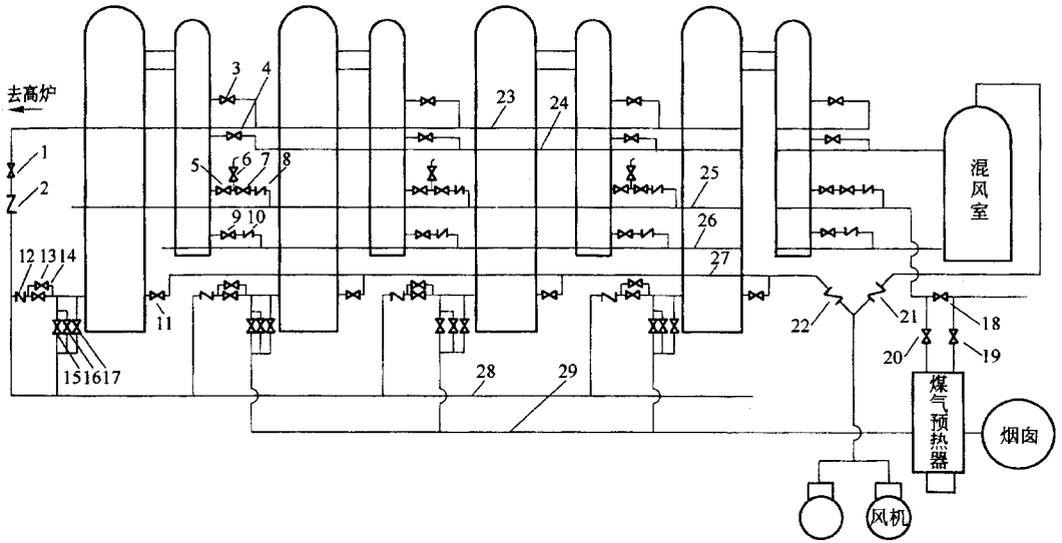


图 11-3-14 热风炉自身预热工艺流程图

- 1—冷风大闸 2—风温调节阀 3—热风阀 4—热空气阀 5—煤气燃烧阀 6—煤气放散阀；
 7—煤气阀 8—煤气调节阀 9—空气燃烧阀 10—空气调节阀 11—冷空气阀 12—冷风调节阀；
 13—冷风小门 14—冷风阀 15—烟道阀 16—废气阀 17—氧分析阀 18—煤气转换阀；
 19—换热器入口阀 20—换热器出口阀 21—助燃风温度调节阀 22—预热风量调节阀；
 23—热风总管 24—热空气总管 25—煤气主管 26—混风后热空气主管；
 27—冷空气主管 28—冷风主管 29—烟道总管

鞍钢 10 号高炉热风炉自身预热新工艺的特征：

(1) 建 4 座热风炉，实行“两烧一送一预热”的工作制度。它比较好地解决了济铁热

风炉自身预热法建 3 座热风炉采用“一烧一送一预热”工作制度,燃烧时间过短,需要燃烧室和燃烧能力过大与用自身预热和不用自身预热互相转换困难的问题。如北京钢铁设计研究总院给邯钢 1260m³ 高炉设计 3 座热风炉,采用“一烧一送一预热”的工作制度自身预热。每座热风炉的燃烧能力高达 115000m³/h 高炉煤气;而鞍钢 10 号高炉(2580m³)采用自身预热,实行“两烧一送一预热”的工作制度,一座热风炉的燃烧能力只有 90000m³/h 就够用了。如果建 3 座热风炉采用一烧一送一预热的工作制度,一座热风炉的燃烧能力就要高达 200000m³/h,如果转换成不自身预热,实行两烧一送的工作制度,一座热风炉的燃烧能力只要 80000m³/h 就够用了。燃烧设备如此大的反差,给热风炉的设计和使用时带来极大的困难。如邯钢 1260m³ 高炉,由于种种原因热风炉自身预热始终未能投入运行,本应采用“两烧一送”的工作制度,但由于热风炉的燃烧能力过大只能受用“一烧两送”或“一烧一送一闷炉”的工作制度,给操作和设备造成极大的不利。建 4 座热风炉,自身预热时,采用“两烧一送一预热”;不自身预热时,采用“两烧两送交叉并联”的工作制度,燃烧设备能力就没什么反差了。

(2)在热风出口附近,另开孔作为热空气出口。在中、小高炉热风炉采用自身预热法时,其热空气出口和燃烧口合二为一,看似减少了开口和阀门,但在预热期内接近于风温的热空气全部通过陶瓷燃烧器,使其高温热负荷太大,这是济铁热风炉自身预热法,陶瓷燃烧器寿命太短的重要原因。热空气设有独立的出口比较好地解决了这一损坏陶瓷燃烧器的问题。

(3)利用热风炉烟气余热预热煤气。在热风炉的主烟道上,建一台大型管式换热器,用于回收烟气余热预热煤气,其技术参数见表 11-3-8,该换热器使用效果良好,可将热风炉使用的煤气预热到 140~150℃。设备结构简单,运行可靠,可满足高炉一代寿命的需要。

表 11-3-8 10 号高炉热风炉烟气预热煤气换热器技术参数

项 目	技术参数	项 目	技术参数
换热器入口烟气流/m ³ ·h ⁻¹	336000	煤气出口温度/℃	140~150
		气流走向	管内走烟气管外走煤气 逆流折返 180°
烟气入口温度/℃	220(平均)	换热器材质	20 号锅炉钢管
烟气出口温度/℃	130~150	管径壁厚/mm	φ89×3.5
高炉煤气量/m ³ ·h ⁻¹	210000	管长/min×根数	6742×2730
煤气入口温度/℃	40		

煤气预热到 $140 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 不仅提高了热风炉的热效率,又可以消除煤气的机械水,能进一步地缓解陶瓷燃烧器的煤气道与空气道隔墙两侧温差大和机械水的破坏作用。从而提高了陶瓷燃烧器的寿命。

(4) 热助燃空气增设混风装置,设立混风室。热空气在混风室中混入冷助燃空气,并使其混均。这一方面可以使热风炉整个燃烧过程得到稳定温度的热助燃空气,另一方面可以将出炉的近 1000°C 的热空气降至需要的温度(600°C 左右),减少陶瓷燃烧器隔墙两侧的温差,有利于陶瓷燃烧器寿命的提高。

(5) 开发了热风炉自身预热用陶瓷燃烧器。热风炉自身预热用陶瓷燃烧器,是鞍钢和鞍山钢院共同开发研制的。它工作环境恶劣、变化大,热风炉自身预热和不自身预热都要好用,陶瓷燃烧器的材质选用了耐急冷急热性能较好的高铝堇青石,型式选用套筒式并设有减震装置,选择了空气走中心,煤气走环道的流场,在热风炉自身预热时,空气实际流速大,用空气带煤气,在不自身预热时,煤气流速大,用煤气带空气,这种结合使它在热风炉自身预热时和不自身预热时都好用。

这种陶瓷燃烧器投产 6 年来,经历了不自身预热、自身预热、空气预热 600°C 还是 400°C 都燃烧平稳无震动,设备完好无损。

(6) 单位炉容的蓄热面积保持不自身预热的水平。鞍钢 10 号高炉热风炉采用自身预热,单位高炉容积蓄热面积为 88.9m^2 ,由于自身预热法的应用,格子砖的利用率提高,将热风炉中部的热量带出,这固然是对蓄热式热风炉经典理论的一次突破,但不是无止境的,有人设想在大型高炉上应用自身预热,只用每 1m^3 炉容 60m^2 的加热面积,来获得 1200°C 以上的风温,这是不现实的。也有人认为自身预热需要进一步加大热风炉的蓄热面积,来补偿预热空气的需要,这也是不必要的。强化燃烧率、增大格子砖的利用率,只能控制在补偿预热助燃空气热量的范围内。

(7) 采取了防晶间应力腐蚀技术,炉顶炉壳采用了鞍钢自己研制的含钼 AC_1 钢板,焊接后用电加热局部退火,炉壳内表面喷涂耐酸陶瓷涂料。

(8) 热风炉的热调热控。建四座热风炉,采用“两烧一送一预热”的工作制度,出现了热风炉的热调热控问题。可以用水冷蝶阀,也可以用耐热钢的蝶阀来解决。至于热状态的调节和控制,可以通过计算和实际测量加以解决。鞍钢 10 号高炉,采用耐热合金钢蝶阀,效果良好,在 $600 \sim 700^{\circ}\text{C}$ 温度使用正常,但由于引进的热空气流量计运转不正常,影响了自控水平。

(9) 效果。鞍钢 10 号高炉热风炉自身预热系统,通常将助燃空气预热到 600°C 煤气预热到 150°C ,即可实现 1200°C 风温。如需要助燃空气可预热到 1000°C 。热风炉自身预

热系统高风温试验的操作指标见表 11-3-9,高炉各项经济技术指标明显改善,经济效益显著。但由于热风出口和高炉吹管受不了 1200℃ 以上的热负荷,出现了发红开裂。

表 11-3-9 鞍钢 10 号高炉热风炉自身预热高风温试验结果

参 数	试验前 1996.07 下旬	试验结果			
		I	II	III	IV
		1996.08	1996.09	1996.10.01 ~ 20	1996.10.21 ~ 11.05
试验天数/d	11	31	30	20	16
空气预热温度/℃	226	400	500	558	608
高炉煤气用量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	80000	85000	89000	92000	96000
煤气压力/Pa	5500	6000	6500	6800	7000
煤气发热量/ $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	3063	2909	3115	3079	3001
煤气预热温度/℃	153	164	174	168	161
拱顶温度(平均)/℃					
燃烧期 :开始	1097	1170	1190	1202	1226
终了	1268	1298	1325	1344	1378
送风期 :开始	1268	1298	1325	1344	1378
终了	1134	1204	1227	1253	1275
预热期 :开始	1134	1204	1227	1253	1275
终了	1097	1166	1190	1202	1226
废气温度(平均)/℃					
燃烧期 :开始	94	83	81	75	72
终了	331	328	322	320	316
送风期 :开始	331	328	322	320	316
终了	178	170	165	166	163
预热期 :开始	178	170	165	166	163
终了	96	83	78	73	72
最高风温/℃	1096	1172	1188	1206	1231
平均风温/℃	1048	1137	1164	1185	1201

(二)金属管式换热器预热助燃空气和煤气

鞍钢根据高炉煤气发热量越来越低,而数量又有较大富余和高发热量煤气又十分短缺的现状,于 1997 年研制、设计用金属管式换热器法,预热煤气和助燃空气装置,并于 1998 年安装在 11 号高炉热风炉上,于年末投入运行,投产以来,运行正常。这种换热器有关情况如下:

(1)工艺流程。燃烧炉结合热风炉烟气余热回收,用金属换热器预热煤气、助燃空气

的换热装置的工艺流程见图 11-3-15。

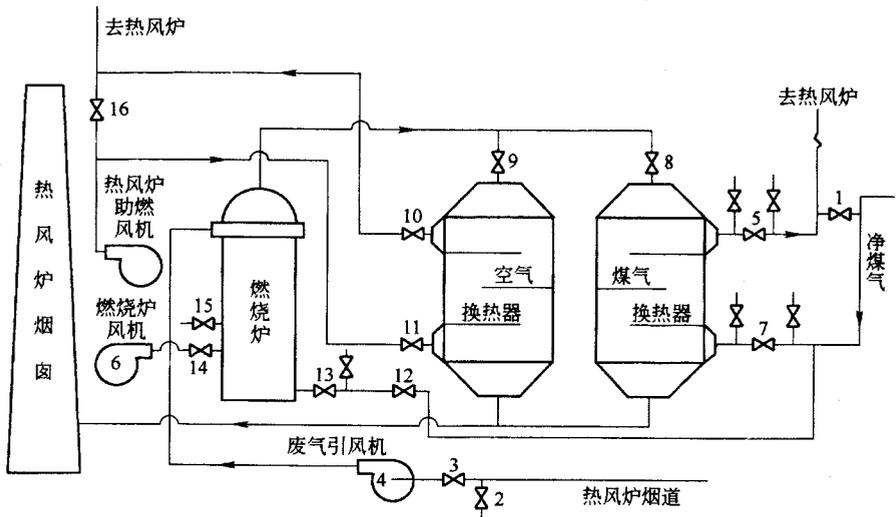


图 11-3-15 鞍钢 11BF 热风炉双预热工艺流程图

- 1—煤气总管旁通阀 2—热风炉烟道阀 3—烟气自动调节阀 4—废气引风机；
 5—煤气出口阀 6—风机 7—煤气入口阀 8、9—烟气入口阀 10—空气出口阀；
 11—空气入口阀 12—燃烧炉煤气调节阀 13—燃烧炉煤气阀 14—燃烧炉空气阀；
 15—焦炉煤气总火阀 16—空气总管旁通阀

高温烟气是由燃烧炉燃烧高炉煤气产生的 $1000 \sim 1100^{\circ}\text{C}$ 的烟气，混入热风炉废气 ($220 \sim 250^{\circ}\text{C}$) 兑成 600°C 高温烟气。它的温度控制以燃烧炉燃烧煤气量为主控，当燃烧炉燃烧正常、稳定后，用兑入的热风炉废气量的多少来控制入换热器前的烟气温度。它是通过热风炉废气引风机前管道上蝶阀来完成的。

混合好的设定温度的高温烟气，分别进入煤气换热器和空气换热器，走换热管的管内，将热量通管壁传给煤气和空气。由换热器出来，经烟囱排入大气。

常温的煤气、助燃空气，进入各自的换热器，走换热管管外，在换热器内各隔板的导向下呈 W 形走向，吸收了由换热管管壁传给的热量变成了热煤气和热空气，送热风炉燃烧。为增加换热量，高温烟气和煤气、助燃空气呈逆向流动。

(2) 主要设备如下：

① 燃烧炉：是一个立式燃烧炉，外径 3.9m 、高 33.03m ，内设陶瓷燃烧器。助燃风机风量 $30000\text{m}^3/\text{h}$ ，燃烧能力为 $40000\text{m}^3/\text{h}$ 高炉煤气。燃烧后的高温烟气温度 $1000 \sim 1100^{\circ}\text{C}$ 。具体参数见表 11-3-10。

表 11-3-10 燃烧炉参数

项 目	参 数	项 目	参 数
直径/mm	3900	助燃风机风量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	30000
高度/mm	33030	燃烧能力(烧高炉煤气)/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	40000
燃烧器	陶瓷		

②热风炉废气引风机,其技术参数见表 11-3-11。

表 11-3-11 热风炉废气引风机技术参数

项 目	参 数	项 目	参 数
风量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	251197	废气设计量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	225000 ~ 230000
压力/Pa	4293	工作环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	220 ~ 250
电机功率/kW	500		

③管式换热器:由壳体和众多错列管子组成,分空气换热器和煤气换热器两种。

空气换热器:分上、下两组,中间用波纹膨胀器连接,以吸收换热管的胀、缩。上组换热器是由长 5100mm、 $\phi 51 \times 4$ 无缝光面钢管,2577 根组成,换热管的上部的 2560mm 进行了渗铝;下组换热器为增大换热量,用带翅片的长 5100mm、 $\phi 51 \times 4$ 无缝钢管 2296 根组成。

煤气换热器:也分为上下两组,中间用波纹膨胀器连接,换热管均为光管,管长 5100mm、 $\phi 51 \times 4$ 的无缝钢管,各 2475 根。

换热器的各项结构参数见表 11-3-12。

表 11-3-12 换热器结构参数

项 目	空气换热器	煤气换热器
上组光管直径×厚度/mm×mm	$\phi 51 \times 4$	$\phi 51 \times 4$
上组光管长度/mm	5100(2560 渗铝)	5100
上组光管报数/根	2577	2475
下组光管直径/mm×厚度/mm	(翅片管) $\phi 51 \times 4$	$\phi 51 \times 4$
下组光管长度/mm	(翅片管)5100	5100
下组光管根数/根	(翅片管)2296	2475
空气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	160000	—
空气初始温度/ $^{\circ}\text{C}$	20	—
空气预热温度/ $^{\circ}\text{C}$	250 ~ 300	—
煤气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	—	170000 ~ 180000

项 目	空气换热器	煤气换热器
煤气初始温度/°C	—	40
煤气预热温度/°C	—	250 ~ 300
烟气流量/m ³ ·h ⁻¹	90000	95000
烟气初始温度/°C	600	600
排烟温度/°C	180	180

(3)效果。11号高炉热风炉的燃烧炉结合废气余热回收用金属换热器预热煤气和助燃空气系统,投产一年多。运行正常、操作安全方便,将煤气、空气预热到300°C,热风炉发热量3000~3200kJ/m³的煤气,使风温达到1150~1180°C。再稍加改进和完善,使风温达到1200°C以上是完全可能的。

六、降低空气利用系数($b_{\text{空}}$)

在保证完全燃烧的条件下,控制 $b_{\text{空}}$ 于最小值,可获得最高的理论燃烧温度 $t_{\text{理}}$ 。图11-3-16是不同温度的助燃空气,在不同 $b_{\text{空}}$ 时的理论燃烧温度。从图中看出助燃空气的温度越高,理论燃烧温度越高,随着过剩空气系数的加大,理论燃烧温度逐渐降低。

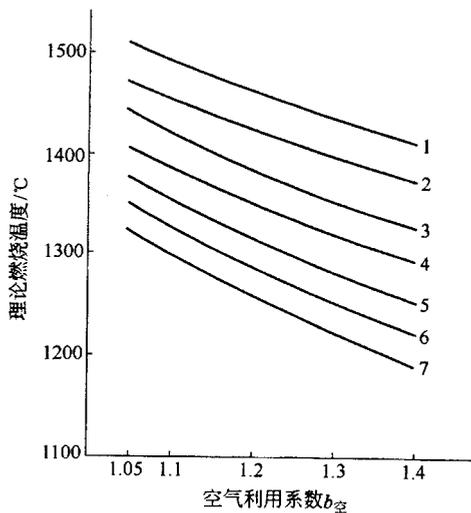


图 11-3-16 不同助燃空气温度在不同 $b_{\text{空}}$ 时的理论燃烧温度

1— $t_{\text{空}} = 600^{\circ}\text{C}$; 2— $t_{\text{空}} = 500^{\circ}\text{C}$; 3— $t_{\text{空}} = 400^{\circ}\text{C}$; 4— $t_{\text{空}} = 300^{\circ}\text{C}$;

5— $t_{\text{空}} = 200^{\circ}\text{C}$; 6— $t_{\text{空}} = 100^{\circ}\text{C}$; 7— $t_{\text{空}} = \text{常温}$ 高炉煤气发热量 $Q_{\text{Dw}} = 3400\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$

图 11-3-17 是不同温度的煤气,在不同 $b_{\text{空}}$ 时的理论燃烧温度。从图中看出煤气的温度越高,理论燃烧温度亦越高,随着 $b_{\text{空}}$ 的加大,理论燃烧温度逐渐降低。烧高炉煤气,若将 $b_{\text{空}}$ 从 1.10 降到 1.05, $t_{\text{理}}$ 将比表 11-3-2 所列数值,提高约 20℃。

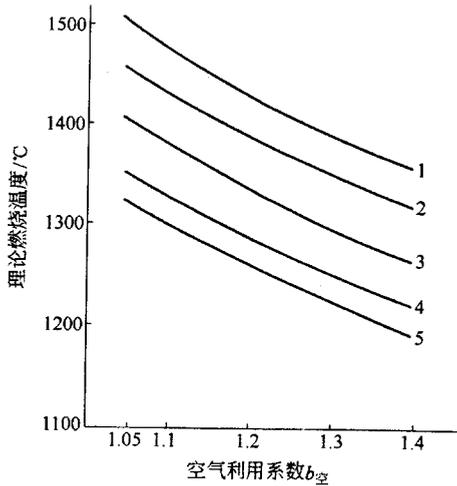


图 11-3-17 不同煤气温度在不同 $b_{\text{空}}$ 时的理论燃烧温度

1— $t_{\text{煤}} = 400^\circ\text{C}$ 2— $t_{\text{煤}} = 300^\circ\text{C}$ 3— $t_{\text{煤}} = 200^\circ\text{C}$;

4— $t_{\text{煤}} = 100^\circ\text{C}$ 5— $t_{\text{煤}} = \text{常温}$

高炉煤气发热量 $Q_{\text{Dw}} = 3400\text{kJ}/\text{m}^3$

燃烧高炉煤气混入焦炉煤气时,将 $b_{\text{空}}$ 从 1.15 降到 1.10 从图 11-3-3 看出 $t_{\text{理}}$ 可提高 25~30℃。

燃烧高炉煤气混入部分天然气,将 $b_{\text{空}}$ 从 1.2 降为 1.15,从图 11-3-4 看出 $t_{\text{理}}$ 可提高 30℃左右。

控制 $b_{\text{空}}$ 于最小的方法有:

- (1) 在热风炉燃烧时要勤观察、勤调节,借助废气分析,保证合理燃烧。
- (2) 改善燃烧器结构,改善煤气和空气的混合。
- (3) 采用自动燃烧控制系统。

七、降低煤气含水量

现代大型高炉煤气的净化除尘工艺,基本上还是湿法除尘净化。洗涤后的煤气不但含饱和水蒸汽而且还夹带大量的机械水,严重地影响煤气的发热量和理论燃烧温度。

(一) 煤气饱和水量对煤气发热量和理论燃烧温度的影响

表 11-3-13 列出了饱和水量不同而使煤气成分及发热量的变化。

表 11-3-13 煤气含不同饱和水量时成分及发热量变化

H ₂ O/(g·m ⁻³)	CO ₂ /%	CO/%	H ₂ /%	N ₂ /%	Q _{DW} /kJ·m ⁻³
干	16.3	25.1	2.1	56.5	3398
2.5(20.1)	15.9	24.5	2.0	55.1	3312
5.0(40.2)	15.5	23.8	2.0	53.7	3223
7.5(60.2)	15.1	23.2	1.9	52.3	3136
10.0(80.3)	14.7	22.6	1.9	50.8	3061

在饱和水不超过 10%(80g/m³) 的范围内,水分每增加 1%(约 8g/m³),Q_{DW} 降低约 33.5kJ/m³,t_理 随之降低约 8.5℃。

(二) 机械水对煤气发热量和理论燃烧温度的影响

由于热风炉靠近煤气洗涤系统,煤气夹带的机械水尚未沉降,就进入热风炉燃烧,在燃烧过程中大量吸热而降低了理论燃烧温度。

煤气夹带进入热风炉内机械水,对煤气发热量和理论燃烧温度的影响,除和饱和水有同样影响外,还要加上机械水汽化潜热(Q_潜 = 2296kJ/kg),因此,再 1m³ 煤气中含 1g 机械水汽化潜热为 2.3kJ。煤气中每增加 1%的机械水,将相当于煤气发热量降低 2.3 × 8 = 18.4kJ/m³ 热量,综合起来煤气中每增加 1%的机械水,Q_{DW} 就降低了 51.9kJ/m³ (33.5 + 18.4) 热量,t_理 随之降低 13℃。煤气中机械水对理论燃烧温度的影响,远大于饱和水,应引起足够的重视。

在理论燃烧温度的计算中,对煤气中的机械水,除折合成水蒸气外,还应考虑它的汽化潜热对理论燃烧温度的影响。

考虑机械水的影响,t_理 的计算公式应当是

$$t_{理} = \frac{Q_{DW} + Q_{空} + Q_{煤} - Q_{机}}{V_{产} C_{产}} \quad (11-3-2)$$

式中 Q_机——煤气机械水汽化潜热。

(三) 降低煤气含水量的措施

降低煤气含水量的措施有:

(1) 加强煤气洗涤后的脱水,改善煤气净化系统脱水器的能力,如增设塑料环、木格子等。

(2) 在煤气进入热风炉前,增设脱水装置。如增设排水槽、旋流脱水器等。

(3)降低洗涤后的煤气温度,来降低煤气饱和水的含量,采取降低洗涤用水温度和增大洗涤耗水定额等措施。

(4)彻底解决高炉煤气含水量的办法,是实施干法除尘。干法除尘多用布袋除尘和静电除尘。在国内布袋除尘配合球式热风炉,在 300m^3 以下高炉已较普遍应用。大高炉上太钢3号高炉(1200m^3)和攀钢4号高炉(1350m^3)已成功使用布袋除尘器,而武钢5号高炉和邯钢 1260m^3 高炉上均在试用静电干法除尘。

第二节 缩小炉顶温度与热风温度的差值

一、增大蓄热面积和砖重

热风炉的供热能力 Q 可用下式表示

$$Q = F \cdot n \cdot \psi \cdot \Delta t \text{ kJ/周期} \quad (11-3-3)$$

式中 F ——热风炉蓄热面积, m^2 ;

n ——蓄热面积利用系数(取决于烟气在热风炉内的分布及煤气清洗程度);

ψ ——蓄热室传热系数, $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{周期} \cdot ^\circ\text{C})$;

Δt ——烟气与鼓风平均温度差。

可见热风炉的供热能力与蓄热面积有关,当格子砖的重量相同,并采用相同的工作制度时,蓄热面积越大,供热能力就越大。现代热风炉蓄热面积为每 1m^3 高炉炉容 $70 \sim 90\text{m}^2$ 或 $30 \sim 37\text{m}^2/(\text{m}^3 \text{ 鼓风} \cdot \text{min})$,有的甚至更大。由于蓄热面积的增大减少了风温降落,可以用较低的炉顶温度,送出较高的风温。

蓄热室给热系数,根据推导有:

$$\psi = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma_1} + \tau_r} + \frac{k}{3} \left[\frac{1}{s\gamma c_p} + \frac{(1+\beta)^2 s}{k(k+2)\beta\lambda\tau_0} \right] + \frac{1}{\alpha_{\Sigma_2} \cdot \tau_f}} \quad (11-3-4)$$

式中 α_{Σ} ——热气体与通道壁间的综合传热系数, $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$;

τ_r ——燃烧期时间, $\text{h}/\text{周期}$;

k ——通道形状系数;

s ——当量厚度, m ;

γ ——格子砖密度, kg/m^3 ;

c_p ——格子砖恒压比热容 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$;

$$\beta = \frac{\tau_r}{\tau_f}$$

τ_f ——送风时间 $\text{h}/\text{周期}$;

λ ——导热系数 $\text{kJ}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$;

$$\tau = \tau_r + \tau_f;$$

α_{Σ_2} ——通道壁与鼓风间综合传热系数 $\text{kJ}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$ 。

从上式看出 : 分母第一、三两项为操作因素 , 第二项为格子砖的热工特性。

周期风温降落 ΔT 可用下式表示 :

$$\Delta T = \frac{2\psi(t_{\text{顶}} - t_{\text{热}})}{s \cdot r \cdot c} \quad (11-3-5)$$

式中 $t_{\text{顶}}$ ——拱顶温度 $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{热}}$ ——热风温度 $^\circ\text{C}$;

c ——格子砖比热容 $\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$;

s ——格子砖当量厚度。

可见格子砖质量越大 , 周期风温降落越少 , 利于保持较高的风温。

图 11-3-18 是鞍钢 9 号高炉 1 号热风炉(第一代蓄热面积 17390m^2) 和 3 号热风炉(第二代蓄热面积 18800m^2) 的单位风量的格子砖重量与炉顶温度降的关系。由图可见 : 单位风量的格子砖质量增大时 , 热风炉送风期拱顶温度降减少 , 即能够提高风温水平 ; 单位风量的格子砖重量相同蓄热面积大的拱顶温度降小。

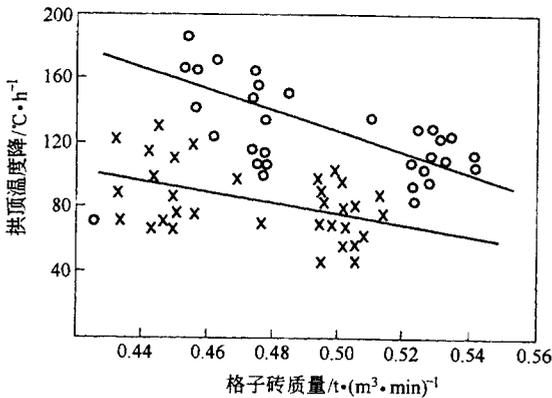


图 11-3-18 拱顶温度降与格子砖重量的关系

×—3 号热风炉 ○—1 号热风炉

二、提高废气温度

(一) 废气温度与风温的关系

提高废气温度,可以增加热风炉的蓄热量(尤其是中、下部),因此通过增加单位时间燃烧煤气量来适当的提高废气温度,可以减少周期风温降落,是提高风温的一种措施。在废气温度为 $200 \sim 400^{\circ}\text{C}$ 的范围内,每提高 100°C 废气温度,约可提高风温 40°C 。但单纯采用这种措施会影响热风炉的热效率。如果与烟道废气余热回收预热助燃空气和煤气配合,则热风炉热效率不会降低,反而可以提高。

(二) 影响废气温度的因素

影响废气温度的因素主要有:单位时间消耗的煤气量,燃烧时间,热风炉的加热面积,空气利用系数等。

(1) 单位时间消耗的煤气量。实践证明:单位时间消耗煤气量增加,导致废气温度升高。

(2) 燃烧时间的影响。废气温度随着燃烧时间的延长,而近似直线上升,如图 11-3-19 所示。

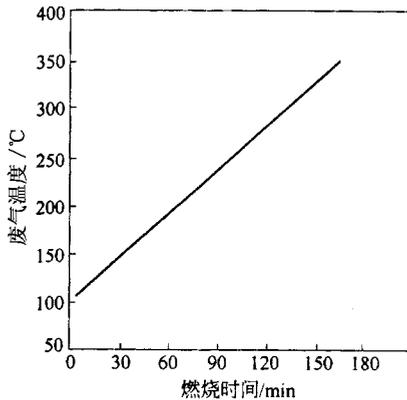


图 11-3-19 废气温度与燃烧时间的关系

(3) 加热面积。当换炉次数、单位时间燃烧的煤气量都一定时,热风炉加热面积越小,其废气温度越高。

(三) 允许的废气温度范围

为避免热风炉热效率的降低和烧坏蓄热室下部支撑结构,炉算子和支柱。废气温度不得超过表 11-3-14 所列数值。

表 11-3-14 允许的废气温度

支撑结构	大型高炉	中、小高炉
金属	不超过 350 ~ 400℃	不超过 400 ~ 450℃
砖柱	无	不超过 500 ~ 600℃

(四) 进一步提高废气温度

由于热风炉废气余热的成功回收,废气温度高会影响热风炉热效率的问题,已不复存在,蓄热室下部的支撑构件炉箅子、支柱的烧损问题,可以选用耐高温的金属材料制作加以解决。将废气温度提高到 500℃(废气未温)是可能的。再通过余热回收装置,预热煤气和助燃空气。这样可以一举三得:

- (1) 能将煤气和空气的预热温度提高到 300℃。
- (2) 不需要再建什么设备,只要将原有的换热设备的材质稍加改进就可以了。
- (3) 由于废气温度提高 150℃,又可以提高风温 60℃。

这样只烧低发热量的高炉煤气,就能将风温提高到 1200℃以上。因此适当的提高废气温度结合废气余热回收,将成为今后提高风温的重要措施之一。

三、增加换炉次数缩短工作周期

热风炉的一个工作周期,包括燃烧、送风、换炉 3 个过程自始至终所需的时间。热风炉内的温度随之有周期性的变化。增加换炉次数缩短工作周期就是强化热风炉的操作过程,可以提高热风炉的风温水平。

(一) 增加换炉次数缩短送风时间的意义

- (1) 缩小热风炉内高温部的温度波动,延长热风炉耐火砌体的寿命。
- (2) 减少热风炉送风初期和末期的风温差值,能提高热风炉送风风温的水平。
- (3) 用较小的蓄热面积,可以取得较高的风温水平。
- (4) 加强了热风炉中、下部的热交换。

(二) 送风时间与风温的关系

随着送风时间的延长,风温逐渐下降,因此选择合理送风、燃烧制度,可以提高风温。鞍钢在原 8 号高炉的 3 号热风炉上,进行了增加换炉次数,缩短送风时间的试验。送风时间从 2h 缩短到 1h,热风出口温度提高 90℃,其不同的送风时间与相应的热风出口风温如表 11-3-15 所示。

表 11-3-15 鞍钢 8 号高炉热风炉不同送风时间的风温变化

送风时间/h	热风出口风温/℃	送风时间/h	热风出口风温/℃
0.5	1400	1.5	1030
0.75	1100	2.0	1000
1.0	1090		

从表 11-3-15 看出:热风炉换炉次数少,送风时间过长,增大了炉顶温度降落的数值,不利于提高风温。生产实践证明,送风时间从 2h 缩短到 1h,大多数高炉可以提高风温 50~70℃。

增加换炉次数,缩短送风时间,随之也缩短了燃烧时间。若热风炉的燃烧能力或煤气量等受限,不能相应的提高燃烧强度以弥补燃烧时间缩短引起的热量减少,则风温水平反而降低。所以在一定的条件下有一个适合的热风炉工作周期。

(三)合理工作周期的选择

合适的送风时间最终取决于热风炉获得足够高的风温水平和蓄热量所必须的燃烧时间。合理的热风炉工作周期、换炉次数,应根据具体条件、设计数据结合经验而选定。

大型现代化高炉,一般都拥有 4 座热风炉,全自动化微机控制,施行交叉并联的工作制度。30~40min 换一次炉,一个班约换 12 次炉,每个炉送风时间为 80min,燃烧时间为 76min、换炉时间 4min。为了达到快速换炉而高炉的风压又不波动,设有换炉灌风专用风机。

目前国内高炉热风炉的设备状况,以每班(8h)换 8 次炉为好。老的炉子可少换 1~2 次。自动化程度高,先进的热风炉,以 40min 换一次炉为好。

四、改善热风炉的气流分布

为了强化热风炉蓄热室内格子砖和通过气流(燃烧期的高温烟气和送风期的冷风)的热交换。在设计热风炉时,要尽可能的扩大通过格子砖孔道的气流速度,以形成高效紊流传热,同时还假设气流流过蓄热室横截面各格孔内的流速大小都是一样的,即气流在蓄热室的截面上分配的均匀程度是理想的,100%的均匀,然而实际工作的热风炉烟气和冷风在蓄热室截面上的分布受多种因素影响是不均匀的。

为有利于比较,气流在蓄热室截面上分布均匀程度,推荐用下式计算:

$$A = \frac{\overline{W} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\overline{W} - W_i|}{\overline{W}} \times 100\% \quad (11-3-6)$$

式中 A——冷风(或烟气)在蓄热室截面上分配的均匀程度,%;

W_i ——测定所得各格孔冷风(或烟气)的实际流速, m/s;

\bar{W} ——冷风(或烟气)在蓄热室可通截面上的平均流速, m/s;

n ——测定点数。

(一) 热风炉内冷风分布的现状

通过模拟试验测定, 内燃式热风炉, 在送风期算子的气流分布是冷风入口的对面隔墙(燃烧室和蓄热室的隔墙)的附近区域和隔墙与大墙相交的两个死角气流强、流速大, 即在这个区域流过大量冷风, 而靠近大墙内壁气流次之, 而在冷风入口附近中线两侧区域气流最弱、流速最小, 即冷风通过该区最少。内燃式热风炉是这样, 外燃式热风炉也基本如此, 只是气流最强的区域改在冷风入口对面的大墙附近区域。经测定和计算, 冷风在蓄热室横截面的气流分布均匀度只有 60% ~ 70%。

出现上述分布的主要原因是: 在热风炉送风期, 冷风由冷风入口流入算子下的空间时, 主气流由于惯性和冲力, 靠近隔墙和孔面(外燃式是冷风入口对面大墙附近)格孔内的气流强, 通过的冷风量多。当主气流抵达隔墙(外燃式大墙), 分成两个部分, 分别沿着大墙向入口回流, 在主气流的两侧形成了一对较大、形似椭圆的旋流区。这就是冷风入口中线两侧区域气流最弱、流速小、通过风量少的主要原因。

(二) 蓄热室内烟气分布的现状

由模拟试验和现场测试得出, 内燃式热风炉烟气在蓄热室横截面上气流分布很不均匀, 气流分布均匀度只有 60% ~ 70%。在燃烧室对面气流量最大, 而燃烧室两侧附近区域气流量又显著减少。形成这种不均匀分布的原因, 经模型试验和分析认为: 从燃烧室流出的烟气, 在球顶转了 180°的弯, 由于离心力的作用在球顶空间内形成强烈的旋涡流动, 使气流偏向外侧, 致使在燃烧室对面区域气流强、流速大, 流过烟量多。

外燃式热风炉烟气在蓄热室横切面上的分布是比较均匀的, 马琴式和新日铁式更好。烟气从燃烧室出来, 经过几次扩张、收缩来到蓄热室缩口区域, 又一次对称的喇叭口式, 由上向下的扩张, 使烟气到达蓄热室上表面时, 分布已较为均匀。

(三) 蓄热室气流分布不均的影响

由前所述烟气和冷风, 在蓄热室中分布是不均的, 它给热风炉带来极大的危害如下:

(1) 恶化了炉内的热交换, 使热风炉的热效率和热风温度明显下降; 对于内燃式热风炉来讲, 这种恶化尤为严重, 因为燃烧期烟量分配较大的区域, 恰是送风期冷风流量较小的区域, 相反烟量分配较小的区域却又是冷风量分配较大的区域。这就是内燃式热风炉风温低、炉顶温度与热风温度差值大的关键所在。

(2) 由于格子砖加热和冷却各处明显不同, 膨胀、收缩不一是格子砖错位和不均匀下

沉的主要原因之一。

(四)改善气流分布的措施

根据生产需要,人们对热风炉蓄热室气流分布不均的问题进行大量的研究,到20世纪80年代取得长足的进展。

(1)20世纪80年代初,鞍钢和鞍山钢院一起,在内燃式热风炉的拱顶和蓄热室上表面格子砖砌筑形式两个方面进行了深入研究。

得到了烟气在蓄热室上表面气流分布,最佳的是悬链线顶、最差的是半球顶,锥形顶介于两者之间。但锥形顶砖型简单,易于砌筑。配合最佳的异型砌筑,较好地解决了烟气在蓄热室横截面上的均匀分布问题。

1984年鞍钢11号高炉热风炉的异地改造中应用了这些成果,即在拱顶采用了锥形顶,蓄热室上表面采用异型砌筑。该热风炉组于1985年投产后,运行情况良好,平均风温提高30℃。1990年11号高炉改造大修时,对运行5年的热风炉进行检查,锥型顶完好无损、格子砖无不均匀下沉、异型砌筑完整如初。至今该热风炉组仍正常运行。

(2)80年代中期,武汉冶金建筑研究所,研制出“热风炉冷风均匀配气装置”。它是由气流整流器和数个阻流导向板组成。气流整流器安装在冷风入口的内侧,其作用是整流和均匀分流,导向阻流板安装在箅子下空间,通过遮挡与导向破坏涡流、均匀分布气流。图11-3-20是攀钢3号高炉热风炉安装的冷风均匀配气装置示意图。使用该技术能使热风炉的冷风均匀分布度由60%~70%,提高到80%~90%。

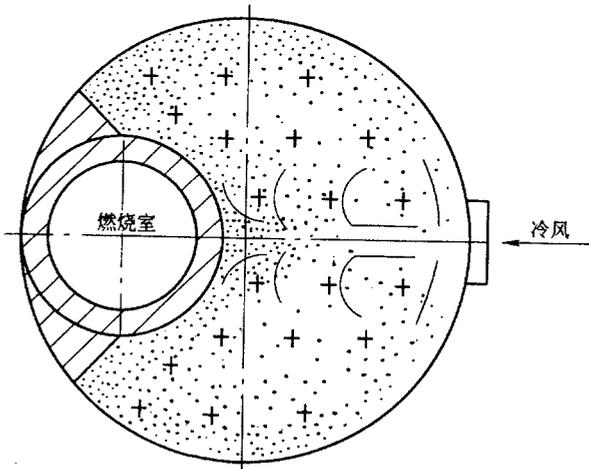


图 11-3-20 攀钢3号高炉热风炉冷风均匀配气装置示意图

+—炉箅子支柱的配置; (—弧面板)—导向阻流板

由于热风炉的大小,冷风入口的方向,支柱的布置,算子下净空的高度和拱顶砌体结构形式的不同,各炉的导向阻流板和蓄热室上表面格子砖的异型砌筑的设计,均需由冷态模型试验而定。

(3)要广泛推广热风炉的冷风和烟气的均匀配气技术。还要在下面几个方面来改善气流在蓄热室横截面上的分布。

①增加热风炉冷风入口的个数。大型和特大型高炉最好设均匀布置的2~3个冷风入口。即便是中、小高炉设一个冷风入口,也要单独设置,并设在对称的位置上。

②冷风入口设计成喇叭口,以减少冷风的冲力和惯性。

③增加炉算子下的净空高度。

④内燃式热风炉的拱顶应推广悬链线顶和锥形顶来改善烟气的均匀分布。

⑤在新建外燃式热风炉时,要推广烟气分布较为均匀的新日铁式和马琴式。

五、加强热风炉的绝热减少散热损失

为了减少热风炉的散热损失、提高热效率,现代高炉热风炉的设计都加强了绝热措施以满足1200℃风温的要求:

(1)热风炉炉壳的内表面喷涂一层陶瓷涂料,一般厚50~60mm来代替过去65mm的硅藻土砖。高温区喷涂一层耐酸陶瓷涂料(如MSH-1)中,低温区喷涂一层普通陶瓷涂料(如FN-130、FN-140)它能保护炉壳和减少散热损失。耐酸陶瓷涂料对高温晶间应力腐蚀还能起到预防作用。

(2)热风炉各部普遍地增加隔热层的厚度,提高和改善隔热层材质。在拱顶(外燃式包括连接管)隔热层的厚度由过去230mm增加到345mm分三层:第一层靠耐火砖层,其材质与耐火砖层相同的轻质砖,第二层为轻质高铝砖,第三层为轻质黏土砖,各层厚均为115mm。其它高温区隔热层的厚度也在230mm以上。中、低温区亦采用115mm厚,材质同耐火砖层的轻质砖。胀缝的填料采用陶瓷纤维(或是陶瓷纤维毡)和渣棉。

(3)热风管道的内衬由喷涂层、隔热层和耐火砖层组成。喷涂层采用普通的陶瓷涂料,绝热层由陶瓷纤维毡和轻质黏土砖组成,耐火砖层则由高铝砖和黏土砖组成。冷风管道即采用外保温,用厚约100mm的岩棉毡。

第四章 热风炉热平衡的测定和计算

热风炉热平衡的测定和计算的目的,在于评价热风炉的热工特性和定量地分析热风炉的热量使用情况,并确定其热效率及其经济技术指标,以便对改进热风炉的热工操作、设备结构、生产管理及制定规划等提供依据。

第一节 热风炉热平衡测定的原则

热平衡的测定原则有:

(1)热风炉的热平衡是以一个操作周期的时间 τ 为基准,根据各项热量收入、支出进行计算。在正常生产条件下,一个操作周期的时间包括燃烧期、送风期及换炉时间。

(2)基准温度可用热风炉的环境温度,一般取热风炉助燃风机吸风口处的空气温度。

(3)测定时机,选择在热风炉及高炉等相关设备工作正常,生产稳定的条件下进行。对新投产的热风炉,热风温度达到设计水平的90%以上,方可进行测定。

(4)热风炉各项收入热量总和与支出热量总和之差为平衡差值,热平衡允许的相对差值为 $\pm 5\%$,否则视为热量不平衡,该测定无效。

(5)热风炉的漏风量很难准确测定,它又是影响热平衡的重要环节,通常以高炉的实际风量减去计算风量求出差值。经验数据一般取 $3\% \sim 10\%$,下限为新热风炉、上限为老热风炉。

(6)为做到测定期既不占有也不积累热风炉原有的蓄热量,目前通常的方法是以炉

顶温度的复原(燃烧期开始的炉顶温度)作为送风期的终了时间。

第二节 热风炉热平衡和热效率的计算

一、收入项目的计算

(一) 燃料的化学热量 Q_1

$$Q_1 = V_m \cdot \tau_r \cdot Q_{DW} \quad (11-4-1)$$

式中 V_m ——使用的煤气量, m^3/h ;

τ_r ——燃烧期时间, h ;

Q_{DW} ——高炉煤气低发热量, kJ/m^3 。

(二) 煤气的物理热量 Q_2

$$Q_2 = V_m \cdot \tau_r \cdot (c_m \cdot t_m - c_{me} \cdot t_e) \quad (11-4-2)$$

式中 t_m ——煤气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_e ——环境的平均温度;

及 c_{me} ——煤气在 t_m 和 t_{me} 时的平均比热容, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$

(三) 助燃空气的物理热量 Q_3

$$Q_3 = V_m \cdot \tau_r \cdot L_n^3 (c_k \cdot t_k - c_{ke} \cdot t_e) \quad (11-4-3)$$

式中 L_n^3 ——燃烧 1m^3 煤气实际需要的湿空气量;

t_k ——空气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

c_k 及 c_{ke} ——湿空气在 t_k 和 t_e 时的平均比热容。

(四) 冷风带入的热量 Q_4

$$Q_4 = V_f \cdot \beta \cdot (1 - L_f) \cdot \tau_f \cdot (c_f \cdot t_f - c_{fe} \cdot t_e) \quad (11-4-4)$$

式中 V_f ——高炉冷风流量, m^3/min ;

τ_f ——送风时间, min ;

β ——风量综合校正系数;

t_f ——冷风平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

L_f ——热风炉漏风率;

c_f 及 c_{fe} ——冷风在 t_f 和 t_e 时的平均比热容 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

(五) 收入热量总和

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (11-4-5)$$

二、支出项目计算

(1) 热风带出的热量 Q'_1

$$Q'_1 = V_f \cdot \beta \cdot (1 - L_f) \cdot \tau_f (c_f \cdot t_f - c_{fi} \cdot t_e) \quad (11-4-6)$$

式中 t_f ——热风的平均温度, $^\circ\text{C}$;

c_f ——鼓风在 t_f 时的平均比热容 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

(2) 排烟热损失 Q'_2

$$Q'_2 = V_m \cdot \tau_r \cdot V_{y_2} \cdot b (c_{y_2} \cdot t_{y_2} - c_{ye} \cdot t_e) \quad (11-4-7)$$

式中 V_{y_2} ——实际湿烟气生成量 ;

t_{y_2} ——出炉烟气的平均温度, $^\circ\text{C}$;

c_{y_2} 和 c_{ye} ——在 t_{y_2} 和 t_e 时平均比热容 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

b ——不完全燃烧时的烟气修正系数。

当空气利用系数 $b_{\text{空}} \geq 1.0$ 时 :

$$b = \frac{100}{100 - 0.5\text{CO}^q - 0.5\text{H}_2^q} \quad (11-4-8)$$

当 $b_{\text{空}} < 1.0$ 时

$$b = \frac{100}{100 + 1.88(\text{CO}^q + \text{H}_2^q) + 9.52\text{CH}_4^q - 4.762\text{Q}_2^q} \quad (11-4-9)$$

CO^q 、 H_2^q 、 CH_4^q ——为烟气的化验成分即烟气的干成分。

(3) 化学不完全燃烧损失的热量 Q'_3

$$Q'_3 = V_m \cdot \tau_r \cdot V_{y_2} \cdot b (126.36\text{CO}^s + 107.85\text{H}_2^s + \dots) \quad (11-4-10)$$

式中 CO^s 及 H_2^s ——湿烟气中 CO 和 H_2 的百分含量。

(4) 煤气机械水的吸热量 Q'_4

$$Q'_4 = V_m \cdot \tau_r \cdot q_{mj} [4.186(100 - t_m) + 2256 + 1.244(c_q \cdot t_{y_2} - 100 \cdot c_i)] \cdot 10^{-3} \quad (11-4-11)$$

式中 q_{mj} ——干煤气机械水含量 ;

c_q 及 c_i ——水蒸气在 t_{y_2} 及 100°C 的平均比热容 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

(5) 冷却水的吸热量 Q'_5

$$Q'_5 = c \cdot G_s (t_{s_2} - t_{s_1}) \cdot \tau \quad (11-4-12)$$

式中 G_s ——冷却水的平均流量, kg/h; c ——水的平均比热容, 取 $4.186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; τ ——周期时间; t_{s_1} 、 t_{s_2} ——冷却水入口和出口的平均温度, $^\circ\text{C}$ 。(6) 炉体表面散热量 Q'_6

$$Q'_6 = \tau \cdot \sum q_i \cdot A_i \quad (11-4-13)$$

式中 A_i —— i 部炉体的散热面积, m^2 ; q_i —— i 部炉体的平均表面热流, $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

如果根据测量的表面温度计算, 则:

$$q_i = k(t_{\text{表}} - t_e) \quad (11-4-14)$$

$$Q'_6 = k \cdot (t_{\text{表}} - t_e) A_i \cdot \tau \quad (11-4-15)$$

式中 $t_{\text{表}}$ ——测量的平均表面温度, $^\circ\text{C}$; k ——炉体表面综合给热系数, k 在 $544 \sim 62.8 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 。(7) 冷风管道表面散热量 Q'_7 , 参照 Q'_6 计算, 时间改为 τ_1 。(8) 热风管道表面散热量 Q'_8 , 参照 Q'_6 计算, 时间改为 τ_1 。(9) 烟道表面的散热量 Q'_9 , 参照 Q'_6 计算, 时间改为 τ_1 。(10) 预热装置表面散热量 Q'_{10} , 参照 Q'_6 计算。(11) 预热管道的散热量 Q'_{11} , 参照 Q'_6 计算。(12) 热平衡差值 ΔQ

$$\Delta Q = \sum Q - (Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 + \dots + Q'_{10} + Q'_{11})$$

三、热风炉热效率的计算

(一) 热风炉本体热效率

$$\eta_1 = \frac{Q'_1 - Q_4 + Q'_7 + Q'_8}{\sum Q - Q_4} \times 100\% \quad (11-4-16)$$

(二) 热风炉系统热效率

$$\eta_2 = \frac{Q'_1 - Q'_4}{\sum Q - Q'_4} \times 100\% \quad (11-4-17)$$

用 η_1 评价热风炉时,可以排除热风管道、冷风管道的长短、绝热好坏等因素的影响,更便于对热风炉本身的结构与操作特征进行比较。 η_2 则适用较大范围的能耗评价。

(三) 现场多用下式计算热效率

$$\eta_{\text{效}} = \frac{V_f \cdot \tau_f (c_{f_2} \cdot t_{f_2} - c_{f_1} \cdot t_{f_1})}{V_m \cdot \tau_f (Q_{\text{DW}} + c_m \cdot t_m + L_n \cdot C_k \cdot t_k)} \times 100\% \quad (11-4-18)$$

第三节 热风炉热平衡测定与计算实例

本实例是 1982 年 4 月在鞍钢 9 号高炉 1 号热风炉上进行的。

鞍钢 9 号高炉有效容积 983m^3 ,拥有 3 座内燃改造型热风炉,每座热风炉蓄热面积 25201m^2 ,单位炉容的蓄热面积为 $76.9\text{m}^2/\text{m}^3$,格子砖为 t 孔蜂窝砖,孔径为 $\phi 43\text{mm}$,助燃风为集中鼓风,燃烧室下部装有套筒式陶瓷燃烧器,烧单一的高炉煤气,工作制度为两烧一送制。

一、测定前的准备

(一) 测定时间和炉子的选择

9 号高炉是 1981 年 10 月大修后投产的,高炉、热风炉基本上转入正常。炉况稳定顺行。设备运转正常。而 1 号热风炉平台层次较多(准备做高温试验用)给测定创造了方便条件,因此选择在 9 号高炉 1 号热风炉上进行。4 月上旬对热风炉及相关设备进行了检修,均处于完好状态。因此选在 4 月中旬进行测定。

(二) 测定装置仪器的准备

准备的仪器有:测量表面温度的红外高温仪、点温计和热流计;测水流量的标准容器(0.025m^3)、秒表和温度计;煤气、烟气的取样化验装置。测量煤气水分的仪器。并对所有使用的各种仪表进行调整和校对,使它们达到规定精度;划好热风炉外壳表面的分区,并计算出面积。

一般做热平衡测定需 13~15 人。由专业技术员指挥,并有明确的分工,在测试前进行必要的培训、演练和安全教育。

二、测定实录

测定的记录列于表 11-4-2,表 11-4-3,表 11-4-3,表 11-4-4。

表 11-4-3 热风炉表面测温(经整理)

部 位 项 目	热风炉本体					热风管道	冷风管道
	1 段	2 段	3 段	4 段	5 段		
表面平均温度/℃	44.1	35.6	41.5	58.2	35.6	78	69.33
环境温度/℃	19	19	19	19	19	19	19
温差/℃	25.1	16.6	22.5	29.2	16.6	59	50.33

表 11-4-4 热风阀冷却水测量记录(经整理)

项 目	阀 饼	法兰盘	内 圈		外 圈	
			东	西	东	西
冷却水流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	13430	6080	15120	12170	11090	11090
进水温度/℃		35	35	35	35	35
出水温度/℃	38.2	37.5	36.9	37.0	36.7	36.8
温差/℃	3.2	2.5	1.9	2.0	1.7	1.8

用吸收法测水装置测得的高炉煤气入炉前的总含水量为 $124.3\text{g}/\text{m}^3$ 。

三、测定数据的整理和热平衡基础参数的确定

热平衡计算是以一个完整周期的热量为基准,而温度则以热风炉周围环境温度为基准。

(一) 燃烧计算

1. 高炉煤气成分的校正

使用的煤气成分及校正,见表 11-4-5。

表 11-4-5 高炉煤气成分校正表

种类	CO ₂	CO	H ₂	N ₂	H ₂ O	O ₂	合计
化验值/%	13.8	28.0	2.9	55.1		0.2	100
干煤气/%	13.94	28.28	2.93	54.85			100
湿煤气/%	13.16	26.70	2.77	51.79	5.58		100

湿煤气含水量的计算:高炉煤气入炉前温度为 35°C ,查附表得其饱和水蒸气含量 $W = 47.3$,则湿煤煤气的体积含水量为:

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{100 W}{803.6 + W} \times 100\% \quad (11-4-19)$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{100 \times 47.3}{803.6 + 47.3} = 5.58\%$$

2. 燃料发热值的计算

$$Q_{\text{DW}}^{\text{S}} = 126.36 \times 26.7 + 107.85 \times 2.77 = 3673 \text{ kJ/m}^3$$

3. 实际湿烟气生成量

$$V_{\text{y}}^{\text{S}} = V_0 + [b_{\text{空}}(1 + 0.00124q_{\text{n}}) - 1] \cdot L_0^{\text{g}} \quad (11-4-20)$$

(1) 理论干空气量 L_0^{g}

$$L_0^{\text{g}} = 0.238(\text{H}_2^{\text{S}} + \text{CO}^{\text{S}}) + 0.0952\text{CH}_4^{\text{S}} + 0.0467\left(m + \frac{n}{4}\right)C_m\text{H}_n^{\text{S}} + 0.0714\text{H}_2\text{S}^{\text{S}} - 0.0476\text{O}_2^{\text{S}} \\ \text{m}^3/\text{m}^3 \quad (11-4-21)$$

式中 H_2^{S} 、 CO^{S} 、 CH_4^{S} ……—煤气的湿成分百分含量。

$$L_0^{\text{g}} = 0.0238 \times (26.7 + 2.77) = 0.701 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

(2) 干空气含水量 $g_{\text{水}}$

根据气象部门提供的数据 4 月份鞍山地区空气平均含水蒸气量为 $4.16\text{g}/\text{m}^3$,即 $g_{\text{水}} = 4.16\text{gm}^3$ 。

(3) 湿理论空气量 L_0^{s}

$$L_0^{\text{s}} = L_0^{\text{g}} \cdot (1 + 0.00124g_{\text{水}}) \quad (11-4-22)$$

$$L_0^{\text{s}} = 0.701 \times (1 + 0.00124 \times 4.16) = 0.705 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

(4) 理论烟气生成量 V_0

$$V_0 = 0.01 \left[\text{CO}^{\text{S}} + 3\text{CH}_4^{\text{S}} + \left(m + \frac{n}{2}\right)C_m \cdot \text{H}_n^{\text{S}} + \text{CO}_2^{\text{S}} + \text{H}_2^{\text{S}} + 2\text{H}_2\text{S}^{\text{S}} + \text{N}_2^{\text{S}} + \text{H}_2\text{O}^{\text{S}} \right] + 0.79 \cdot L_0^{\text{g}} \\ \text{m}^3/\text{m}^3 \quad (11-4-23)$$

$$V_0 = 0.01[26.7 + 13.16 + 2.77 + 51.79 + 5.58] + 0.79 \times 0.701 = 1.554 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

(5) 空气利用系数 $b_{\text{空}}$

$$b_{\text{空}} = \frac{21}{21 - 79 \times \frac{\text{O}_2^{\text{g}'} - 0.5\text{CO}^{\text{g}'} - 0.5\text{H}_2^{\text{g}'} - 2\text{CH}_4^{\text{g}'}}{\text{N}_2^{\text{g}'} - \frac{\text{RO}_2^{\text{g}'} + \text{CO}^{\text{g}'} + \text{CH}_4^{\text{g}'}}{\text{CO}_2^{\text{S}} + \text{CO}^{\text{S}} + \text{CH}_4^{\text{S}} + mC_m\text{H}_n^{\text{S}} + \text{H}_2\text{S}^{\text{S}}}} \quad (11-4-24)$$

式中 CO^{S} 、 CO_2^{S} 、 CH_4^{S} ——煤气湿成分的体积百分含量；

$\text{O}_2^{\text{g}'}$ 、 $\text{CO}^{\text{g}'}$ 、 $\text{CH}_4^{\text{g}'}$ ——干烟气(化验)成分的体积百分含量。

$$b_{\text{空}} = \frac{21}{21 - 79 \frac{1.8 - 0.5 \times 1.2}{71.4 - \frac{51.79 \times (25.6 + 1.2)}{1366 + 26.7}}}$$

$$= 1.141$$

$$V_{y_2} = 1.544 + [1.141(1 + 0.00124 \times 4.16) - 1] \times 0.701$$

$$= 1.6697 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

4. 烟气湿成分的换算(见表 11-4-6)

表 11-4-6 烟气成分的换算

种类	CO ₂	O ₂	CO	N ₂	H ₂ O	合计
化验干烟气/%	25.6	1.8	1.2	71.4		100
换算后湿烟气/%	24.6	1.73	1.15	68.60	3.92	100

$$\eta^{s'} = \frac{100 - \text{H}_2\text{O}^{s'}}{100} \cdot \eta^{g'} \quad (11-4-25)$$

而
$$\text{H}_2\text{O}^s = \frac{0.01(2\text{CH}_4^s + \text{H}_2\text{O}^s \cdot 0.5n\text{C}_m\text{H}^2\text{S}^s + \text{H}_2\text{O}^{s'}) + 0.00124g_{\text{水}} \cdot b_{\text{空}} \cdot L_0^g}{b \cdot V_{y_2}} \quad (11-4-26)$$

式中 $\eta^{s'}$ ——湿烟气中任意湿成分的体积百分含量；
 $\eta^{g'}$ ——干烟气中任意成分的体积百分含量；
 $\text{H}_2\text{O}^{s'}$ ——烟气中水分的体积百分含量；
 b ——不完全燃烧时烟气修正系数。

$$b = \frac{100}{100 - 0.5 \times 1.2} = 1.006$$

$$\text{H}_2\text{O}^{s'} = \frac{0.001(2.77 + 5.58) + 0.00124 \times 4.16 \times 1.141 \times 0.701}{1.006 \times 1.6697} = 3.92\%$$

$$\eta^{s'} = \frac{100 - 3.92}{100} = 0.9608$$

(二)周期时间和介质流量的确定

(1)燃烧期 8:30 ~ 10:34 $\tau_r = 124\text{min}$ 即 2.067h

(2)送风期 :10:38 ~ 11:50 $\tau_r = 81\text{min}$ 核定 τ_f 为 80min

因记录的送风开始时间为热风阀开,送风终了时间为热风阀关,在换炉过程中有短时间的两座热风炉同时送风,为计算的精确所以送风时间减去 1min。

(3)换炉时间:在记录上显示 10:34 ~ 10:38 为 4min 这仅是燃烧转送风的时间,还有送风转燃烧的时间,尚须时间 2min,因此核定的换炉时间为 6min:

$$\Delta\tau = 6 \text{ min}$$

整个一个热风炉工作周期：

$$\tau = \tau_r + \tau_f + \Delta\tau = 124 + 80 + 6 = 210 \text{ min}$$

(4) 介质流量指煤气流量 V_m 和冷风流量 V_f ，一般按仪表和记录取平均值。

$$V_m = 30492 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_f = 1760 \text{ m}^3/\text{min}$$

(三) 热风炉漏风率 L_f 的计算

热风炉的漏风率、经验数据一般取 3% ~ 10%，也可以根据高炉的碳、氮平衡，简易的求出高炉的实际需要风量 V_{t_0} 与冷风流量测点处测得的冷风流量 V_f ，求出漏风率 L_f

$$L_f = \left(1 - \frac{V_{t_0}}{\beta \times V_f} \right) \times 100 \quad \% \quad (11-4-27)$$

$$V_{t_0} = \frac{P}{1440} \times \frac{1.867G_C}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \times \frac{N_{2m} - N_{2r}}{N_{2f}} \quad (11-4-28)$$

式中 P ——高炉日产生铁 t ；

CO_2 、 CO ——高炉出炉煤气中 CO_2 、 CO 的体积百分含量；

N_{2f} 、 N_{2m} 及 N_{2r} ——空气中、煤气中及燃料中氮的体积百分含量；

G_C ——每 1t 生铁所产煤气的含碳量 kg/t 。

本测定实例漏风率的计算

(1) 原始条件

① 高炉出炉的煤气成分

	CO_2	CO	H_2	O_2	N_2	合计
化验成分/%	13.6	26.4	2.9	0.4	56.7	100
干煤气成分/%	13.86	26.91	2.96		56.27	100

② 焦炭、煤粉分析

	固定碳/%	挥发分中 N_2 /%	有机 N_2 /%
焦炭	84.50	0.154	0.5
煤粉	75.30	0.34	—

③ 灰铁比 25 kg/t 煤气灰中含碳量 14.3%

④ 高炉日产生铁 1587t，焦比 500 kg/t ，煤比 45 kg

⑤ 测得冷风流量 $V_f = 1760\text{m}^3/\text{min}$ ，生铁含碳量 4.33%

(2) 漏风率的计算

① 高炉的碳平衡：

每 1t 生铁	带入的碳量	支出的碳量
焦炭	$500 \times 0.845 = 422.51$	生铁带走 $0.0433 \times 1000 = 43.3$
煤粉	$45 \times 0.753 = 33.89$	煤气灰带走 $0.145 \times 25 = 3.58$
	456.40	46.88

每 1t 生铁所产煤气的含碳量 G_C 为：

$$G_C = 456.40 - 46.88 = 409.52$$

② 每 1t 生铁产煤气量 V_m

$$V_m = \frac{490.52 \times \frac{22.4}{12}}{0.1386 + 0.2691} = 1875 \text{ m}^3/\text{t}$$

③ 燃料中转入煤气中的体积百分含量 N_{2r}

$$\text{焦炭带入 } N_2 \text{ 量} = 500 \times 0.00654 \times \frac{22.4}{12} = 6.105$$

$$\text{煤粉带入 } N_2 \text{ 量} = 45 \times 0.0034 \times \frac{22.4}{12} = 0.296$$

6.391

$$N_{2r} = \frac{6.391}{1875} = 0.34\%$$

④ V_{f_0} 的计算

$$V_{f_0} = \frac{1587}{1440} \times \frac{1.867 \times 409.52}{0.1386 + 0.2691} \times \frac{0.5627 - 0.0034}{0.79} = 1462 \text{ m}^3/\text{min}$$

⑤ 漏风率 L_f 的计算

$$L_f = \left(1 - \frac{1462}{0.86 \times 1760} \right) \times 100\% \\ = 3.43\%$$

四、热平衡计算

(一) 收入项目的计算

(1) 燃料的化学热量 Q_1

$$Q_1 = V_m \cdot \tau_r \cdot Q_{DW} \\ = 30492 \times 3.067 \times 3673 \\ = 231498039 \text{ kJ/周期}$$

() 燃料的物理热量 Q_2

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= V_m \cdot \tau_r \cdot (c_m \cdot t_m - C_{me} \cdot t_e) \\
 &= 30492 \times 2.067 \times (35 \times 1.3600 - 19 \times 1.3567) \\
 &= 1373988 \quad \text{kJ/周期}
 \end{aligned}$$

(3) 助燃空气的物理热量 Q_3

$$\begin{aligned}
 Q_3 &= V_m \cdot \tau_r \cdot L_n^s (C_k \cdot t_k - C_{ke} \cdot t_e) \\
 &= 30492 \times 2.067 \times (1.300 \times 19 - 1.300 \times 19) \times 0.705 \times 1.141 \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

(4) 冷风带入的热量 Q_4

$$\begin{aligned}
 Q_4 &= V_f \cdot \beta \cdot \tau_f \cdot (1 - L_f) \times (c_{f_1} \cdot c_{f_1} - c_{fe} \cdot t_e) \\
 &= 1760 \times 0.86 \times 80 \times (1 - 0.0343) \times (1.3089 \times 96 - 1.3048 \times 19) \\
 &= 11801264 \quad \text{kJ/周期}
 \end{aligned}$$

(5) 收入热量总和

$$\begin{aligned}
 \Sigma Q &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \\
 &= 231.498 + 1.374 + 0 + 11.801 \\
 &= 244.673 \quad \text{GJ/周期}
 \end{aligned}$$

(二) 支出项目计算

(1) 热风带出的热量 Q'_1

$$\begin{aligned}
 Q'_1 &= V_f \cdot \beta \cdot \tau_f \cdot (1 - L_f) \cdot (c_{f_2} \cdot t_{f_2} - c_{fe} \cdot t_e) \\
 Q'_1 &= 1760 \times 0.86 \times 80 \times (1 - 0.0343) \times (1.4302 \times 1085 - 1.3048 \times 19) \\
 &= 178662248 \quad \text{kJ/周期}
 \end{aligned}$$

(2) 烟气带出的热量 Q'_2

$$\begin{aligned}
 Q'_2 &= V_m \cdot \tau_r \cdot V_{y_2} \cdot b (c_{y_2} \cdot t_{y_2} - c_{ye} \cdot t_e) \\
 &= 30492 \times 2.067 \times 1.6697 \times 1.006 (1.444 \times 222 - 1.3909 \times 19) \\
 &= 31143931 \quad \text{kJ/周期}
 \end{aligned}$$

(3) 化学不完全燃烧损失的热量 Q'_3

$$\begin{aligned}
 Q'_3 &= V_m \cdot \tau_r \cdot V_{y_2} \cdot b \cdot (126.36 \text{CO}^s + 107.85 \cdot \text{H}_2^s) \\
 &= 30492 \times 2.067 \times 1.6697 \times 1.006 \times (126.36 \times 1.15 + 107.85 \times 0) \\
 &= 15384035 \quad \text{kJ/周期}
 \end{aligned}$$

(4) 煤气中机械水吸收的热量 Q'_4

$$Q'_4 = V_m \cdot \tau_r \cdot q_{mi} \cdot (4.186 \times (1 - e_m) + 2256 + 1.244 (c_q \cdot t_{y_2} - 100 \cdot c_i) \times 10^{-3})$$

$$= 30492 \times 2.067 \times 77 \times (4.186 \times (100 - 35) + 2256 + 1.244(1.5237 \times 222 - 1.5007 \times 100)) \times 10^{-3}$$

$$= 13405167 \text{ kJ/周期}$$

q_{mi} ——煤气中机械水含量,是从煤气中总含水量 $124.30\text{g}/\text{m}^3$ 中减去煤的饱和水 $47.30\text{g}/\text{m}^3$ 而得 $124.30 - 47.30 = 77\text{g}/\text{m}^3$ 。

(5)冷却水的吸热量 Q'_5 ,该热风炉只有热风阀是水冷的(见表 11-4-7)。

$$Q'_5 = C \cdot G_s \cdot (t_{s_0} - t_{s_2}) \cdot \tau$$

表 11-4-7 周期热风阀冷却热损失表

部件 项目	阀饼	法兰	内圈		外圈		合计
			东	西	东	西	
冷却水流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	13430	6080	15120	12170	11090	11090	
出水温度/ $^{\circ}\text{C}$	38.2	37.5	36.9	37	36.7	36.8	
进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	35	35	35	35	35	35	
时间/h	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	
带出热量/kJ	629614	122695	420894	356605	376215	292463	2198513

$$Q'_5 = 2198513 \text{ kJ/周期}$$

(6)冷风管道散热量 Q'_6

$$Q'_6 = K \cdot (\Delta t_f \cdot A_f) \tau_f$$

式中 A_f ——冷风管道面积, $A_f = 45.24 \text{ m}^2$;

K ——综合给热系数 K 取 62.8。

$$Q'_6 = 62.8 \times 50.33 \times 45.24 \times 1.333$$

$$= 190607 \text{ kJ/周期}$$

(7)炉体表面散热 Q'_7 (见表 11-4-8)。

$$Q'_7 = \Sigma K \cdot (\Delta t_f \cdot A_i) \cdot \tau$$

表 11-4-8 炉体表面散热损失

部位 项目	1段	2段	3段	4段	5段	合计
表面平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	44.1	35.6	41.5	58.2	35.6	
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	19	19	19	19	19	
温差/ $^{\circ}\text{C}$	25.1	16.6	22.5	29.2	16.6	

部 位	1 段	2 段	3 段	4 段	5 段	合 计
项 目						
K 值/ $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$	62.8	62.8	62.8	62.8	62.8	
时间/h	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	
面积/ m^2	124.2	106.4	173.5	192.8	313.8	
热量 $Q'_7/\text{kJ}\cdot\text{周期}^{-1}$	685209	388220	858044	1237421	1144956	4313850

$$Q'_7 = 4313850 \text{ kJ/周期}$$

(8) 热风管道表面散热量 Q'_8

$$Q'_8 = K \cdot \Delta t_f \cdot A_i \cdot \tau_f$$

式中 K ——取 58.6；

A_i ——热风管道面积 $A_i = 438.1$ 。

$$\begin{aligned} Q'_8 &= 58.6 \times 59 \times 438.1 \times 1.333 \\ &= 2019078 \text{ kJ/周期} \end{aligned}$$

(9) 热平衡差值 ΔQ

$$\Delta Q = \Sigma Q - (Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 + Q'_4 + Q'_5 + Q'_6 + Q'_7 + Q'_8)$$

$$\begin{aligned} \Delta Q &= 244.673 - (178.662 + 31.144 + 15.384 + 13.405 + 2.199 + 0.191 + 4.314 + 2.019) \\ &= -2.645 \end{aligned}$$

(三) 热平衡表(见表 11-4-9)

表 11-4-9 热风炉热平衡表

收 入 热 量				支 出 热 量			
符号	项目	GJ/周期	%	符号	项目	GJ/周期	%
Q_1	燃料的化学热量	231.498	94.62	Q'_1	热风带出热量	178.662	73.02
Q_2	燃料的物理热量	1.374	0.56	Q'_2	烟气带出的物理量	31.144	17.73
Q_3	助燃空气的物理热量	0		Q'_3	化学不完全燃烧损失的热量	15.384	6.29
Q_4	冷风带人的热量	11.801	4.82	Q'_4	煤气机械水吸热量	13.405	5.47
				Q'_5	冷却水吸热量	2.199	0.90
				Q'_6	冷风管道表面散热量	0.191	0.08
				Q'_7	炉体表面散热量	4.314	1.76
				Q'_8	热风管道表面散热量	2.019	0.83
				ΔQ	热平衡差值	-2.645	-1.08
ΣQ		244.673	100	$\Sigma Q'$		244.673	100

五、热效率的计算

(一) 热风炉本体热效率

$$\begin{aligned}\eta_1 &= \frac{Q'_1 - Q_4 + Q'_6 + Q'_8}{\Sigma Q - Q_4} \times 100\% \\ &= \frac{178.662 - 11.801 + 0.191 + 2.019}{244.673 - 11.801} \times 100\% \\ &= 72.6\%\end{aligned}$$

(二) 热风炉系统热效率

$$\begin{aligned}\eta_2 &= \frac{Q'_1 - Q_4}{\Sigma Q - Q_4} \times 100\% \\ &= \frac{178.662 - 11.801}{244.673 - 11.801} \times 100\% \\ &= 71.65\%\end{aligned}$$