

250万千焦(60万大卡)新型立式热风炉的设计与计算

包传福 谈浩如 兰如基 张志统 李玉兰

[提要] 本文简述了250万千焦(60万大卡)新型立式热风炉的用途及其特点,详细分析了该炉在安全可靠基础上如何提高其经济性的问题。还提供了为该炉各受热面成形设计和计算的方法。试验表明,本炉设计合理,计算正确。同时指出其有待完善之处。

主题词 空气加热器 设计 计算 经济性

一、概 述

本热风炉除用于粮食、经济作物、轻工产品等烘干外,还可用于房间、塑料大棚等的取暖以及矿井、地下工程和需要烘干场合的除湿升温。

目前,我国使用的间接加热热风炉有多种型式,按工质来分有两种。

(1) 蒸汽烘干,用蒸汽锅炉所产生的蒸汽通过埋在需要烘干介质中的管子来烘干;

(2) 热空气烘干,用燃烧炉产生的高温烟气通过换热器加热空气来烘干。这种型式的热风炉按结构布置不同,有列管式换热器与燃烧炉分体布置的,一体的和本文所介绍的新型立式热风炉(见图1)等三种。

本热风炉的技术性能见下表。它的燃烧炉与换热器成一体,炉心下部为炉膛,上部和四周为环形换热器,类似于1吨/时

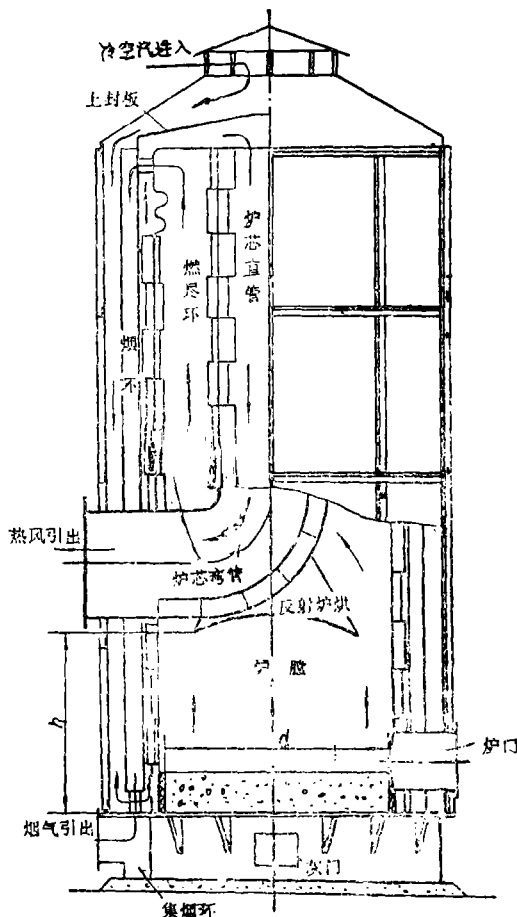


图1 新型立式热风炉的结构示意图

热风炉的技术性能表

供热量	250万千焦/时(60万大卡/时)	炉排面积	1.43米 ²
热风温度	20°C	光侧受热面积	62.7米 ²
环境温度	20°C	热风炉效率	67%
热风炉重量	6036公斤	适用煤种	I、II类烟煤

热风炉外形尺寸(外圆×高)=2080×5170mm

的立式锅炉。冷风从炉顶进入,经外壳内壁与烟环外壁的环形通道向下流动,并进行第一次换热,然后转向烟环内壁与炉膛外壁的环形通道向上流动,进行第二次换热。再转向炉子中间的炉芯直管向下流动,经炉芯弯管流出,进行第三次换热(亦称空气三回程)。煤在炉膛中燃烧后的烟气向上流动,经24根横向烟管流入烟环,并转为向下流动。再经20根垂直烟管流入炉篦子下部的集烟环,然后被烟气引风机抽出,经烟囱排入大气(称为烟气两回程)。

这种热风炉与立式蒸汽锅炉相比,热风炉本体价格、高度都差不多,只是热风炉直径稍大些,但热效率高,热风炉能燃劣质煤和杂料,这是蒸汽锅炉难以做到的。另外,热风炉仅承受较低的风压,安全性好。

它与分体布置列管式换热器的热风炉相比,占地小一半,重量又轻,仅为1吨/41.9万千焦(1吨/10万大卡),价格低 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$,包括引风机,恒温温监控仪及其管道设备等为5000元/41.9万千焦(5000元/10万大卡),效率也高。

它与一体式布置的其它型式热风炉相比,占地小,效率高出一倍以上,事故也少。

总之,本热风炉具有结构紧凑,型式新颖合理,热强度大,升温快,效率高,安装和操作简单,不择燃料,热风干净以及安全可靠等特点。还能做到恒温供热,确保烘干质量。

二、提高可靠性和经济性的技术措施

热风炉运行主要是两个过程,一是燃烧过程,二是热量传递过程。为提高经济性,必须强化燃烧,创造完全燃烧条件,使燃料放出更多的热量。并通过强化传热,尽可能多的有效利用所产生的热量,从而提高效率,减小尺寸重量。但必须保证在安全可靠的条件下来实现。

1. 安全可靠性的

为了提高安全可靠性,可采取以下措施:

(1) 由于空气的放热系数比水低得多,炉膛中高温火焰加热空气时,必须防止烧蚀炉壁。理论计算表明(见下述公式12),只要采取有效措施,炉壁的平均温度 T_{gb} 可以低于所采用钢板允许的长期使用温度,而实测也证实了这一点。

(2) 为了解决高温火焰区炉壁和低温区外壁间差别膨胀,我们采用了如图1所示

的两个波形膨胀节和带挠性的上封板结构,允许两者自由膨胀。

(3) 为了防上炉芯弯管被烧蚀,采用了整体压制弯管,同时采用了反射炉拱,降低了弯管上、下温差,避免火焰直接冲蚀。

(4) 为了防止低温烟气的腐蚀问题,我们采用了合适的排烟温度,保证所有烟道壁温在正常燃烧条件下均在150℃左右,从而避免低温烟气腐蚀。

(5) 在高温区壁面上采用远红外涂层保护,防止氧化。

2. 强化燃烧

我们采用一般锅炉的为提高炉膛温度,创造完全燃烧条件的三种方法:

(1) 减少炉膛过冷度,即利用耐火泥涂层来减少炉膛辐射受热面积,以达到减少空气吸热量来提高炉膛温度。

(2) 热风助燃,即利用烘干粮食后的废气回收助燃,增加炉内热量。

(3) 调节灰门或烟囱挡板的开度来减少炉膛内空气过剩系数 α ,使炉膛内空气过剩系数保持在 $\alpha=1.35\sim1.5$ 范围内;

对本热风炉还采用以下两种方法进行强化燃烧。

(4) 采用由耐火混凝土制的反射炉拱。一则它有蓄热性能,用来稳定燃烧条件,二则可将蓄存的热量反射到煤层上,帮助着火。

(5) 利用减少炉膛外壁的空气量,也就减少空气流速 ω_i 和空气放热系数 α_i ,从而引起炉壁温度的提高(见下述公式12)和炉膛过冷度的减少,也就提高了炉膛温度,这是热风炉比锅炉燃烧条件好,能烧劣质煤和杂料的根本原因。

3. 强化换热

本热风炉的平均单位受热面上的换热量约为4.19万千焦/米²(1万大卡/米²),与一般锅炉热强度相当。为什么本热风炉有这么高的热强度呢?

众所周知(见下述公式6),提高单位受热面上的换热量,必须增大温差 Δt 和传热系数 K 。为此,我们采用了二次逆流式换热,最大限度地提高了传热温差。同时,还采用以下两个措施:

(1) 炉膛中烟气辐射放热系数 α_r 本身就很大,达548.4千焦/米²时℃(131大卡/米²时℃),只要在空气侧加大肋化系数 β (下述),就会提高空气放热系数 α_k (见下述公式11)与 α_r 接近,这样就最大限度地提高了传热系数 K (见下述公式8)。

(2) 在燃尽环中,烟气本身放热系数 α 就不高,那么,我们就在烟气侧布置了短肋片,增加肋化系数 β 来提高烟气放热系数(见下述公式13),这是一般换热器中没有采用过的,也是本热风炉特点之一。同时,在空气侧,除了提高空气速度外,也布置了肋片,提高了空气放热系数 α_k (见下述公式11)并与烟气放热系数 α 接近,也就最大限度地提高了传热系数 K 。

另外,在受热面上涂以高温辐射远红外涂层,也可增大辐射换热的份额。

这样,在外形尺寸不变条件下,光侧单位受热面积上的换热量达到了约4.19万千焦/米²(1万大卡/米²)。

4. 减少尺寸重量

为了减少尺寸重量, 本热风炉采取了如下措施:

- (1) 采用燃烧炉与换热器设计成一体的立式热风炉是减少尺寸重量的根本保证;
- (2) 提高空气流速, 也是减少尺寸重量的有效措施;
- (3) 提高单位受热面上的换热量, 在给定供热量条件下, 可减少受热面积, 也是减少外形尺寸措施之一;
- (4) 在允许范围内, 提高燃烧面热强度 q_R 和炉膛容积热强度 q_V , 以减少炉膛外形尺寸。
- (5) 采用合适的排烟温度, 亦减少了尺寸和重量。

5. 提高效率

我们采取如下两点措施:

- (1) 本热风炉采用冷风从炉顶进入, 沿最外层向下流动, 冷空气包围了整个炉子, 使炉子外壁温度只高出大气温度约 $10\sim 15^\circ\text{C}$, 回收了烟环烟气散热, 散热损失较小, 约为1%。
- (2) 炉膛结构设计较合理, 采用全部钢制焊接结构, 严密性好, 无风可漏。采用强化燃烧, 使炉膛温度达到了良好的完全燃烧条件, 气体和固体不完全燃烧损失减少, 其固体不完全燃烧损失减少到6.3%左右。

为实现上述总体设计措施, 热风炉的关键在于炉膛和对流受热面的设计与计算。

三、炉膛的设计与计算

炉膛设计任务是在创造完全燃烧条件下尽量多地传递热量。一般来说, 它是依靠合理的炉膛外形及其辐射受热面 H_r 来实现的, 可使其炉膛吸热量占热风炉总发热量的40~50%。

通常, 炉膛是指炉箅子到反射炉拱的那部分圆柱形空间, 它的外形尺寸是根据煤种、燃烧方式和选用的热强度来确定的。炉排燃烧面热强度 q_R :

$$q_R = \frac{BQ_{Dw}^Y}{R}, \text{ 千焦/米}^2\text{时}; \quad (1)$$

炉膛容积热强度 q_V :

$$q_V = \frac{BQ_{Dw}^Y}{V}, \text{ 千焦/米}^3\text{时}。 \quad (2)$$

式中: B ——耗煤量, 公斤/时;

Q_{Dw}^Y ——燃料的低位发热值, 千焦/公斤;

R ——炉排面积, 米²;

V ——炉膛容积, 米³。

燃烧面热强度 q_R 和容积热强度 q_V 的数值是根据长期运行经验总结出来的。对手烧炉来说, 可按下值选取:

$$q_R = (2093 \sim 3349) \times 10^3 \text{ 千焦/米}^2 \text{ 时}, [(500 \sim 800) \times 10^3 \text{ 大卡/米}^2 \text{ 时}]$$

$$q_V = (1684 \sim 2093) \times 10^3 \text{ 千焦/米}^3 \text{ 时}, [(450 \sim 500) \times 10^3 \text{ 大卡/米}^3 \text{ 时}].$$

这样就可算出炉排面积 R 和炉膛容积 V , 那么, 炉膛高度 h 和炉膛直径 d 就可确定:

$$h = \frac{V}{R} \text{ 米}, \quad (3)$$

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi}}, \text{ 米}. \quad (4)$$

对于手烧炉, 为便于加煤和清炉, 炉排直径不宜大于1.7米。

确定炉膛高度 h 及其直径 d 后, 也就是确定了炉膛的外形, 就可算出炉膛辐射受热面积, 然后校核炉膛出口烟气温度是否合适, 若不适当, 可加以调整, 直至合适为止。

炉膛出口烟气温度是反映炉膛吸热量的参数, 决定着热风炉炉膛辐射受热面及燃尽环和烟环的对流受热面之间的吸热量的比例。炉膛吸热量多, 出口温度低; 吸热量少, 则出口温度高。其值应合理选取。在热风炉中, 一般为800~1000℃, 其值过低, 将使炉膛中火焰平均温度太低, 辐射传热效果低, 在经济上不合算, 并且对燃烧也不利, 造成气体和固体不完全燃烧损失增大, 甚至使燃料的着火及燃烧的稳定性发生困难。

炉膛出口烟气温度 T'' 可从炉内烟气放热量 Q_f :

$$Q_f = \varphi (Q_i - I'') \text{ 千焦/公斤}, \quad (5)$$

和炉壁传热量 Q_{cr} :

$$Q_{cr} = \frac{K \Delta t H_f}{Bj}, \text{ 千焦/公斤}, \quad (6)$$

以及空气吸热量 Q_K :

$$Q_K = V_K r^0 C_p (t' - t''), \text{ 千焦/公斤}. \quad (7)$$

热平衡得出, 并使其三者的热量最大差别不大于±2%为准。

式中: φ ——保温系数, $\varphi = 1 - \frac{q_6}{\eta + \eta_6}$;

η ——热风炉效率, %;

q_f ——散热损失, %;

Q_i ——炉内有效热量, 千焦/公斤;

I'' ——炉膛、燃尽环或烟环出口烟温, 千焦/公斤;

K ——传热系数, 千焦/米²时℃;

Δt ——烟气与空气的平均温差, ℃;

Bj ——计算燃料消耗量, 公斤/时;

V_K ——空气流量, 标米³/时;

r^0 ——在标准状态下的空气重度, 公斤/米³;

C_p ——空气比热, 千焦/公斤℃。

t', t'' ——进、出口空气温度, ℃。

炉膛传热计算中各主要数据的计算方法如下。

1. 传热系数 K 可由下式确定。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \varepsilon + \frac{1}{\alpha_K}} \quad (8)$$

式中: α_f ——辐射放热系数;

$$\alpha_f = \frac{q_f}{\theta - t_b} \quad \text{千焦/米}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{℃} \quad (9)$$

α_K' ——空气放热系数:

$$\alpha_K' = \frac{0.087 Re^{0.6} \lambda}{de}, \quad \text{千焦/米}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{℃} \quad (10)$$

α_K ——空气折算放热系数:

$$\alpha_K = \alpha_K' k \beta = \alpha_K' k \frac{F_j + \eta F_p}{F_g} \quad (11)$$

δ_b, λ_b ——金属壁厚和导热系数, 米, 千焦/米时℃;

ε ——壁面灰污热阻, 米²时℃/千焦;

q_f ——热流密度, $q_f = \frac{B_j Q_f}{H_f}$ 千焦/米²时;

θ, t_b ——烟气温度和灰污表面温度, ℃;

Re, λ ——空气雷诺数和导热系数, 千焦/米时℃;

de ——当量直径, 米;

k ——修正系数;

β, η ——肋化系数和肋效率;

F_j, F_p, F_g ——肋间、肋片和光侧壁等面积, 米²。

2. 灰污壁面温度 T_b 可按式确定:

$$T_b = \varepsilon q_f + T_{gb}$$

$$T_{gb} = f(a) T_0$$

$$T_0 = \frac{C_{\text{导}}}{\alpha_K} \left(\frac{T_{j,r}}{100} \right)^4 (t' + 273) \quad (12)$$

$$a = \frac{C_{\text{导}}}{100 \alpha_K} \cdot \left(\frac{T_0}{100} \right)^3$$

式中: $f(a)$ ——函数值、查表 4—10 [6];

T_0 ——参数值, K;

$C_{\text{导}}$ ——系数, 千焦/米²时℃;

$T_{\text{理}}$ ——理论燃烧温度, K

从公式(12)可知, 提高空气放热系数 α_k 是降低炉膛壁温 T_g 最有效的措施。为此要求提高空气速度和增大肋化系数 β ; 另外采用低温(t')冷却, 使其壁温降低至材料允许范围之内。再从公式(9)可知, 减少壁温 t_g , 就会减少辐射放热系数 α_r , 故提高炉壁材质, 在一定范围内就可减少肋片数, 减少数量, 也可提高辐射放热系数和热风出口温度。

传热计算时, 先假定一个炉膛出口烟温 θ'' , 并由焓温表求得 I'' , 与最后算出的 θ'' 进行比较, 若两者相差小于10℃, 则计算有效; 若两者相差超过10℃, 则应重新假定后再进行计算, 直至满足为止。

同时, 先假定空气出口温度 t'' , 代入公式(7), 求出空气吸热量 Q_k 与传热量 Q_c , 相比, 使其两者相差不超过 $\pm 2\%$ 为准。

四、对流受热面的设计与计算

除了炉膛辐射受热面而外, 余下的那部分受热面, 即燃烬环和烟环称为对流受热面。因为它们除了辐射传热外, 还存在着对流传热。但本热风炉的设计还是依靠辐射传热为主。

1. 燃烬环 它是指炉膛出口到炉顶的那部分环形空间, 起点取决于炉膛高度 h (见公式3), 顶点取决于所需的传热面积。因此, 燃烬环外形就决定于其内径, 即炉芯的外径。为了提高传热效果, 炉芯的空气速度取得很高, 直径很小, 这样, 燃烬环环形空间较大, 烟速很低, 而进口烟温又很高, 可达900℃左右, 故辐射传热高, 还具备在此继续燃烧的条件, 故称燃烬环。

确定了其外形, 燃烬环的受热面 H 就可算出。为了强化传热, 除提高空气速度外, 在内、外侧均布置了肋片, 使燃烬环的烟气放热量可占热风炉总发热量的35~40%。

2. 烟环 它是指烟气通过炉顶的横向烟管后向下流动到炉底的垂直烟管为止的那部分环形空间。因此, 它的外形尺寸取决于其环形宽度。为便于清灰, 既不能太窄, 又不宜布置肋片, 故其烟速很低。为了提高传热系数 K , 我们采取减少壁厚和增加排烟温度的措施。这样虽增加排烟损失, 但对防止低温烟气腐蚀和减少重量尺寸是有利的。同样使空气速度以达到 α_k 与 α_r 接近为目的, 这样烟环的烟气放热量仅占热风炉总发热量的15~20%。

燃烬环和烟环的参数、结构和受热面 H 确定后, 就可进行烟气放热量 Q_f (见公式5), 受热面的传热量 Q_c (见公式6)和空气吸热量 Q_k (见公式7)计算, 使三者最大热量差别不大于 $\pm 2\%$ 为准, 只不过公式(5)中的 Q_f , Q_i 分别用烟气放热量 Q_f 和对流受热的进口焓 I' 来代替, 公式(6)中 H_f 用对流受热面 H 来代替即可。但计算传热系数 K (公式8)中的 α_f 可用烟气放热系数 α'_f 或 α_y 来代替, 并按下式计算:

$$\begin{aligned} & \text{或} \quad \left. \begin{aligned} \alpha'_f &= \alpha_f + \alpha_d, & \text{千焦/米}^2\text{时}^\circ\text{C}; \\ \alpha_y &= \alpha'_f k\beta, & \text{千焦/米}^2\text{时}^\circ\text{C}. \end{aligned} \right\} \quad (13) \end{aligned}$$

式中: α_r ——烟气辐射放热系数:

$$\alpha_r = \frac{C_{\text{导}} \left[\left(\frac{T_{p,i}}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right]}{(T_{p,i} - T_b)} \text{ 千焦/米}^2\text{时}^\circ\text{C} \quad (14)$$

α_d ——烟气对流放热系数:

$$\alpha_d = C\omega,^{0.8}de^{-0.2}, \text{ 千焦/米}^2\text{时}^\circ\text{C} \quad (15)$$

C ——系数,

ω ——烟气速度 米/秒。

燃烬环传热计算时,先假定燃烬环出口烟温 θ'' ,查焓温表得到出口烟焓 I'' ,再代入公式(5),求出烟气放热量 Q ,与其传热量 Q_c 相比较,使二者相差不超过 $\pm 2\%$ 为准。

同理,计算温差 Δt 时,先假定空气出口温度 t'' ,代入公式(7),求出空气吸热量 Q_k 与上述 Q_c 相比较,使二者相差不大于 $\pm 2\%$ 为准。

五 结 束 语

经试验测定表明,本热风炉所采用的设计计算方法是正确的,计算与试验基本相符;为提高其经济性所采取的措施是有效的,可使每平方米受热面上超过4.19万千焦(1万大卡)热量,正反平衡测出的效率为70%以上,最大出力达264万千焦/时(63万大卡/时)设计是安全可靠的,未发生异常现象。有待进一步完善之处是清灰不便,手烧炉添煤时冒黑烟等。不过,这种大型热风炉毕竟是首创,还要在长期运行中去经受考验。

参 考 文 献

1. HRF-60 自控风温热风炉性能测试报告 东北农学院 1986年10月28日
2. 工业锅炉技术手册 第二册(1)
工业锅炉热力计算方法编写小组编写)
上海工业锅炉研究所出版 1981年2月)
3. 工业炉设计手册
第一机械工业部第一设计院编 机械工业出版社出版 1982年10月
4. 机械工程手册、第二卷,基础理论(二)
机械工程手册电机工程手册编辑委员会,机械工业出版社出版, 1982年10月
5. 重有色冶金炉设计参考资料
《重有色冶金炉设计参考资料》编写组编,冶金工业出版社出版 1978年7月

THE DESIGN AND CALCULATION OF A NEW VERTICAL HOT-AIR FURNACE WITH A CAPACITY OF 2.5 MILLION JOULE (600 000 Kcal)

Bao Chuanfu and Tan Haoru

Abstract

This paper gives a brief description of the uses and features of a new vertical 2.5 million joule (600 000 Kcal) hot-air furnace. A detailed analysis has been made of the measures to enhance its economic performance based on a safe and reliable operation. Methods of furnace heating surface design and calculation have also been presented. Test results have shown that the furnace design is rational and the calculation method used has a sound basis. Some minor problems yet to be solved have been briefly mentioned.

Key words: air Heaters boilers, design, calculation, economics

编 者 的 话

本热风炉于1986年10月30日在哈尔滨工业先进技术交流馆通过了省技术鉴定。

在省科委、省经委分别主持下,由国内著名专家、教授组成的鉴定委员会,对该炉作出了较高的评价。其基本评价是:本热风炉是我国首创,炉子与换热器设计成一体,结构紧凑,先进,有所独创,供热量和效率超过任务书要求;计算正确,经得起推敲;使用方便,价格便宜,事故少,用户满意。与会专家们一致认为该炉的设计是成功的,可以小批生产。