

基于多孔介质模型水密封环冷机余热回收效率数值模拟与优化研究^①

曹明辉^② 石海军 徐志坤 刘晓寒 王爽 方旭

(中冶华天工程技术有限公司 江苏南京 210019)

摘要 本文针对水密封环冷机的余热回收效率优化问题,通过数值模拟方法研究其气固换热机理与冷却过程特性。基于多孔介质局部非热平衡模型,构建环冷机台车及整机的三维热力学仿真模型,对比分析有余热回收内循环系统与无内循环系统的温度场分布及余热利用效率。其研究内容支撑环冷机余热回收系统的设计及改造提供了指导方向。

关键词 多孔介质 余热回收 环冷机 数值模拟

Numerical Simulation and Optimization Study on Waste Heat Recovery Efficiency of Water-Sealed Ring Cooler Based on Porous Media Model

CaoMinghui Shi haijun Xu Zhikun Liu Xiaohan Wang Shuang Fang Xu

(Huatian Nanjing Engineering & Technology Corporation Limited, MCC Nanjing, Jiangsu 210019)

ABSTRACT This paper focuses on optimizing the waste heat recovery efficiency of a water-sealed annular cooler by investigating its gas-solid heat exchange mechanism and cooling process characteristics through numerical simulation methods. Based on the local non-thermal equilibrium model for porous media, a three-dimensional thermodynamic simulation model of the annular cooler's trolley and the entire machine is constructed. A comparative analysis is conducted on the temperature field distribution and waste heat utilization efficiency between systems with and without an internal circulation system for waste heat recovery. The research findings provide guidance for the design and retrofitting of the waste heat recovery system for annular coolers.

KEYWORDS Porous Media Waste Heat Recovery Ring Cooler Numerical Simulation

1 引言

415m²水密封环冷机是烧结工艺关键设备,采用自主创新水密封技术,在降低漏风率、强化热交换和提升余热回收率的同时,显著提高了设备可靠性与可维护性。该设备布置于烧结机后方,承担烧结矿冷却功能。烧结工序在钢铁生产中能耗^①基金项目:安徽省重点研究与开发计划项目(202104a0502015),智能化高效烧结余热回收关键技术及控制装备开发。

位居第二，仅次于高炉炼铁，而其冷却系统所排放的废气中蕴含的余热，占据了烧结工序总能耗的 25%至 30%。高效回收这部分余热资源，对于提升钢铁企业的节能减排能力至关重要。针对国内烧结系统粗放式发展现状，深入研究环冷机传热机理对提升余热利用效率具有重要现实价值。

本工程配置的 415m² 水密封环式冷却机采用上部进风系统工艺，其设备构造及进风方式如图 1 所示。进风方向自环形风道接口开始，自上而下依次从立式支风管、密封水槽、台车风箱支管，进入台车车体风箱，此种进风方式的设计可有效地避免水槽的灰尘淤积，同时提高台车车轮的可维护性。环冷机的通风系统包括主风机风管、环形风道、立式支风管、水封槽、台车进风管、冷却台车、机上热风罩、排气管等，如图 2 所示。主风机冷风从直径方向穿过环冷机台车下方进入环冷机内侧位置的环形风道中。环形风道的上方布置一圈立式支风管；支风管同时作为上部立柱之间稳定结构。环形布置的支风管分段工作，支风管间互不串风。每段的支风管与相应段的环形风道相通，支风管配送的冷风与水槽上方的风罩相连，水槽上罩为连续环状结构。水槽与上罩之间采用螺栓联接。支风管、上罩与水槽连接为一体，固定在环冷机机架钢结构上，相对地面的位置固定不变。因此，当鼓风机冷风汇入环状风管，再由支风管自上而下汇入水槽中部的风道。每个台车下部腔体通过与车体相连的台车进风管与水槽空腔相连，冷风从与环形风道连接的立式支风管进入水槽的上方风罩，经风罩、密封水槽与台车进风管形成气流通道从侧向进入台车下部风箱。由于台车下部风箱腔体有足够大的截面积，近似均匀分布的气流自下而上穿过台车料层，实现热能交换。



图1 水密封环冷机

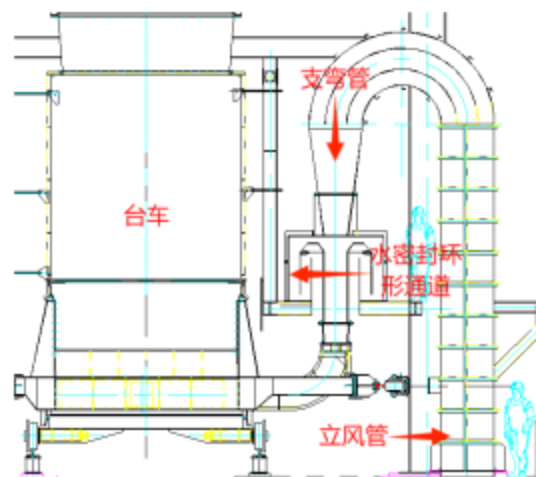


图2 环冷机-通风系统结构

从接受区热态烧结矿温度及余热回收的设备设置考虑，环形风道依次划分为受料环带的高温段以及邻近的次高温段，其余环形风道为低温分段。环冷机共设 5 只烟囱，配置在高

温段、次高温段烟囱内敷设耐火内衬，设置有余热发电管道的接口，接口后三通阀划入余热发电项目设备，如图3所示。环冷机中的烧结热矿料冷却机理主要依靠冷风鼓入台车上料层换热实现热矿料冷却。环冷机的环形水平轨道上布置有若干辆台车随环形框架循环运行。在受料位置，给料溜槽中烧结热料连续落入台车，形成一定厚度均匀地分布的料层。该设备在台车底部配置专用风箱结构，配套通风装置将冷空气强制输送至风箱内部，通过增压穿透技术突破烧结料层阻力场，贯穿烧结矿料层实施气固相间热传导，实现热量迁移。热烧结矿置于台车上，随台车沿环形轨道运行一段时间后，冷却至满足工艺要求的卸料温度。抵达卸料段时，台车的承料台面绕其固定铰轴旋转，在沿水平轨道下方曲轨行进的过程中倾翻，将冷却后的矿料卸入下方的板矿机溜槽。接着，板矿机将烧结矿运送至成品皮带机，再由成品皮带机输送至成品整粒系统进行后续处理。卸料后的台车沿曲轨轨迹上升实施复原动作，继而继续前行，空车再次准备接受烧结热料。环形框架上的台车沿轨道不断循环完成工艺流程规定的任务。

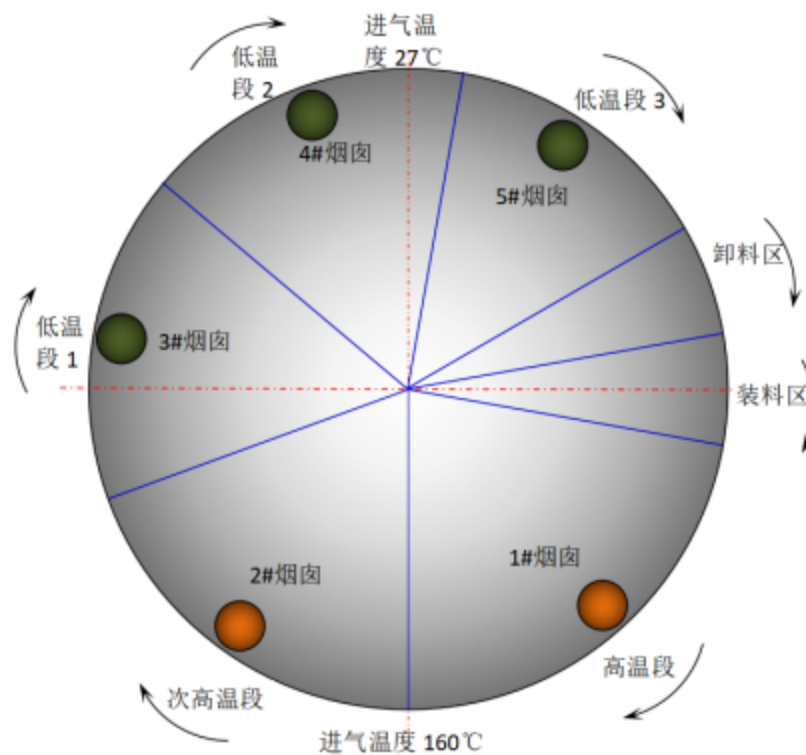


图3 全周期运行工况边界参数

2 数学模型构建

环冷机内烧结矿属多孔介质，由固体骨架及孔隙内物质构成，其密集连通的微小孔隙结构形成超大比表面积（核心物理特征）。烧结矿层多孔介质内气固两相流传热传质过程的理论解析需构建基于连续性方程、动量守恒方程及能量守恒方程的质量-动量-能量耦合控制方程组，以精确表征流体流动与热量运输的交互作用机制^[6]。

(1) 连续性方程(质量守恒方程)

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\varepsilon\rho v)}{\partial x_i} = 0$$

(2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho\mu_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\varepsilon\rho\mu_i\mu_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial(\rho_{ij})}{\partial x_j} + g_i - f_i$$

式中，

$$\frac{\partial(\rho_{ij})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial(\rho)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial \mu_j}{\partial x_j} \right)$$

针对多孔介质流动数值建模，基于 Navier-Stokes 方程框架，通过引入修正源项函数对动量守恒经典控制方程进行改进，建立多孔介质流动模型，其数学表达式如下所示^[3-6]：

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu \mu_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 C_{ij} \rho |\mu| \mu_j \right)$$

其中： $\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu \mu_j$ 为粘性损失； $\frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 C_{ij} \rho |\mu| \mu_j$ 为惯性损失； S_i 为源项在*i*方向动量的

风量； $|\mu|$ 为速度；

对于均匀的多孔介质可以简化为：

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} \mu \mu_i + \frac{1}{2} C_2 \rho |\mu| \mu_i \right)$$

$$\alpha = - \frac{D_p^2 \varepsilon^3}{150 (1-\varepsilon)}$$

$$C_2 = - \frac{3.5 (1-\varepsilon)}{D_p \varepsilon^3}$$

式中， μ 为粘性系数， ε 为孔隙率， ρ 为孔隙率， v 为流体速度， g_i 为作用在*i*方向体积力， f_i 为流动阻力， $\frac{\partial \rho_{ij}}{\partial x_j}$ 为扩散力、压力梯度、表面力， $\frac{1}{\alpha}$ 为渗透率， C_2 为惯性阻力因子。

(3)多孔介质的能量方程

对于多孔介质的流动换热，Fluent 求解标准能量传输方程如式所示^[3-6]：

$$1 - (\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_f \dot{\mu} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda_m \nabla T)$$

其中， $(\rho c)_m = (1-\varepsilon)(\rho c)_s + \varepsilon(\rho c_p)_f$

$$\lambda_m = (1-\varepsilon)\lambda_s + \varepsilon\lambda_f$$

$$\dot{q}_m = (1-\varepsilon)\dot{q}_s + \varepsilon\dot{q}_f$$

其中， f 代表流体项， s 代表固体项， λ_m 为多孔介质的有效导热系数，由流体热传导

率、固体热导率体积平均计算而得。

针对环形冷却系统内气固两相流传热过程的数值建模,传统多孔介质局部热力学平衡假设难以准确表征实际存在的固相与气相温度梯度差异。本研究基于 Navier-Stokes 方程框架下的多孔介质传输理论,采用离散相温度场求解方法,通过构建气固双温场耦合模型(即 FLUENT 多孔介质非平衡热力学模块),分别建立流体域与多孔固体域的独立能量控制方程,形成具有相间热传导项的双方程体系,实现气固两相热力学参数的独立解耦计算,其控制方程组数学表述如下^[3-6]:

$$\text{流体项: } \varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{\mu} \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot (\lambda_f \nabla T_f) + h_v(T_s - T_f)$$

$$\text{固体项: } (1-\varepsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + (\rho c)_s \vec{\mu} \cdot \nabla T_s = (1-\varepsilon) \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) + h_v(T_s - T_f)$$

其中下标 f 为流体项对应参数,下标 s 为固体项对应参数, h_v 为气固单位体积对流传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$), ε 为多孔介质孔隙率, λ_s 为固体导热系数, \dot{q}_s 为固体内热源项, λ_f 为流体导热系数, \dot{q}_f 为流体内热源项, c 为固体的比热, c_p 为流体的定压比热。

3 数值仿真分析

3.1 基本假设

针对环形冷却系统内烧结矿端流冷却传热过程的数值建模,基于 Navier-Stokes 方程框架与多孔介质传热理论,在确保关键传热机制表征精度的前提下,构建以下基本理论假设体系^[1-4]: ①建立稳态运行工况假设:系统处于热力学平衡状态,各操作参数满足时间无关性条件;②多孔介质等效假设:将烧结矿堆积层抽象为各向同性多孔介质连续体,其孔隙率与渗透率参数通过实验标定;③物性参数温度依赖性假设:空气相与固相的热物理参数(比热容、导热系数等)均建立温度场关联的本构关系;④多物理场耦合传热机制假设:鉴于多孔介质三维辐射传热的多尺度复杂性及其热流占比($<5\%$),忽略烧结矿颗粒间辐射传热效应,保留以下主导传热机制:固相颗粒间的傅里叶导热过程;气相流体的对流传导效应;气固界面间的强制对流传热作用。

3.2 建模及网格划分

本研究从台车与整机维度开展热力学分析:环冷机运行周期 3600s (速度 0.038m/s),远低于内部空气流速 1.09m/s ,故简化为固定床模型,其冷却过程等效于固定床气固换热。

基于 72 个均质台车结构特性,选取单台车建立 Fluent 模型(图 4),模拟完整冷却周期。图 4 展示了环形冷却系统关键组件的三维有限元离散模型,包含台车承载结构、底部强制进气装置及顶部集气整流装置,总网格单元数达 2.68×10^6 。通过建立多孔介质域与非多孔流体域的三域独立划分策略(如图中标记区域所示),实现多物理场耦合分析,从而构建气固两相间多模式传热机制的高精度数值表征。

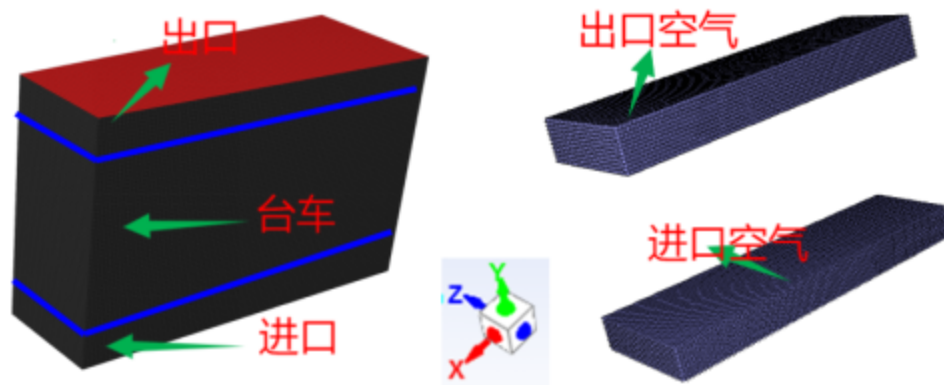


图4 台车网格及边界条件

基于台车组件热力学特性数值仿真结果,通过提取其运动轨迹方向的温度场分布数据构建边界条件传递函数,建立瞬态冷却耦合三维模型。该全尺寸离散模型采用非结构化网格划分技术实现多物理场耦合计算,离散单元总数达 1.316×10^5 ,其离散化建模过程如图 5 所示。

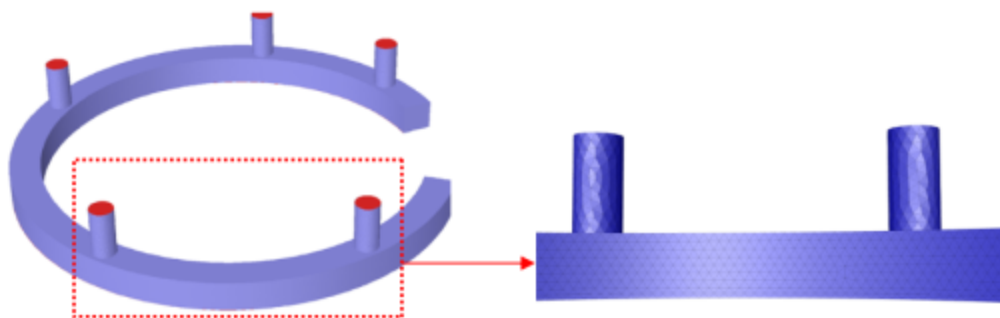


图5 环冷机离散单元

3.3 边界条件

环冷机余热回收系统(无内循环)默认将烟气排入大气,烧结矿由常温空气冷却。开启系统后,烟气经送引风机送至环冷机余热区台车底部冷却烧结矿,替代原冷却风机。设备运行周期 3600 秒,余热利用区进气耗时 1220 秒,温度为 160°C ;其余时间进气为常温 27°C ,具体参数见表 1 所示。另一方面,当关闭余热利用进风时全程为常温进气 27°C 。台车整个进气量为 $1.72 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$,冷却面积是 415 m^2 ,因此台车底部进气速度为 1.09 m/s 。方向垂直台车向上,本文选用 $k-\varepsilon$ 模型进行,因此入口的湍流强度经计算为 3.2%。出口设置为压力出口,压力 1bar。

表1 各段冷却时间

有余热冷却时间	1220s
常温空气冷却时间	2380s
总共时间	3600s

3.4 计算模型

基于环冷机流体流动与烧结矿冷却换热特性,建立如下计算模型^[2]:①标准湍流模型;②多孔介质局部非热平衡模型;③STANDARD 压力插补格式;④SIMPLE 算法处理压力-速度耦合。

3.5 初始条件

比热容、入口空气的相关参数详见表 2、3,烧结矿进入环冷机台车时的温度设置为

750℃，堆积密度设置为 170kg/m³，材料属性设线性插值在 FLUENT 平台中设置。

表2 烧结矿平均定压比热容

温度(℃)	0	100	200	300	400	500	600	700	800
$C_p(J/kg \cdot K)$	368.6	481.5	583.8	675.8	757.2	828.1	888.6	938.7	978.2

表3 不同温度下空气属性

温度	密度	比热	导热系数	运动粘度
$T(^\circ C)$	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(J/kg \cdot K)$	$\lambda \times 10^2(W/m \cdot K)$	$\nu \times 10^6(m^2/s)$
0	1.293	1.005	2.44	13.28
20	1.205	1.005	2.59	15.06
100	0.946	1.009	3.21	23.13
200	0.746	1.026	3.93	34.85
300	0.615	1.047	4.60	48.33
400	0.524	1.068	5.21	63.09
500	0.456	1.093	5.74	79.38
600	0.404	1.114	6.22	96.89
700	0.362	1.135	6.71	115.4
800	0.329	1.156	7.18	134.8

基于实测数据，环冷机单周期运行时间 3600s，余热利用区开启时烧结矿通过时长 1220s，关闭时全域进气温度恒为 27℃。多孔介质固体相的相关参数：烧结矿平均粒径 40mm，孔隙率 0.4，根据文中动量数学表达式同时设定粘性和惯性阻力系数，经计算分别为 527344(1/m²)与 820.3(1/m)。

4 结果分析

4.1 落料过程温度场结果分析

台车在入料口附近，烧结矿迅速落料至台车过程时间较短，该过程的冷却过程如图 6、图 7 所示，冷空气入底，烧结矿缓慢冷却。

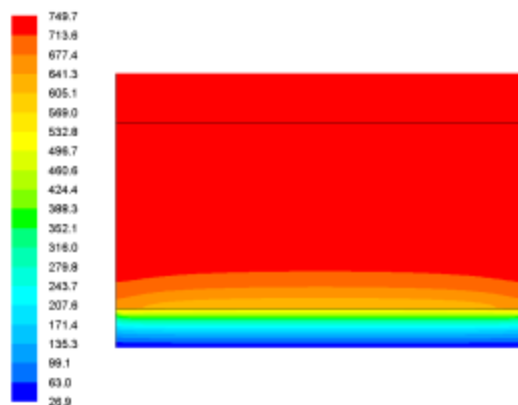


图6 环冷机在0.1°/s速度下, t=15s, Z=0截面烧结矿初始温度

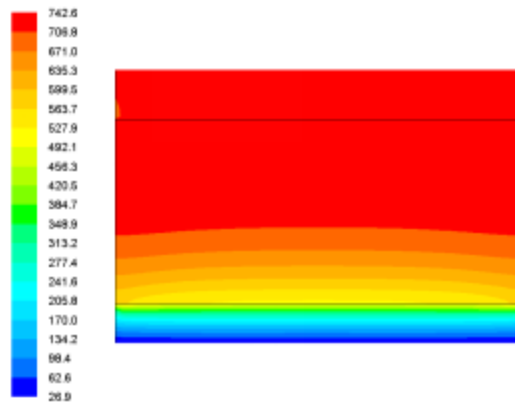


图7 环冷机在0.1°/s速度下, t=50s, Z=0截面烧结矿初始温度

4.2 圆周运动冷却过程

内循环式环冷机余热回收系统将余热区高温废气导入锅炉,经换热后温度降至160℃,随后通过风机回送至台车底部作为冷却介质,非回收区烧结矿依旧用27℃的空气缓慢冷却。

图8-图11展示了料高1500mm时,有余热回收循环的Z=0截面烧结矿在不同冷却时间的温度分布。图6显示,烧结矿初始温度为750℃,且前680s内其下方进气空气温度为160℃。空气和烧结矿温度在多孔介质区温度与高度呈现正相关,空气穿过烧结矿后,温度基本保持不变。冷却空气的开始温度低,从台车底部自下向上通过烧结矿空隙,以对流换热与烧结矿颗粒进行热量交换,空气逐渐升温,烧结矿逐渐降温。当时间经过3600s后,截面Z=0时烧结矿均温降至90℃。

从图12-14(无余热回收循环下Z=0截面烧结矿的温度分布)中可见,烧结矿在前680s的冷却速度较有余热回收循环时更快,这是因为进气空气为常温。然而,当冷却时间达到3600s时,烧结矿的最终出口温度均约为90℃。另一方面,由于进气温度降低,出口空气温度也显著降低。因此,可以得出重要结论:有余热回收循环时,烧结矿的最终冷却速度与无余热回收时基本相当,但出口空气温度更高,有利于为锅炉提供更高的进气温度,从而提高余热利用效率。

有无内循环的余热回收系统中烧结矿均温与时间关系如图15、16所示。两系统出口空气和烧结矿的均温变化趋势基本一致,与时间呈现负相关。在0-1200s范围内,温度梯度较大;1200-3600s范围内,温度变化率逐渐减小。本质是空气和烧结矿初温高,空气流速大,对流换热系数大;随时间推移,温差逐步缩小,换热量变少。通过对比,显示出口空气和烧结矿均温,有内循环系统高于无内循环系统。具体地,有内循环系统1号、2号烟囱入口空气平均温度分别为511℃、390℃,高于无内循环系统的473℃、360℃。结果表明,内循环大幅提升余热利用空气的均温,如表4、表5所示。

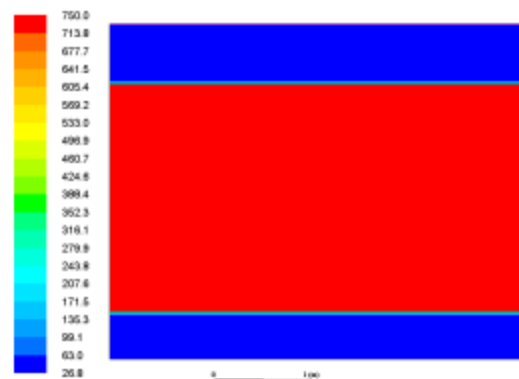


图8 环冷机在0.1°/s速度下，t=0s, Z=0截面烧结矿初始温度(余热区进气初温160℃)

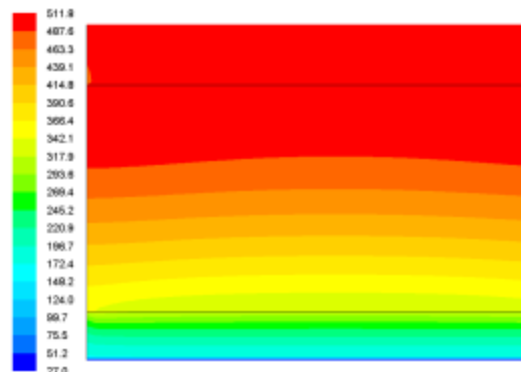


图9 环冷机在0.1°/s速度下，t=680s, Z=0截面1#烟囱出口处烧结矿温度

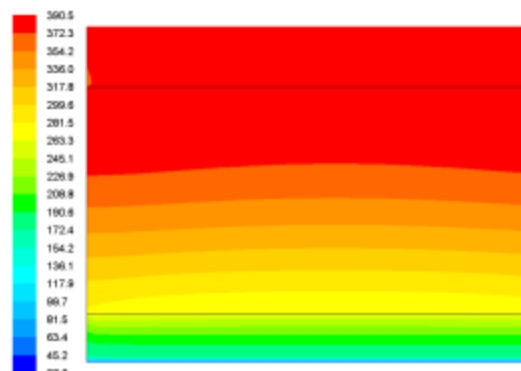


图10 环冷机在0.1°/s速度下，t=1220s, Z=0截面2#烟囱出口处烧结矿温度

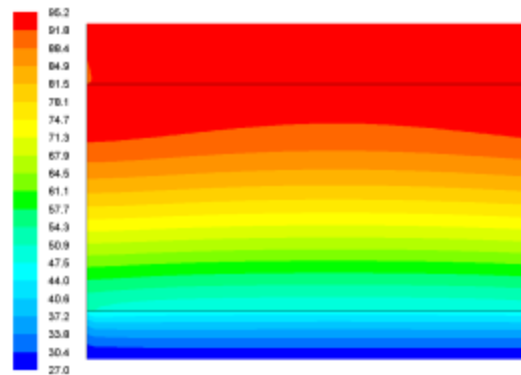


图11 环冷机在0.1°/s速度下，t=3600s, Z=0截面出口处烧结矿温度

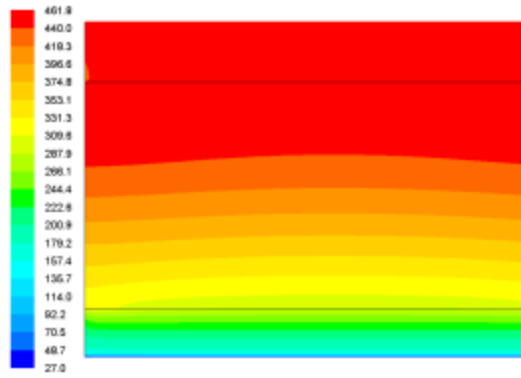


图12 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下， $t=680s$ ， $Z=0$ 截面1#烟肉出口处烧结矿温度

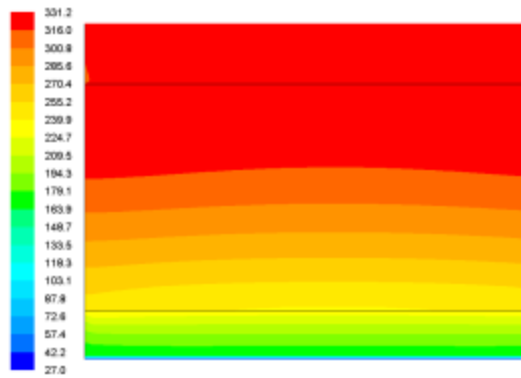


图13 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下， $t=1220s$ ， $Z=0$ 截面2#烟肉出口处烧结矿温度

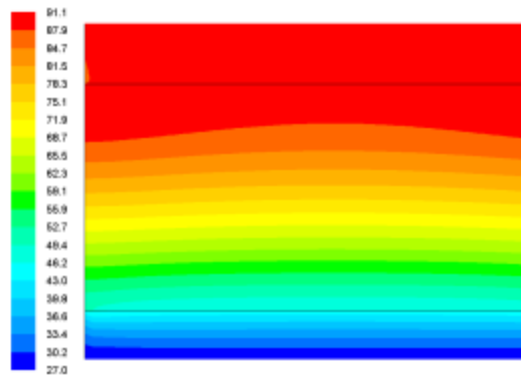


图14 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下， $t=3600s$ ， $Z=0$ 截面出口处烧结矿温度

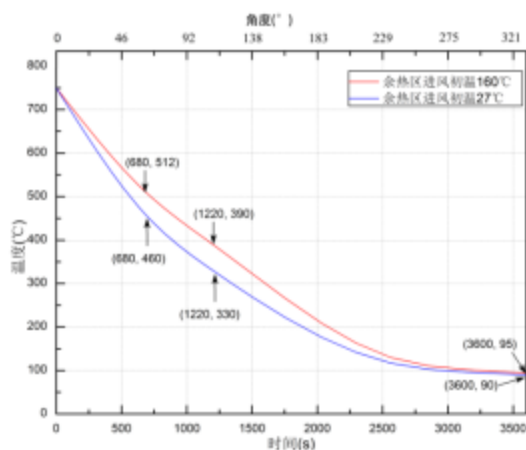


图15 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下，运行一周台车顶部烧结矿温度(余热区进气初温 $160^{\circ}C$)

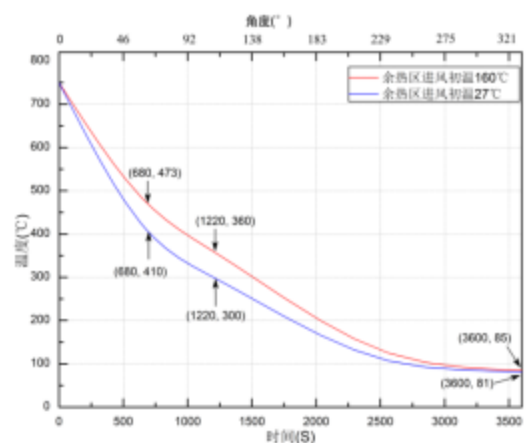


图16 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下，运行一周台车顶部出口空气温度

表4 烧结矿温度对比

	1#烟囱处烧结矿温度	2#烟囱处烧结矿温度	出口处烧结矿温度
有余热利用系统	511	390	95
无余热利用系统	460	330	90

表5 出口空气温度对比

	1#烟囱出口空气温度	2#烟囱出口空气温度	出口出空气温度
有余热利用系统	473	360	85
无余热利用系统	410	300	81

4.3 温度场结果分析

本文前部分对台车冷却过程进行热力学分析，得出温度随着时间的冷却曲线，也就是台车在轨道上与台车转动角度的曲线。把本曲线作为边界调节赋予整个环冷机。图 17-图 22 显示了环冷机随着台车转动角度温度递减的趋势，入口空气温度、出口空气温度、及烧结矿的温度场与前文分析的台车温度场基本对应，进而验证了数值分析的正确性。

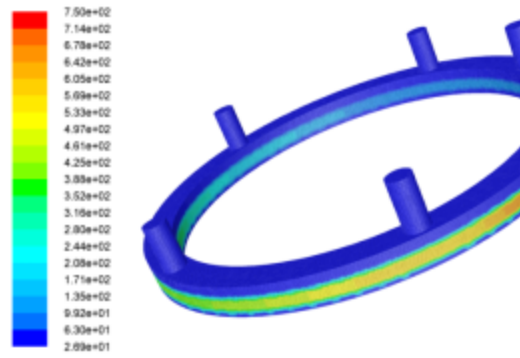


图17 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机温度场初始条件

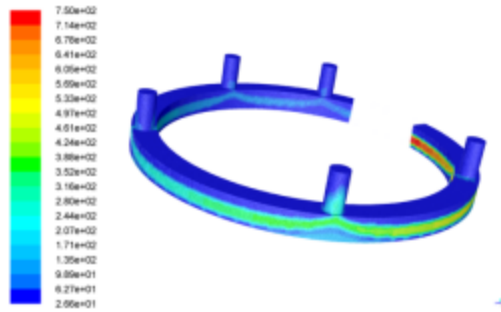


图18 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机温度场 $t=100s$

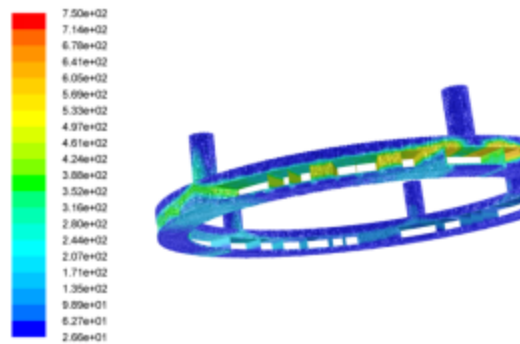


图19 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机内部温度场 $t=10s$

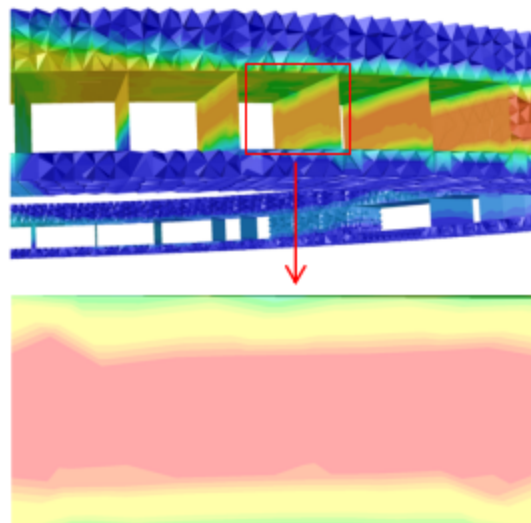


图20 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机内部温度场 $t=10s$

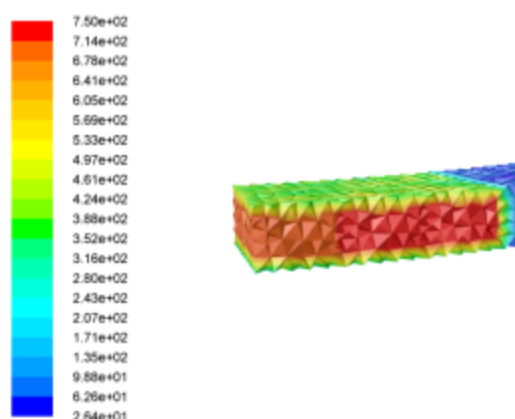


图21 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机进料口温度场 $t=10s$

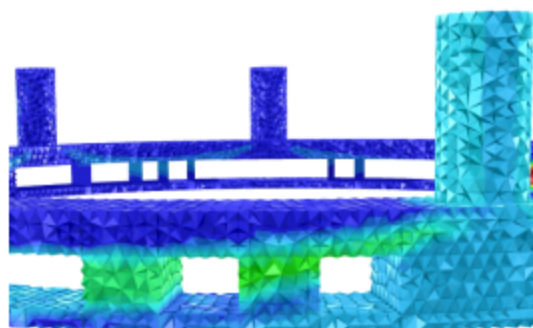


图22 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下整体环冷机局部温度场 $t=10s$

5 环冷机冷却优化分析

通过上面的分析可知，环冷机冷却及余热回收受结构参数和控制参数的影响，以有内循环系统为基准。台车底部冷却空气速度由空气流量决定，余热利用区有效空气量为 $8.4 \times 10^3 \text{ Nm}^3$ ，料高1500mm，粒径40mm，孔隙率0.4，初温413K。

5.1 不同孔隙率

孔隙率0.30、0.40、0.50的多孔介质中烧结矿温度分布如图23、24所示。不同孔隙率下，烧结矿温度呈现分层分布的趋势，自下而上缓慢升高。三种孔隙率下，烧结矿均温下降趋势接近指数函数曲线，且与时间呈负相关，温降速度变缓。当孔隙率由0.30变化至0.50时，从图上可以看出烧结矿均温降低。其结论是孔隙率增大，空气流阻减小，停留时间变短，单位体积烧结矿质量减小，换热量也随之减小。出口空气均温与烧结矿均温的变化趋势类似。

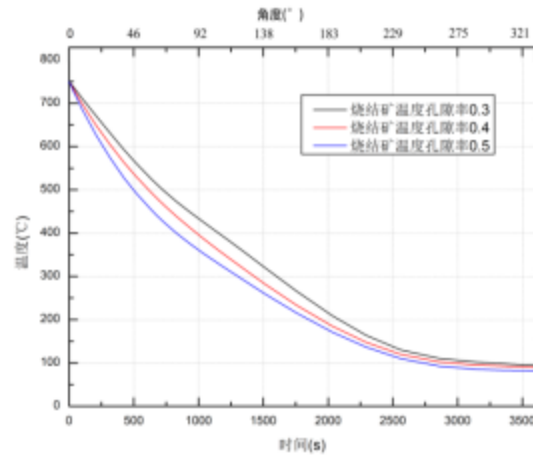


图23 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下不同孔隙率烧结矿的温度

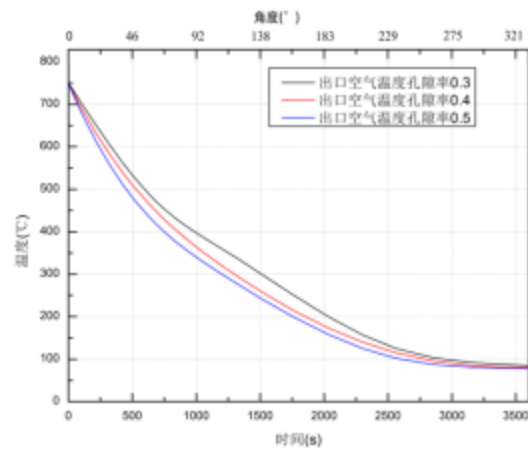


图24 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下不同孔隙率出口空气的温度

5.2 不同烧结矿直径

针对 20mm、30mm、40mm 三种粒径的烧结矿，其 $Y=0$ 截面温度场呈现规律性分布：不同粒径条件下，烧结矿层内温度均呈现底部低温、顶部高温的梯度分布特征。温度梯度随粒径增加呈现弱化趋势，与颗粒堆积结构变化密切相关。

分析冷却动态特征可见，烧结矿平均温度遵循指数衰减规律，冷却速率随粒径增大显著减缓。粒径由 20mm 增至 30mm 时，温度衰减曲线斜率降低约 $1/5$ ，对应换热面积缩减导致单位时间换热量下降。当粒径达到 40mm 时，冷却效率进一步降低，粒径-换热面积负相关性得到验证。

同步监测的出口空气温变曲线显示，粒径增加引起空气温升幅度系统性下降。粒径从 30mm 增至 40mm 时，出口空气温度峰值降低约 10°C ，反映大粒径堆积体对气流热传递的阻滞效应。此现象与多孔介质内固-气两相接触面积变化形成直接对应关系。

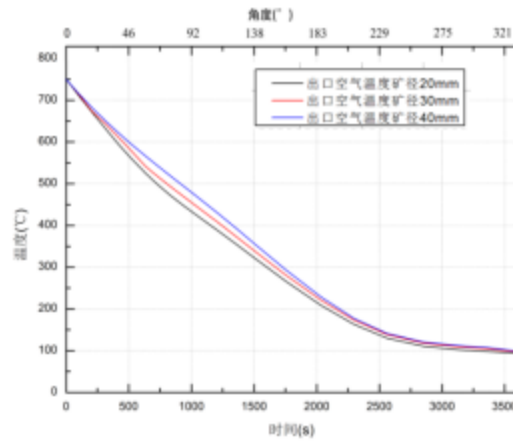


图25 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下不同矿径烧结矿的温度

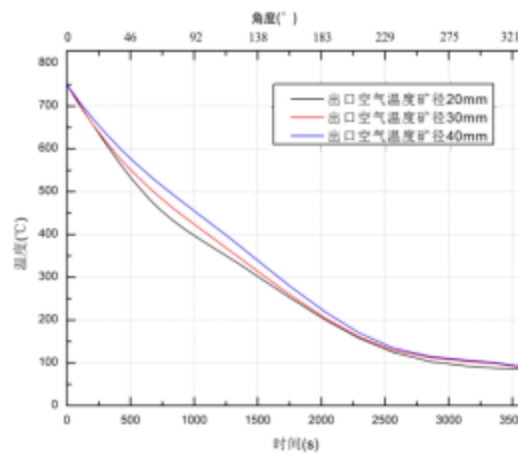


图26 环冷机在 $0.1^{\circ}/s$ 速度下不同矿径烧出口空气温度

6 结论

分析结果显示,环冷机各段冷却过程分配合理,高温、次高温及低温段均得到有效利用。有余热回收循环时,烧结矿的最终冷却速度与无回收时相当,但出口空气温度更高,有利于提升锅炉进气温,提高余热利用率。对比研究表明,循环模式差异对温降动态特征无显著改变:两种系统下出口空气与烧结矿平均温度均呈指数衰减趋势,冷却初期(0-1200s)呈现剧烈温降,后期(1200-3600s)温降速率变缓。热循环效应使系统热保持能力提升,内循环模式出口空气均温较无循环系统有显著提升,其中关键监测点(烟囱入口1/2号)空气温度分别稳定在 511°C 与 390°C 水平。优化分析烧结矿孔隙率和粒径对环冷机冷却及余热回收的影响,得到了冷却过程与这些参数的定量关系,为实际操作提供了理论指导。特别地,对矿料孔隙率0.3-0.5、粒径20-40mm范围内的冷却过程进行了优化。

参考文献

- [1]蔡九菊,杜涛,陈春霞等.钢铁企业余热资源的回收利用及关键技术研究.见:洪及鄙.2007中国钢铁年会论文集.成都:冶金工业出版社,2007.488-497.
- [2]张欣,温治,楼国锋等.高温烧结矿气-固换热过程数值模拟及参数分析.北京科技大学学报,2011,33(03):339-345.
- [3]冯军胜.烧结矿余热回收竖罐内气固传热模型研究:[硕士学位论文].沈阳:东北大学图书馆,2014.
- [4]杨益伟.烧结余热回收竖罐内床层阻力特性实验研究:[硕士毕业论文].沈阳:东北大学图书馆,2013.
- [5]陶文铨.数值传热学.第二版.西安:西安交通大学出版社,2001.160-198.
- [6]徐晨怡.烧结余热回收竖罐内气固换热性能优化及阻力特性研究:[硕士毕业论文].武汉:华中科技大学

学图书馆，2020.

①**基金项目**：安徽省重点研究与开发计划项目（202104a0502015），智能化高效烧结合热回收关键技术及控制装备开发.

②**作者简介**：曹明辉，男，1982年生，江苏南京人，硕士，高级工程师，主要研究方向非标设备研究与开发，地址：江苏省南京市建邺区富春江东街18号，中冶华天工程技术有限公司。联系电话：15895861783，邮箱：cmh821024@126.com.