

一种用于船舶烟气冷却的喷雾螺旋管冷却器的传热特性研究

李方舟, 白书诚, 吴俐俊

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 船舶使用的主动降噪设备需要连接到排烟支管, 但高温烟气会缩短设备的使用寿命。为了降低烟气温度, 建立了冷却器喷雾冷却的数值模型对支管冷却器的运行工况进行优化, 通过数值模拟分析喷射压差与喷雾半角对冷态以及热态性能的影响。结果表明: 最佳喷雾半角为 60° , 喷射压差为 1.5 MPa 时, 冷却器性能最佳; 采用液滴蒸发效率与逃逸质量分析冷却器内液滴的流动特性, 根据模拟结果进行二次回归拟合, 喷雾压差和喷射半角与蒸发效率相关系数分别为 0.19 和 0.56, 其相对于逃逸质量的相关系数为 0.25 和 0.72, 喷嘴工作参数应选取较高的喷雾半角和较低的喷射压差。

关键词: 船舶噪声; 喷射压差; 喷雾半角; 蒸发效率

中图分类号: TK221

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.04.009

[引用本文格式] 李方舟, 白书诚, 吴俐俊. 一种用于船舶烟气冷却的喷雾螺旋管冷却器的传热特性研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(4): 64-74. LI Fang-zhou, BAI Shu-cheng, WU Li-jun. Study of heat transfer characteristics of a spray spiral tube cooler for marine flue gas cooling [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4): 64-74.

Study of Heat Transfer Characteristics of a Spray Spiral Tube Cooler for Marine Flue Gas Cooling

LI Fang-zhou, BAI Shu-cheng, WU Li-jun

(School of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 201804)

Abstract: Ships' active noise reduction devices need to be connected to the exhaust branch pipe, but high-temperature flue gas can shorten the device's lifespan. In order to reduce the flue gas temperature, a numerical model of the cooling spray of the cooler is established to optimize the operating conditions of the branch pipe cooler. Through numerical simulation, the influence of injection pressure difference and spray half-angle on the cold and hot state performance is analyzed. The results show that the optimal spray half-angle is 60° and the optimal injection pressure difference is 1.5 MPa for the best performance of the cooler; the flow characteristics of droplets inside the cooler are analyzed by using the droplet evaporation efficiency and escape mass, and a second-order regression formula is fitted according to the simulation results. The correlation coefficients of spray pressure difference and injection half-angle vs. evaporation efficiency are 0.19 and 0.56 respectively; the correlation coefficients of spray pressure difference and injection half-angle vs. escape mass are 0.25 and 0.72. The nozzle working parameters should choose a higher spray half-angle and a lower injection pressure difference.

Key words: ship noise, injection pressure difference, spray half-angle, evaporation efficiency

引言

船舶柴油机的排烟管道在排气过程中会产生能量高、频率复杂的噪声。目前应用最多的有源控制方式通过发出控制信号与噪音叠加可对低频噪声进行有效控制。但在该噪声控制方式中,降噪设备与烟气管道间通过支管连接,为保护降噪设备不被高温烟气损伤,需在两者间安装冷却器。目前迫切需要设计符合要求的冷却设备,以对支管内的烟气进行冷却。

当前船舶排气系统中广泛运用冷却水对支管内烟气进行冷却,主要有3种方式:对流冷却、水下排放和喷雾冷却^[1]。柴油机排烟主要通过后两种方式进行冷却,水下排气的方式高温烟气将直接排入海水中,多用于水下船只;而喷雾冷却则多用于舷侧排气,水汽与烟气一同排出。袁江涛等人^[2]设计的冷却装置,可将350℃烟气冷却至120℃。王天毓^[3]设计了一种柴油机排气消声系统,通过喷雾降低烟气温度,使得系统具备消声性能、喷水降温性能及低流动阻力特性。王振等人^[4]应用多相流模型和蒸发-冷凝模型,对排气管内喷淋的流动和传热过程进行数值模拟,得到并分析了不同冷却水量比下的排气温度场分布、排气管截面平均温度的沿程变化以及压力损失。应宇辰等人^[5]通过计算得到排气喷雾冷却过程中的热量负荷和所需的喷雾水量,并搭建了实验台,将计算结果与实验数据进行对比分析,得到喷淋冷却水与烟气量的关系。Tissot等人^[6-7]模拟气流进入换热器前的喷雾冷却过程,通过实验测量喷嘴下游5 cm处截面上的温度分布情况发现,模拟结果和实验测量吻合,证明离散相模型可以模拟喷雾降温过程。Cheng等人^[8]基于动力学和传热原理,建立喷雾冷却换热机理数学模型,计算加热表面的温度分布,计算结果与实验误差在10%以内。

总结目前船舶降噪领域喷雾技术,一方面通过可视化实验对喷雾冷却特性进行研究,另一方面通过数值模拟的方式对喷雾场、喷雾颗粒运动及换热过程进行模拟,但对管道内有限空间内的喷雾模拟研究较少。本文对有限空间的管内喷雾冷却进行模

拟,分析喷雾冷却性能。设计建立冷却器喷雾冷却数值模拟模型并搭建实验台,通过喷雾喷嘴和螺旋冷却管两处冷却参数对模型进行验证。选择对喷雾影响较大的喷射压差和喷雾半角作为参数,分析喷射压差及喷雾半角对液滴蒸发效率以及液滴逃逸质量的影响,并加以验证。

1 模型建立

1.1 喷雾物理模型描述

喷雾冷却器模型由喷嘴及螺旋冷却管组成,模型如图1所示。图中, θ 为喷雾半角。冷却器直径为400 mm,模型总长700 mm,喷雾装置位于距烟气出口50 mm处,烟气进入冷却器后,先经过螺旋冷却管冷却,再与喷嘴喷出的冷却水进行混合、蒸发和冷却,最后排出冷却器。

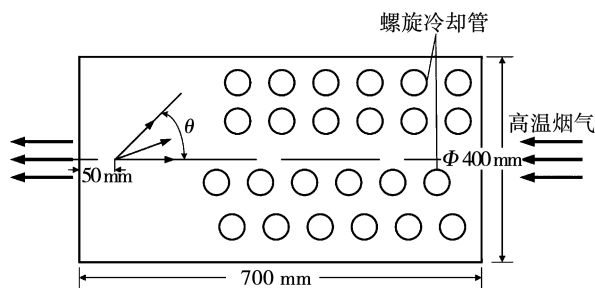


图1 冷却器喷雾模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cooler spray model

1.2 数学模型

对蒸发过程做出假设简化:(1)设水滴为球形且不考虑变形,内部不存在温度梯度;(2)水与烟气密度相差较大,因此忽略浮力、Saffman力和热泳力等,仅考虑重力和气动阻力;(3)不考虑辐射换热;(4)冷却器壁面和螺旋管壁面为定壁温。

对于烟气的流动及传热,采用连续相模型^[9]:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g u_{gx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g u_{gy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_g u_{gz})}{\partial z} = S_m \quad (1)$$

式中: t —时间,s; ρ_g —烟气密度, kg/m^3 ; S_m —液滴蒸发后进入到连续相中的质量源项, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; u_{gx} , u_{gy} , u_{gz} —在 x 、 y 、 z 方向上的烟气流速, m/s 。

动量守恒方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho_g u_{gx})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g u_{gx} U) + \frac{\partial p}{\partial x} = \nabla \cdot (\mu \nabla u_{gx}) + F_x \\ \frac{\partial(\rho_g u_{gy})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g u_{gy} U) + \frac{\partial p}{\partial y} = \nabla \cdot (\mu \nabla u_{gy}) + F_y \\ \frac{\partial(\rho_g u_{gz})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g u_{gz} U) + \frac{\partial p}{\partial z} = \nabla \cdot (\mu \nabla u_{gz}) + F_z \end{cases} \quad (2)$$

式中： U —喷雾流速，m/s； F_x, F_y, F_z —在 x, y, z 方向上所受曳力，N； μ —烟气粘度，Pa·s。

能量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho_g E)}{\partial t} + \nabla \cdot \tau = \nabla \cdot \left[k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j J_j \int_{T_{\text{eff}}}^T c_{pj} dT + (\tau_{\text{eff}} U) \right] + S_h \quad (3)$$

式中： E —喷雾总能量，J； k_{eff} —有效导热系数，W/(m·K)； J_j —组分 j 扩散源项，W/m³； T —温度，K； T_{eff} —有效温度，K； c_{pj} —组分 j 的比定压热容，J/(kg·K)； τ_{eff} —有效耦合时间； S_h —液滴与连续相换热引起的体积热源项，W/m³。

柴油机烟气成分复杂，采用组分输运模型计算各组份间的能量传递。考虑到计算模型中涉及射流，选择旋转与带曲率的 Realizable $k - \varepsilon$ 湍流模型计算气相流场^[10]。离散相模型采用拉氏坐标系下牛顿第二定律的运动微分方程求解运动轨迹，仅考虑重力和气动阻力^[11]：

$$\begin{cases} \frac{d u_{px}}{dt} = \frac{g_x(\rho_p - \rho_v)}{\rho_p} + F_D(u_{gx} - u_{px}) \\ \frac{d u_{py}}{dt} = \frac{g_y(\rho_p - \rho_v)}{\rho_p} + F_D(u_{gy} - u_{py}) \\ \frac{d u_{pz}}{dt} = \frac{g_z(\rho_p - \rho_v)}{\rho_p} + F_D(u_{gz} - u_{pz}) \end{cases} \quad (4)$$

式中： F_D —颗粒所受整体曳力，N； g_x, g_y, g_z —在 x, y, z 方向上的重力加速度，m/s²； u_{px}, u_{py}, u_{pz} —在 x, y, z 方向上的颗粒流速，m/s； ρ_p —颗粒密度，kg/m³； ρ_v —蒸汽密度，kg/m³。

采用双向耦合法交替求解离散相和连续相，直到两相的解都不再变化，此时认为达到热平衡状态：

$$F = \sum (F_D(u_g - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho_v)}{\rho_p}) \dot{m}_{p0} \Delta t \quad (5)$$

$$Q = \left[\frac{\dot{m}_{p0}}{m_{p0}} c_p \Delta T_p + \frac{\Delta m_p}{m_{p0}} (-h_{fg} + \int_{T_{\text{ref}}}^{T_p} c_{pv} dT) \right] \dot{m}_{p0} \quad (6)$$

$$M = \frac{\Delta m_p}{m_{p0}} \dot{m}_{p0} \quad (7)$$

式中： g —重力加速度； Δt —时间步长，s⁻¹； $\dot{m}_{p0}$ —离散相注入的初始质量流量，kg/s； m_{p0} —离散相初始质量，kg； Δm_p —离散相质量差，kg； h_{fg} —参考温度下的汽化潜热，J/kg。

1.3 初始及边界条件

烟气在冷却器中的流速和流量通过实验测得。喷嘴进行喷淋所需冷却水流量为^[12-13]：

$$Q = k_v \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \quad (8)$$

式中： Q —冷却水流量，m³/s； k_v —实际流量与理论流量比值的修正系数，取 0.6； d_0 —液滴直径，mm； ρ_1 —冷却水密度，kg/m³。

喷嘴出口冷却水流速计算式为：

$$U_1 = k_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \quad (9)$$

相关边界参数如表 1 所示。设定螺旋管固定壁温为 423 K。

表 1 数值模型边界参数

Tab. 1 Numerical model boundary parameters

参数	数值
烟气进口温度/℃	400
烟气进口流速/m·s ⁻¹	6.5
喷淋水出口温度/℃	30
喷淋水流量/kg·s ⁻¹	0.18

Fluent 软件中设置喷雾模型为压力-旋流雾化喷嘴模型，冷态模拟时关闭能量方程，选择惰性颗粒模型为喷雾液滴模型；热态模拟时打开能量方程，选择颗粒模型为液滴 (droplet) 模型，该模型中液滴遵循加热/冷却定律及蒸发定律。液滴二次破碎选择 TAB 模型计算，采用非稳态追踪方法进行离散相及连续相耦合求解。边界条件及颗粒模型设置如表 2 所示。

表 2 数值模型边界条件

Tab. 2 Numerical model boundary conditions

边界名称	边界类型
烟气进口	速度入口
烟气出口	压力出口
螺旋管壁	固定壁温
颗粒模型 (冷态)	惰性颗粒模型
颗粒模型 (热态)	液滴模型
喷雾模型	压力-旋流雾化模型

1.4 网格独立性检验

由于模型含有螺旋管,为保证模型网格质量,采用非结构化网格,近壁面采用网格模型标准壁面函数处理,确保壁面 y^+ 值维持在 30 ~ 300 之间,网格划分如图 2 所示。不同网格划分下 SMD 变化情况如图 3 所示。在喷射压力为 1 MPa、网格尺寸为 3.5 ~ 4.5 mm 时,SMD 值没有明显变化,网格尺寸最终选择 4.5 mm。

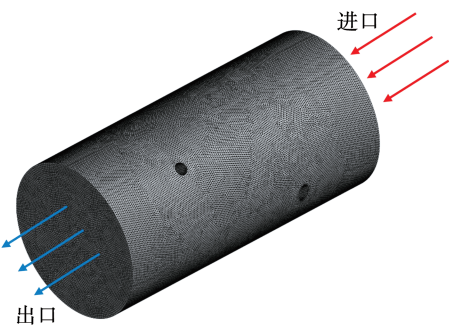


图 2 冷却器喷雾模型网格划分
Fig. 2 Grid division of cooler spray model

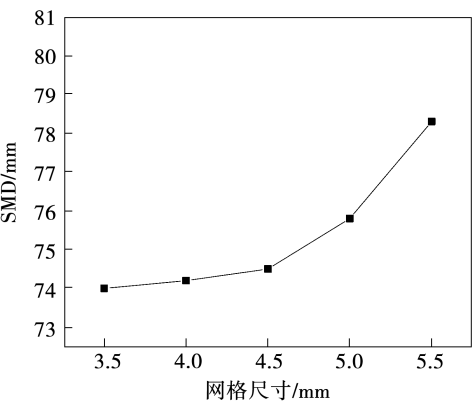


图 3 不同网格尺寸下 SMD 的变化
Fig. 3 Variation of SMD with different grid sizes

2 模型验证实验

烟气冷却器直径 400 mm,包含喷雾喷嘴和螺旋冷却管。螺旋管为同轴布置双管,底面直径为 140 和 50 mm,管内部为与烟气逆流的冷却海水;喷嘴安装于距冷却器末端 50 mm 处,喷淋海水与烟气逆流。

2.1 冷态过程验证

在对喷嘴喷淋而不进行冷却的工况下进行冷态模拟。文献[14]采用马尔文激光粒度分析仪和数码单反相机测压力雾化喷嘴在不同压差下的液滴 SMD 分布。将冷态模拟结果与文献[15]进行对

比,结果如图 4 所示。随压力增大,液滴 SMD 的模拟和实验值误差逐渐减小,压差为 0.2 MPa 时误差达 14.1%,而压力增至 0.6 MPa 时误差降至 7%。因高压液滴不易聚并,且实际工程中压差不低于 0.7 MPa^[16],故理论模型有较准确的预测效果;当喷射压差达到 0.8 MPa 后误差值低于 5%,而后续模拟中喷射压差均不低于 0.8 MPa,因此模型可用于模拟计算。

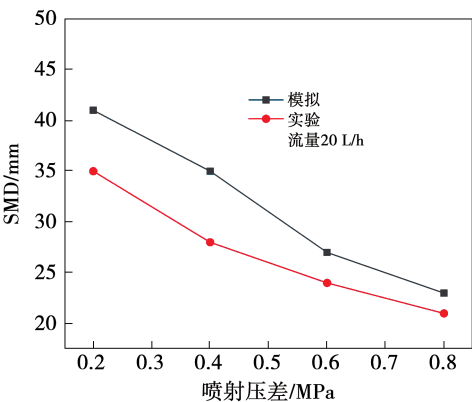


图 4 不同压差下 SMD 模拟与实验结果对比
Fig. 4 Comparison of SMD simulation and experimental results under different pressure differences

2.2 热态过程验证

实验系统如图 5 所示。高温烟气流入排烟系统末端支管后再进入冷却器,经过螺旋管冷却和喷雾冷却后排出。冷却水经离心泵加压后进入稳压罐,再进入两条并联管路向螺旋冷却管和喷嘴供水,供向喷嘴的冷却水需再经空压机加压雾化,螺旋管内冷却水经烟气加热后流出冷却器进入排水系统。

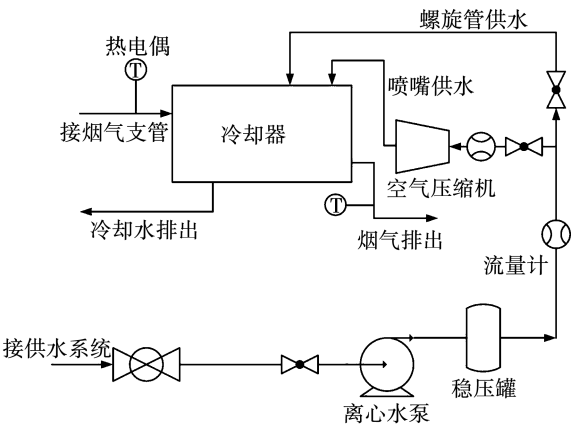


图 5 实验系统示意图
Fig. 5 Schematic diagram of experimental system

在实验中,热电偶用于测量烟气进出冷却器的温度,冷却水流量数据由冷却器使用机构提供。主烟道的流量保持固定,实验测量了不同喷淋流量下,烟气流经冷却器后的温度。部分设备及冷却器实验安装如图 6 所示。通过调节流量阀控制喷淋流量及螺旋管冷却水流量,各工况运行 5 min 后记录数据。冷却器设计参数如表 3 所示。各工况对应的喷淋水流量如表 4 所示。末端烟气出口温度的模拟值与实验数据对比结果如图 7 所示。

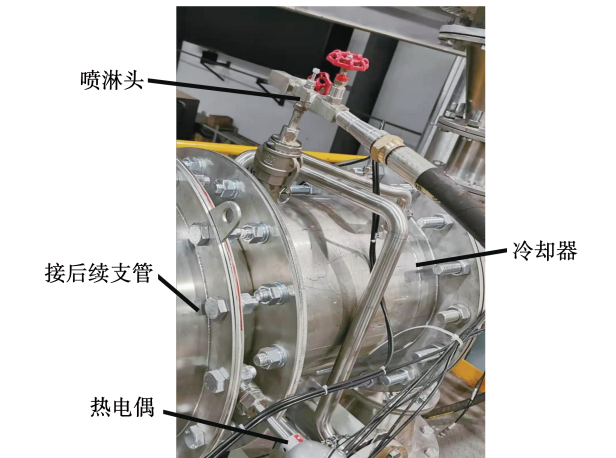


图 6 冷却器实验系统安装图

Fig.6 Installation diagram of experimental system of cooler

表 3 冷却器设计参数

Tab.3 Cooler design parameters

参 数	数 值
螺旋管冷却水进口流速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	2
喷雾喷嘴流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.18
喷雾喷嘴喷射压强/ MPa	1
冷却水进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	30
冷却水总流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	1.466

表 4 不同工况对应的冷却水流量

Tab.4 Corresponding cooling water flow rates under different operating conditions

工况	喷淋水流量/ $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$
1	0
2	1.8
3	3.7
4	5.5
5	7.3
6	9.2
7	11.0

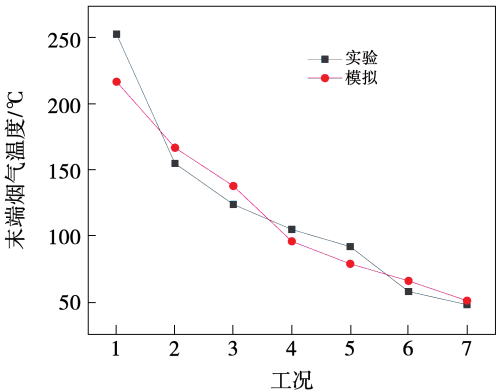


图 7 不同工况末端烟气温度模拟值与实验值对比

Fig.7 Comparison of simulated and experimental values of tail flue gas temperature under different operating conditions

由图 7 可知,当打开喷淋水时,烟气末端温度明显降低,喷淋水流量达到 9.2 L/min 时末端烟气温度已降至 50 ℃ 左右,满足设计要求。末端烟气温度的平均绝对误差(MAE)为 12.4%,认为热态模拟可靠。MAE 计算式为:

$$\text{MAE} = \frac{1}{n} \sum \frac{|X_s - X_e|}{X_e} \tag{10}$$

式中: X_s —烟气温度的模拟值,℃; X_e —烟气温度的实验值,℃

3 计算结果与分析

3.1 喷雾过程冷态模拟

冷却水流量为 0.18 kg/s、喷雾半角为 60°、喷射压差为 1 MPa 时,冷却器中截面速度云图如图 8 所示。冷却水喷出后,初速度高于周围烟气流速,与来自逆向的烟气接触混合后流出。



图 8 冷却器中截面速度云图

Fig.8 Velocity cloud chart of central section of cooler

在喷嘴前端沿轴向等距取 4 个截面,不同截面径向速度分布如图 9 所示。越靠近喷嘴,喷雾颗粒在径向上的速度越大,而与喷嘴的距离变大后径向

速度迅速减小,在轴向 350 mm 处与烟气混合;由于螺旋管的非轴对称形状和重力作用,各径向速度也呈现非对称分布,与图 8 一致。

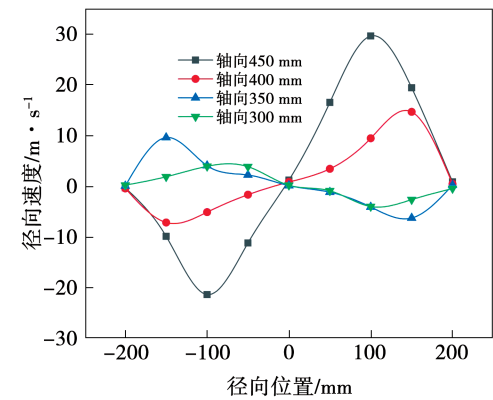


图 9 不同截面上径向速度分布

Fig.9 Radial velocity distribution on different cross-sections

3.1.1 喷雾压差对冷态性能的影响

喷雾冷却水流量为 0.18 kg/s、喷雾半角为 60° 时最大径向速度与 SMD 随喷射压差的变化如图 10 与图 11 所示。压差由 0.8 MPa 增大至 3 MPa,最大径向速度 V_{x-max} 由 25 m/s 增大至 40 m/s,SMD 减小,阻力增大,故 V_{x-max} 对应的径向位置 R_x 由 178 μm 降至 151 μm 。

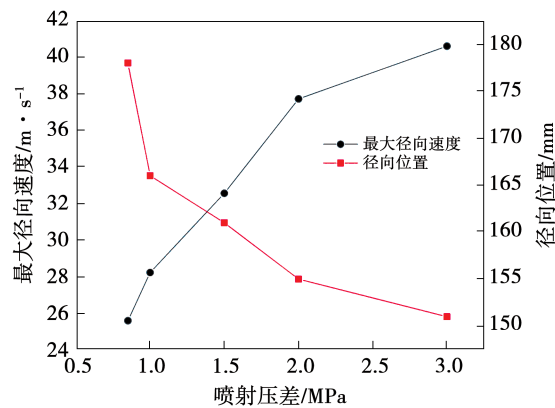


图 10 V_{x-max} 与 R_x 随喷射压差的变化

Fig.10 Plot of V_{x-max} vs. R_x with injection pressure difference

轴向 400 mm 处不同压差下的速度分布如图 12 所示。随着喷射压差增大,流速较高区域集中分布于冷却器中间,使得 R_x 减小,为使喷雾液滴覆盖冷却器内更广范围,最佳喷雾压差为 1 ~ 2 MPa。

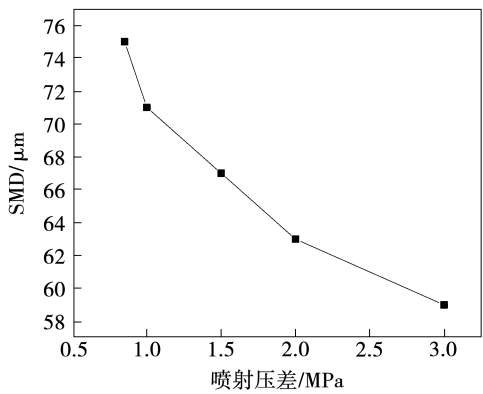


图 11 SMD 随喷射压差的变化

Fig.11 Variation of SMD with injection pressure difference

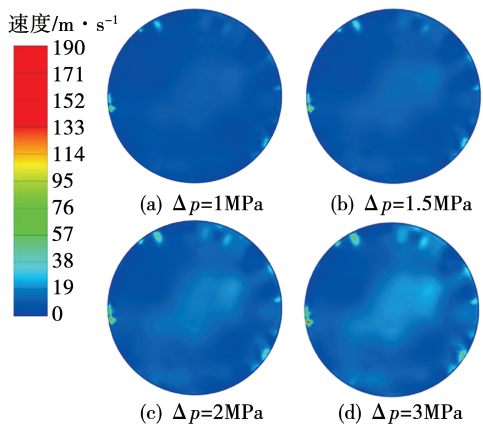


图 12 不同压差下轴向 400 mm 处速度分布图

Fig.12 Velocity distribution at $Z = 400$ mm under different pressure differences

3.1.2 喷雾半角对冷态性能的影响

喷雾半角表达式为:

$$\tan\theta = \frac{U_x}{U_y}$$
(11)

式中: U_x, U_y —液滴径向与轴向的分速度, m/s。

固定流速与喷射压差改变喷雾半角 θ , 将改变喷雾液滴的径向速度, 影响液滴在冷却器内的分布。

冷却水流量为 0.18 kg/s 时最大径向速度随喷雾半角的变化如图 13 所示。随着喷雾半角 θ 增大, V_{x-max} 增大至 26 m/s, R_x 也增大至 160 mm, 喷雾范围变广。当 $\theta > 55^\circ$ 后, 由于动能损失, V_{x-max} 和 R_x 均不发生明显变化。

SMD 随喷雾半角的变化如图 14 所示。液滴 SMD 随 θ 的增加由 112 μm 减至 62 μm 。

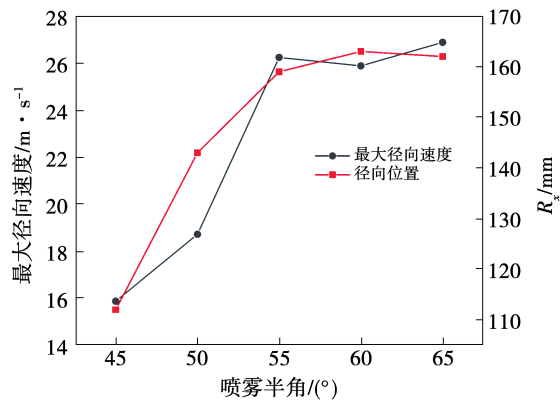


图 13 $V_{x-\max}$ 与 R_x 随喷雾半角的变化
Fig. 13 Plot of $V_{x-\max}$ vs. R_x with spray half-angle

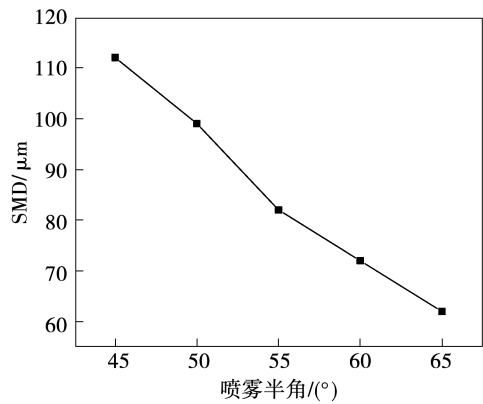


图 14 SMD 随喷雾半角的变化
Fig. 14 Variation of SMD with spray half-angle

不同喷雾半角下轴向 400 mm 处速度分布如图 15 所示。 θ 值过大,使喷雾范围扩大,冷却水可与烟气更好地混合换热,但会使蒸发液滴附在壁面腐蚀冷却器; θ 值过小,将使喷雾液滴集中于冷却器中央,影响冷却效果。综上,喷雾半角值应为 $55^\circ \sim 65^\circ$ 之间。

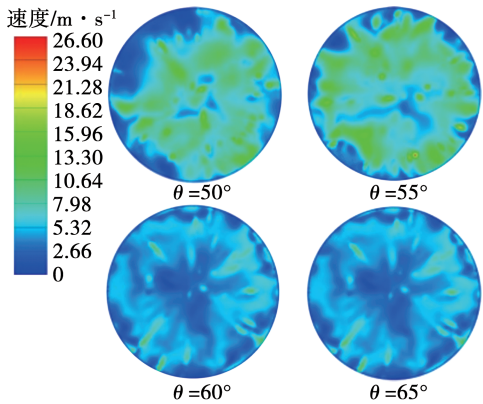


图 15 不同喷雾半角下轴向 400 mm 处速度分布
Fig. 15 Velocity distribution at $Z = 400$ mm under different spray half-angle

3.2 喷雾过程热态模拟

3.2.1 喷雾冷却性能分析

喷淋水流量为 0.18 kg/s 、喷射压差为 1.5 MPa 、喷雾半角为 60° 时冷却器中截面温度分布如图 16 所示。可以看到,喷淋水和烟气在冷却器内逆流混合,存在明显的温度分界。轴向 400 mm 处及径向温度分布如图 17、图 18 所示。可以发现,冷却器轴向 400 mm 处,温度分布已经相对较为均匀,但在径向仍然存在差异。具体来说,在中央位置,温度较低,而两侧温度则逐渐升高。

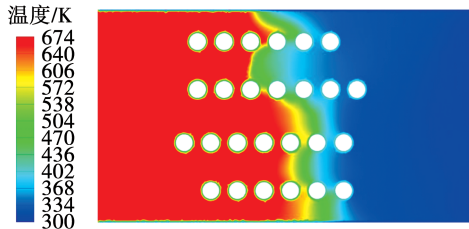


图 16 冷却器中截面温度云图
Fig. 16 Temperature cloud chart of central section of cooler

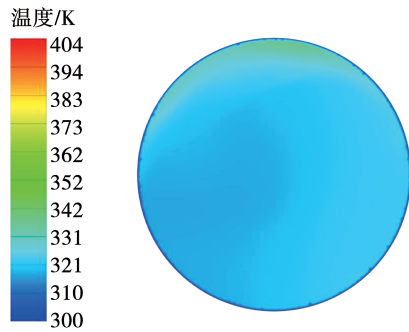


图 17 轴向 400 mm 处温度云图
Fig. 17 Temperature cloud chart at $Z = 400$ mm

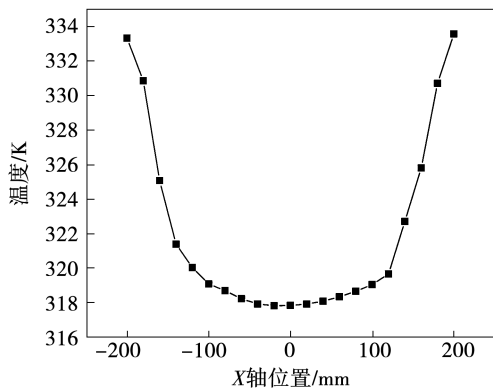


图 18 轴向 400 mm 处温度沿径向分布
Fig. 18 Temperature distribution along the radial direction at $Z = 400$ mm

喷嘴前端存在冷却管壁,且内部空间有限,高温烟气在冷却器内部与喷淋水接触混合后导致温度分布不均。在轴向 400 mm 处,多数区域温度已降至 323 K 以下,但仍存在温度高于 323 K 的区域,且远离中央位置的温度上升速度明显高于靠近中央位置。

固定冷却水流量为 0.18 kg/s、喷雾半角为 60°,不同喷射压差下轴向 400 mm 处温度云图如图 19 所示。随着喷射压差上升,喷嘴喷出液滴颗粒初始动能增加,液滴直径减小,冷却水与烟气更好地混合降温,使轴向 400 mm 处温度分布均匀。

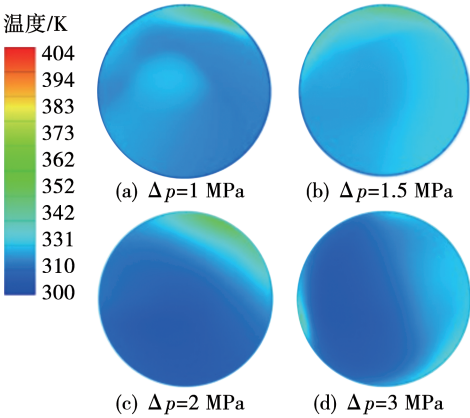


图 19 不同喷射压差下轴向 400 mm 处温度云图
Fig. 19 Temperature cloud chart at Z = 400 mm under different injection pressure differences

平均温度与最大径向长度 L_r 随喷雾压差的变化如图 20 所示。在轴向 400 mm 处,压差高于 1 MPa 后,截面平均温度已低于 323 K;且随压差增大,最大径向长度增加,当压差达到 2 MPa 后, L_r 值基本保持在 180 mm;但过大压差将使液滴轴向覆盖范围降低,喷嘴最佳喷射压差应取 1.5 MPa。

给定喷淋水流量为 0.18 kg/s、喷射压差为 1 MPa,不同喷雾半角下轴向 400 mm 处温度云图如图 21 所示。随着喷雾半角增大,中截面温度降低,低温区域增大,温度分布均匀。

平均温度与 L_r 随喷雾半角的变化如图 22 所示。随着喷雾半角增加,喷雾覆盖范围增大,截面平均温度降低, θ 大于 50° 后,平均温度降至 323 K 以下;而 L_r 值随着喷雾半角的增加而上升,当 θ 大于 55° 时, L_r 值保持在 180 mm,液滴动能损失增加并与

冷却器内壁接触,喷雾半角最佳值取 $\theta = 60^\circ$ 。

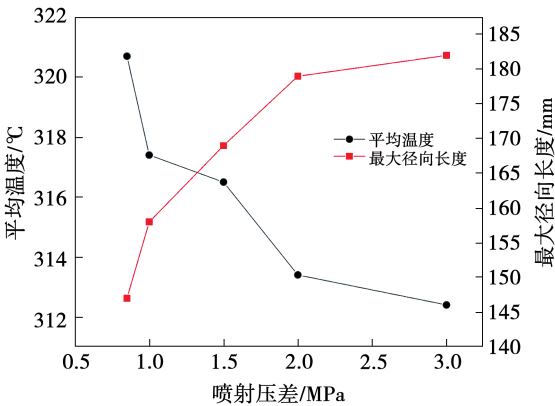


图 20 平均温度与 L_r 随喷雾压差的变化
Fig. 20 Plot of average temperature vs. L_r with spray pressure difference

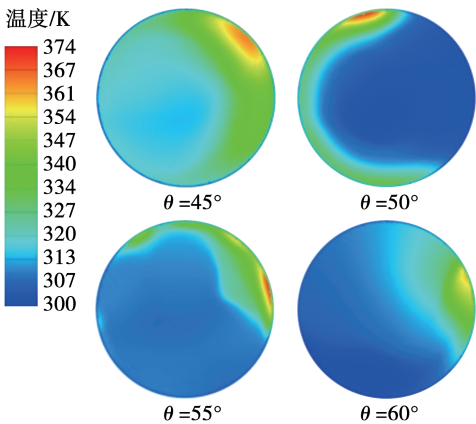


图 21 不同喷雾半角下轴向 400 mm 处温度云图
Fig. 21 Temperature cloud chart at Z = 400 mm under different spray half-angle

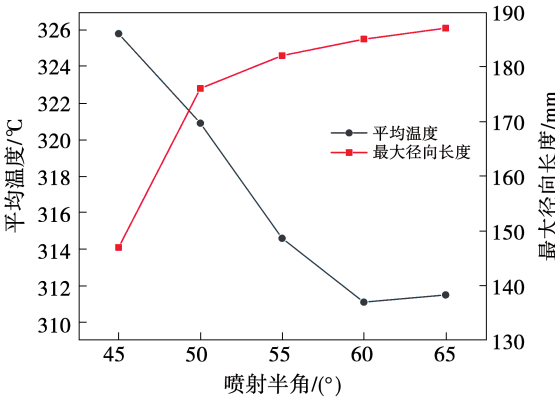


图 22 平均温度与 L_r 随喷雾半角变化图
Fig. 22 Plot of average temperature vs. L_r with spray half-angle

3.2.2 喷雾液滴蒸发性能

喷淋水流量为 0.18 kg/s、喷雾半角为 60°时蒸发效率与逃逸质量随喷射压差的变化如图 23 所示。随着喷射压差增大,蒸发效率先降后升并稳定在 35% 左右。当喷射压差较低时,液滴流速低,换热系数低,液滴直径较大,增大压差将使液滴直径减小,更易随烟气流,当压差由 0.8 MPa 增至 1 MPa 时,蒸发效率降低;随着喷射压差增大,液滴初始直径降低,流速加快,表面换热系数提升,蒸发效率提升,但流速加快导致液滴更易接触冷却器内壁或随烟气流,因此继续增大压差使蒸发效率几乎没有提升;同时,压差增大使液滴直径减小,易随烟气流,因此逃逸质量随喷雾压差的增大由 2.26 mg/m³ 增大至 26.24 mg/m³。综合考虑,最佳喷雾压差为 1.5 MPa,与热态模拟结论一致。

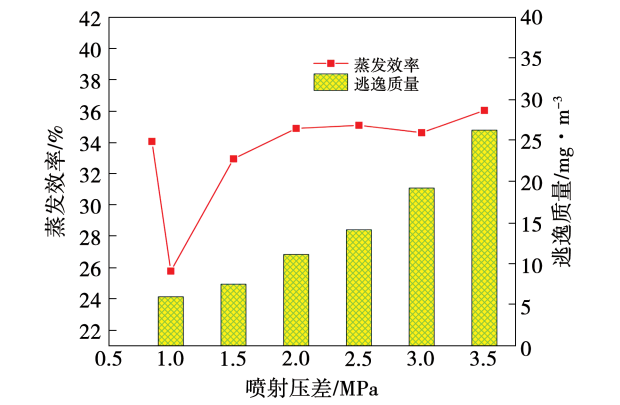


图 23 蒸发效率与逃逸质量随喷射压差的变化

Fig. 23 Plot of evaporation efficiency vs. escape mass with injection pressure difference

蒸发效率与逃逸质量随喷雾半角的变化如图 24 所示。当喷淋水流量为 0.18 kg/s、喷射压差为 1 MPa 时,喷雾半角增大,蒸发效率及逃逸质量均先降后增。喷雾半角增大,液滴覆盖更广区域与更多高温烟气混合换热,但增大喷雾半角易使喷出的液滴未完全蒸发,接触内壁形成液膜,尤其喷雾半角小于 45°。因此,喷雾半角由 45°增大至 50°时蒸发效率以及逃逸质量均下降,随着喷雾半角增大至 70°蒸发效率由 22% 提升至 67%。但喷雾半角的增大也使液滴动能损失增大,未完全蒸发的液滴易随烟气从出口处流出,造成逃逸质量随喷雾半角的增大

由 3.6 mg/m³ 增大至 13.1 mg/m³。

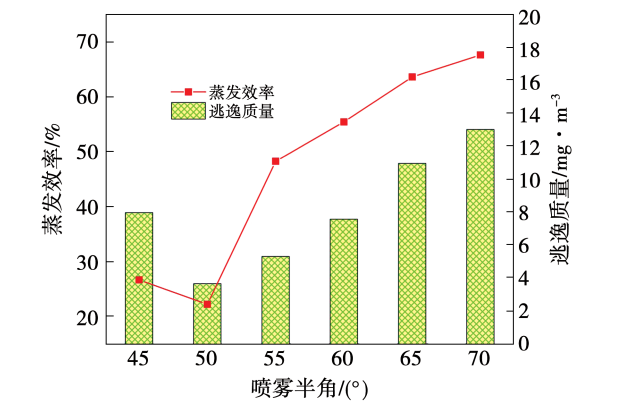


图 24 蒸发效率与逃逸质量随喷雾半角的变化

Fig. 24 Plot of evaporation efficiency vs. escape mass with spray half angle

3.2.3 综合分析

喷淋水流量为 0.18 kg/s 时,取不同的喷雾半角及喷射压差值进行全面实验,进行 5² = 25 组,试验参数如表 5 所示。

表 5 试验参数及其取值

Tab. 5 Test parameters and their values

喷射压差 Δp/MPa	喷雾半角 θ/(°)
1.0	45
1.5	50
2.0	55
2.5	60
3.0	65

对蒸发效率和逃逸质量进行多元回归分析,表达式为^[17]:

$$y = C_0 + \sum_{i=1}^N C_i x_i + \sum_{i=1}^N C_{ii} x_i^2 + \sum_{1 \leq i < j \leq N} C_{ij} x_i x_j + \varepsilon$$

(12)

式中: y —目标函数值; x_i, x_j —设计变量; C_0 —常数项系数; C_i —一次项系数; C_{ii} —二次项系数; C_{ij} —交互项系数; ε —随机误差。

显著性水平均取 0.05,蒸发效率 η 和逃逸质量 φ 的回归方程为:

$$\eta = 509.656 + 4.309 \Delta p^2 + 0.154 \theta^2 - 34.466 \Delta p - 16.786 \theta + 0.286 \Delta p \theta$$

(13)

$$\varphi = 104.532 + 1.084 \Delta p^2 + 0.0427 \theta^2 + 1.894 \Delta p - 4.077 \theta + 0.0853 \Delta p \theta \quad (14)$$

蒸发效率随喷射压差及喷雾半角的变化如图 25 所示。当喷淋水流量为 0.18 kg/s 时,增大喷射压差和喷雾半角都会使蒸发效率先减后增,这与之前的分析相同。根据求解式(13),蒸发效率最小值为 30.8%,此时 $\Delta p = 1.9 \text{ MPa}$, $\theta = 53.03^\circ$;最大值为 59.2%,此时 $\Delta p = 1 \text{ MPa}$, $\theta = 65^\circ$ 。当喷射压差增大时,液滴初始流速增大,冷却范围扩大,蒸发效率增大。无论喷射压差高低,高喷雾半角下均可达到高蒸发效率。喷射压差与喷射半角对蒸发效率的皮尔森相关系数分别为 0.19 和 0.56,表明喷雾半角变化对蒸发效率的影响更大。

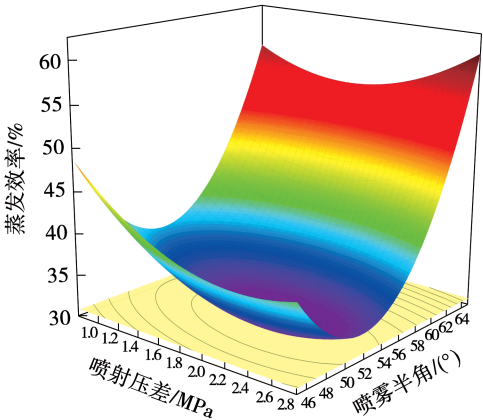


图 25 蒸发效率随喷射压差及喷雾半角的变化
Fig. 25 Variation of evaporation efficiency with injection pressure difference and spray half-angle

逃逸质量随喷射压差及喷雾半角的变化如图 26 所示。

当喷淋水流量为 0.18 kg/s 时,增大喷射压差和喷雾半角都会使逃逸质量增大。根据式(14),逃逸质量最小值为 14.2 mg/m³,此时 $\Delta p = 1 \text{ MPa}$, $\theta = 50.2^\circ$;最大值为 52.1 mg/m³,此时 $\Delta p = 3 \text{ MPa}$, $\theta = 64.6^\circ$ 。喷射压差和喷射半角相对于逃逸质量的皮尔森相关系数分别为 0.25 和 0.72。因此,为了达到更好的冷却效果,应该选择较高的喷雾半角和较低的喷射压差。

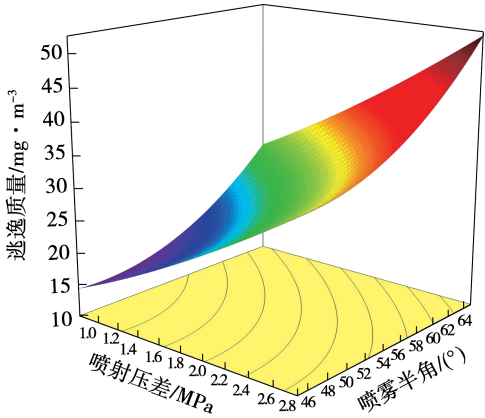


图 26 逃逸质量随喷射压差以及喷雾半角的变化
Fig. 26 Variation of escape mass with injection pressure difference and spray half-angle

4 结 论

建立了一种含有喷雾喷嘴和螺旋冷却管的冷却器数值模型,并搭建了测试冷却器性能实验台,主要结论如下:

- (1) 冷态模拟得出最佳喷雾压差应为 1 ~ 1.5 MPa,最佳喷雾半角应为 55° ~ 65°。
- (2) 热态模拟综合冷态模拟得出最佳喷雾半角为 60°,喷射压差为 1.5 MPa。
- (3) 拟合蒸发效率以及逃逸质量的回归方程,喷雾压差与喷射半角及蒸发效率相关系数为 0.19 与 0.56,其相对于逃逸质量的相关系数为 0.25 与 0.72,喷嘴工作参数应选较高的喷雾半角及较低的喷射压差。

参考文献:

[1] 贺 林. 水喷淋消声器设计与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.
HE Lin. Design and experimental study of water spray muffler [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2006.

[2] 袁江涛, 杨 立, 孙 嵘, 等. 机动军事目标动力排气系统喷雾降温的三维仿真[J]. 系统仿真学报, 2009, 6(2): 330 - 334.
YUAN Jiang-tao, YANG Li, SUN Rong, et al. Three-dimensional simulation on mist cooling in power machine exhaust system in motive military target [J]. Journal of System Simulation, 2009, 6(2): 330 - 334.

[3] 王天毓. 喷水消声柴油机排气系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.

- WANG Tian-yu. Research on water jet anechoic diesel engine exhaust system[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2016.
- [4] 王 振, 吴 炜, 杨先勇, 等. 柴油机舷侧排气喷淋流动及传热模拟[J]. 中国舰船研究, 2019, 14(5): 36–41.
- WANG Zhen, WU Wei, YANG Xian-yong, et al. Numerical simulation for flow and heat transfer of side exhaust spray of marine diesel engines[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(5): 36–41.
- [5] 应宇辰, 赵建华. 柴油机排气系统喷雾冷却实验研究[J]. 节能, 2019, 38(4): 57–59.
- YING Yu-chen, ZHAO Jian-hua. Experimental study on spray cooling of diesel engine exhaust system[J]. Energy Conservation, 2019, 38(4): 57–59.
- [6] TISSOT J, BOULET P, LABERGUE A, et al. Experimental study on air cooling by spray in the upstream flow of a heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 60(6): 23–31.
- [7] TISSOT J, BOULET P, TRINQUET F, et al. Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(11): 2122–2131.
- [8] CHENG Wen-long, HAN Feng-yun, LIU Qi-nie, et al. Experimental and theoretical investigation of surface temperature non-uniformity of spray cooling[J]. Energy, 2010, 36(1): 249–257.
- [9] 侯 燕. 多喷嘴喷雾冷却实验研究与数值模拟[D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2014.
- HOU Yan. Experimental study and numerical simulation of multi-nozzle spray cooling[D]. Beijing: Graduate University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics), 2014.
- [10] 汤 渊. 合成气喷雾激冷对火管式废热锅炉传热过程影响[D]. 上海: 华东理工大学, 2020.
- TANG Yuan. Effect of syngas spray excitation cooling on the heat transfer process in fire-tube type waste heat boiler[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2020.
- [11] 王 蕾, 郭庆华, 许建良, 等. 辐射激冷流程气化辐射废锅鳍片结构模拟研究[J]. 煤炭转化, 2018, 41(5): 65–72.
- WANG Lei, GUO Qing-hua, XU Jian-liang, et al. Numerical simulation of division wall structure in radiant syngas cooler process with water quench[J]. Coal Conversion, 2018, 41(5): 65–72.
- [12] 云 霞, 叶 嘉, 丁建军, 等. 喷嘴流量系数的测试研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(20): 77–79.
- YUN Xia, YE Jia, DING Jian-jun, et al. Testing research of flow coefficient of nozzle[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(20): 77–79.
- [13] 王鹏飞, 李泳俊, 刘荣华, 等. 内混式空气雾化喷嘴雾化特性及降尘效率研究[J]. 煤炭学报, 2019, 44(5): 1570–1579.
- WANG Peng-fei, LI Yong-jun, LIU Rong-hua, et al. Spray characteristics and dust removal efficiency of internal mixing air atomizing nozzle[J]. Journal of China Coal Society, 2019, 44(5): 1570–1579.
- [14] SCHMIDT D P, NOUAR I, SENECAI P K, et al. Pressure-swirl atomization in the near field[J]. SAE Transactions, 1999, 108(3): 471–484.
- [15] 朱 辉, 曹建明, 郭广祥, 等. 空气助力改善气化炉激冷室喷嘴特性的实验研究[J]. 洁净煤技术, 2012, 18(4): 109–113.
- ZHU Hui, CAO Jian-ming, GUO Guang-xiang, et al. Experimental study of air-assisted improvement of nozzle characteristics in the excitation cooling chamber of gasifier[J]. Clean Coal Technology, 2012, 18(4): 109–113.
- [16] COUOT H S, CARVALHO J A, BASTOS-NETTO D. Theoretical formulation for Sauter mean diameter of pressure-swirl atomizers[J]. Journal of Propulsion and Power, 1997, 13(5): 691–696.
- [17] 郝淑英, 孟 思, 张琪昌, 等. 基于响应面法和遗传算法的多自由度微陀螺性能优化[J]. 传感技术学报, 2019, 32(4): 555–561.
- HAO Shu-ying, MENG Si, ZHANG Qi-chang, et al. Optimization of performance of multi-DOF microgyroscope based on response surface method and genetic algorithm[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2019, 32(4): 555–561.

(丛 敏 编辑)