

烟气挡板流动特性的数值模拟

樊桦, 吴东垠

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了优化烟气挡板的工作开度区间以提高锅炉热效率和适应调峰的能力,在烟气速度为 18 m/s 的条件下,分别模拟了某烟气挡板在开度 10°、20°、30°、40°、50°、60°、70°、80°和 90°下的速度云图、压力云图、流阻系数和流量系数,并评价了烟气挡板的流动特性。研究表明:随着挡板开度的增大,下游烟气的速度场和压力场的均匀性逐渐变好,流阻系数先快速后缓慢地减小,而流量系数则先缓慢后快速地增加;当挡板全开时,挡板的阻力小于 100 Pa,流阻系数小于 1.08;在余热利用装置的引风机全压为1 000 Pa,挡板开度介于 17°~80°范围内时,烟气流量随挡板开度的变化特性良好。综合考虑挡板的流阻系数特性,建议该挡板的常用工作开度区间为 40°~80°。

关键词: 烟气挡板;数值模拟;流动特性

中图分类号: TM621.2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202102011 **文章编号:** 0253-987X(2021)02-0093-07



OSID 码

Numerical Simulation of the Flow Characteristics of a Flue Gas Damper

FAN Hua, WU Dongyin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To optimize the working opening degree range of flue gas damper to improve boiler's thermal efficiency and the ability to adapt to peak load regulation, the flow fields of a flue gas damper with opening degrees of 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° and 90° are simulated under the condition that the flue gas velocity is 18 m/s. The flow characteristics of the flue gas damper is evaluated according to the flow resistance coefficients, flow coefficients, and the distributions of velocity and pressure of different opening degrees of the flue gas damper. The results show that the uniformity of velocity field and pressure field of downstream flue gas gradually becomes better with the increase of damper opening degree. Along with the increase of damper opening degree, the flow resistance coefficient first decreases rapidly and then decreases slowly and the flow coefficient first increases slowly and then increases rapidly. The resistance of the damper is less than 100 Pa and the flow resistance coefficient of the damper is less than 1.08 when the damper is fully opened. If the total pressure of induced draft fan in the waste heat utilization device is 1 000 Pa, the variation characteristics of flue gas flow is well with the damper opening degree when the damper opens in the range of 17°—80°. Considering the flow resistance coefficient characteristics of the damper, it is suggested that its opening degree range in common operation is from 40° to 80°.

Keywords: flue gas damper; numerical simulation; flow characteristics

烟气挡板在锅炉运行过程中可以调节烟气流量,对维持和调节锅炉内部负压和再热汽温等都非常重要^[1-3]。良好的烟气挡板流动特性可以保证锅炉的安全、经济和稳定运行。在冶金、石化和水泥等行业调整气体流量时均涉及挡板,挡板流动特性与许多工业生产过程密切相关。

流动特性一般可以用速度云图^[4-7]、压力云图^[8-11]、流阻系数^[12-13]和流量系数^[14]等描述,近年来常采用 CFD 方法进行数值模拟。贺惠民等采用 Fluent 软件比较了某 AP 1 000 核电汽轮机的中压阀在开度分别为 90°、40°和 10°下的两相流与单相流的流场,并研究了阀门压损及其主要影响因素^[15]。廖志芳等利用 CFD 方法分析了 DN 1 000 上盖式半球阀在 8 个开度下阀门内部流场的变化情况,并根据相关公式得到各开度下的流阻系数和流量系数,进而提供了流阻系数曲线和流量系数曲线,较好地描述了该阀门在不同开度下的流动特性^[16]。孙晓等通过数值模拟与实验验证相结合的方法,研究了止回阀的压力云图、速度云图和流阻系数与阀门前后压力差之间的关系,并进行阀芯结构的优化设计^[17]。邓斌等基于各向异性多孔介质与分布阻力的概念,采用修正 $k-\epsilon$ 模型和壁面函数法,计算了管壳式换热器壳侧的流动特性,得到了壳侧在不同雷诺数下的进出口压差和压力分布,将计算结果与实验数据对比,发现计算值和实验值在流量较小时吻合良好^[18]。Wang 等采用数值模拟的方法研究了柴油发动机燃料引射器的控制阀结构参数对阀内流动特性的影响^[19]。Wu 等采用 CFD 方法研究了压力控制阀的压力云图、速度云图和体积流量等,分析压力控制阀的流动-压力特性,并通过实验验证了理论计算结果^[20]。综上所述,使用湍流模拟方法计算阀门等部件的内部介质流场,可以得到相应的压力云图、速度云图、流阻系数和流量系数等。这些关键参数均能够反映流动特性,为相应部件的结构优化及运行工况调整奠定基础。

本文采用 CFD 方法,利用 Fluent 软件从速度云图、压力云图、流阻系数和流量系数等方面详细研究某烟气挡板的流动特性,优化挡板运行的开度区间,为烟气挡板的设计、校验与选型提供理论依据。

1 数值模拟方法

1.1 物理模型

图 1 为某烟气挡板的三维模型图,模型与实物尺寸一致。如图 1 所示,该挡板的主体部分为 3 片

可动挡板,从上到下依次命名为挡板 1、挡板 2 和挡板 3。其中,挡板 1 和挡板 3 沿顺时针方向打开,挡板 2 沿逆时针方向打开,最大旋转角度均为 90°。运行过程中,3 片挡板的旋转角度一致,即若挡板 1 和挡板 3 沿顺时针方向旋转 40°,则挡板 2 沿逆时针方向旋转的角度也是 40°,将 3 片挡板同时打开的角度定义为挡板开度,以 θ 表示。

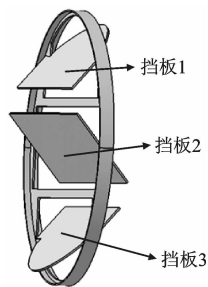


图 1 烟气挡板三维模型图

1.2 计算模型及边界条件设置

将烟气挡板安装在圆管烟道内,取烟道一半为计算对象,设置横截面为对称边界,其余边界均设为固体边界。烟气温度为 350 °C 并且不可压缩,则其密度和动力黏度分别为 0.571 kg/m^3 和 $2.995 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。计算过程中,设置入口速度为 18 m/s ,出口压力为 0 Pa 。本文分别模拟了 θ 为 10°、20°、30°、40°、50°、60°、70°、80°和 90°时烟道的速度云图、压力云图、流阻系数和流量系数。假定流动为定常流动,利用 RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型计算流场,并采用增强壁面函数修正。

1.3 网格划分与无关性验证

为了减少计算量,本文取烟道的一半作为计算区域,并利用 ICEM 划分计算区域的网格。由于挡板结构比较复杂,因此采用非结构网格划分计算区域。图 2 所示为 $\theta=40^\circ$ 时 80 万网格的划分情况。由于 $\theta=10^\circ$ 时的网格质量最差,故采用 $\theta=10^\circ$ 的网格进行网格无关性验证。将网格数划分为 18 万、24 万、34 万、50 万、80 万和 138 万,分别计算挡板前后压降,计算结果如图 3 所示。从图 3 中可以看出:当网格数介于 18 万~50 万时,压降随着网格数的增

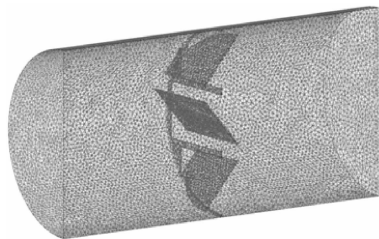


图 2 $\theta=40^\circ$ 的网格划分

加出现明显波动,这是非结构网格在网格数目较少时网格质量差所致。网格数为 80 万的计算结果和网格数为 138 万的计算结果相差不大且无明显波动,说明当网格数为 80 万时,继续增大网格数目对计算结果影响不大。因此,为了保证计算精度同时节省计算资源,本文选择 80 万网格数进行数值模拟。

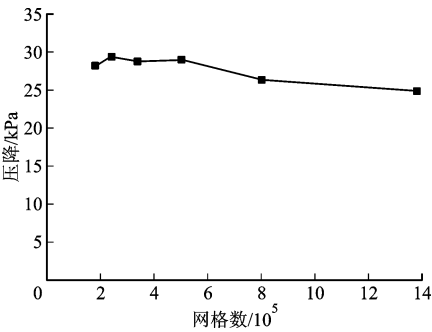


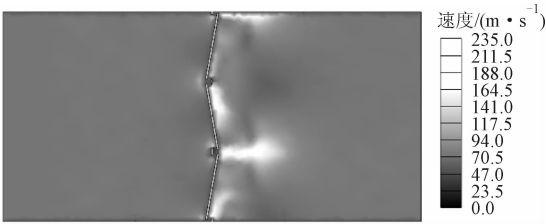
图 3 网格无关性验证

2 计算结果与分析

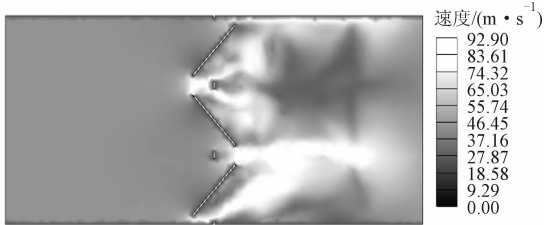
2.1 不同开度对应的烟气挡板速度云图

图 4 所示为不同 θ 对应的烟道中间截面的速度云图,本文分别计算了 θ 为 10° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 、 80° 和 90° 时的速度云图,限于篇幅,图 4 中仅列出有代表性的 θ 为 10° 、 40° 、 80° 和 90° 时的速度云图。

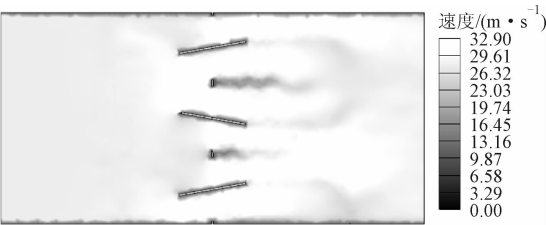
从图 4a 可以看出:当 $\theta=10^\circ$ 时,挡板下游开口附近的烟气速度明显高于其他区域的烟气速度,且挡板 2 和挡板 3 之间的烟气流速明显大于挡板 1 和挡板 2 之间的烟气流速。这是因为挡板 1 和挡板 2 之间形成了扩散结构,烟气在挡板 1 和挡板 2 的上游开口处由于流通截面积较小,烟气速度较大,因此烟气流经扩散结构向下游动时,随着流通截面积增大,速度会相应下降;与此对应,由于挡板 2 和挡板 3 之间形成收缩结构,烟气在挡板 2 和挡板 3 的上游开口处速度较低,向下游流经收缩结构时速度明显上升,在挡板 2 和挡板 3 的下游开口处形成明显的高速区。如图 4b 和图 4c 所示,随着挡板开度的增大,烟道内高速区域增多,烟道上半部分的高速区域始终多于烟道下半部分, θ 为 20° 、 30° 、 50° 、 60° 和 70° 时,速度云图的变化规律与上述一致,在此不再赘述。当 θ 增大到 80° 时,从图 4c 中可以看出,烟道上半部分和下半部分的高速区域面积相近;若 θ 增大到 90° ,如图 4d 所示,烟道上半部分和下半部分的高速区域面积几乎完全相等,整个烟道内速度场的均匀性最好。



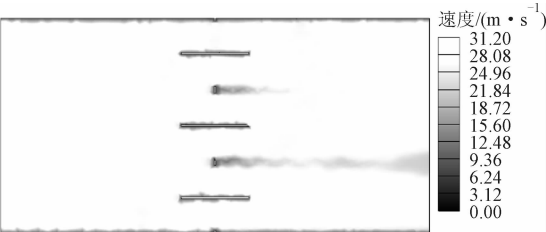
(a) $\theta=10^\circ$



(b) $\theta=40^\circ$



(c) $\theta=80^\circ$



(d) $\theta=90^\circ$

图 4 不同挡板开度对应的烟道中间截面的速度云图

从图 4 还可以看出,若 $\theta=10^\circ$,整个烟道内烟气的最大流速约为 235 m/s,与烟气入口速度 18 m/s 相差极大,说明 $\theta=10^\circ$ 的烟道内部速度场分布极不均匀。但是,随着 θ 的增大,烟气的最大速度快速降低,当 $\theta=40^\circ$ 时,烟气的最大流速下降到约 92.9 m/s,烟道内部速度场分布的均匀程度有了很大的提升。若 θ 继续增大,烟气的最大速度持续下降,但是下降的趋势变缓, θ 为 20° 、 30° 、 50° 、 60° 和 70° 时,烟气最大流速的变化趋势与上述情况吻合。当 $\theta=90^\circ$ 时,烟气的最大速度降低到约 31 m/s,与烟道入口速度 18 m/s 相差不大,烟道内速度场分布基本均匀。

2.2 不同开度对应的烟气挡板压力云图

图 5 为不同 θ 对应的烟道中间截面压力云图,

本文分别计算了 θ 为 10° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 、 80° 和 90° 时的压力云图,限于篇幅,下文仅列出 θ 分别为 10° 、 40° 、 80° 和 90° 时的速度云图。当 $\theta=10^\circ$ 时,从图5a可以看出,挡板上游静压明显大于挡板下游静压,压力过渡区域面积非常小,烟气压力在挡板开口附近急剧下降。随着 θ 的增大,挡板开口附近的压力过渡区域的面积逐渐变大,挡板上、下游的压力差也变得越来越小,压力场分布的均匀化程度提高, θ 为 20° 、 30° 、 50° 、 60° 和 70° 时,压力云图的变化规律与上述一致。当 $\theta=80^\circ$ 时,由图5c可知,挡板上、下游的压力相差不大,但在挡板上游开口附近仍然有局部高压区域出现,压力场整体分布较为均匀;当 θ 增大到 90° 时,由图5d所示,挡板上、下游的

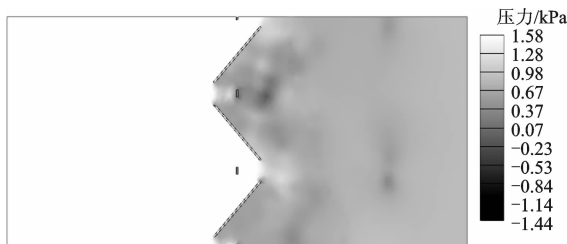
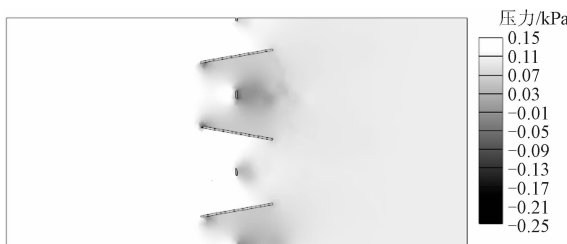
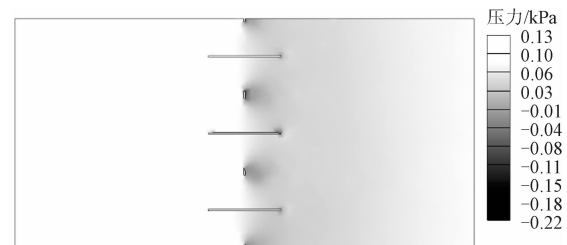
(a) $\theta=10^\circ$ (b) $\theta=40^\circ$ (c) $\theta=80^\circ$ (d) $\theta=90^\circ$

图5 不同挡板开度对应的烟道中间截面的压力云图

压力非常接近,挡板附近几乎没有明显的高压区域出现,此时压力场分布相对于其他开度是最均匀的。

从图5还可以看出:当 $\theta=10^\circ$ 时,整个烟道内烟气的最大静压约为26.50 kPa,而最小静压约为-11.40 kPa,两者之间相差37.90 kPa,说明烟道挡板附近的压力场分布极不均匀。随着挡板开度的增大,烟气的最大静压迅速下降,最小静压迅速增大,二者之间的差值快速减小。当 $\theta=40^\circ$ 时,烟道内的烟气最大静压约为1.58 kPa,最小静压约为-1.44 kPa,两者之间相差3.02 kPa,其压力场与 $\theta=10^\circ$ 的情况相比其均匀化程度大幅度提高。若 θ 继续增大,烟气的最大静压下降和最小静压上升的速度明显减缓, θ 为 20° 、 30° 、 50° 、 60° 和 70° 时,烟气静压的变化规律与上述类似。若 $\theta=90^\circ$,烟气的最大静压约为0.13 kPa,最小静压约为-0.22 kPa,两者之间相差仅为0.35 kPa,此时的烟气压力场分布非常均匀。

2.3 不同开度对应的烟气挡板流阻系数

流阻系数是评价节流元件流动特性的一项重要指标,表征流体通过节流元件时产生的压力损失的大小,其计算公式^[21]如下

$$\xi = 2\Delta p / (\rho u^2) \quad (1)$$

式中: ξ 为流阻系数; Δp 为挡板前后压差,Pa; ρ 为烟气密度, kg/m^3 ; u 为烟气速度, m/s 。

根据数值模拟结果计算得到不同挡板开度对应的流阻系数,如图6所示。

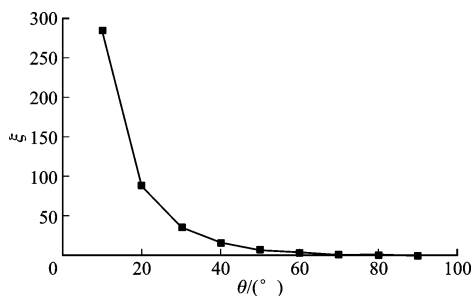


图6 不同挡板开度对应的流阻系数

如图6所示, ξ 与 θ 基本呈反比例关系:当 θ 较小时, ξ 随着 θ 的增大迅速下降, $\theta=10^\circ$ 对应的 ξ 为285.28,而 $\theta=40^\circ$ 对应的 ξ 为16.02,相比 $\theta=10^\circ$ 而言下降了94.38%;当 θ 较大时, ξ 随着 θ 的增大而下降的趋势变缓,当 $\theta=50^\circ$ 时,对应的 ξ 为7.47,相比 $\theta=10^\circ$ 时下降了97.38%,而 θ 增大到 90° 时, ξ 为0.58,较 $\theta=10^\circ$ 时下降了99.80%,说明该挡板在小开度下流动阻力很大。为了降低挡板的阻力,保证设备的经济运行,挡板的开度宜大于 40° 。

某电厂要求烟气挡板在烟气流速 18 m/s 下全开的阻力不超过 100 Pa,根据式(1)换算成对应流阻系数,可得 ξ 为 1.08,而数值模拟结果显示 $\theta=90^\circ$ 对应的阻力仅为 54 Pa,流阻系数为 0.58,可见,该挡板特性满足工程实际的要求。

2.4 不同开度对应的烟气挡板流量系数

流量系数表征流体在一定阻力下通过节流元件的流量,也可以用来评价流动特性,其计算公式^[21]如下

$$C_v = Q_v \sqrt{\rho/\Delta p} \quad (2)$$

式中: C_v 为流量系数; Q_v 为烟气流量, m^3/h 。

结合数值模拟结果和式(2)求得挡板的流量系数 C_v ,如图 7 所示。

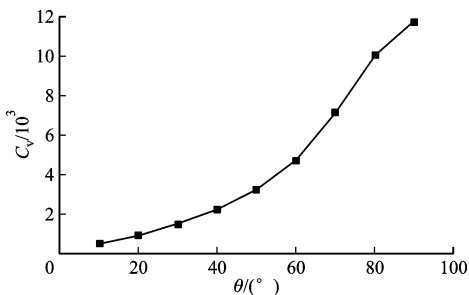


图7 不同挡板开度对应的流量系数

从图7可知: C_v 随 θ 的增大而增大。当 $\theta \leq 10^\circ$ 时, C_v 随 θ 的增大而增大的趋势较为缓慢;当 $\theta = 10^\circ$ 时, C_v 为 532.69;当 $\theta = 49^\circ$ 时, C_v 为 2 247.81,与 $\theta = 10^\circ$ 时相比增大了 321.97%;当 $\theta > 10^\circ$ 后, C_v 随 θ 的增大而增加的趋势较为迅速, $\theta = 50^\circ$ 对应的 C_v 为 3 291.89,比 $\theta = 10^\circ$ 时增大了 517.97%,而 $\theta = 80^\circ$ 对应的 C_v 为 10 059.31,较 $\theta = 10^\circ$ 时增大了 1 788.40%。但是,当 θ 从 80° 增大为 90° 时, C_v 随着 θ 的增大而增加的速度略有下降,说明挡板在 θ 介于 $80^\circ \sim 90^\circ$ 之间的流量调节能力较弱,当 $\theta = 90^\circ$ 时, C_v 最大,为 11 775.72。

2.5 引风机全压恒定时的烟气质量流量特性

在实际应用过程中,由于烟道内烟气的流动与相关引风机密切相关,了解挡板在引风机全压恒定时的开度 θ 与烟气质量流量 Q 之间的关系非常重要。本文根据某电厂实际运行需求,计算了当余热利用装置的引风机全压为 1 000 Pa 时,烟气质量流量 Q 与 θ 之间的关系。

当引风机全压为 100 Pa,即引风机入口压力为 -1 000 Pa 时,假设从 0 压点到引风机入口的烟道尺寸不发生改变,则烟气速度不发生变化。根据伯努利方程,从 0 压点到引风机入口处有

$$\frac{1}{2} \rho (\xi_0 + \xi) u^2 = 1\,000 \text{ Pa} \quad (3)$$

式中: ξ_0 为其他阻力系数,表示压点和引风机之间挡板以外的其他所有阻力损失之和的阻力系数,在本文范围内为常数。在上文数值模拟计算结果中,当 $\theta = 90^\circ$ 、 $u = 18 \text{ m/s}$ 时, $\xi = 0.58$ 的工况比较符合某电厂的实际运行需求,由此可得 $\xi_0 = 10.23$ 。将 ξ_0 和 ξ 代入式(3),可以得到在引风机全压为 1 000 Pa 下不同挡板开度 θ 对应的烟气流速 u ,进而得到烟气质量流量 Q 如图 8 所示。

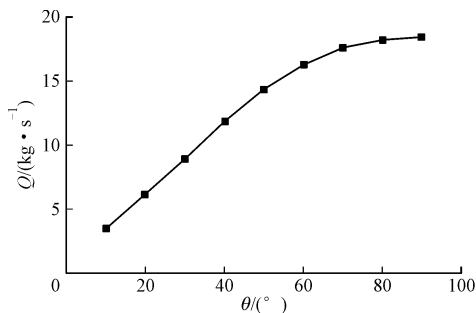


图8 引风机全压为1 000 Pa时挡板的质量流量

从图8可以看出:当引风机全压为 1 000 Pa 时, Q 随着 θ 的增大而增长;当 $1^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 时, Q 随 θ 的增大而增大的趋势近似为线性,当 $\theta = 10^\circ$ 时, Q 为 3.52 kg/s,当 $\theta = 60^\circ$ 时, Q 为 16.28 kg/s;若 $\theta > 60^\circ$, Q 随着 θ 的增大而增大的趋势逐渐变慢,当 $\theta = 70^\circ$ 时, Q 为 17.62 kg/s,当 $\theta = 80^\circ$ 时, Q 为 18.22 kg/s,而 $\theta = 90^\circ$ 时, Q 最大,为 18.4 kg/s。

根据某电厂锅炉的运行需要,要求 θ 每变化 10° ,烟气质量流量变化 5% 左右。为了优化挡板的开度区间,假设相邻两个计算开度之间的流量分布近似为线性,则可以得到引风机全压为 1 000 Pa 时的烟气质量流量与挡板开度之间的分段函数

$$Q = \begin{cases} 0.26\theta + 0.94, & 10^\circ \leq \theta < 20^\circ \\ 0.28\theta + 0.48, & 20^\circ \leq \theta < 30^\circ \\ 0.30\theta + 0.18, & 30^\circ \leq \theta < 40^\circ \\ 0.26\theta + 1.52, & 40^\circ \leq \theta < 50^\circ \\ 0.19\theta + 4.91, & 50^\circ \leq \theta < 60^\circ \\ 0.13\theta + 8.24, & 60^\circ \leq \theta < 70^\circ \\ 0.06\theta + 13.40, & 70^\circ \leq \theta < 80^\circ \\ 0.02\theta + 16.77, & 80^\circ \leq \theta < 90^\circ \end{cases} \quad (4)$$

由式(4)可以计算挡板开度 θ 与烟气质量流量 Q 之间的对应关系。当 $\theta = i$ 时,对应的烟气流量增长率 q_i 的计算公式为

$$q_i = \frac{Q_i - Q_{i-1}}{Q_{i-1}} \times 100\% \quad (5)$$

式中: Q_i 为 $\theta=i$ 时对应的烟气质量流量,kg/s; Q_{i-1} 为 $\theta=i-1$ 时对应的烟气质量流量,kg/s。

由式(5)计算可知:当 $\theta \geq 17^\circ$ 时, θ 每增大 1° ,流量增长率 q 近似等于或小于 5% ,说明挡板的流动调节能力较好;然而,在 $\theta > 80^\circ$ 后, θ 每增大 1° ,流量增长率 q 仅为 0.1% ,说明此时挡板几乎不具备调节流量的能力。因此,在挡板的实际工作过程中应尽量使常用开度避开 $0^\circ \sim 16^\circ$ 和 $81^\circ \sim 89^\circ$ 的区间,尽可能在开度 $17^\circ \sim 80^\circ$ 之间调节烟气的质量流量。

综合考虑前文计算得到的挡板的流阻系数特性和流量系数特性,建议该挡板的常用工作开度区间为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。

3 结 论

本文采用数值模拟方法,计算了烟气速度为 18 m/s 时的烟气挡板在9个开度下的速度云图、压力云图、流阻系数和流量系数,分析了该挡板的流动特性,并结合某电厂锅炉的实际运行情况,研究了该挡板在引风机全压 $1\ 000\text{ Pa}$ 下的质量流量特性,确定了该挡板的优化开度区间。

(1)对于速度云图,当 θ 较小时,高速区主要集中在挡板开口处,并且烟道下游的高速区域的面积明显大于上游;随着 θ 的增大,烟道中高速区域变大,速度场均匀化程度变好,烟气最大速度下降;当 $\theta=90^\circ$ 时,烟道内速度场分布基本均匀。对于压力云图,当 θ 较小时,挡板前后压力相差很大;随着 θ 的增大,挡板前后压力差变小,压力场分布均匀性变好;当 $\theta=90^\circ$ 时,挡板前后压力非常接近,压力场分布基本均匀。

(2)挡板流阻系数 ξ 与挡板开度 θ 大致呈反比例关系。当 θ 较小时, ξ 随 θ 的增大而减小的速度很快。若 θ 较大, ξ 随 θ 的增大而减小的趋势趋于平缓。因此,建议挡板常用工作开度应大于 40° 。在烟气速度为 18 m/s 的条件下,某电厂要求挡板全开阻力不得超过 100 Pa ,对应挡板流阻系数 ξ 为 1.08 ,模拟计算得到 $\theta=90^\circ$ 对应的 ξ 为 0.58 ,满足电厂实际运行的需求。

(3)挡板流量系数 C_v 随着挡板开度 θ 的增大而增大,当 θ 较小时,其速度较慢;当 θ 较大时,其速度较快,而 θ 从 80° 增大为 90° 时,其速度略有下降。

(4)当余热利用装置的引风机全压为 $1\ 000\text{ Pa}$ 时,若 $\theta \geq 17^\circ$, θ 每增大 1° 对应的流量增长率 q 近似等于小于 5% ,挡板的流动调节能力较好。而 $\theta > 80^\circ$ 后, θ 每增大 1° 对应的流量增长率 q 仅为 0.1% ,

挡板流动调节能力很差。因此,该挡板的流动调节适用开度范围为 $17^\circ \sim 80^\circ$ 。

(5)综合考虑挡板流阻系数特性和流量调节特性,建议该挡板的常用工作开度介于 $40^\circ \sim 80^\circ$ 之间。

参考文献:

- [1] 王月明,牟春华,姚明宇,等.二次再热技术发展与应用现状[J].热力发电,2017,46(8):1-10.
WANG Yueming, MU Chunhua, YAO Mingyu, et al. Review of the development and application of double-reheat power generation technology [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 1-10.
- [2] 孙超.电站锅炉烟气挡板汽温调节特性模拟研究[D].北京:华北电力大学,2010:1-5.
- [3] 许威,张剑,范浩杰,等.基于响应面分析的660 MW灵活二次再热锅炉汽温特性研究[J].热能动力工程,2020,35(2):110-115.
XU Wei, ZHANG Jian, FAN Haojie, et al. Study on the steam temperature characteristic of a 660 MW flexible double-reheat boiler based on response surface analysis [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 110-115.
- [4] 李媛,张慧兵,戴野,等.安全阀阀腔流动特性分析及数值模拟[J].哈尔滨理工大学学报,2020,25(1):15-21.
LI Yuan, ZHANG Huibing, DAI Ye, et al. Flow characteristics analysis and numerical simulation in safety valve cavity [J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2020, 25(1): 15-21.
- [5] 卜焕先,谭慧俊,何小明,等.带支板轴对称弯曲管道的流动特性[J].航空动力学报,2016,31(5):1252-1259.
BU Huanxian, TAN Huijun, HE Xiaoming, et al. Flow field characteristics in an axisymmetric bend duct with struts [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(5): 1252-1259.
- [6] QIAN Jinyuan, WEI Lin, JIN Zhijiang, et al. CFD analysis on the dynamic flow characteristics of the pilot-control globe valve [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 220-226.
- [7] JIANG Linsong, LIU Hongsheng, SUO Shaoyi, et al. Pore-scale simulation of flow and turbulence characteristics in three-dimensional randomly packed beds [J]. Powder Technology, 2018, 338: 197-210.
- [8] 李燕辉,廖志芳,蒋劲,等.大口径活塞套筒式调流调压阀流动特性分析[J].水利学报,2019,50(4):516-523.
LI Yanhui, LIAO Zhifang, JIANG Jin, et al. Flow

- characteristics analysis of large-diameter flow and pressure regulating valve with piston sleeve [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2019, 50(4): 516-523.
- [9] LISOWSKI E, FILO G. CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 123: 15-28.
- [10] WANG Haimin, ZHAO Yue, WANG Jianxing, et al. Numerical simulation of flow characteristics for a labyrinth passage in a pressure valve [J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2016, 28(4): 629-636.
- [11] 相晓伟,毛靖儒,孙弼,等. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值模拟研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2006, 40(3): 289-293.
- XIANG Xiaowei, MAO Jingru, SUN Bi, et al. Numerical investigation of flow characteristic of control valve of steam turbine in the entire range of operating mode [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2006, 40(3): 289-293.
- [12] CUI Baoling, LIN Zhe, ZHU Zuchao, et al. Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, 80: 193-202.
- [13] KANG Yuan, SHEN Pingchen, CHANG Yeonpun, et al. Modified predictions of restriction coefficient and flow resistance for membrane-type restrictors in hydrostatic bearing by using regression [J]. *Tribology International*, 2007, 40(9): 1369-1380.
- [14] 倪林森,李一兴,张鲲鹏. 滑油压力控制阀流动特性分析 [J]. *舰船科学技术*, 2019, 41(5): 105-109.
- NI Linsen, LI Yixing, ZHANG Kunyu. Flow characteristics analysis of lubricating oil control valve [J]. *Ship Science and Technology*, 2019, 41(5): 105-109.
- [15] 贺惠民,张晓毅. AP1000 核电汽轮机中调门内两相流动特性数值模拟 [J]. *汽轮机技术*, 2017, 59(1): 43-45, 46.
- HE Huimin, ZHANG Xiaoyi. Numerical simulation of two-phase flow characteristics of control valve in AP1000 nuclear power steam turbine [J]. *Turbine Technology*, 2017, 59(1): 43-45, 46.
- [16] 廖志芳,王荣辉,谭会攀,等. DN1000 上盖式半球阀流场的数值仿真 [J]. *水电与新能源*, 2019, 33(3): 16-19.
- LIAO Zhifang, WANG Ronghui, TAN Huipan, et al. Numerical simulation of the flow field in DN1000 super-capped hemispherical valve [J]. *Hydropower and New Energy*, 2019, 33(3): 16-19.
- [17] 孙晓,谢知航. 止回阀流动特性与阀芯优化设计 [J]. *湖南工业大学学报*, 2018, 32(6): 39-44.
- SUN Xiao, XIE Zhihang. Flow characteristics of check valves and optimal design of valve cores [J]. *Journal of Hunan University of Technology*, 2018, 32(6): 39-44.
- [18] 邓斌,陶文铨. 管壳式换热器壳侧湍流流动的数值模拟及实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2003, 37(9): 889-893, 924.
- DENG Bin, TAO Wenquan. Numerical simulation and experimental study on turbulent flow in shell side of shell-and-tube heat exchangers [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2003, 37(9): 889-893, 924.
- [19] WANG Chao, LI Guoxiu, SUN Zuoyu, et al. Effects of structure parameters on flow and cavitation characteristics within control valve of fuel injector for modern diesel engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 124: 104-115.
- [20] WU Dazhuan, LI Shiyang, WU Peng. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 101: 658-665.
- [21] 马光飞,季健康,姚丹,等. 阀体间隙对球阀性能和内部流场分布的影响 [J]. *排灌机械工程学报*, 2019, 37(11): 960-966.
- MA Guangfei, JI Jiankang, YAO Dan, et al. Effects of valve body clearance on valve performance and internal flow field distribution [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2019, 37(11): 960-966.

(编辑 亢列梅)