

凝汽机组改供热后对运行经济性的影响分析

陈国年¹,刘今¹,周强²,卢承斌²

(1.江苏省电力公司,江苏南京210024;2.江苏方天电力技术有限公司,江苏南京211102)

摘要:针对供热改造机组,定性分析了机组供热后对发电煤耗率和可调发电负荷的影响,并通过对135 MW和300 MW机组在不同供热模式下的定量分析,提供了凝汽式机组改供热的节能效果及对负荷的影响,为电力调度部门合理安排负荷,实现节能发电调度提供了一定的依据和参考。

关键词:凝汽机组;供热改造;运行特性;发电煤耗率;机组负荷

中图分类号:TK212

文献标志码:A

文章编号:1009-0665(2011)01-0009-05

随着我国经济和城镇化的快速发展,居民和企业对热负荷需求越来越高,位于供热区域内的大型凝汽式发电机组改为供热机组已势在必行。与新建供热机组相比,将原有的大型凝汽式机组改造为供热机组具有投资少、工期短、设备利用率高等优点,符合国家节能减排政策。以1台300 MW纯凝机型改为抽凝供热机型为例,如果改造后对外供热达到130 t/h,机组供电煤耗率可降低20 g/(kW·h),节约标煤约3.3万 t/a,减少二氧化硫排放约600 t/a,减少二氧化碳排放约9万 t/a,改造后机组经济性将达到或超过600 MW机组水平。截止2009年12月,江苏省有约20家发电厂共60台135 MW,300 MW,600 MW机组已进行或正准备进行供热改造,这将大大提高发电机组的热效率,降低供电煤耗率,减少二氧化硫等污染物的排放。

1 大型凝汽机组供热改造的主要类型

根据对江苏省大型供热机组的现场调查,全省供热机组大部分为纯凝机组经系统改造而成为具备供热能力的机组,少部分原设计就是供热机组,但改变了供热方式。归纳起来主要有以下几种。

1.1 高排抽汽供热

高排供热从高压缸排汽即再热冷段抽汽,供热流量受锅炉再热器超温和高压缸末级叶片强度的限制,不能过大。锅炉限制:从再热冷段抽汽后,进入锅炉再热器的蒸汽流量减少,影响锅炉再热汽温的控制,导致再热汽超温。汽轮机限制:从再热冷段上抽汽后,如汽机中联阀不能维持再热系统压力,使压力值下降,导致汽轮机高压缸末级前后压差增大,严重时会影响汽轮机安全运行。再热冷段可供汽量,以锅炉厂及汽轮机厂核准的冷段最大可外抽汽量为准,一般为 $\leq 10\%$ 额定再热蒸汽流量,如300 MW机组再热冷段可供汽量一般小于80 t/h。

1.2 热再抽汽供热

再热热段抽汽供热克服了对锅炉超温的影响和抽汽量的限制,这种方式不影响锅炉安全运行,抽汽量的大小只受汽轮机高压缸末级叶片强度的限制。一般按汽轮机厂提供的最大抽汽量为准。其不足,一是抽汽压力较冷段抽汽低,在保证同样的供汽压力时,所要求的电负荷高;二是热段抽汽锅炉吸热量增加,需要更多的喷水减温,经济性上与冷再抽汽相比机组供电煤耗较高。

1.3 中排抽汽供热

中排抽汽供热是在汽轮机中低压连通管上,接三通抽出低压蒸汽。中排的压力随机组负荷的变化而变化,为了满足供汽压力的稳定,需在三通后低压缸进汽前增加一个控制阀门,在低负荷时进行节流,以保证阀前的压力。为了保证低压缸必要的冷却流量,调节碟阀的最小开度有一定限制。同时在抽汽量增大、碟阀关小的情况下,中排温度将上升,为了保证中压排汽缸及末级叶片的安全,中排温度一般不得超过400℃。这些限制条件使得热负荷对电负荷匹配提出了更高要求。

1.4 压力匹配器供热

在发展热电联产中有一个问题始终没有得到很好的解决,那就是单一背压或抽汽压力不能满足多种用汽压力的要求。压力匹配器是利用高压蒸汽的喷射抽吸作用,通过喷嘴引射低压蒸汽,再扩压形成介于高、低压蒸汽压力之间的中压蒸汽。压力匹配器能够提供与汽轮机抽汽口参数不匹配的供热蒸汽,与采用高压蒸汽节流相比,避免了大量的损失,经济性显著提高。

图1中 P_D 表示驱动蒸汽压力, P_C 表示输出蒸汽压力, P_H 表示吸入蒸汽压力。 A 点表示驱动蒸汽(高压蒸汽)的状态点, B 点表示喷嘴出口理想状态点, C 点表示喷嘴的实际状态点, D 点表示吸入蒸汽的状态点。在运行时驱动蒸汽通过喷嘴从 A 点膨胀到 C

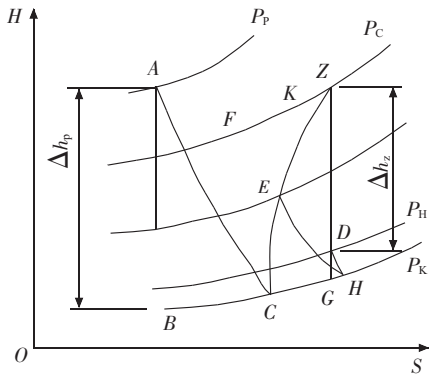


图 1 压力匹配器的热力学过程

点,吸入蒸汽从 D 点膨胀到 H 点。2 股汽流通混合室混合升压到 E 点,然后通过扩压段,升压到 P_c ,出口状态点为 K。

江苏某发电厂供热改造系统如图 2 所示,2009 年平均供热量 83 t/h,高峰时 120 t/h,低谷约 50 t/h。供热采用压力匹配器,高排汽作为驱动汽,中排为主抽汽,运行方式灵活,能满足不同用户的需求。

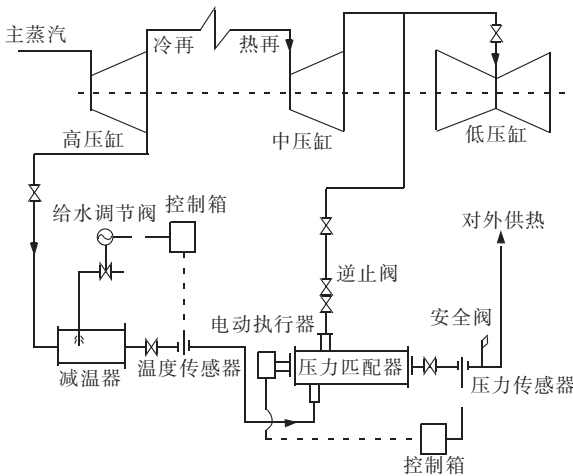


图 2 大型机组供热改造系统

2 不同供热方式对机组出力及经济性的影响

热负荷不论是工业用汽,还是民用采暖供热都要求较高的稳定性和连续性,同时,并网的供热机组还需承担电网安全稳定运行的责任,因此对这些机组的运行可靠性和稳定性提出了更高的要求。

供热机组抽汽方式和供热形式各不相同,对应的运行特性也有较大差异,江苏省的供热机组热负荷大部分以工业用热蒸汽为主,民用热负荷也不同于北方的采暖用热,几乎不供热水而全部为供蒸汽。供热参数也多为中、低压蒸汽,但具体的抽汽方式各不相同。下面将针对江苏省主要的供热抽汽方式,分析推导机组的出力、发电煤耗率与对外供热量的关系式模型。

2.1 对外供热对机组出力影响分析

在对外供热的情况下,机组的出力(电负荷)将

受到一定限制:包括机组通流能力、蒸汽流量等参数方面的限制,还有汽轮机安全参数如排汽温度、排汽压力、瓦温等的限制。当抽汽供热时,机组在额定进汽流量下的电功率将减少。另一方面,为保证稳定的抽汽流量和参数,保证汽轮机的运行安全,机组有最小进汽流量的限制,也即最低出力的限制。

2.1.1 最高负荷

在抽汽量一定的情况下,每种抽汽方式的机组最高负荷均受到汽轮机最大通流能力和锅炉最大蒸发量的限制。汽轮机的最大流量为 VWO 工况时的流量,通常对应着锅炉 BMCR 工况的蒸发量。锅炉的最大蒸发量一般比该流量略大。由于实际运行中流量不易控制,通常以监视汽轮机调节级压力来保证不超过最大通流能力。

对于原设计即为抽汽供热的机组,制造厂会提供工况图,根据此图能查出在某一抽汽量下,对应汽轮机最大进汽量时的发电机功率。根据工况图和汽轮机的抽汽量,就能大致判断机组的最大功率。

对于改造的供热机组,包括改变原供热方式的机组,大部分没有经过制造厂的重新核算,缺少供热机组的工况图。这类机组只能通过理论计算或实际试验的方法确定其最高负荷。理论计算时,依据制造厂纯凝机组的热力特性,包括各典型工况热平衡图、边界条件和各种关系特性,给定各计算工况的主蒸汽流量(最大流量)、各供热方案的供热蒸汽流量与供热参数,按照上述机组热力特性关系曲线以及所取的定值,从机组高压侧逐步计算到低压侧(包括机组回热系统热平衡计算),获得该工况机组全部热力参数,得到发电机功率。

无论是依据理论计算还是制造厂给定的曲线,都可以得到一系列的函数曲线。函数值为最大负荷 N_{max} ,函数量为汽轮机最大流量 D_{max} ,抽汽流量 D_c 以及相应的边界条件 F 。边界条件包括抽汽参数、主再热汽参数、凝汽器压力、汽轮机膨胀特性及各漏汽流量等。最大负荷可用以下公式表示:

$$N_{max} = f(D_{max}, D_c, F_{max}) \quad (1)$$

上述结果是在汽轮机额定条件下得到的。在实际应用中,当运行参数达不到额定值,如凝汽器真空下降、主蒸汽参数降低等,即使达到最大流量汽轮机的实发功率也会小于理论值。此时,可以用影响较大的一些主要参数对功率进行修正,得到实际情况下的最大负荷。

2.1.2 最低电负荷

在一定的抽汽流量下,要保证汽轮机的安全运行以及抽汽压力、流量的稳定,必然存在对应的最小发电功率。不同的抽汽方式对汽轮机的影响不同,

稳定抽汽参数的措施也不同。

影响汽轮机最低负荷的主要因素是满足低压缸最小通流量的要求,以保证低压缸有通风冷却蒸汽。在此前提下,还会有中压缸排汽温度、低压缸排汽温度、高压缸排汽压力等的具体要求。

对原设计为供热的机组,工况图中有投入抽汽时最低进汽量的限制线,不同的抽汽量对应不同的发电机功率,这就是一定抽汽量下理论的最低发电机功率。对改造的供热机组,在保证低压缸最低流量的基础上,通过热力学计算得到的功率,还要经过机组安全参数的校核。最小负荷可用以下公式表示:

$$N_{\min} = f(D_{\min}, D_c, F_{\min}) \quad (2)$$

式中: D_{\min} 为低压缸所需的最小冷却流量; D_c 为抽汽流量; F_{\min} 表示保证汽轮机安全的参数条件,如中排温度、高排压力等。

对高排供热的机组,最低负荷的约束参数有:低压缸排汽温度(保证最小流量)、高压缸排汽压力(或高排压比)、锅炉的再热汽温度(防止再热器超温)。

对热再供热的机组,最低负荷的约束参数有:低压缸排汽温度(保证最小流量)、高压缸排汽压力(或高排压比)。当机组负荷降低时,高排压力降低,除了对高压缸末级叶片的强度有影响外,还会造成热再压力降低。相比高排供热,同样的负荷下热再供热压力较低,尤其当供汽流量较大时,为保证对外供热,其最低电负荷会有较高的要求。

对中排供热的机组,最低负荷的约束参数有:低压缸排汽温度(保证最小流量)、中压缸排汽温度、中排压力(蝶阀开度)。当机组负荷减低时,中排压力随之下降,为保证供汽压力,调节蝶阀关小,但蝶阀的最小开度不能低于保证低压缸最小冷却流量的值。因此,机组负荷过低,将无法由蝶阀保证供汽压力。

对压力匹配器供热的机组,最低负荷的约束参数有:高压缸排汽压力、中压缸排汽压力、中压缸排汽温度。随着负荷的降低,高压缸排汽压力降低,作为驱动蒸汽其抽汽能力降低,喷射系数下降。作为吸入蒸汽的中压缸排汽,压力降低使其吸入流量减少。为提高压力,中排蝶阀关小,中压缸排汽温度上升,为保证汽轮机安全,必须对最低负荷限制。

2.2 对外供热量对发电煤耗率影响分析

在汽轮机内做过功的蒸汽,被抽出去对外供热,排入凝汽器的流量减少,热力循环的冷源损失减低,机组热耗下降,效率提高。发电煤耗率的具体算法是锅炉总吸热量中减去对外供汽的热量,得到供热汽轮机的热耗,再考虑锅炉效率和管道效率的因素,就得到机组的发电煤耗率。根据供热机组的煤耗计算方法^[1],标准发电煤耗率为:

$$b_f = \frac{q}{29.271\eta_b\eta_p} \quad (3)$$

式中: b_f 为标准发电煤耗率, $g/(kW \cdot h)$; q 为发电热耗率, $kJ/(kW \cdot h)$; η_b 为锅炉效率,%; η_p 为管道效率,%。

在一定的主蒸汽流量或机组热耗量下,供热抽汽量越大,发电煤耗越低,热电厂的发电成本降低越大。同样的供热量,不同的抽汽方式,系统热力参数(功率、吸热量等)不同,收益也不同。通过机组热力系统的全面详细热力学计算,可以得出各种方式下的经济指标。通常,在对外供热参数、流量相同的情况下,从汽轮机抽出蒸汽的能级越高(压力、温度),热化发电量越小,收益也越小。不同等级的机组,抽同样参数流量的蒸汽,单位经济性收益(每吨汽热耗/煤耗下降值)也不同。这些可以通过设计数据理论计算,也可由实际试验进行验证。

3 改供热后对机组负荷及能耗影响计算

供热量对机组负荷和发电煤耗的影响,可以由理论计算得到。通过参考相关资料和特定的汽轮机设计数据,可计算出不同负荷下机组发电煤耗与抽汽量的关系。

3.1 计算依据

主要依据为汽轮机生产单位提供的135 MW和300 MW机组各典型工况热平衡图,并参考机组实际运行参数。

3.2 供热参数和方案

供热参数依高中低3种压力工况计:高压供热蒸汽,2.5 MPa,260 °C;中压供热蒸汽,1.6 MPa,235 °C;低压供热蒸汽,1.1 MPa,220 °C。

3.3 计算工况和计算方法

135 MW机组,计算6种工况,即主蒸汽流量分别为:440 t/h,420 t/h,400 t/h,380 t/h,360 t/h,340 t/h。

300 MW机组,计算5种工况,即主蒸汽流量分别为:1 000 t/h,900 t/h,800 t/h,750 t/h,700 t/h。

给定各计算工况的主蒸汽流量、各供热方案的供热蒸汽流量与供热参数,按照上述机组热力特性关系曲线以及所取的定值,从机组高压侧逐步计算到机组低压侧(包括机组回热系统热平衡计算),获得该工况机组全部热力参数,并进一步计算出机组相关经济性指标。

3.4 计算结果与分析

分别进行135 MW和300 MW机组在纯凝工况和不同供热类型工况下的供热对机组出力及发电煤耗计算(采用定流量计算方法),135 MW机供热热

对发电煤耗和负荷的影响如图3、图4所示,300 MW 机组供热对发电煤耗和负荷的影响如图(5—8)所示。

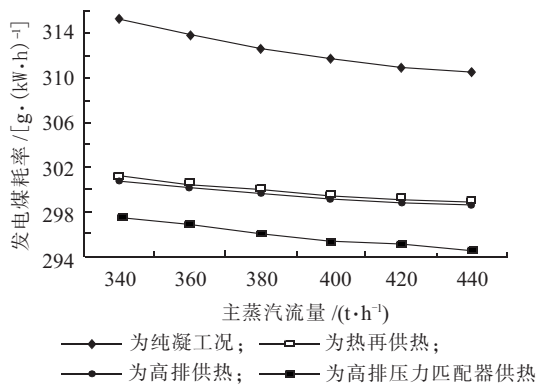


图3 135 MW 机组供热后煤耗率变化(低压供 50 t/h)

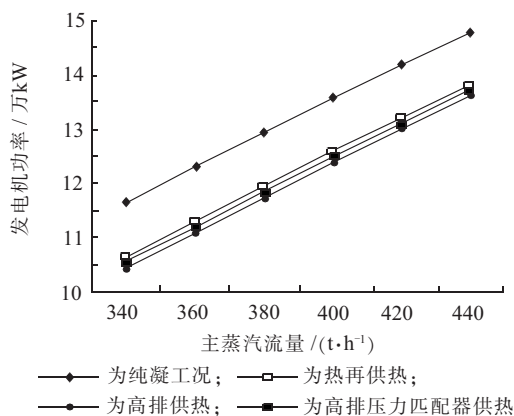


图4 135 MW 机组供热后负荷变化(低压供 50 t/h)

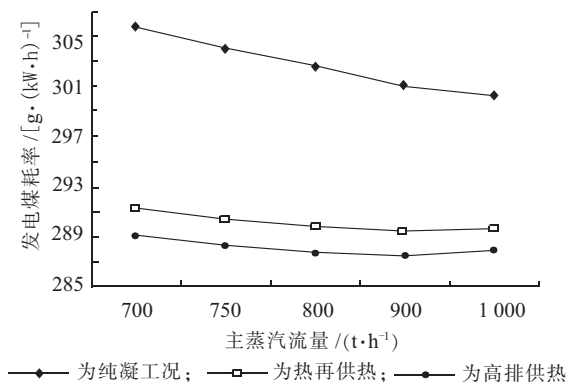


图5 300 MW 机组供热后煤耗率变化(中压供 100 t/h)

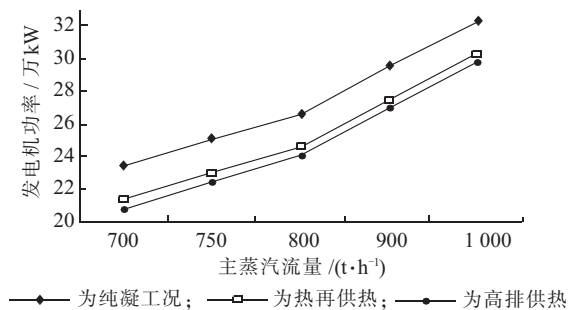


图6 300 MW 机组供热后负荷变化(中压供 100 t/h)

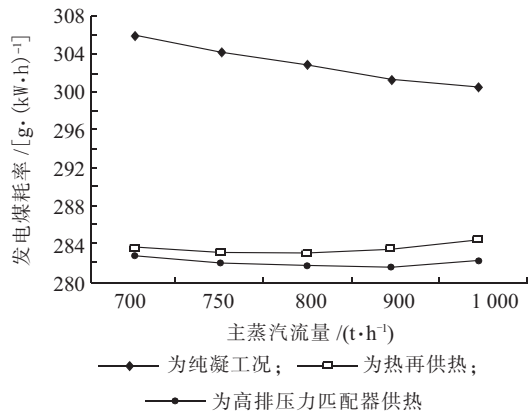


图7 300 MW 机组供热后煤耗率变化(高压供 30 t/h, 低压供 100 t/h)

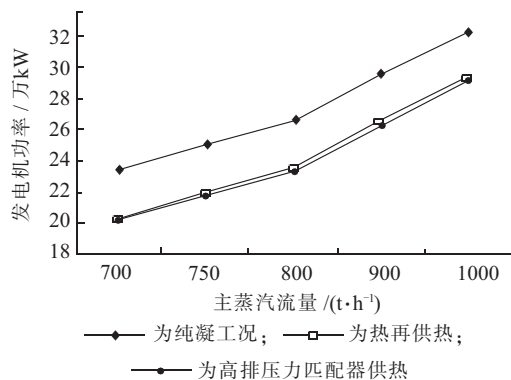


图8 300 MW 机组供热后负荷变化(高压供 30 t/h, 低压供 100 t/h)

3.4.1 供热对发电煤耗率的影响

由于机组对外供热,凝汽器冷源损失减少,机组热效率提高。从以上计算曲线可以看出,135 MW 和 300 MW 凝汽式机组改供热后发电煤耗率均有较大幅度的下降,其中 135 MW 机组供热 50 t/h 发电煤耗率下降 12~16 g/(kW·h),高排压力匹配器供热方式发电煤耗率下降最多约 16 g/(kW·h),热再和冷再供热方式发电煤耗率下降最少约 12 g/(kW·h)。300 MW 机组中压供热 100 t/h 发电煤耗率下降 12~15 g/(kW·h),高排供热方式发电煤耗率下降约 15 g/(kW·h),热再供热方式发电煤耗率下降约 12 g/(kW·h);300 MW 机组高压和中压联合供热 130 t/h 发电煤耗率下降 18~21 g/(kW·h),高排联合供热方式发电煤耗率下降约 18 g/(kW·h),高排压力匹配器供热方式发电煤耗率下降约 21 g/(kW·h)。

不同供热方式中,高排供热的煤耗低于热再供热,在整体经济性上更优。热再供热的锅炉吸热量较大,耗煤较多,但由于抽出的汽量比高排供热少,因而发电负荷更高。同时,由于对锅炉再热器的影响小,江苏省很多电厂采用该种方式。

高排压力匹配器供热,相比单纯的高排和热再供热,煤耗最低,经济性最好,且发电负荷介于两者之间。但是,计算中的喷射系数(即被抽吸低压蒸汽

质量流量与高压蒸汽质量流量之比)是各工况高压蒸汽参数、中压缸参数所能达到的最大值,当按某一工况参数设计喷射器结构后,其他工况的喷射系数将达不到设计值,因而经济性将大幅下降。此外,在低负荷下为保证吸入蒸汽的压力,中排碟阀的节流也会使汽轮机效率显著下降。

对 135 MW 和 300 MW 机组而言,相同流量及参数的供热,135 MW 机组的煤耗降低要大于 300 MW 机组。

3.4.2 供热对机组出力的影响

由于机组对外供热,主汽作功能力减少,机组出力降低。从以上计算曲线可看出,135 MW 和 300 MW 凝汽式机组改供热后机组出力均有较大幅度的下降,其中 135 MW 机组供热 50 t/h 机组出力下降约 10 MW,平均每供 5 t/h 机组出力下降约为 1 MW;300 MW 机组中压供热 100 t/h 机组出力下降约 20 MW,平均每供 5 t/h 机组出力下降约为 1

MW;300 MW 机组高中压联合供热 130 t/h 机组出力下降约为 32 MW,平均每供 4 t/h 机组出力下降约为 1 MW。

4 结束语

通过以上综合研究和分析,得出了 135 MW 和 300 MW 不同类型供热机组的运行特性和供热节能计算结果,即对应某类机组,在已知机组供热流量下,可以知道该供热量对机组出力和发电煤耗率的具体影响值,这为调度安排大型供热发电机组的发电排序提供了数据支撑。

参考文献:

[1] 重庆大学.热力发电厂[M].北京:电力工业出版社,1981.

作者简介:

陈国年(1965-),男,浙江宁波人,高级工程师,从事电力技术管理工作。

Analysis on Effects of the Heating-retrofit on Operation Economic of the Condensing Turbine-generator Unit

CHEN Guo-nian¹, LIU Jin¹, ZHOU Qiang², LU Cheng-bin²

(1. Jiangsu Electrical Power Co. Ltd., NanJing, 210024, China;

2. Jiangsu Fangtian Electric Power Technology Co., Ltd., Nanjing 211102, China)

Abstract: With the theoretical analysis on operating characteristics of a heating-retrofitted unit, the effect of unit heating on the gross coal consumption and adjustable power load is evaluated. Through the quantitative analysis of 135MW and 300MW condensing units in different heating modes, the effect on energy-saving and the power load impacted by heating-retrofitted is calculated. The results can provide valuable reference for the electric power dispatching department to arrange power load reasonably and realize energy-saving generation.

Key words: large condensing unit; heating-retrofit; operating characteristics; gross coal consumption rate; unit load

(上接第 8 页)

作者简介:

汤妍(1987-),女,江苏徐州人,硕士研究生,主要从事电站锅炉运行方面的研究工作;

周克毅(1955-),男,江苏泰州人,博士生导师,长期从事电站锅炉动态特性与建模、机组性能分析与优化、设备故障诊

断等方面教学和科研工作;

韦红旗(1966-),男,安徽霍山人,硕士生导师,研究方向为热能与动力设备、流体机械等性能分析、优化运行;

徐啸虎(1974-),男,江苏盐城人,讲师,研究方向为火电机组性能监测及仿真。

Effects of Throttle Orifice's Structural Parameter on its Scaling Problem in the Water Wall of an Ultra-Supercritical Boiler

TANG Yan, ZHOU Ke-yi, WEI Hong-qi, XU Xiao-hu

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: In this paper, a simulation model for the throttle orifice installed in the water wall of an Ultra-Supercritical Boiler is established based on the FLUENT numerical platform, and the verification has also been carried out just using the results obtained from the standard hydrodynamic calculating method. The scaling mechanism of the throttle orifice is analyzed, and effects of the throttle orifice's structural parameter on its scaling problem are studied by selecting different entrance chamfering, export chamfering, diameter and length. Finally, a method to reduce scaling is provided and a suggestion for the design of the throttle orifice is also made.

Key words: ultra-supercritical; throttle orifice; scaling; numerical simulation