

DOI: 10.7652/xjtuxb201303008

超超临界汽轮机高压缸旁路冷却系统 流动特性的研究

霍文浩, 晏鑫, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用耦合流动计算和共轭传热的数值方法研究了 1 000 MW 超超临界汽轮机高压缸内部旁路冷却系统内的流场特性, 给出了旁路冷却系统内三维流动细节和温度与压力场的分布规律, 并与未考虑内、外缸传热作用的纯流动计算结果进行了比较。结果表明: 旁路冷却系统中流动形态主要受系统结构和蒸汽自身流动特性的影响; 温度场分布不仅受蒸汽流动形态的影响, 还取决于高压缸固体域对流体域的传热作用。研究结论验证了, 耦合流动传热数值方法能够更加真实地反映旁路冷却系统内温度场的分布。

关键词: 超超临界汽轮机; 旁路冷却系统; 流动传热特性; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0042-06

Numerical Investigations on Flow Characteristics of Bypass Cooling System in High Pressure Cylinder of Ultra-Supercritical Steam Turbines

HUO Wenhao, YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Numerical investigations on the flow fields of the internal bypass cooling system in the high pressure cylinder of a 1 000 MW ultra-supercritical steam turbine were performed using the flow calculation coupled with the conjugated heat transfer model. The detailed flow pattern, temperature distributions, and pressure distributions in the bypass cooling system were presented. The numerical results obtained by the flow and heat transfer method were compared with those without considering the heat transfer effect of the inner and outer casings. The results show that the steam flow field in the bypass system is mainly influenced by the system structure and the flow characteristic of the steam. However, the steam temperature field is affected by not only the steam flow characteristic but also the heat transfer effect from the solid domain. These findings confirm that it is more realistic to study the steam temperature field in the bypass system with the conjugation of the flow calculation and the heat transfer simulation.

Keywords: ultra-supercritical steam turbine; bypass cooling system; flow and heat transfer characteristics; numerical simulation

为了解决大功率汽轮机组进汽参数和容量提高给机组设计和制造材料带来的一系列问题^[1], 研究

者在不断研发新型材料的同时, 积极探索着各种先进的冷却技术, 以保证机组运行安全, 尽量降低机组

收稿日期: 2012-07-21。 作者简介: 霍文浩(1988—), 男, 博士生; 李军(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2012-12-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121210.1008.008.html>

造价。例如,某型 1 000 MW 超超临界汽轮机在进汽参数为 30 MPa 和 600 ℃^[2-3] 时采用了内部旁路冷却系统为高压缸进行冷却^[4]。

超临界和超超临界汽轮机在高、中压缸蒸汽冷却技术中的应用有效地降低了高温部件的温度水平,从而提高了机组的可靠性,降低了制造成本^[5]。霍文浩等采用耦合流场计算和共轭传热数值方法研究了超临界汽轮机中压缸前 2 级蒸汽冷却特性,验证了蒸汽冷却技术在降低转子系统温度方面的有效性^[6]。目前,对于大功率机组高压缸内部旁路冷却系统,研究很少,结构十分复杂且涉及流固耦合换热,因此全三维计算流体动力学(CFD)的数值模拟方法成为该系统研究的主要手段。

本文采用耦合流场计算和共轭传热的数值方法,研究了某型 1 000 MW 超超临界机组高压缸旁路冷却系统中的蒸汽流动特性,给出了复杂结构下的流动细节及温度场和压力场分布,讨论了耦合传热条件下旁路冷却系统中蒸汽温度分布的影响因素及旁路系统的冷却效果,并将流固耦合计算结果与未考虑固体计算域的纯流动计算结果进行了对比,给出了主蒸汽通过内缸传热对旁路冷却系统中蒸汽温度分布的影响,该结果可为大功率机组旁路冷却系统设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

图 1 为某型 1 000 MW 汽轮机高压缸旁路冷却系统。该系统由高压缸第 4 级之后、主蒸汽进口之前的纵向打孔和内缸内部的轴向孔,以及内、外缸之间的环形间隙和内缸与转子间的汽封构成。目的在于,从高压缸第 4 级之后抽取少量的低温蒸汽来代替高温节流蒸汽,以降低内、外缸的温度水平,减小温度梯度,冷却轴端阶梯式平衡活塞。高压缸中主蒸汽温度经过第 1 级斜置静叶后大幅下降,少量蒸汽由斜置静叶后的间隙进入转子与内缸之间的汽封间隙,并在压力梯度的作用下沿轴向向右流动。在

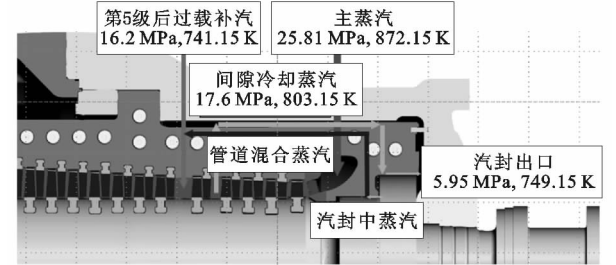
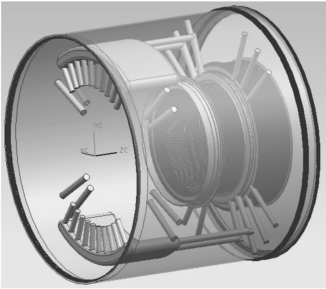


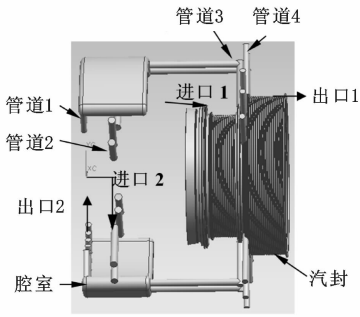
图 1 某型 1 000 MW 汽轮机高压缸旁路冷却系统

高压缸第 4 级之后,主蒸汽的温度较进口时明显下降,这部分主蒸汽作为冷却蒸汽在径向冷却孔的抽吸作用下通过冷却孔流入内、外缸之间的环形间隙,对内缸外壁面进行冷却,然后沿轴向向右流动并通过最右侧的径向冷却孔进入阶梯型平衡活塞上侧的汽封间隙。在此,冷却蒸汽分为两部分:一部分继续向右流动至汽封出口,对内缸及平衡活塞进行冷却;另一部分在压差的作用下沿间隙向左流动,并与斜置静叶之后的泄漏流汇合。混合蒸汽进入上部管道,并通过内缸内部轴向孔和腔室沿轴向向左流动,最终在第 5 级之后汇入主流。

图 2a 为超超临界汽轮机高压缸旁路冷却系统流体域三维结构;图 2b 为旁路冷却系统的进、出口位置及管道划分。在调节级斜置静叶之后,间隙进口为进口 1;第 4 级之后的管道 2 内侧端面为进口 2;汽封右侧出口为出口 1;第 5 级之后的管道 1 内侧端面为出口 2。管道 1 为高压缸第 5 级之后的混合蒸汽出口管道;管道 2 为第 4 级之后的冷却蒸汽进口管道,与内、外缸间隙连接;管道 3 分上下 2 组管道,分别与汽封中段和上下腔室连接;管道 4 与内、外缸间隙和汽封连接。计算域包含旁路系统流体域和内、外缸固体域。流体域各网格块之间、流体域与固体域之间采用热连接面,内缸内壁面温度的边界条件给定。



(a) 流体域三维结构



(b) 进、出口位置及管道划分

图 2 超超临界汽轮机高压缸旁路冷却系统

图 3 为旁路冷却系统内、外缸间隙流体域的计算网格。内、外缸间隙与径向冷却孔 2、冷却孔 4 连接面的网格进行了加密处理,以减小该处的计算误差。流体域中除部分管道以及与其相连的腔室和汽封中间段外,其余结构均采用结构化网格;固体域主要采用非结构化网格,仅在与汽封相邻处采用加密的结构化网格,以保证流固耦合精度。汽封和内、外缸间隙等流体域尺寸较小且其中流动比较复杂,所以这些区域的网格布置较密,以捕捉近壁面流动细节,保证计算精度;管道中的网格进行了加密处理。计算时采用计算流体动力学(CFD)软件 ANSYS-CFX 求解了 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)方程并加载了共轭传热模块,以研究考虑流体域和固体域换热影响下的流体流动特性。计算工质为水蒸气,紊流模型采用 $k-\epsilon$ 两方程模型。边界条件:进口为总温、总压,流动方向为进口面法向,出口为静压,具体数值如表 1 所示。流固耦合面和固固连接面为热连接面,其余固体表面为绝热壁面。

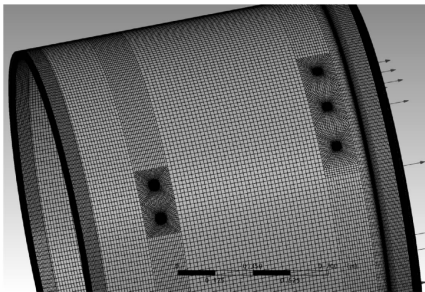


图 3 内、外缸间隙的流体域计算网格

表 1 进出、口边界条件

参数	进口 1	进口 2	出口 1	出口 2
总温/℃	579.90	530.00		
总压/MPa	23.42	17.60		
静压/MPa			5.95	16.20

本文采用的 ANSYS-CFX 共轭传热模块能够在计算流体域流场的同时模拟固体域的热传导及固体与流体间的对流换热。固体域热传导采用下列输运方程求解

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \tag{1}$$

式中: ρ 、 c_p 、 λ 分别为固体域的密度、比热容、导热系数。流固耦合面采用 ANSYS-CFX 热通量守恒来计算流体侧和固体侧的温度。

2 结果与分析

2.1 流量分布

表 2 为采用耦合流动计算和共轭传热方法获得的旁路冷却系统进、出口流量,表 3 为纯流动计算获得的旁路冷却系统进、出口流量。由表 2 可见:相比进口 1,高压缸第 4 级后进口 2(冷却蒸汽进口)处的流量较大,占进口总流量的 62.79%,这有利于提高系统的冷却效果;汽封中的蒸汽主要通过管道 3 从第 5 级后的出口 2 流入叶栅流道,这部分蒸汽占出口蒸汽总量的 66.04%,同时沿汽封流向出口 1 的部分冷却蒸汽的流量为 $5.67 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,该流量能够保证轴端阶梯式平衡活塞的冷却效果。对比耦合计算和纯流动计算发现,考虑固体域及主蒸汽传热作用,旁路系统中蒸汽流量也会发生较小的变化。

表 2 耦合计算获得的进、出口流量

参数	进口 1	进口 2	出口 1	出口 2
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	6.27	10.59	5.67	11.03

表 3 纯流动计算获得的进、口流量

参数	进口 1	进口 2	出口 1	出口 2
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	6.55	10.41	5.70	11.09

2.2 流场形态

图 4 为耦合计算中流体域的整体流线分布。斜置静叶后主蒸汽由进口 1 处间隙进入汽封且受转子转动的影响螺旋式向右侧流动,在第 4 级后冷却蒸汽通过管道 2 进入内、外缸间隙并沿轴向流动至管道 4,后经管道 4 进入汽封。在汽封进口处的部分蒸汽又分为两部分,一部分(53.59%流量)向右流动至汽封出口 1 处,剩余的蒸汽(46.41%流量)在压差的作用下向左流动至管道 3 进口处,并与进口 1 流入的高温蒸汽混合后进入管道 3,且沿管道流向出口 2。由图 4 可见,内、外缸间隙中的蒸汽流速较

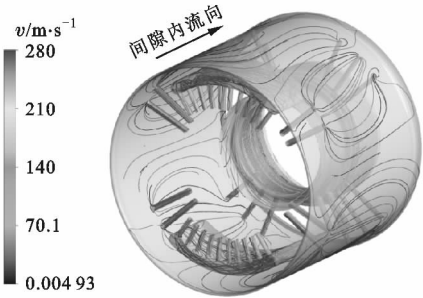


图 4 耦合计算中流体域的整体流线分布

低,在汽封和管道中的流速较高。由于内、外缸间隙的上、下表面是静止的,因此蒸汽从管道 2 到管道 4 的流动大体上是轴向的,且流线分布比较均匀,这有利于对内缸表面进行均匀冷却。

图 5 和图 6 分别为旁路冷却系统中汽封和管道 4 出口处的流场。受转子转动的影响,蒸汽由进口 1 进入汽封之后在周向产生速度分量,并在汽封中螺旋式向后流动且流速较高。进入进口 1 的主蒸汽在压差的作用下向下游流动;进入进口 2 的冷却蒸汽经过内、外缸间隙后由管道 4 进入汽封,其中部分蒸汽向前流至管道 3 进口处的环形腔室,并与进口 1 来流混合。该处混合流体以管道 3 上下 2 组管道为起点和终点形成了顺时针方向的流速较高且涡量很强的流动,之后进入管道 3,如图 7 所示。

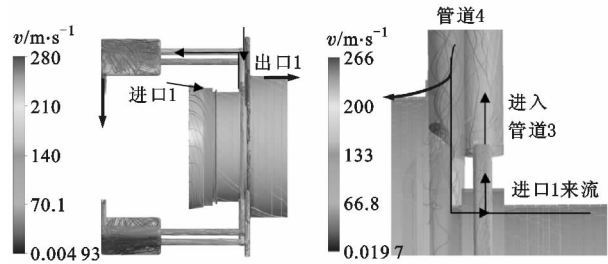


图 5 汽封内三维流线 图 6 管道 4 出口处流线

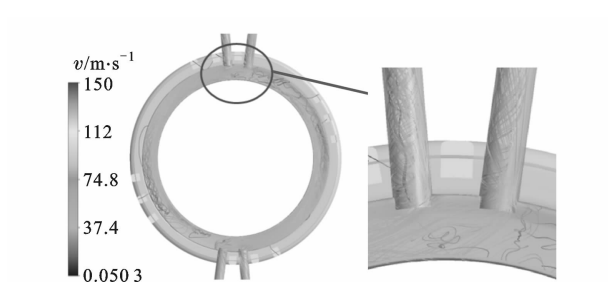
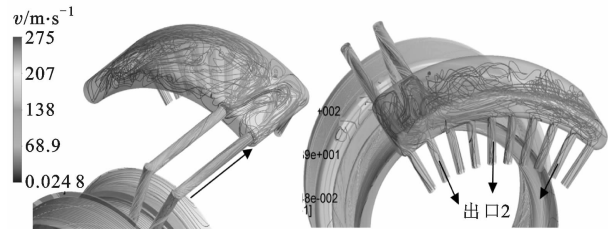


图 7 管道 3 进口处流线

图 8 为管道 3 及下游腔室中的三维流线。混合蒸汽在管道 3 中的流速较高,之后喷射进入腔室并在其中形成复杂的涡流,同时与周围内缸固体域进行换热,再由管道 1 流入叶栅流道。受各分支管道



(a)管道 3 侧 (b)管道 1 侧

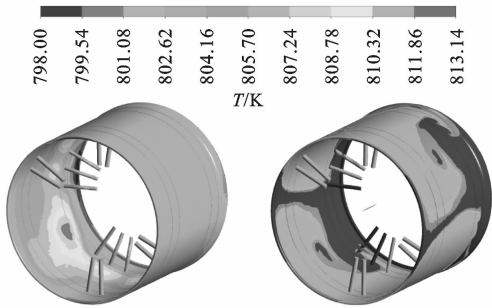
图 8 管道 3 和腔室中三维流线

位置的影响,各出口流量略有不同。在腔室均匀混合的作用下,同时由于管道 1 单侧包含了 10 个分支管道,所以蒸汽通过管道 1 进入主流道的流速大大降低并且影响范围较大,这有利于减小蒸汽对主流道中流场的影响,防止产生过于恶化的流动。旁路系统中影响蒸汽流动的主要因素是管道结构及进、出口条件,因此由耦合计算和纯流动计算获得的旁路系统中的流场变化并不大。

2.3 温度场和压力场

相对于纯流动计算,包含内、外缸固体域并在内缸内壁面采用温度边界条件,以及考虑叶栅流道主蒸汽传热作用的耦合计算,能够更加真实地反映旁路系统中蒸汽的温度和压力等参数的变化。

图 9 为旁路冷却系统中内、外缸间隙的温度分布对比。采用流固耦合计算中的旁路冷却系统内、外缸间隙的冷却蒸汽温度分布,不仅取决于间隙内的流动特性,还受到内、外缸传热的影响。耦合计算获得的内、外缸间隙最高温度比纯流动计算高 10 K 左右,间隙高温区域对应于主蒸汽进口位置,间隙内壁面蒸汽温度变化幅度较大,外壁面温度分布较为均匀,表明内缸固体域的传热对内、外缸间隙冷却蒸汽的影响不可忽略。



(a)耦合计算 (b)纯流动计算

图 9 旁路冷却系统中内、外缸间隙的温度分布对比

图 10 为旁路冷却系统中内、外缸间隙的蒸汽压力分布对比。由图 10 可见,该系统内、外缸间隙的蒸汽压力变化很小,蒸汽流动比较均匀,流速较低,表明固体传热对蒸汽压力分布的影响不大,影响因素主要来自旁路系统的结构和内部蒸汽的流动。

图 11 和图 12 分别为旁路冷却系统中汽封和管道腔室的温度及压力对比。在斜置静叶之后进入进口 1 间隙的蒸汽温度和压力较高,汽封中蒸汽温度沿流向逐渐降低。从管道 4 进入汽封的冷却蒸汽温度较低,该冷却蒸汽进入汽封后,流向出口 1 的部分蒸汽在压差的作用下流速上升,温度进一步下降,这

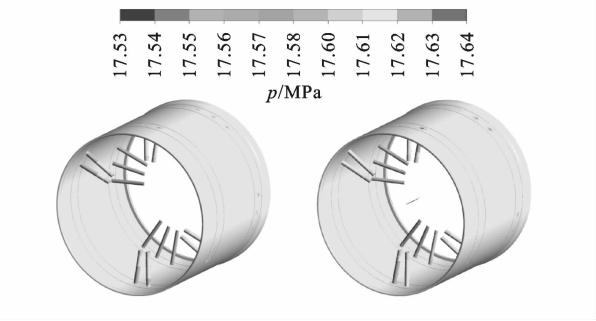


图 10 旁路冷却系统中内、外缸间隙的蒸汽压力分布对比

有利于汽封段上部汽缸和下部阶梯式平衡活塞的冷却。进口 1 来流温度较高,其与右侧冷却蒸汽在管道 3 混合后的温度相对较高,但其压力在受管道抽吸作用后较低。耦合计算中考虑到了主蒸汽进口处加载的高温壁面温度边界条件和固体传热的影响,所以管道 3 中混合蒸汽温度比较高,下游腔室内、外表面温度比纯流动计算时高,汽封中蒸汽温度和压力分布基本一致。

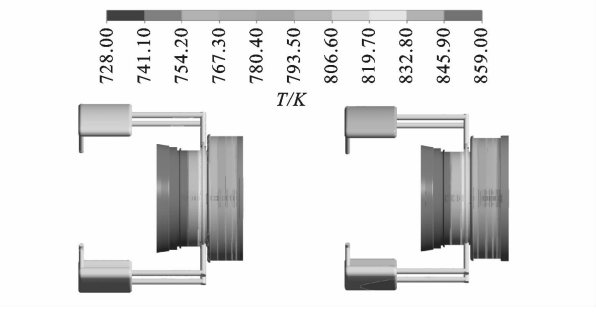


图 11 汽封和管道腔室的温度分布对比

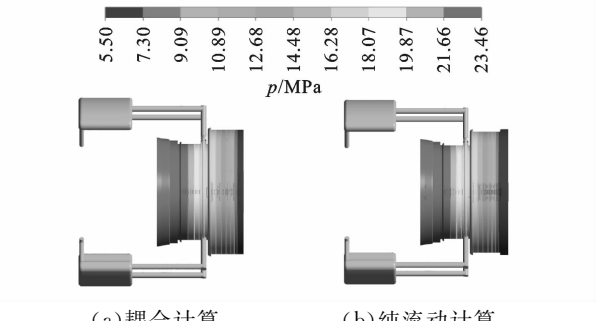


图 12 汽封和管道腔室的压力分布对比

图 13 和图 14 分别为管道 3 和腔室的温度及压力对比。耦合计算中管道 3 和腔室的蒸汽温度变化较为明显,受管道 3 位置的影响,出口处管道 1 和管道 3 对应的一侧温度较高,比纯流动计算高 3 K 左右,但 2 种计算获得的压力分布变化不大。

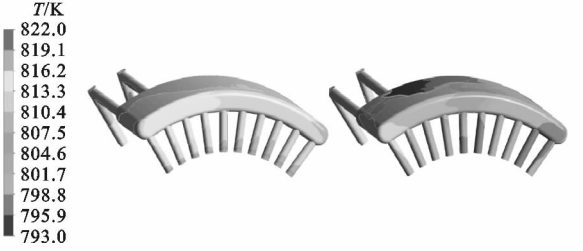


图 13 管道 3 和腔室的温度分布对比

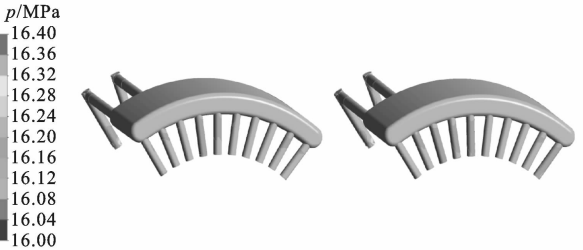


图 14 管道 3 和腔室的压力分布对比

图 15 和图 16 分别为汽封与管道 3 和管道 4 连接处的腔室温度及压力对比。耦合计算中进口 2 处冷却蒸汽通过管道 4 进入汽封间隙,温度在 800 K 左右,之后该部分蒸汽分为 2 部分,即约 53.59% 的流向汽封出口,剩余的在压差的作用下流入环形腔

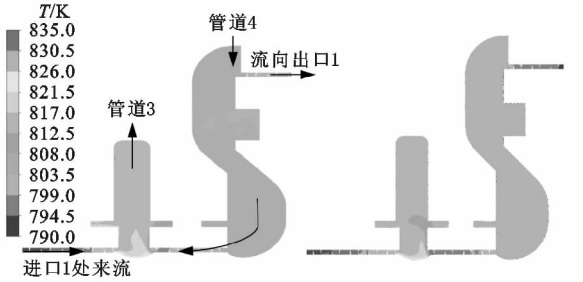


图 15 汽封与管道 3 和管道 4 连接处环形腔室周向截面温度对比

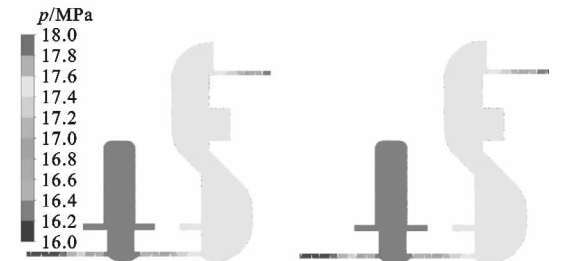


图 16 汽封与管道 3 和管道 4 连接处环形腔室周向截面压力对比

室。左侧汽封处主蒸汽的温度高达 830 K,其与管道 4 来流在环形腔室中混合,在受管道 3 抽吸作用后压力较低。环形腔室中蒸汽流动的周向速度较大且涡动强烈,混合蒸汽温度在 817 K 左右,管道 3 和腔室中蒸汽温度较高,在 815 K 左右,它们周围固体域的温度也比较高,所以耦合计算中蒸汽温度整体高于纯流动计算,压力分布二者基本一致。

3 结 论

本文研究了超超临界汽轮机高压缸内部旁路冷却系统中蒸汽的流动特性,详细分析了复杂管道内的流动细节,给出了各结构的三维流线,并以此为基础分析了流体域的温度和压力分布。

通过在高压缸内缸打孔,并利用内、外缸间隙及内缸和转子之间的汽封间隙组成了旁路冷却系统,该系统从高压缸第 4 级后抽取经过做功换热后温度下降的主蒸汽作为冷却蒸汽,来冷却内缸高温区域,这部分蒸汽流量为 $10.59 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,该流量有利于增强旁路系统的冷却作用。

在进、出口参数均确定的条件下,旁路冷却系统中蒸汽的流量分布和流动特性主要取决于系统流道的结构。旁路系统中蒸汽的温度分布不仅取决于流动特性,还受到内、外缸传热作用的影响。因此,采用耦合传热和流动计算的方法能够更准确地研究旁路系统中蒸汽温度分布及其影响因素,为汽缸冷却效果研究提供参考。

参考文献:

- [1] ARELL D. Next generation engineered materials for ultra supercritical steam turbines, Siemens power generation report, DE-FC26-04NT42232 [R]. Washinton DC, USA: U. S. Department of Energy, 2006.
- [2] 何阿平,彭泽瑛. 上汽-西门子型百瓦千瓦超超临界汽轮机 [J]. 热力透平, 2006, 35(1): 1-7.
HE Aping, PENG Zeying. Ultra supercritical 1 000 MW steam turbine with the/HMN modules designed by STC and Siemens [J]. Thermal Turbine, 2006, 35(1): 1-7.
- [3] 何阿平,彭泽瑛. 1 000 MW 超超临界汽轮机的技术优势与结构特点 [J]. 上海电力, 2005(4): 337-341.
HE Aping, PENG Zeying. The technology advantages and structure features of the 1 000 MW ultra supercritical steam turbine [J]. Shanghai Electric Power, 2005(4): 337-341.
- [4] DEIDEWIG F, WECHSUNG M. Thermodynamic as-

pects of designing the new Siemens high pressure steam turbine with overload valve for supercritical applications, GT2006-88020 [R]. New York, USA: ASME, 2006.

- [5] KOSMAN W. The Influence of cooling flows on the operating conditions of the ultra-supercritical steam turbine components, GT2010-22706 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [6] 霍文浩,祁明旭,李军,等. 超临界汽轮机中压透平级流动传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(7): 9-14.
HUO Wenhao, QI Mingxu, LI Jun, et al. Investigations on flow and heat transfer characteristics in the middle pressure turbine stage for supercritical steam turbines [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7): 9-14.

[本刊相关文献链接]

- 邵帅,邓清华,时和双,等. 不同容积流量下汽轮机低压缸末三级定常流动数值研究. 2013,47(1):15-20.
- 潘家成,徐亮,高建民,等. 轴向间距对二次水滴运动特性及沉积规律的影响. 2012,46(7):1-6.
- 蔡柳溪,王顺森,毛靖儒,等. 静叶斜置对高参数汽轮机再热后第一级叶栅冲蚀的影响. 2012,46(7):12-15.
- 李瑜,李亮,钟刚云,等. 末级透平对低压缸气动和凝结特性的影响. 2012,46(7):16-20.
- 陈景龙,訾艳阳,何正嘉,等. 自适应冗余多小波及其在故障诊断中的应用. 2012,46(7):44-49.
- 屈焕成,张荻,谢永慧,等. 汽轮机调节级非定常流动的数值模拟及汽流激振力研究. 2011,45(11):39-44.
- 霍文浩,祁明旭,李军,等. 超临界汽轮机中压透平级流动传热特性研究. 2011,45(7):9-14.
- 文乐,高林,戴义平. 透平压缩机组的模糊 PID 控制与特性研究. 2011,45(7):76-81.
- 何伟峰,戴义平. 环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响. 2011,45(5):31-35.
- 刘钊,丰镇平,宋立明. 实际叶片前缘冲击冷却流动和换热的数值研究. 2011,45(1):5-9.
- 何伟峰,戴义平,马庆中,等. 环境风影响下直接空冷单元背压预测研究. 2011,45(1):15-20.
- 钟杰,郭成,岳朋,等. 43" 汽轮机叶片材料热变形行为及制坯工艺参数优化. 2011,45(1):94-98.
- 周贤,王波,张士杰,等. 联合循环电站改造为整体煤气化联合循环的粗煤气冷却. 2010,44(11):71-76.
- 张明书,徐自力,漆小兵,等. 大型动压滑动轴承动特性系数辨识研究. 2010,44(7):75-78.

(编辑 苗凌)