

DOI: 10.7652/xjtuxb201507002

核电站凝汽器的压力瞬态变化特性

王新军¹, 周子杰¹, 宋钊¹, 鲁前奎², 李家富²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 为了掌握事故工况下核电凝汽器压力的瞬态变化特性,建立了循环冷却水系统和凝汽器瞬态传热与压力的数学模型,采用 Fortran 语言编制了瞬态变化特性的计算程序。冷却水流动模型中涉及到水泵参数、管道布置、止回阀门特性及虹吸井参数等,根据凝汽器稳态运行工况可以确定控制容积的初始条件。针对某 1 000 MW 核电机组凝汽器,数值研究了冷却水流动和凝汽器压力的瞬态变化,结果表明:在突然断电停泵时,冷却水的流速快速降低且波动性地降至零,同时出现了逆流现象;凝汽器传热系数经历了急剧减小、先增大后减小和基本不变的 3 个阶段;凝汽器在设计、冬季和夏季 3 种工况下的压力曲线均呈现出波动性增大的趋势,汽轮机紧急停机压力信号和凝汽器不可用压力信号的时间间隔均为 26.4 s,能够满足核电站运行的要求。

关键词: 事故工况;冷却水流速;瞬态传热;凝汽器压力

中图分类号: TK264 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)07-0006-05

Transient Characteristics of Pressure Variation in Condensers of Nuclear Power Station

WANG Xinjun¹, ZHOU Zijie¹, SONG Zhao¹, LU Qiankui², LI Jiafu²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Dong Fang Turbine Co., Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: To reveal the characteristics of transient variation of pressure in a nuclear power station condenser meeting accident condition, a mathematical model is established to simulate the cycling cooling water system and the heat transfer and pressure in condenser. A Fortran program for transient variation characteristics is coded. The pump parameter, cooling line organization, check valve feature and the parameter of siphonic water-collecting are considered in the cooling water flow model. The initial conditions of control volume are determined according to steady state of the condenser. The transient characteristics of a 1 000 MW nuclear power station condenser and cooling water system are examined. It is found that under the condition of plant-power-suspension of pump, the cooling water flow rate decreases rapidly with reflux appearing, then fluctuates to zero. The heat transfer coefficient in condenser firstly decreases sharply, then increases, decreases, and keeps constant finally. Under designing, winter, and summer conditions, the condenser pressure goes up in fluctuation, and the time interval between condenser pressure signal and failing signal reaches 26.4 s, which meets the requirement for safe operation of nuclear power station.

Keywords: accident condition; cycling cooling water flow; transient heat transfer; condenser pressure

核电站凝汽器的循环水泵在突然断电停泵时,由于虹吸现象使得冷却水流速逐渐降低至零,传热系数和传热量下降致使凝汽器压力升高,进而触发汽轮机紧急停机压力信号和反应堆紧急停堆压力信号,导致汽轮机主汽阀关闭。停堆过程中会产生蒸汽,为避免二回路主蒸汽管道压力超过设计压力,需将该蒸汽通过汽轮机旁路系统排入凝汽器中,这样便导致凝汽器压力进一步升高。一旦触发了凝汽器不可用压力信号,旁路阀关闭,主蒸汽不能正常排入凝汽器使得主蒸汽管道压力升高而触动安全阀,从而导致核电站事故工况升级。综合考虑停机、停堆所需时间和蒸汽流量等因素,要求汽轮机紧急停机压力信号和凝汽器不可用压力信号之间的时间间隔必须大于12 s。

凝汽器紧急停机压力设置必须考虑系统的可靠性、安全性和经济性。如果汽轮机紧急停机或反应堆紧急停堆的压力设置过低,凝汽器压力的频繁波动将导致汽轮机经常紧急停机,反应堆紧急停堆,汽轮机组和反应堆的使用寿命因此而缩短;如果该压力设置过高,主蒸汽通过旁路流入凝汽器时压力很快达到凝汽器不可用压力设置值,汽轮机紧急停机压力和凝汽器不可用压力之间的时间间隔小于12 s。

凝汽器的2个压力信号的时间间隔直接影响核电站的运行安全,也是凝汽器和冷却水系统设计的一个重要指标参数。有关电站冷却水系统的水流速度和压力瞬态变化的研究已比较成熟^[1-2],对凝汽器的研究则主要集中在稳态运行换热与流动特性、变工况特性及动态特性等方面。Botsch 等对管壳式凝汽器动态过程进行了研究^[3]。Seungmin Oh 等实验研究了竖直管束表面式凝汽器内部的传热过程和变工况特性^[4]。Komandur S. Sunder-Raj 利用凝汽器总体传热系数公式对各种工况进行了预测并提出了相应的建议^[5]。国内外对凝汽器的研究成果虽然很多,但直接研究突然失去冷却水时凝汽器压力瞬态变化的文献却很少,如文献^[6]研究了在失去全部冷却水时凝汽器在设计和夏季工况下的压力变化,但计算时采用了文献^[7]中的冷却水流速变化规律。

本文研究循环水泵突然断电停泵时在虹吸作用下的冷却水流动特性以及凝汽器的瞬态传热和瞬态压力特性,以期核电站安全运行提供理论依据。

1 冷却水流动特性计算

循环水泵突然停泵时,在直流虹吸循环水系统中的冷却水流速与流向随时间发生变化,变化规律

与水泵参数、管道布置、止回阀特性及虹吸井参数等诸多因素有关。

1.1 水锤及控制方程

水锤是流体的瞬变过程,表现为管道中流体的流速和压力急剧变化。循环水泵突然断电会产生停泵水锤,止回阀在关闭过程中也会产生关阀水锤。水锤计算网格如图1所示。将水锤特征线方程进行时间离散,并引入计算系数 E 、 F 得到水锤数值计算的离散方程组^[2]

$$\left. \begin{aligned} H_{i-1} - E(Qp_P - Qp_{i-1}) - FQp_{i-1} | Qp_{i-1} | &= H_{P_i} \\ H_{i+1} + E(Qp_P - Qp_{i+1}) + FQp_{i+1} | Qp_{i+1} | &= H_{P_i} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中:下标 $i-1$ 、 $i+1$ 、 P 分别代表图1中的点A、B、P; H 为压头, m; Q 为流量, m^3/s 。

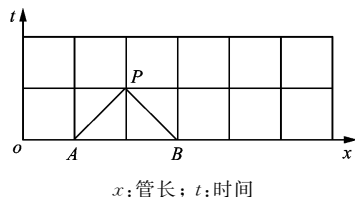


图1 水锤计算网格

1.2 系统简化与计算条件

1.2.1 系统简化 计算时假定虹吸井为水位高度不变的水池。凝汽器所有冷却管可当量为根管道,当量管道的流量为冷却水总流量,截面积为所有冷却管道总截面积。水锤波的传播速度和摩阻系数与单根冷却管相同。直流虹吸冷却水系统简化为由水泵—进水母管—进水支管—当量冷却管—出水支管—出水母管—水池构成的管路系统。

1.2.2 初始条件与边界条件 水锤计算的初始条件是稳态运行时的冷却水系统参数,边界条件包括水泵停泵边界条件、管路的串联边界条件、水池端的定压边界条件。具体表达式可以参考文献^[2]。

2 凝汽器压力瞬态变化特性计算

2.1 控制方程

凝汽器和排汽缸的汽侧空间作为控制容积(不包括凝结水容积),相应的质量守恒方程为

$$\dot{G}_{v,\text{in}} - \dot{G}_{\text{con}} = \frac{dG_v}{dt} \quad (2)$$

式中: $\dot{G}_{v,\text{in}}$ 为流入凝汽器的总蒸汽流量, kg/s ; $\dot{G}_{\text{con}}$ 为蒸汽凝结率, kg/s ; G_v 为控制容积中的蒸汽质量, kg ; t 为时间, s 。

在突然失去全部冷却水时,控制容积经历了具

有传热的充汽过程,相应的能量方程为

$$\dot{Q} + \dot{G}_{v,in} h_{v,in} - \dot{G}_{con} h_{l,s} = \frac{dU_{OPS}}{dt} \quad (3)$$

式中: $\dot{Q}$ 为控制容积与外界的传热量,kW; $h_{v,in}$ 为流入凝汽器的蒸汽比焓,kJ/kg; $h_{l,s}$ 为与凝汽器压力对应的饱和水比焓,kJ/kg; U_{OPS} 为控制容积内的能量,kJ。

传热量和凝结率的关系式为

$$\dot{Q} = \dot{G}_{con} (h_v - h_{l,s}) \quad (4)$$

将式(2)~式(4)进行时间离散,得到凝汽器压力变化的控制方程组

$$\left. \begin{aligned} \dot{G}_{v,in}^{t+\Delta t} - \dot{G}_{con}^{t+\Delta t} &= \frac{G_v^{t+\Delta t} - G_v^t}{\Delta t} \\ \dot{Q}^{t+\Delta t} &= \dot{G}_{con}^{t+\Delta t} (h_v^{t+\Delta t} - h_{l,s}^{t+\Delta t}) \\ \dot{Q}^{t+\Delta t} + \dot{G}_{v,in}^{t+\Delta t} h_{v,in}^{t+\Delta t} - \dot{G}_{con}^{t+\Delta t} h_{l,s}^{t+\Delta t} &= \frac{dU_{OPS}}{dt} \\ \frac{dU_{OPS}}{dt} &= \frac{G_v^{t+\Delta t} - G_v^t}{\Delta t} u_v^{t+\Delta t} + \frac{u_v^{t+\Delta t} - u_v^t}{\Delta t} G_v^{t+\Delta t} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: u_v 为蒸汽的比内能,kJ/kg。求解式(5)需先确定传热面积、传热系数以及传热温差。

2.2 初始条件

控制容积的初始条件可根据凝汽器稳态运行工况的相关参数来确定。

稳态运行时冷却水温在冷却管中呈指数分布。根据文献[8]可推导出冷却水初始温度计算式

$$\Delta T_{v,w,x} = \Delta T_{v,w,in} e^{-\frac{K_x A_x}{q_w c_w}} \quad (6)$$

式中: x 为距冷却水入口的距离,m; $\Delta T_{v,w,x}$ 为 x 处的蒸汽温度与冷却水温度之差,K; $\Delta T_{v,w,in}$ 为冷却水入口处蒸汽温度与冷却水温度之差,K; A_x 为冷却水入口至 x 的总传热面积,m²; K_x 为冷却水入口至 x 的总体传热系数,W/(m²·K); q_w 为冷却水流量,m³/s; c_w 为冷却水的质量热容,J/(kg·K)。

2.3 传热系数

当冷却水流速大于0.9 m/s时,可采用美国热交换学会(HEI)标准来计算凝汽器总体传热系数,即

$$K = K_0 \beta_c \beta_t \beta_m \quad (7)$$

式中: K_0 为基本传热系数,W/(m²·K); β_c 为冷却管清洁度修正系数; β_t 为温度修正系数; β_m 为冷却管材料和壁厚修正系数。各系数的具体数值可以参考文献[9]。

当冷却水流速小于0.9 m/s时,管内强制对流传热系数

$$\alpha_w =$$

$$\left\{ \begin{aligned} &\frac{\lambda_w}{d_i} \frac{(f/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)}, & Re_w \geq 2300 \\ &4.36 \frac{\lambda_w}{d_i}, & Re_w < 2300 \end{aligned} \right. \quad (8)$$

式中: λ_w 为冷却水导热系数,W/(m·K); d_i 为冷却管内径,m; Re_w 为冷却水雷诺数; Pr_w 为冷却水普朗特数; f 为管内端流流动的阻力系数。

冷却外管壁传热系数采用文献[10]推荐的膜状凝结进行修正,即

$$\alpha_v = 12.9 \epsilon^{0.1} Nu^{-0.5} \left(1 + \frac{Z}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \bar{S}^{0.15} \alpha_n \epsilon_0^{-0.04} \quad (9)$$

式中: α_v 为汽侧凝结传热系数,W/(m²·K); ϵ 为汽流切应力对冷却管外水膜的影响系数; α_n 为水平圆管膜状凝结传热系数,W/(m²·K); Nu 为与 α_n 对应的努塞尔数; Z 为流程数; $\bar{S}$ 为冷却管布置形式修正系数; ϵ_0 为空气质量分数修正系数。各项的具体表达式可参考文献[8]和文献[10]。

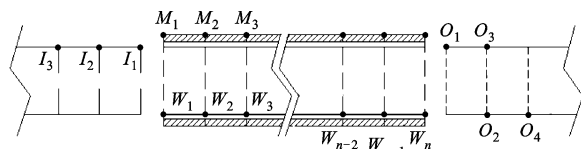
当冷却水流速小于0.9 m/s时,总体传热系数可以表示为

$$K = \left(\frac{d_o}{\alpha_w d_i} + \frac{d_o}{2\lambda_m} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right)^{-1} \quad (10)$$

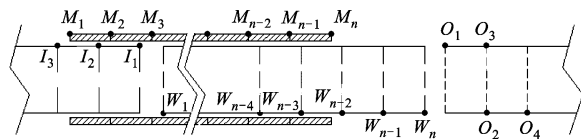
式中: λ_m 为冷却管导热系数,W/(m·K); d_o 为冷却管外径,m。

2.4 温升与传热量计算

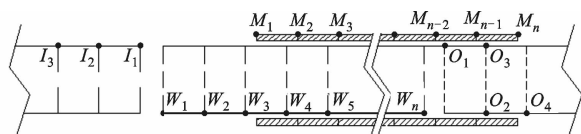
冷却水追踪及传热量计算网格如图2所示,其中包括入水段网格I、传热段网格W、出水段网格O和网格M。前三段网格可追踪冷却水位置和温度,



(a)水侧计算网格



(b)冷却水顺流网格



(c)冷却水逆流网格

图2 冷却水追踪及传热量计算网格

即使冷却水逆流,也可以由此计算出整个冷却管的传热量;网格 M 用于数据对比和处理。

对于网格点 W_n ,采用隐式格式进行时间离散,可得能量方程

$$\dot{Q}_{W_n} = \frac{c_{W_n} m_{W_n} (T_{W_n}^{t+\Delta t} - T_{W_n}^t)}{\Delta t} =$$
$$K_{W_n}^{t+\Delta t} A_{W_n} (T_v^{t+\Delta t} - T_{W_n}^{t+\Delta t}) \quad (11)$$

式中: $\dot{Q}_{W_n}$ 为 W_n 处的传热率; c 为质量热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; m 为冷却水的质量, kg ; T 为温度, K ; Δt 为时间步长, s ; A 为传热面积, m^2 。

由式(11)可得 W_n 处的冷却水温度

$$T_{W_n}^{t+\Delta t} = \frac{K_{W_n}^{t+\Delta t} A_{W_n} T_v^{t+\Delta t} + c_{W_n} m_{W_n} T_{W_n}^t}{K_{W_n}^{t+\Delta t} A_{W_n} + c_{W_n} m_{W_n}} \quad (12)$$

3 计算实例与结果分析

以某 1 000 MW 核电机组以及循环冷却水系统为对象,研究了循环水泵断电停泵时在设计、冬季和夏季 3 种运行工况下的凝汽器压力瞬态变化规律。

3.1 计算程序与计算流程

采用 Fortran 语言自行编制了冷却水流动特性和凝汽器压力瞬态变化特性的计算程序,计算流程如图 3 所示。

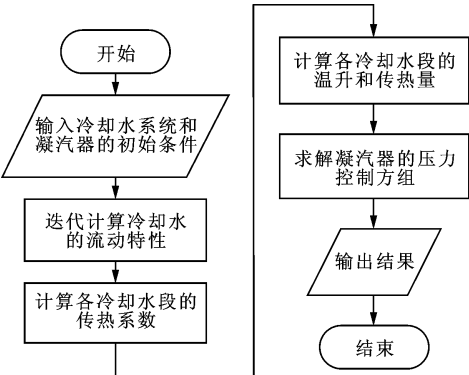


图 3 冷却水流动和凝汽器压力瞬态变化特性的计算流程

3.2 冷却水流动特性

循环水泵出水管上安装有电控的止回蝶阀,利用电动执行器控制阀门。断电后利用弹力或重锤关闭电控蝶阀,这种关闭方式允许冷却水在一定的时间内倒流。当电控蝶阀关闭时间为 45 s 时,计算得到了冷却水流速-时间的变化规律,如图 4 所示。停泵后的冷却水流动可分为三段:在 0~18.1 s 段,冷却水流速近似线性减小至零;在 18.1~45.0 s 段,冷却水逆向流动,于 45.0 s 流速第 2 次降至零;在 45.0~50 s 段,冷却水流速在零值附近波动,直至为零。

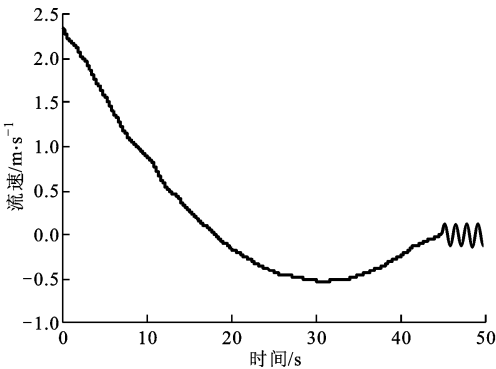


图 4 冷却水流速-时间变化规律

3.3 凝汽器压力瞬态变化特性

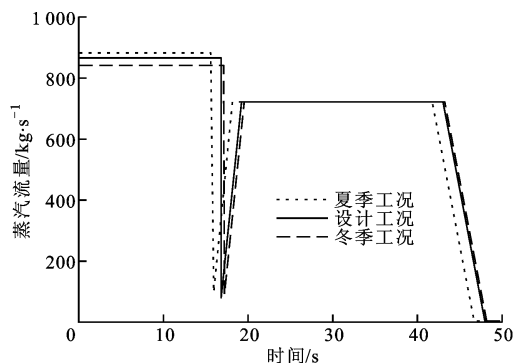
表 1 为凝汽器的计算工况及条件,其中汽轮机排汽量是正常运行时的设计排汽量,排汽衰减率是突然断电时的汽轮机排汽量随时间的减少速率,旁路蒸汽流量是断电后通过旁路进入凝汽器的蒸汽量。旁路阀的开启和关闭均按照线性变化规律动作。

表 1 凝汽器计算工况及条件

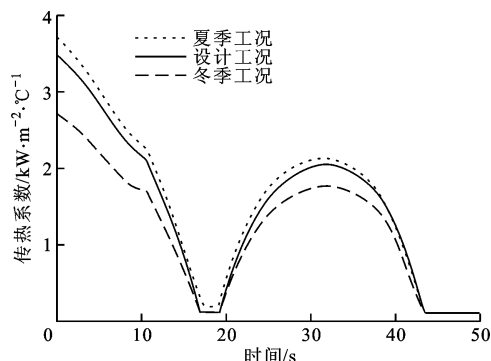
计算工况	设计	夏季	冬季
排汽比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2 319	2 366	2 294
排汽压力/kPa	5.10	8.10	2.68
排汽量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	863.3	880.0	839.2
排汽衰减率/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	4 000	4 000	4 000
主蒸汽压力/MPa	6.50	6.50	6.55
主蒸汽比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2 771	2 771	2 770
旁路蒸汽流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	720	720	720
冷却水流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	2.38	2.38	2.38
旁路阀开启时间/s	2.5	2.5	2.5
旁路阀关闭时间/s	5	5	5
紧急停机压力/kPa	20	20	20
凝汽器不可用压力/kPa	50	50	50

在冷却水流速-时间的基础上(图 4),计算得到了凝汽器的传热系数、传热量、压力及蒸汽流量的变化规律,如图 5 所示。

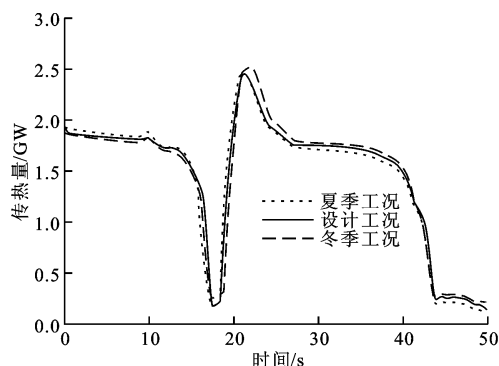
从图 5a 可以看出,设计、冬季和夏季 3 种工况下的凝汽器蒸汽流量随时间的变化规律是相同的。断电停泵时,汽轮机仍正常工作,排汽量保持着运行工况的排汽量;当凝汽器压力达到 20 kPa 并触发了汽轮机紧急停机信号后,主汽阀关闭,排入凝汽器的蒸汽量急剧降低;旁通阀打开时,通过旁路进入凝汽器的蒸汽量增大至旁路的蒸汽量;当凝汽器压力达到 50 kPa 时,触发了凝汽器不可用信号(触发反应堆紧急停堆信号),进入凝汽器的蒸汽量再次急剧减小至零。



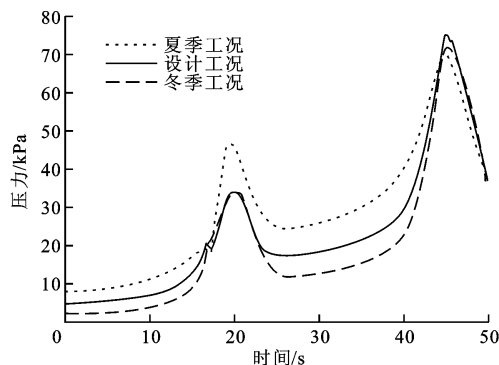
(a) 蒸汽流量-时间变化规律



(b) 传热系数-时间变化规律



(c) 传热量-时间变化规律



(d) 凝汽器压力-时间变化规律

图5 凝汽器参数随时间的变化规律

从图 5b 可以看出,与冷却管内的冷却水流动(图 4)及管外的蒸汽流量(图 5a)相对应,3 种工况下的传热系数-时间变化规律也相同,且分 3 个阶段:阶段 1,随着冷却水流速的降低,管内对流传热系数及总体传热系数急剧减小,在冷却水流速为零和蒸汽量达到最小时系数最小;阶段 2,冷却水逆流,管内对流传热系数及总体传热系数先增大后减小;阶段 3,冷却水流速在零值附近波动且蒸汽流量减小至零,传热系数降低至最小且基本不变。

凝汽器传热量与传热系数、蒸汽流量及传热温差(换热面积一定)有关。从图 5c 可以看出,根据三者的变化规律可以计算出 3 种工况下的传热量-时间变化规律。

从图 5d 可以看出,在冷却水流速、传热系数与传热量、蒸汽流量及传热温差的综合影响下,3 种工况下的压力曲线均呈现波动增大的趋势。断电停泵初期,蒸汽量不变,传热系数逐渐减小,凝汽器压力逐渐升高且在约 17 s 时出现第 1 个峰值,随后由于主汽阀关闭,旁通阀打开,蒸汽流量快速减小后又开始增大,此时冷却水处于流向转变过程,致使凝汽器压力略微减小后又快速升高且在约 20 s 时形成第 2 个峰值;约 20~45 s 时,旁通蒸汽流量不变,冷却水逆流,传热系数和传热量先增大后减小,凝汽器压力先减小后增大且在约 45 s 时形成第 3 个峰值,最后由于触发了凝汽器不可用信号,所以进入凝汽器的蒸汽量急剧减小至零,凝汽器压力逐渐降低。凝汽器压力达到第 3 个峰值的时间滞后于达到 50 kPa 凝汽器不可用信号的时间,原因是反应堆停堆过程中产生了蒸汽。

从图 5d 还可以看出:断电停泵后,凝汽器压力在夏季、设计和冬季 3 种工况下分别于 15.7、16.7、17.0 s 升高至 20 kPa,触发汽轮机紧急停机信号;压力分别于 42.1、43.1、43.4 s 升高至 50 kPa,触发凝汽器不可用信号。3 种工况下汽轮机紧急停机信号与凝汽器不可用信号之间的时间间隔均为 26.4 s,能够满足核电站的运行要求。

4 结 论

采用自行编制的计算程序,研究了循环水泵断电停泵时某 1 000 MW 核电凝汽器循环冷却水流动特性,以及 3 种工况下的传热系数与压力瞬态变化规律,结论如下。

(下转第 54 页)