

核电站给水加热器建模仿真

冯可新, 彭敏俊*, 徐宇翔, 刘新凯

(哈尔滨工程大学 核安全与仿真技术国防重点学科实验室, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 给水加热器是核电站二回路系统的重要设备之一, 能否正常运行对于核电站的安全性和热经济性具有重要影响, 采用仿真手段研究给水加热器的运行特性, 可为给水加热器的设计和运行提供重要的理论依据。本文针对压水堆核电站的给水加热器建立了分布参数仿真模型, 在处理两相流体时采用了近分相模型, 对实际核电站给水加热器在不同工况下的运行特性进行了仿真分析, 并将仿真值与实际电站运行值进行了对比。结果表明, 所建仿真模型的精度有明显改进。

关键词: 核电站; 给水加热器; 建模仿真; 近分相模型

中图分类号: TK657.5

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2014)02-0310-08

doi: 10.7538/yzk.2014.48.02.0310

Modeling and Simulation on Feed-water Heater of Nuclear Power Plant

FENG Ke-xin, PENG Min-jun*, XU Yu-xiang, LIU Xin-kai

(*Fundamental Science on Nuclear Safety and Simulation Technology Laboratory,
Harbin Engineering University, Harbin 150001, China*)

Abstract: The feed-water heater is one of the major equipments in the secondary loop of nuclear power plant (NPP), and its behavior has an important influence on the safe and economical operation of NPP. The research on the behavior of feed-water heater by means of modeling and simulation can provide important theoretical basis for its design and operation. In this paper, the distributed parameter dynamic models of NPP feed-water heater were established, in which the nearly separated model was used to deal with two-phase flow. By simulating the behavior of actual NPP feed-water heaters under various operating conditions and comparing the differences between the simulation values and the actual values, the accuracy of the simulation models was proven to be higher than that of existing models.

Key words: nuclear power plant; feed-water heater; modeling and simulation; nearly separated model

给水加热器是核电站二回路系统的重要设备之一, 研究和分析给水加热器的动态特性, 对提高给水回热系统的运行水平以及机组的经济

性、安全性具有重要的价值和意义。在实际运行过程中, 给水加热器的各种条件不会一成不变, 时刻处于不稳定状态^[1]。要控制换热器运

行在最佳工况,就要对给水加热器进行动态特性研究。由于试验研究需耗费大量的时间和经费,计算机仿真逐渐成为换热器动态特性研究的主要方法^[2]。

针对核电站给水加热器的建模多数为单节点模型或仅将管内流体划分不同控制体,而管外按蒸汽冷却区和疏水冷却区相应压力计算,这与实际情况有很大不同。为使对核电站给水加热器的建模更接近实际,本文针对压水堆核电站的给水加热器建立分布参数仿真模型,同时在处理两相流体时采用近分相模型。

1 动态数学模型的建立

1.1 模型假设

由于给水加热器中的加热蒸汽存在相变,动态过程较为复杂。而以往的给水加热器模型大部分为单节点模型,或多节点模型中只是单纯地将管内单相水依管外划分的蒸汽冷却区和疏水冷却区两部分划分多节点,本文的模型将管内单相水和管外相变划分控制体,建立分布参数模型。

为研究问题方便,在建立给水加热器动态数学模型时作以下假设:1) 管内给水做一维轴向流动,忽略给水的轴向导热;2) 加热器划分为蒸汽冷却段、疏水冷却段两个区,壳侧和管侧按两区进一步划分控制体,各控制体内的流体参数均按集总参数计算,同时考虑动量方程;3) 管内给水流速均匀,结垢程度相同;4) 加热器各传热段中的不凝结气体和蒸汽均按理想气体考虑;5) 加热器各控制体的传热温差按算术平均温差计算。

1.2 节点图

给水加热器在结构上多采用卧式 U 型管,大多给水加热器建模与仿真的对象都是针对火电站给水加热器^[3-8],少数针对核电机组的给水加热器模型多为单节点模型或仅将管内流体划分不同控制体,而管外仅按蒸汽冷却区和疏水冷却区相应压力计算。但在实际运行中,不同控制体的相应压力是不同的。若在不同的控制体仿真时,能使管外的压力更接近实际,即用不同的压力进行相应计算,那么模型的精度会相应提高;在处理管外相变液体时,用近分相模型^[9],近分相模型介于均相模型和分相模型之间,在计算传热与压降时,将两相流体按均相流进行建模,但需采用合适的空泡系数模型来反

映两相流体间的速度滑移,这将会使模型精度有进一步的提高^[10]。

给水加热器分为蒸汽冷却区和疏水冷却区,分区后沿传热管流体流动轴向方向再细化控制体,控制体内按集总参数法进行计算,加热器的控制体划分如图 1 所示。

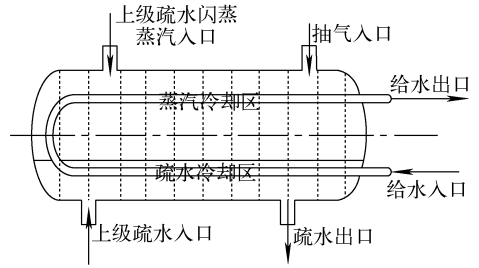


图 1 给水加热器控制体

Fig. 1 Schematic of feed-water heater control volumes

1.3 换热系数的计算

表面式换热器的总传热热阻由水侧对流换热热阻、管壁的导热热阻、污垢热阻和汽侧的对流换热及水膜热阻 5 部分组成^[11],总传热系数是总传热热阻的倒数:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_0 \epsilon_0^{0.04}} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + R}$$

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_2}{d_2 - 2\delta_3} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_1 + 2\delta_2}{d_1} \quad (1)$$

式中: K 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; α_w 、 α_0 分别为管侧给水与管壁的对流换热系数和壳侧纯净蒸汽与管壁的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; d_1 、 d_2 分别为传热管外径和内径; λ 、 λ_2 、 λ_3 分别为传热管导热系数、液膜导热系数和管内污垢的导热系数, $W/(m \cdot K)$; δ_2 、 δ_3 分别为液膜厚度和污垢层厚度, m ; l 为管道长度, m ; $\epsilon_0^{0.04}$ 表示空气漏入对对流换热的影响。

管内为单相给水与管壁间的湍流强制对流换热,采用 Dittus-Boelter 公式计算 Nusselt 数,进而计算换热系数^[12]:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

式中: Nu_f 为给水的 Nusselt 数; Re_f 为给水的雷诺准则数; Pr 为给水的普朗特准则数。

壳侧蒸汽冷凝区为蒸汽与管壁间的膜状凝结换热,采用 Nusselt 膜状凝结换热公式,水平

管采用下式^[12]:

$$\alpha = 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta d(t_s - t_w)} \right]^{1/4} \quad (3)$$

式中: α 为壳侧纯净蒸汽与管壁的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; g 为重力加速度, m/s^2 ; r 为汽化潜热, kJ/kg ; ρ_l 为液膜的密度, kg/m^3 ; λ_l 为凝结液膜的导热系数, $W/(m \cdot K)$; η 为给水管壁液膜的运动黏度, m^2/s ; d 为换热管外径; t_s 为汽水混合物的饱和温度, $^{\circ}C$; t_w 为管壁温度, $^{\circ}C$ 。

由于蒸汽在管排上凝结, 考虑管排数 N 的影响, 修正 Nusselt 膜状凝结换热公式, 得到平均凝结换热系数^[13]:

$$\alpha_{avg} = \alpha N^{-1/4} = 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l dN(t_s - t_w)} \right]^{1/4} \quad (4)$$

壳侧疏水冷却区为横掠管束强制对流换热, 换热关系式采用茹卡乌斯卡斯横掠顺排管束强制对流换热关联式^[12]:

$$Nu_f = 0.9Re_f^{0.4} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}$$

$$1 \leq Re < 100$$

$$Nu_f = 0.52Re_f^{0.5} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}$$

$$100 \leq Re < 1\,000$$

$$Nu_f = 0.27Re_f^{0.63} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}$$

$$1\,000 \leq Re < 2 \times 10^5$$

$$Nu_f = 0.033Re_f^{0.8} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}$$

$$2 \times 10^5 \leq Re < 2 \times 10^6 \quad (5)$$

1.4 基本控制方程

1) 控制体的质量、能量计算

本文建立了给水加热器的分布参数模型, 如图 1 所示, 对各控制体分别建立控制方程, 各区控制体质量平衡方程、能量方程如下。

壳侧蒸汽冷却区质量平衡方程:

$$\frac{dM_{s,i}}{dt} = F_{s,i} + F_{v,i} + F_{sdrin,i} - F_{as,i} - F_{cond,i} \quad (6)$$

式中: i 为蒸汽冷却区划分的控制体编号, $i=1, 2, \dots, n$, n 为蒸汽冷却区划分控制体的数量; $M_{s,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧蒸汽质量, kg ; $F_{s,i}$ 为进入蒸汽冷却区控制体 i 的抽汽流量, kg/s ; $F_{v,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧液面动态蒸发流量, kg/s ; $F_{sdrin,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧上级疏水闪蒸蒸汽流量, kg/s ; $F_{as,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧液面动态凝结流量, kg/s ; $F_{cond,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内

壳侧蒸汽凝结流量, kg/s 。

壳侧蒸汽冷却区能量平衡方程:

$$\frac{d(M_{s,i}H_{sav,i})}{dt} = F_{s,i}H_{s,i} + F_{v,i}H_{c,i} + F_{sdrin,i}H_{c,i} - F_{as,i}H_{sav,i} - F_{cond,i}H_{sav,i} - Q_{loss,i} \quad (7)$$

式中: $H_{sav,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧蒸汽平均焓, kJ/kg ; $H_{s,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内抽汽焓, kJ/kg ; $H_{c,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧压力下饱和蒸汽焓, kJ/kg ; $Q_{loss,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧散热损失, kJ/s 。

壳侧疏水冷却区质量平衡方程:

$$\frac{dM_{w,j}}{dt} = F_{cond,j} + F_{leak,j} + F_{wdrin,j} + F_{as,j} - F_{v,j} - F_{drou,j} \quad (8)$$

式中: j 为疏水冷却区划分控制体编号, $j=1, 2, \dots, m$, m 为疏水冷却区划分的控制体数量; $M_{w,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧疏水质量, kg ; $F_{cond,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧蒸汽凝结流量, kg/s ; $F_{leak,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧换热管泄漏水流量, kg/s ; $F_{wdrin,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧上级疏水量, kg/s ; $F_{as,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧液面动态凝结流量, kg/s ; $F_{v,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧液面动态蒸发量, kg/s ; $F_{drou,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧下级疏水量, kg/s 。

壳侧疏水冷却区能量平衡方程:

$$\frac{d(M_{w,j}H_{w,j})}{dt} = F_{cond,j}H_{cw,j} - F_{v,j}H_{c,j} + F_{wdrin,j}H_{cw,j} + F_{leak1,j}H_{leak1,j} + F_{leak2,j}H_{leak2,j} + F_{as,j}H_{cw,j} - F_{drou,j}H_{drou,j} - Q_{loss,j} \quad (9)$$

式中: $H_{w,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧疏水焓, kJ/kg ; $H_{cw,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧压力下饱和水焓, kJ/kg ; $H_{c,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧压力下饱和蒸汽焓, kJ/kg ; $H_{leak1,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧给水管道泄漏焓, kJ/kg ; $H_{leak2,j}$ 为进入疏水冷却区控制体 j 内壳侧的蒸汽冷却区给水管道泄漏焓, kJ/kg ; $H_{drou,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧向下疏水焓, kJ/kg ; $Q_{loss,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧散热损失, kJ/s ; $F_{leak1,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内给水管道泄漏量, kg/s ; $F_{leak2,j}$ 为进入疏水冷却区控制体 j 内壳侧的蒸汽冷却区给水管

道泄漏量, kg/s。

管侧疏水冷却区质量平衡方程:

$$\frac{dM_{w1,j}}{dt} = F_{win,j} - F_{wo,j} - F_{leak1,j} \quad (10)$$

式中: $M_{w1,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧给水存量, kg; $F_{win,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧入口给水流量, kg/s; $F_{wo,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧出口给水流量, kg/s。

管侧疏水冷却区能量平衡方程:

$$\frac{d(M_{w1,j}c_{p,j}T_{w1,j})}{dt} = F_{win,j}H_{win,j} - F_{wo,j}H_{wo,j} - F_{leak1,j}H_{leak1,j} + Q_{wdr,j} \quad (11)$$

式中: $c_{p,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧给水比定压热容, kJ/(kg·K); $T_{w1,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧给水温度, K; $H_{win,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧给水焓, kJ/kg; $H_{wo,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧给水出口焓, kJ/kg; $Q_{wdr,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内管侧换热量, kJ/s。

管侧蒸汽冷凝区质量平衡方程:

$$\frac{dM_{w2,i}}{dt} = F_{win,i} - F_{wout,i} - F_{leak2,i} \quad (12)$$

式中: $M_{w2,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧给水存量, kg; $F_{win,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧入口给水流量, kg/s; $F_{wout,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧出口给水流量, kg/s; $F_{leak2,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内给水管道泄漏量, kg/s。

管侧蒸汽冷凝区能量平衡方程:

$$\frac{d(M_{w2,i}c_{p,i}T_{w2,i})}{dt} = F_{win,i}H_{win,i} - F_{wout,i}H_{wout,i} - F_{leak2,i}H_{leak2,i} + Q_{sdr,i} \quad (13)$$

式中: $c_{p,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧给水比定压热容, kJ/(kg·K); $T_{w2,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧给水温度, K; $H_{win,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧入口给水焓, kJ/kg; $H_{wout,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧给水出口焓, kJ/kg; $H_{leak2,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内给水管道泄漏水焓, kJ/kg; $Q_{sdr,i}$ 为蒸汽冷凝区控制体 i 内管侧换热量, kJ/s。

金属管壁蓄热方程:

$$\frac{d(M_{mw1,j}c_{p,m,j}t_{mw,j})}{dt} = Q_{dr,j} - Q_{wdr,j} \quad (14)$$

$$\frac{d(M_{mw2,i}c_{p,m,i}t_{ms,i})}{dt} = Q_{cond,i} - Q_{sdr,i} \quad (15)$$

式中: $M_{mw1,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内换热管质量, kg; $c_{p,m,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内换热管比定压热容, kJ/(kg·K); $t_{mw,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧管壁温度, °C; $Q_{dr,j}$ 为疏水冷却区控制体 j 内壳侧换热量, kJ/s; $M_{mw2,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内换热管质量, kg; $c_{p,m,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内换热管比定压热容, kJ/(kg·K); $t_{ms,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧管壁温度, °C; $Q_{cond,i}$ 为蒸汽冷却区控制体 i 内壳侧凝结换热量, kJ/s。

2) 控制体两相流体计算

本文中只有壳侧蒸汽凝结段为两相区,而两相流体的处理是建立模型的重要部分,现运用更普遍的是近分相模型,在计算传热与压降时,将两相流体按均相流进行建模,但需采用合适的空泡系数模型来反映两相流体间的速度滑移,这将会使模型精度有进一步的提高。

空泡系数 α 计算公式^[14]如下:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x_s} - 1\right) S \frac{\rho_{s,i}}{\rho_{l,i}}} \quad (16)$$

式中: x_s 为质量含气率; $\rho_{s,i}$ 为气相密度, kg/m³; $\rho_{l,i}$ 为液相密度, kg/m³。

两相流体的密度由空泡系数确定:

$$\rho_i = \alpha \rho_{s,i} + (1 - \alpha) \rho_{l,i} \quad (17)$$

式中, ρ_i 为两相流体的密度, kg/m³。

3) 两相流压降计算关系式

流体的压降一般分为 3 部分,即摩擦压降、重位压降、加速压降。

(1) 摩擦压降

两相流的压降计算中,最难确定的是摩擦压降,主要是因为影响摩擦压降的不确定因素多,极难用一般的公式描述。本文采用全液相模型来描述两相流摩擦压降,即先求出与两相流总质量流量相同的液体质量流过通道时的压力梯度以及全液相系数,进而求得两相流体的摩擦压降^[15]。

与两相流总质量流量相同的液体质量流过通道时的压力梯度为:

$$\left(\frac{d\rho_i}{dx}\right)_{l_0} = \frac{\lambda_{l_0}}{D} \cdot \frac{G^2}{2} \nu' \quad (18)$$

式中: $\left(\frac{d\rho_i}{dx}\right)_{l_0}$ 为与两相流总质量流量相同的液体质量流过通道时的压力梯度, Pa/m; λ_{l_0} 为单

相水的摩擦系数; D 为管道直径, m ; G 为质量流速, $kg/(s \cdot m)$; ν' 为液相比容, m^3/kg 。

全液相系数为:

$$\Phi_{lo}^2 = \frac{\lambda}{\lambda_{lo}} \left[1 + x \left(\frac{\nu''}{\nu'} - 1 \right) \right] \quad (19)$$

式中: Φ_{lo}^2 为全液相系数; λ 为两相流的摩擦系数; x 为质量含气率; ν'' 为气相比容, m^3/kg 。

两相流体的摩擦压降为:

$$\frac{dp_f}{dx} = \left(\frac{dp_f}{dx} \right)_{lo} \Phi_{lo}^2 \quad (20)$$

式中, $\frac{dp_f}{dx}$ 为两相流体的摩擦压降, Pa/m 。

(2) 重位压降

假设两相流体沿流动方向均匀放热, 则重位压降为:

$$\Delta p_g = \frac{gH \sin \theta}{x_i} \ln \left[1 + x_i \left(\frac{\nu''}{\nu'} - 1 \right) \right] \quad (21)$$

式中: Δp_g 为重位压降, Pa ; g 为重力加速度;

H 为管长, m ; x_i 为出口干度。

(3) 加速压降

两相流模型中, 由于出口空泡份额为 0, 则加速压降的计算关系式如下:

$$\Delta p_a = G^2 [x_i (\nu'' - \nu')] \quad (22)$$

式中, Δp_a 为加速压降, Pa 。

由式(22)可看出, 加速压降只与流体的进出口密度有关, 即只与气相含量有关, 而与沿程加热方式无关。

2 模型验证

2.1 静态特性分析

本文建立了分布参数模型, 以大亚湾核电站第六级、秦山二期核电站第六级、第七级给水加热器为研究对象, 对模型仿真计算数据与其设计参数进行了比较, 结果列于表 1。从表 1 可看出, 模型可达到精度要求, 误差均在 1% 以内。

表 1 模型计算值与设计参数的比较

Table 1 Comparison of design parameters and calculated results

研究对象	给水出口温度/ $^{\circ}C$			出口疏水量/ $(kg \cdot s^{-1})$			出口疏水温度/ $^{\circ}C$		
	设计	计算	误差/%	设计	计算	误差/%	设计	计算	误差/%
大亚湾第六级	203.9	203.8	-0.049	168.55	168.95	0.237 3	176.8	177.1	0.169 7
秦山二期第七级	230.5	231.9	0.61	54.6	54.9	0.55	210.7	209.1	-0.8
秦山二期第六级	205.1	204.7	-0.2	104.3	104.2	-0.08	186.3	186.6	0.161

以秦山二期第六级给水加热器为仿真对象, 将蒸汽冷却两相区划分为 8 个控制体, 疏水冷却区划分为 12 个控制体。对模型的蒸汽冷却区各控制体换热量、蒸冷两相区各控制体压力、给水加热器各节点给水温度、疏水区各控制体管壁温度静态特性进行了描述。

蒸汽冷却区加热蒸汽与管内给水是逆流对流换热, 给水出口处给水温度最大, 且沿给水流动方向给水温度逐渐增加。同时, 蒸汽冷却两相区各控制体内壳侧蒸汽温度也随换热量的变化而变化。各控制体内蒸汽均处于饱和状态, 两相压力与温度一一对应, 故沿给水流动方向压力逐级升高, 如图 2、3 所示。

给水加热器内各控制节点给水温度沿流动方向逐级递增, 在疏水冷却区管侧与壳侧均为单相流体, 而蒸汽冷却区存在相变。给水加热器各节点给水温度如图 4 所示, 疏水冷却区换

热量较蒸汽冷却区换热量小, 沿给水流动方向温度逐渐增加, 后段增加梯度较前段的大。相应地, 沿给水流动方向管壁温度逐渐增加, 如图 5 所示。

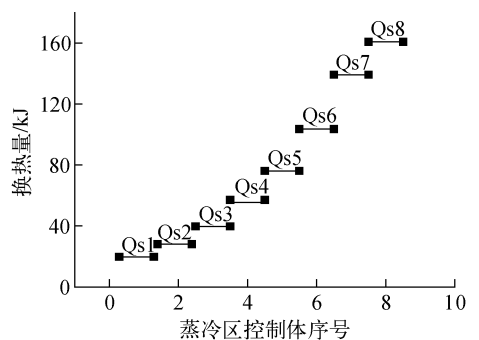


图 2 蒸汽冷却两相区各控制体换热量
Fig. 2 Distribution of control volumes heat exchanger capacity in steam condensation zone

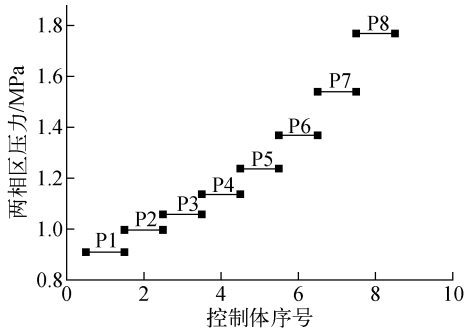


图3 蒸汽冷却两相区各控制体压力

Fig. 3 Distribution of two-phase pressure of control volumes in steam condensation zone

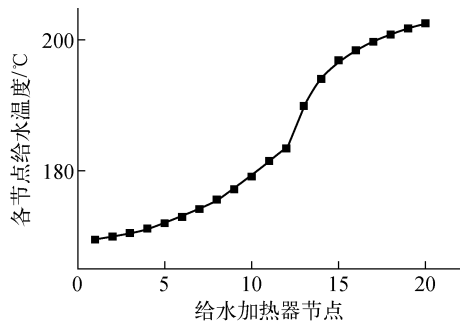


图4 给水加热器各节点给水温度曲线

Fig. 4 Curve of node temperature in feed-water heater

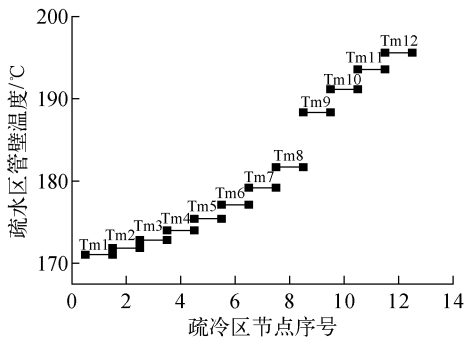


图5 疏水区各控制体管壁温度

Fig. 5 Distribution of wall temperature of control volumes in heater drain cooling zone

2.2 动态特性分析

图6为给水流量阶跃减少时(90 s)给水出口温度的变化曲线。由图6可知,给水流量阶跃降低时,蒸汽放热量基本不变,给水温升从而变大,给水出口温度逐渐升高。在160 s时,给水出口温度达到稳定状态,稳定值高于额定值。图7为两相区蒸汽压力随给水流量阶跃减少的变化曲线,原理同上。通过比较分析,仿真结果符合实际情况,模型可满足实际要求。

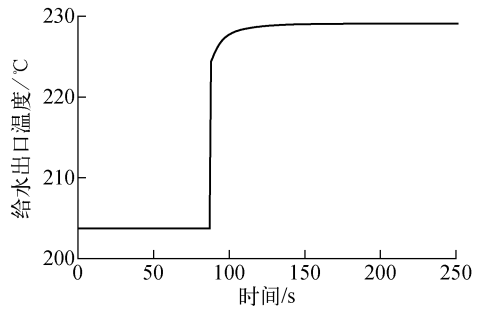


图6 给水流量减少时给水出口温度变化曲线

Fig. 6 Curve of feed-water outlet temperature change under feed-water flow reducing condition

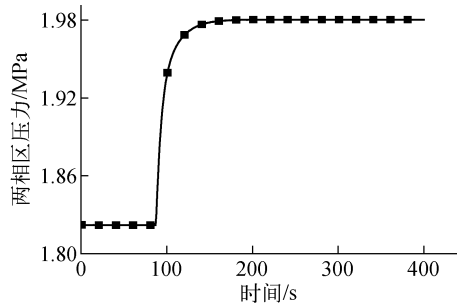


图7 给水流量减少时两相区压力变化曲线

Fig. 7 Curve of two-phase pressure change under feed-water flow reducing condition

图8为蒸汽流量阶跃减少时(90 s)给水出口温度的变化曲线。由图8可知,蒸汽流量阶跃降低时,蒸汽放出的热量减少,给水温升从而变小,给水出口温度逐渐降低。在160 s时,给水出口温度达到稳定状态,稳定值低于原额定值。图9为两相区蒸汽压力随蒸汽流量阶跃减少的变化曲线,原理同上。通过比较分析,仿真结果符合实际情况,模型可满足实际要求。

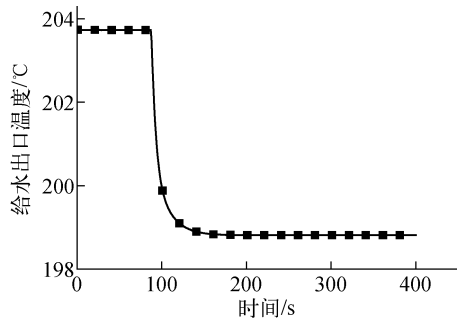


图8 蒸汽流量减少时给水出口温度变化曲线

Fig. 8 Curve of feed-water outlet temperature change under steam flow reducing condition

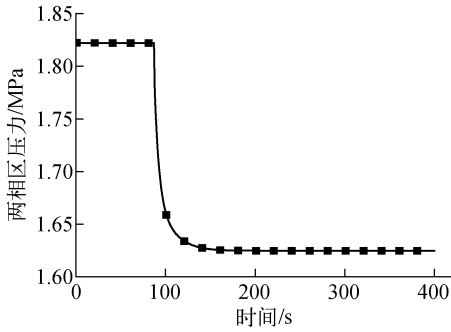


图9 蒸汽流量减少时两相区压力变化曲线
Fig. 9 Curve of two-phase pressure change under steam flow reducing condition

2.3 动态仿真结果与实验值的比较

利用本文建立的参数化仿真模型,对秦山一期核电站给水加热器进行了动态特性参数化仿真验证,并采用秦山一期核电站的实验数据与仿真值进行比较,对给水加热器给水流量、抽蒸汽的质量流量的阶跃变化的动态特性进行了仿真,得到如图10~13所示的动态特性验证结果。

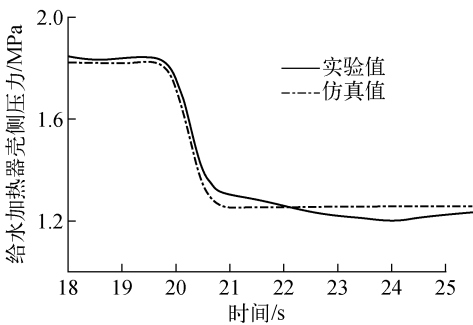


图10 蒸汽量减少时给水加热器壳侧压力变化曲线
Fig. 10 Curve of pressure change in feed-water heater shell side under steam flow reducing condition

由图10~13可知,动态仿真结果与实验值在动态仿真过程中的变化趋势基本吻合。由图10可知,随着蒸汽质量流量的阶跃降低,进入给水加热器的能量降低,给水加热器内部温度降低,从而使得给水加热器壳侧压力降低,仿真结果与实验值基本吻合。由图13可知,随着给水加热器给水质量流量的阶跃增加,单位时间给水带走的能量增加,给水加热器内部温度降低,从而使得给水加热器壳侧压力降低,仿真结果与实验值基本吻合。

综上所述,仿真计算结果与实验值的误差均在2%以内,仿真精度有了明显的提高。

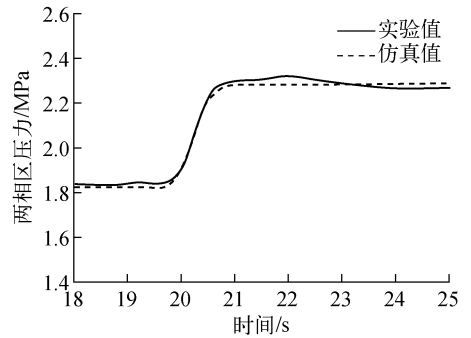


图11 蒸汽量增加时给水加热器两相区压力变化曲线
Fig. 11 Curve of pressure change in feed-water heater two-phase zone under steam flow increasing condition

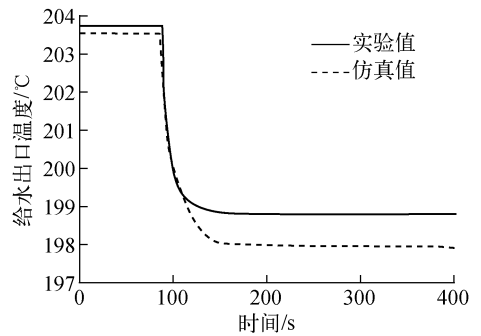


图12 给水流量增加时给水出口温度变化
Fig. 12 Curve of feed-water outlet temperature change under feed-water flow increasing condition

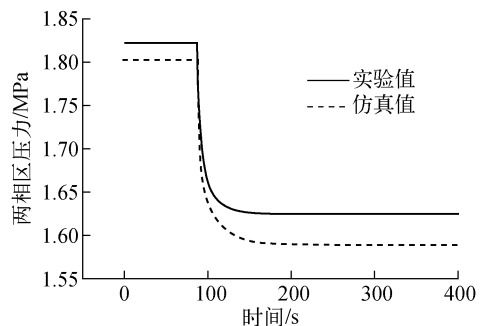


图13 给水流量增加时两相区压力变化
Fig. 13 Curve of pressure change in feed-water heater two-phase zone under feed-water flow increasing condition

3 结论

本文建立了核电站给水加热器的分布参数仿真计算模型,在模型的建立过程中对已有模型进行了一定的改进。采用了近分相模型处理两相区流动,考虑了两相间的速度相对滑移,使得仿真精度有了一定改进。通过仿真模型静态和动态特性的验证,证明模型中采用的改进方法是可行的。从仿真结果可知,模型的仿真精度有了明显的提高。

参考文献:

- [1] WEDEKIND G L, STOECKER W F. Transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow [J]. ASHRAE Transaction, 1966, 72(2): 4. 2. 1-4. 2. 15.
- [2] 王建平,陈红,王广军. 火电厂回热加热器全工况建模与仿真[J]. 计算机仿真, 2006, 23(5): 220-223.
WANG Jianping, CHEN Hong, WANG Guangjun. Overall performance modeling and simulation of regenerative feedwater heater in power plant[J]. Computer Simulation, 2006, 23(5): 220-223(in Chinese).
- [3] 朱继洲. 压水堆核电厂的运行[M]. 北京:原子能出版社, 2000:96-99.
- [4] 王建梅,刘光临,蔡锴,等. 大型火电机组表面式加热器动态数学模型研究与开发[J]. 热能动力工程, 2002, 17(5): 496-498.
WANG Jianmei, LIU Guanglin, CAI Kai, et al. Research and development of mathematical model for surface heater of large-sized thermal power plant[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2002, 17(5): 496-498(in Chinese).
- [5] 刘勇利,冯德群. 火电机组给水回热系统的数学建模与仿真[J]. 电站系统工程, 2001, 17(2): 102-104.
LIU Yongli, FENG Dequn. Feedwater system modeling and simulation[J]. Power System Engineering, 2001, 17(2): 102-104(in Chinese).
- [6] 许春栋. 回热系统仿真模型研究及热经济性分析[D]. 北京:华北电力大学, 2005.
- [7] 张欣刚,徐治皋,李勇,等. 火电机组高压给水加热器动态过程的数值分析[J]. 中国动力工程学报, 2005, 25(2): 262-266.
ZHANG Xingang, XU Zhigao, LI Yong, et al. Numerical analysis of the dynamic behavior of high-pressure feed water heater of fossil power sets[J]. Chinese Journal of Power Engineering, 2005, 25(2): 262-266(in Chinese).
- [8] 广东核电培训中心. 900 MW 压水堆核电站系统与设备[M]. 北京:原子能出版社, 2007: 425-433.
- [9] MITHRARATNE P, WIJEYSUNDERA N E. An experimental and numerical study of the dynamic behaviour of a counter-flow evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24: 554-565.
- [10] 刘焯. 套管换热器与翅片管换热器的动态分布参数仿真[D]. 上海:上海交通大学, 2008.
- [11] 上原春男,滕井哲. 表面式凝汽器的总体传热系数和热力计算[J]. 朱永荃,译. 电站辅机, 1984(1): 21-34.
HARUO U, TETSU F. Overall heat transfer coefficient of surface condenser and thermal calculation[J]. ZHU Yongquan. Power Station Auxiliary Equipment, 1984(1): 21-34(in Chinese).
- [12] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 3版. 北京:高等教育出版社, 1998.
- [13] AMTAR M A. The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone feedwater heaters[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27: 2 505-2 513.
- [14] 刘焯,丁国良,张平,等. 套管换热器近分相流动态分布参数模型的改进算法[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(1): 122-127.
LIU Tao, DING Guoliang, ZHANG Ping, et al. An improved dynamic distributed algorithm based on quasi-separated phase model for double-tube heat exchanger[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(1): 122-127(in Chinese).
- [15] 阎昌琪. 汽液两相流[M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社, 1995.