

ACP100除氧器运行仿真及在二回路系统事故工况下的响应分析

王冰冰*, 玉宇#, 阳九龙, 李晓丹

华北电力大学核科学与工程学院, 北京

收稿日期: 2026年4月15日; 录用日期: 2026年4月27日; 发布日期: 2026年7月10日

摘要

在小型模块化反应堆(SMR)中, 二回路系统小型化导致除氧器需稳压运行才能维持机组的稳定。本文根据ACP100二回路系统特点, 建立除氧器稳压运行仿真模型。同时, 还建立二回路系统模型, 研究在机组功率变化和事故工况下, 该控制方式对二回路系统的影响。结果表明, 除氧器稳压运行控制方式, 能够实现对除氧器压力和给水温度的控制, 验证了在单模块机组中除氧器稳压运行的可行性。针对事故工况分析表明, 循环水泵跳泵和低压加热器解列会对除氧器压力和给水温度造成影响, 而在低压加热器解列工况中3号加热器的解列比1, 2号加热器解列对除氧器和二回路运行产生的影响更大, 因此在后续机组运行中应对3号加热器重点关注。

关键词

ACP100, 除氧器, 二回路系统, 稳压运行, 事故工况

Operation Simulation of ACP100 Deaerator and Response Analysis under Accident Conditions of Secondary Circuit System

Bingbing Wang*, Yu Yu#, Jiulong Yang, Xiaodan Li

School of Nuclear Science and Engineering, North China Electric Power University, Beijing

Received: April 15, 2026; accepted: April 27, 2026; published: July 10, 2026

*第一作者。

#通讯作者。

Abstract

In the small modular reactor (SMR), the miniaturization of the secondary circuit system leads to the need for constant pressure operation of the deaerator to maintain the stability of the unit. According to the characteristics of ACP100 secondary circuit system, a simulation model of deaerator stable pressure operation is established in this paper. At the same time, the secondary system model is also established to study the influence of the control mode on the secondary system under the unit power change and accident conditions. The results show that the deaerator pressure stabilizing operation control mode can realize the control of deaerator pressure and feed water temperature, which verifies the feasibility of deaerator pressure stabilizing operation in single module unit. According to the analysis of accident conditions, the trip of circulating water pump and the disconnection of low-pressure heater will have an impact on the deaerator pressure and feed water temperature, while the disconnection of LPH3 has a greater impact on the operation of deaerator and secondary circuit than that of LPH1 and LPH2 in the disconnection condition of low-pressure heater, so the attention of LPH3 should be paid to in the subsequent unit operation.

Keywords

ACP100, Deaerator, Secondary Loop System, Stable Pressure Operation, Accident Condition

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

小型模块化反应堆(Small Modular Reactors, SMRs)因固有安全性高、简化和标准化的特点,成为了核能应用领域的重要发展方向。

SMRs 可分为单模块和多模块。对于单模块 SMRs,二回路系统只有低压给水加热器和除氧器。对于这种设计,当机组降功率或发生异常工况时,会影响主给水温度。除氧器作为最后一级的加热和除氧的装置,其运行方式对给水温度的影响至关重要。因此需要对单模块 SMR 机组的除氧器的运行方案进行调整。同时传统电站二回路系统模型无法精确的模拟单模块 SMR 二回路系统在功率变化和异常工况时除氧器运行状况。因此对单模块 SMR 二回路系统和除氧器控制方式的仿真建模就尤为必要了。

本文以 ACP100 二回路系统为对象,利用热工水力程序 LOCUST 搭建除氧器模型建立除氧器模型,验证在单模块机组中除氧器稳压运行的合理性[1]。同时,使用集中参数法搭建二回路系统模型用来模拟机组功率变化和异常工况。分析在降功率和事故工况时对除氧器压力和给水温度造成的影响,并验证该控制方式的可行性。

2. 除氧器仿真方案

该机组除氧器工作压力为 0.35 MPa,工作温度为 138.9℃,额定出力为 660 t/h。如图 1 所示,除氧器的汽源来自高压缸抽汽和新蒸汽。本章将在 2.1 节分析除氧器内部蒸汽与凝结疏水的传热过程,根据不同的传热过程将除氧器分成三个传热区。在 2.2 节,根据除氧器的分区思路,建立除氧器的仿真模型和运行方案。最后通过稳态和瞬态工况验证除氧器模型和运行方案的可行性和准确性。

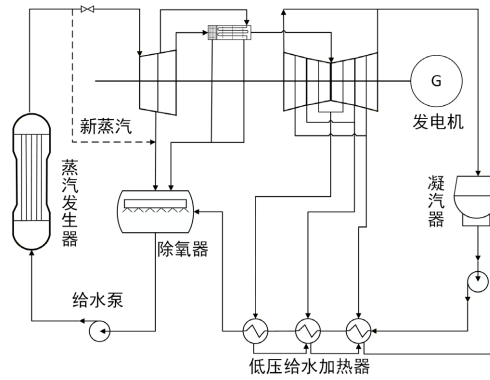


Figure 1. The secondary circuit system of the ACP100
图 1. ACP100 二回路系统

2.1. 除氧器传热分析

进入除氧器的凝结水经喷雾器雾化成雾滴，与上升的加热蒸汽均匀接触，以实现加热。根据蒸汽与凝结水之间的传热，将除氧器内部分喷雾区，对流换热区和鼓泡区。除氧器结构如图 2 所示。

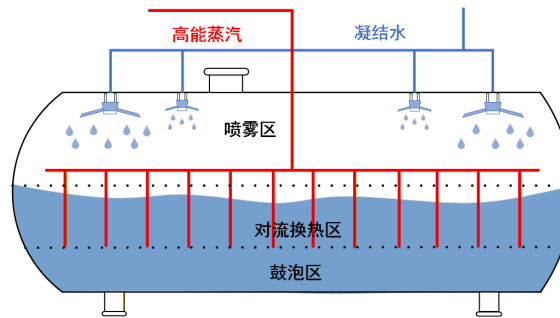


Figure 2. Schematic diagram of deaerator
图 2. 除氧器结构图

在喷雾区，使用蒸汽与液滴传热模型描述该区域的传热[2]。热量来自与蒸汽的对流换热和蒸汽凝结时的汽化潜热，热方程可表示为：

$$d(c_{pl}m_dT_d) + h_{lv}dm_v = dQ \quad (1)$$

在传热过程中，蒸汽的质量比变为，

$$dm_s = (\omega_\infty - \omega_d)h_m\rho_s dA \quad (2)$$

其中， dA 表示在传热过程中单位时间内液滴的表面积，

$$dA = \frac{6m_w}{d\rho_w v_d} dx \quad (3)$$

在传热中，传递给液滴的热量为，

$$dQ = h_g(T_s - T_d)dA \quad (4)$$

$$h_m = \frac{h_g}{\rho_s C_{ps}} \quad (5)$$

这里 ρ_s 是蒸汽密度, C_{ps} 是蒸汽的比热容。将上述公式整理, 得到液滴的纵向温度分布,

$$dT_d = \left[\frac{6h_g(T_s - T_w)}{C_{pw}\rho_w dv_d} + \left(\frac{h_{ls}}{C_{pl}} - T_d \right) \frac{6h_m\rho_s(\omega_\infty - \omega_d)}{\rho_w dv_d} \right] dx \quad (6)$$

其中 ω_∞ 是蒸汽空间浓度, ω_d 是液滴附近的蒸汽浓度, 相邻液滴之间的间距为 x , h_{ls} 是蒸汽的汽化潜热, T_d 和 T_s 分别为液滴和蒸汽温度。

在对流换热区, 传热方程可表示为,

$$M_s(H_s - H_{sl}) + M_{ns}(H_{ns} - H_{sl}) = \Delta T_b K_b A_b \quad (7)$$

其中, M_s , M_{ns} 分别表示高压缸抽汽流量和新蒸汽流量, H_{sl} 为蒸汽耙管出口处的蒸汽焓值, 等式右边依次表示为换热温差、换热系数和蒸汽耙管的面积。

除氧器的汽水质量平衡方程可由以下方程得到,

$$\frac{d\rho_s V_s}{dt} = M_s + M_{ns} - M_{fw} - G_{sn1} - G_{sn2} - G_{sn3} \quad (8)$$

$$\frac{d\rho_w V_w}{dt} = M_{cw} - M_{fw} + G_{sn1} + G_{sn2} + G_{sn3} \quad (9)$$

方程中, t 是时间项, M_{cw} 和 M_{fw} 分别表示进入除氧器的凝结水流量和流出除氧器的除氧水流量, G_{sn1} , G_{sn2} , G_{sn3} 分别表示除氧器内三个分区的蒸汽冷凝速率, 如果汽化则为负值。

2.2. 除氧器运行控制方案

本文使用热工程序 LOCUST 对除氧器进行建模。该程序采用双流体模型, 将每一相视为独立的连续介质并为其单独建立守恒方程, 同时通过相间相互作用来量化两相之间的耦合[1]。除氧器相关系统的节点如图 3 所示。

组件 107 是时间相关控制体, 用来设置凝结水压力。TDJ 用于连接时间相关控制体和单个体积(如 BRANCH, PIPE), 设置蒸汽或者液体的质量流量。组件 101 和 102 表示高压缸抽汽压力和新蒸汽压力。组件 103 是多个管道连接的分支部件。组件 106 用于模拟除氧器。在功率变化时, 为了维持除氧器压力和给水温度的恒定, 需调节阀 015VP 的开度来控制进入除氧器的蒸汽流量。因此, 根据 ACP100 二回路的系统特征和除氧器工作原理, 设计了电动调节阀 015VP 和 016VP 的控制逻辑, 如图 4 所示。

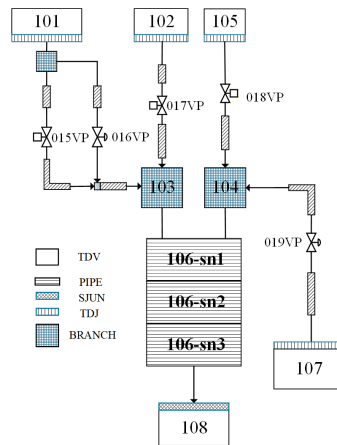


Figure 3. Node diagram of deaerator system

图 3. 除氧器节点图

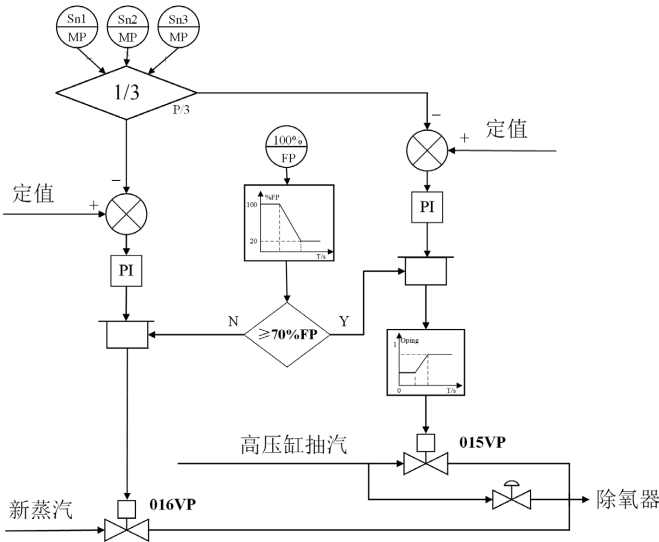


Figure 4. Simulation diagram of deaerator pressure control
图 4. 除氧器压力控制图

为了对除氧器压力进行更精准控制，需要测量除氧器的三个分区的压力值。压力平均值与定值之间进行运算得出差值，然后用偏差值对阀门进行控制。阀门自动调节开度，用控制进入除氧器的蒸汽流量，以实现除氧器的控制。由于该机组的功率较小，所以当机组功率在 70% FP 时，高压缸抽汽的蒸汽品质无法满足对除氧器压力和给水温度的控制。因此在 70% FP 时需要换至新蒸汽管线，对应 016VP 阀门所在的管线。

3. 二回路系统模型

为了模拟除氧器在事故工况的动态响应，本章节建立二回路模型。本文将二回路系统分为两个主要系统，其中主蒸汽系统包括主蒸汽管道到凝汽器之间的设备，主给水系统包含凝汽器与给水管道之间的设备。以上设备组件通过管道和和阀门相互连接组成二回路系统。表 1 为 ACP100 机组的主要参数[3]。

Table 1. Main parameters of ACP100
表 1. ACP100 主要参数

参数	值	单位
堆功率	385	MWt
电功率	125	MWe
冷去剂入口温度	285.8	℃
冷去剂出口温度	321.2	℃
主蒸汽温度	293.8	℃
主蒸汽压力	4.5	Mpa
给水温度	139.9	℃
给水流量	165.778	kg/s
除氧器压力	0.35	Mpa
凝汽器压力	6.7	kpa

3.1. 均相流模型

在二回路特定设备中,其内部工质在设计工况下不发生沸腾或凝结等相变过程。因此本文针对设备之间连接的管道、阀门以及凝汽器管侧和低压加热器管侧均采用均相流模型[4]。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho v^2}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = \rho g_x + F_w \quad (11)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho v h}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + Q_w \quad (12)$$

其中 F_w 和 Q_w 分别表示流经管道壁面的摩擦力和热流。在求解控制方程时,采用基于交错网格的有限体积法。其中,压力,含气率和比焓等标量存储在网格中心,速度存储在网格界面。时间递进采用隐式方法,非线性项进行线性化。使用一阶迎风式计算焓值,应用顺序求解策略,逐次求解压力,含气率和和热焓的线性方程组[5]。

3.2. 两相流模型

二回路系统的热力循环以朗肯循环为基础,在循环中伴随着工质的相变。因此针对汽水分离再热器和低压给水加热器和凝汽器的壳侧使用两相流模型。通常使用一维守恒偏微分方程计算汽-液两相流。守恒方程如下[6]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_k \alpha_k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_k \alpha_k v_k) = \Gamma_k \quad (13)$$

其中, k 表示汽相或者液相, α 表示体积分数, Γ 表示两相之间的质量交换率。

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial x} + \frac{\partial P_k \alpha_k}{\partial x} = \Gamma_k (v_i - v_k) + \alpha_k \rho_k g_k + F_{ik} + F_{wk} + F_{vk} \quad (14)$$

其中, v_i 表示界面速度, F_{ik} 表示汽液之间的摩擦, F_{wk} 表示壁面与汽体或者液体之间的摩擦, F_{vk} 表示虚拟质量力。

$$\frac{\partial (\alpha_k \rho_k U_k)}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_k \rho_k U_k v_k)}{\partial x} = \frac{-\partial \alpha_k P_k}{\partial t} - \frac{\partial P(\alpha_k v_k)}{\partial x} + Q_{wk} + Q_{ik} + \Gamma_k h_k^* + DISS_k \quad (15)$$

这里, U 代表内能, Q_{wk} 表示壁面与汽体或者液体之间的换热, Q_{ik} 表示界面到汽体或者液体的换热, $DISS_k$ 表示由于壁面摩擦引起的汽体或者液体的能量耗散。

3.3. 汽轮机热力学模型

为了方便对汽轮机进行建模,将二次侧流体流动进行网络拓扑化[7]。按照系统结构将整个系统共分为 16 个节点,如图 5 所示。

在理论计算中,蒸汽在汽轮机的流动过程视为等熵的。若已知某一级出入口压力和焓值的情况下,可通过蒸汽热力性质表查得焓值,即: $S_{i,in} = S_{i,out}$ 由出口处的压力值和熵值查知该级出口处的理论焓值 $H_{t,out}^*$ 。然而实际中,蒸汽流动时是有能量损失的,包括摩擦损失和膨胀过程的不可逆损失等。因此在某一级的有效比焓降 ΔH_i 小于理想比焓降 ΔH_i , 则某一级实际出口焓为:

$$H_{i,out} = (1 - \eta_i) H_{t,in} + \eta_i H_{t,out}^* \quad (16)$$

上式中 η_i 表示汽轮机第 i 级的等熵效率,而汽轮机某一级的实际输出功率由以下公式算出:

$$P_i = m_i \times \Delta H_i \quad (17)$$

其中 m_i 是单位时间汽轮机进汽流量, 根据焓降得出汽轮机第 i 级的扭矩公式:

$$\tau_i = \frac{m_i \times \Delta H_i}{\omega} \quad (18)$$

结合上述关于汽轮机某一级的机械功率和扭矩, 汽轮机总的机械功率和总扭矩可由以下公式给出:

$$P_a = m_{2,3}(h_2 - h_3) + \sum_{i=0}^1 m_{3+i,4+i}(h_{3+i} - h_{4+i}) + \sum_{i=0}^2 m_{6+i,8+2i}(h_{6+i} - h_{8+2i}), \quad (19)$$

$$\tau_a = \frac{m_{2,3}(h_2 - h_3) + \sum_{i=0}^1 m_{3+i,4+i}(h_{3+i} - h_{4+i}) + \sum_{i=0}^2 m_{6+i,8+2i}(h_{6+i} - h_{8+2i})}{\omega}, \quad (20)$$

其中 h_2, h_6 可由上面介绍的方式通过蒸汽热力性质表得到, 而 h_3 可由式(21)得出, 如下:

$$h_3 = (1 - \eta_{2,3})h_2 + \eta_{2,3}h_3^*, \quad (21)$$

同理:

$$h_{4+i} = h_{3+i} - \eta_{3+i,4+i}(h_{3+i} - h_{4+i}^*), i = 0, 1, \quad (22)$$

$$h_{8+2i} = h_{6+i} - \eta_{6+i,8+2i}(h_{6+i} - h_{8+2i}^*), i = 0, 1, 2 \quad (23)$$

这里, h_i 表示节点 i 的焓, $\eta_{m,n}$ 表示汽轮机在 (m, n) 级的效率, $m, n = 1, \dots, N$

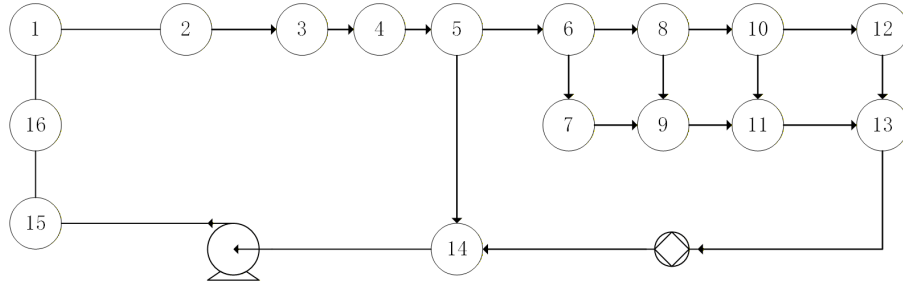


Figure 5. Diagram of secondary circuit FFN
图 5. 二回路系统 FFN 示意图

3.4. 汽水分离再热器模型

在本节中, 主要介绍分离器的数值模型, 关于再热器其适用于上节所介绍的数值模型。为了方便进行建模, 假设湿蒸汽被完全分离, 再加热后的蒸汽为过热蒸汽。图 6 是汽水分离再热器结构简图。相关的质量和动量守恒方程如下[8]:

$$\dot{m}_{wv} - \dot{m}_{vs} - \dot{m}_{ws} = \frac{d(V_s \rho_s + V_w \rho_w)}{dt} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{wv} h_{wv} - \dot{m}_{vs} h_{vs} - \dot{m}_{ws} h_{ws} = \frac{d(V_w \rho_w U_w + V_s \rho_s U_s + m_m C_p T_m)}{dt} \quad (25)$$

分离器内部压力遵循以下方程:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\dot{m}_{wv} h_{wv} - \dot{m}_{vs} h_{vs} - \dot{m}_{ws} h_{ws} - K_1 (\Delta \dot{m})}{V_w K_2 - V_v K_3 - K_4}, \quad (26)$$

其中, $\Delta \dot{m} = \dot{m}_{ws} - \dot{m}_{vs} - \dot{m}_{ws}$, 系数 K_1, K_2, K_3, K_4 由以下公式给出:

$$K_1 = \frac{U_{ws} \rho_{ws} - U_{vs} \rho_{vs}}{\rho_{ws} - \rho_{vs}} \quad (27)$$

$$K_2 = \rho_{ws} \frac{\partial U_{ws}}{\partial P} + \frac{U_{vs} - U_{ws}}{\rho_{ws} - \rho_{vs}} \rho_{vs} \frac{\partial \rho_{ws}}{\partial P} \quad (28)$$

$$K_3 = \rho_{vs} \frac{\partial U_{vs}}{\partial P} + \frac{U_{vs} - U_{ws}}{\rho_{ws} - \rho_{vs}} \rho_{ws} \frac{\partial \rho_{vs}}{\partial P} \quad (29)$$

$$K_4 = m_m C_p \frac{\partial T_m}{\partial P} \quad (30)$$

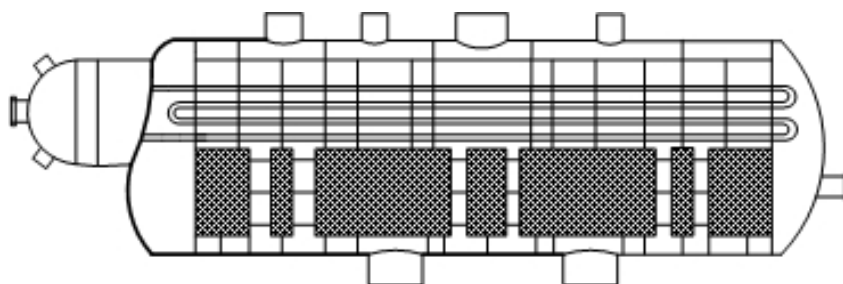


Figure 6. Structure diagram of MSR.
图 6. 汽水分离器结构图

3.5. 二回路主要控制系统

本文中相关控制系统有: 汽轮机调节系统、除氧器压力运行方案、主给水调节系统。

汽轮机调节系统是通过调节汽轮机的进气阀, 改变进入汽轮机的蒸汽量, 来实现机组功率变化, 同时影响高压缸和低压缸抽汽流量。其控制原理如图 7 所示。

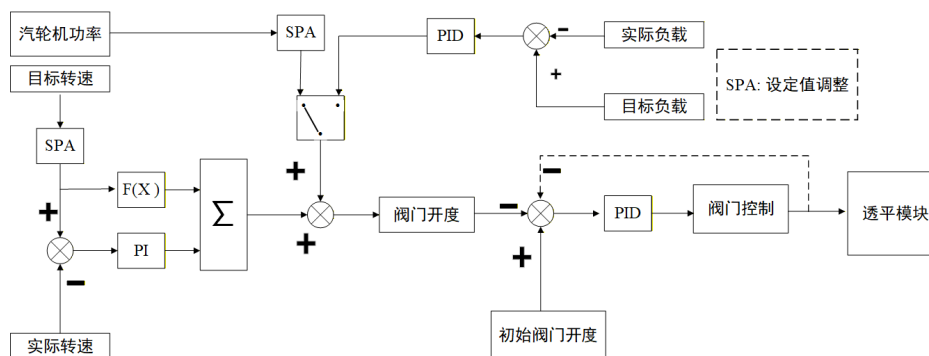


Figure 7. Principles of steam turbine control
图 7. 汽轮机控制

关于除氧器的控制方案, 已在除氧器仿真建模章节介绍。

主给水调节系统由给水调节阀和给水泵组成。在机组功率变化时, 给水调节阀根据给水流量调节到相应开度。阀门开度变化会使前后压差发生变化, 为了使压差恒定, 给水泵会依据相关性能曲线调节转速, 保证给水流量的正常供给。

4. 除氧器和二回路模型验证

4.1. 除氧器模型验证

4.1.1. 稳态工况模型验证

本文选取 5 种稳态工况来验证模型的准确性。模拟值与设计值之间的对比如表 2 所示。在验证模型在稳态工况的精确度时，除氧器相关的出入口热力学值均为定值。表明该模型和运行控制方案有较高的精确度。

Table 2. Steady state simulation value error
表 2. 稳态工况仿真值误差

工况	压力(Kpa)			比焓(kJ/kg)		
	仿真值	差值	相对误差(%)	仿真值	差值	相对误差(%)
100%FP	350.161	0.161	0.0460	593.750	0.250	0.0421
90%FP	350.214	0.214	0.0614	593.942	0.342	0.0576
70%FP	352.565	2.565	0.7275	594.794	0.995	0.1673
50%FP	349.356	-0.644	-0.1839	593.010	-0.590	-0.0994
30%FP	349.093	-0.907	-0.2591	593.196	-0.404	-0.0681

4.1.2. 动态模型验证

本文选取线性降功率工况，验证除氧器模型的动态响应特性。机组在满功率工况下稳定运行 100 s 后，线性降至 20% FP。进入除氧器的凝结水流量和汽水分离再热器的疏水变化如图 8(A)所示。在 360 秒时，蒸汽管线的切换导致凝结水流量和汽水分离再热器疏水流量短暂增加。机组降功率时，除氧器压力和除氧水温度也发生变化，在运行方案的控制下逐渐恢复至稳定值。因除氧器的传热和鼓泡区充满液体，所以这两个区域的压力要大于喷雾区，具体如图 9 所示。

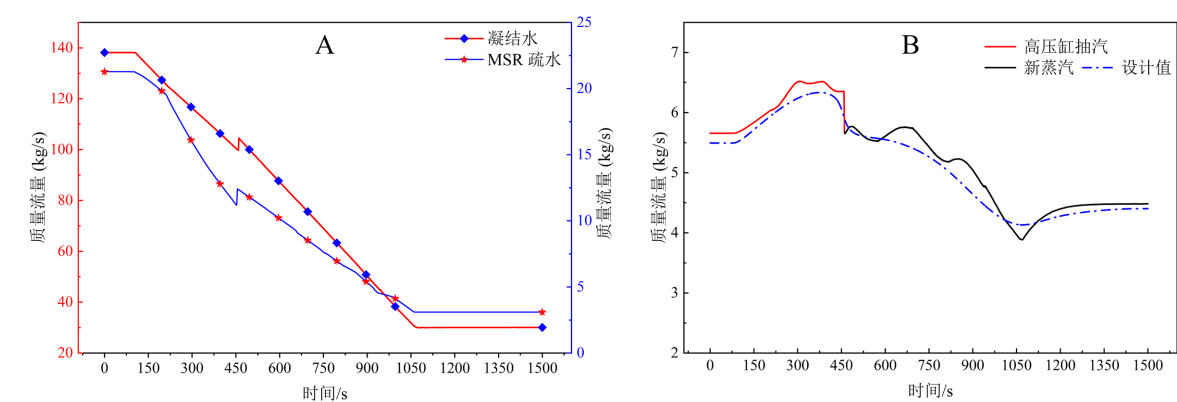


Figure 8. Related parameter changes during power variations
图 8. 功率变化时相关参数的变化

图 8(B)显示了高压缸抽汽和新蒸汽流量的变化情况。当机组功率降低到 70% FP 时，由于功率的下降导致高压缸抽汽的蒸汽品质下降，为了维持除氧器压力，因此需要更多的抽汽流量。而当切换至新蒸汽管线时，因为新蒸汽的蒸汽品质较高，其流量就相对较少，随着功率下降而减小。

结果表明,除氧器在稳压运行方案的调节下,压力逐渐恢复稳定。其中,除氧器的平均压力与设计值之间的误差为 1.875%,除氧水温度与设计值之间的误差为 0.079%。误差符合 ANSI/ISA-77.20.01-2012 要求。因此,可以认为本文建立的除氧器运行仿真方案能实现对除氧器压力和给水温度的控制。

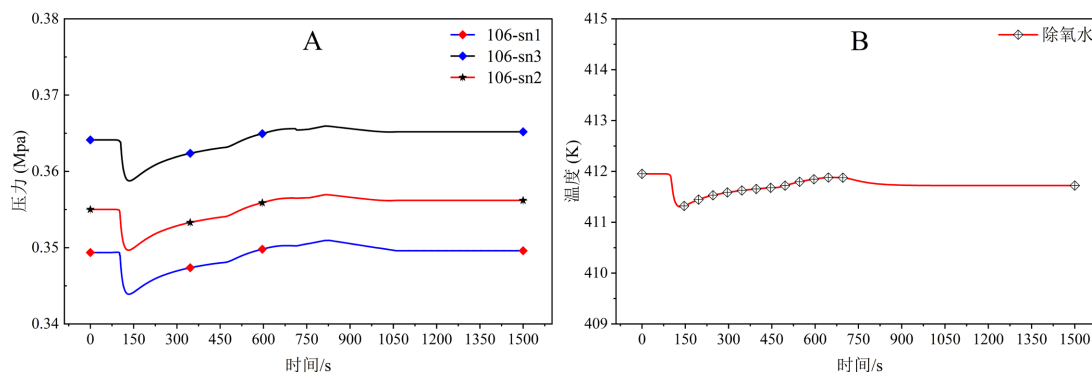


Figure 9. Deaerator pressure and deaerator water temperature change

图 9. 除氧器压力和除氧水温度变化

4.2. 二回路系统

4.2.1. 稳态模型验证

为验证二回路系统模型的准确性,选取五种稳态工况,对八个关键参数进行仿真与设计值对比分析,结果如图 10 所示。在关键参数对比中,在 100% FP 时 MSR 出口焓计算值比设计值大 0.803%。而在 70% FP 下,由于高压缸抽汽管线和新蒸汽管线的切换导致该工况下的整体误差较大。其余关键参数的相对误差均在 $\pm 2\%$ 以内,表明本文建立的模型在稳态运行时,其可靠性和稳态逼真度较高,满足后续仿真需求。

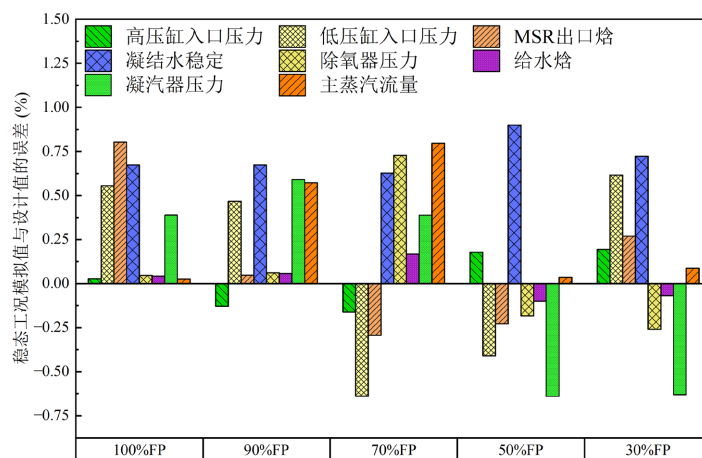


Figure 10. Key parameter error of secondary system

图 10. 二回路系统关键参数误差

4.2.2. 瞬态模型验证

选取机组在 100 s 线性降功率至 20% FP 和阶跃降至 90% FP 两种情况为验证平台[3]。在验证中,将蒸汽发生器的出入口压力和流量值作为整个系统的边界条件进行输入。边界条件的输入如图 11~13 所示。

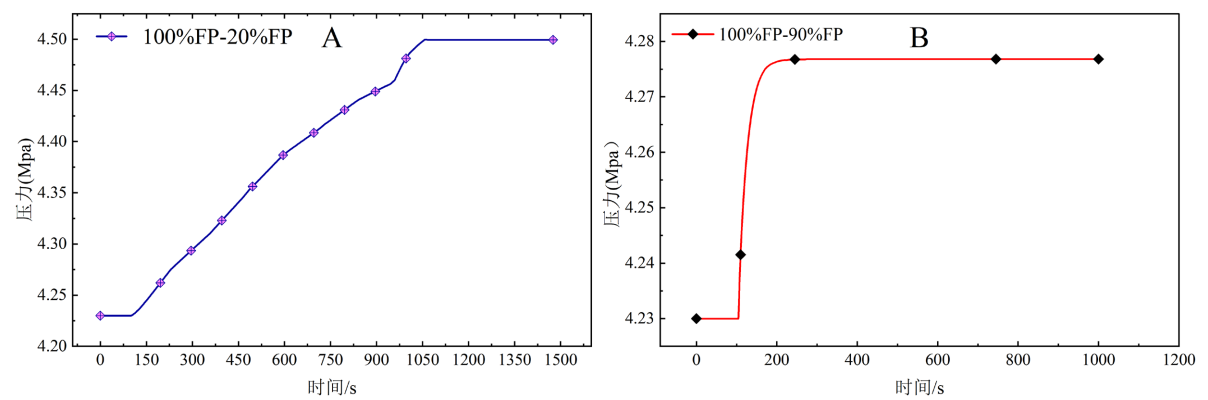


Figure 11. Main steam pressure change
图 11. 主蒸汽压力变化

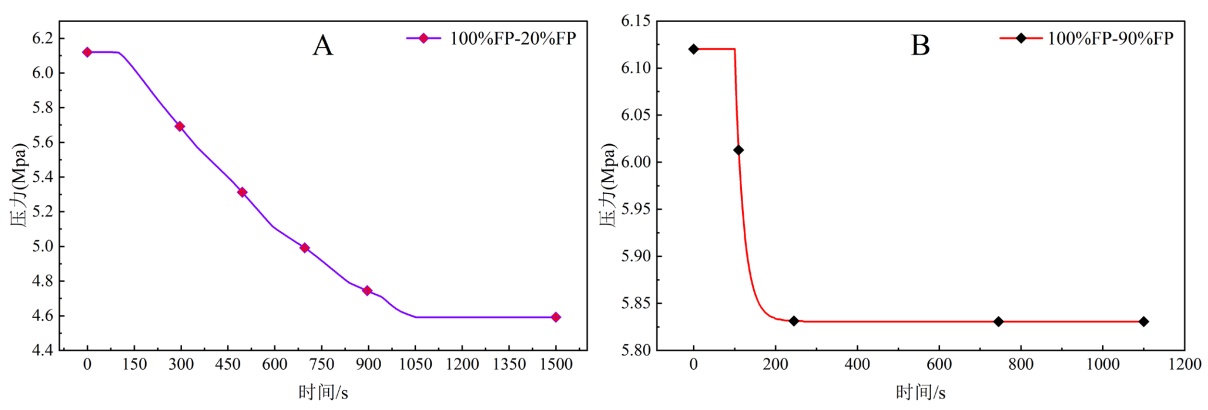


Figure 12. Feedwater pressure change
图 12. 给水压力变化

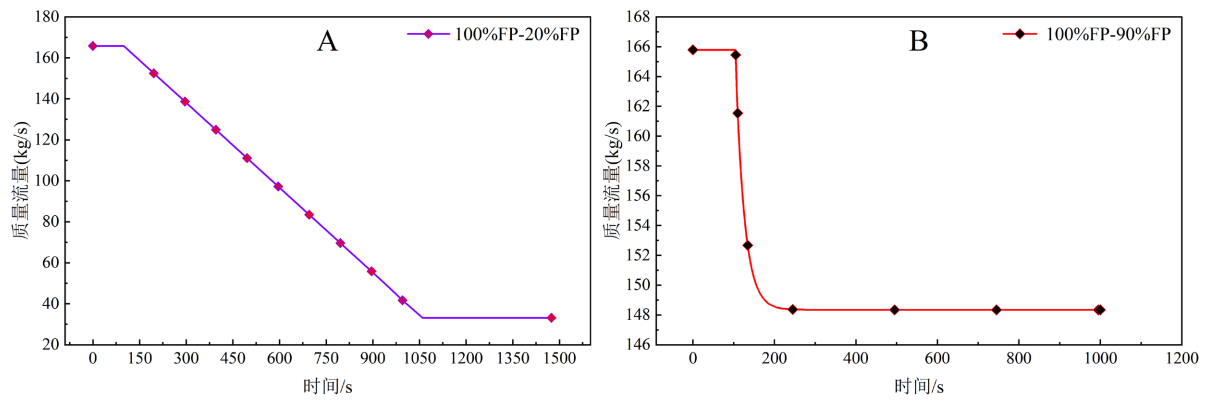


Figure 13. Main steam flow change
图 13. 主蒸汽流量变化

在线性降功率时, 汽轮机第一级前压力、低压缸进汽焓值、进入除氧器的凝结水温度变化如图 14 和图 15 所示。降功率时, 由于主蒸汽调节阀开度的减小, 导致汽轮机的第一级前蒸汽温度和压力的下降。而降至 70%FP 功率时, 由于高压缸抽汽不在流向除氧器, 导致低压缸进口焓有所上升。关于高压缸抽汽流量和新蒸汽流量的变化情况如图 8(B)所示, 关于其相关变化的原因也在相关章节进行了说明。

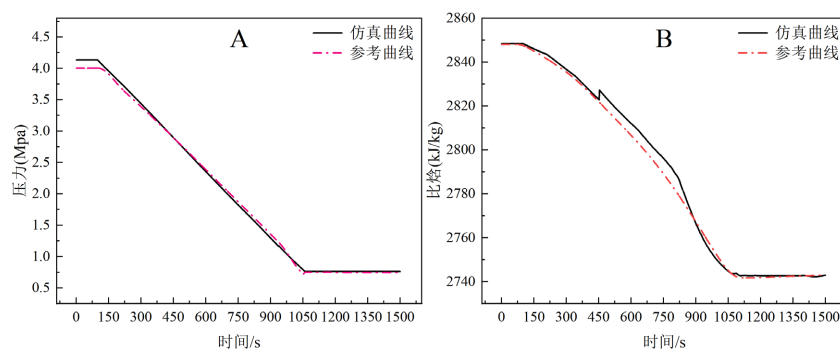


Figure 14. Parameter change during linear change (A: Front pressure of the first stage of the steam turbine; B: Inlet enthalpy value of low-pressure cylinder)

图 14. 线性变化期间参数变化(A: 汽轮机第一级前压力; B: 低压缸进汽焓值)

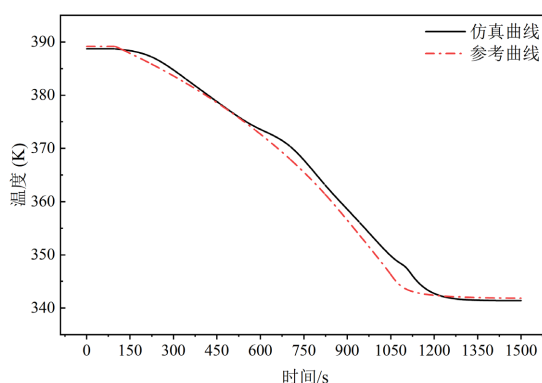


Figure 15. Condensate water temperature change during linear change

图 15. 线性变化期间凝结水温度变化

在机组功率阶跃变化期间相关参数变化如图 16 和图 17 所示。由于机组功率在 70% FP 以上时，由于没有切换除氧器的保压管线，因此不会导致低压缸进口焓值发生突变。由于功率下降导致高压缸抽汽的品质降低，因此为了不影响除氧器的运行，就需要增大抽汽流量。

综上，在线性和阶跃降功率的瞬态仿真中，相关仿真与设计值之间存在相对误差，误差在允许范围内。因此表明，该模型在瞬态期间的动态响应满足设计要求，可以用于控制系统设计和其它动态过程的仿真。

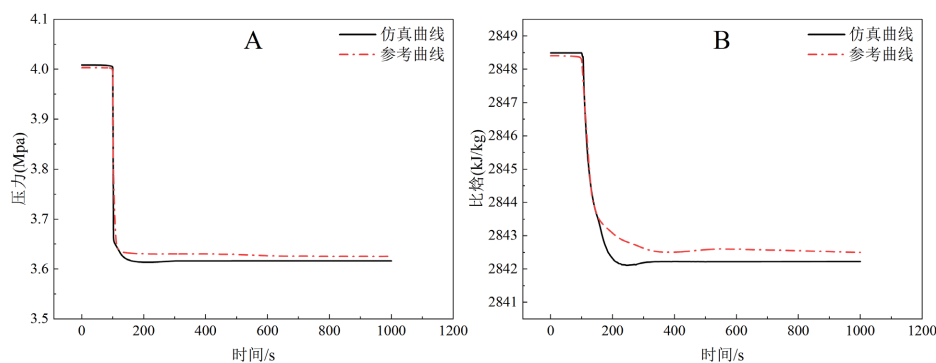


Figure 16. Parameter response during step change (A: Front pressure of the first stage of the steam turbine; B: Inlet enthalpy value of low-pressure cylinder)

图 16. 阶跃变化期间参数变化(A: 汽轮机第一级前压力; B: 低压缸进汽焓值)

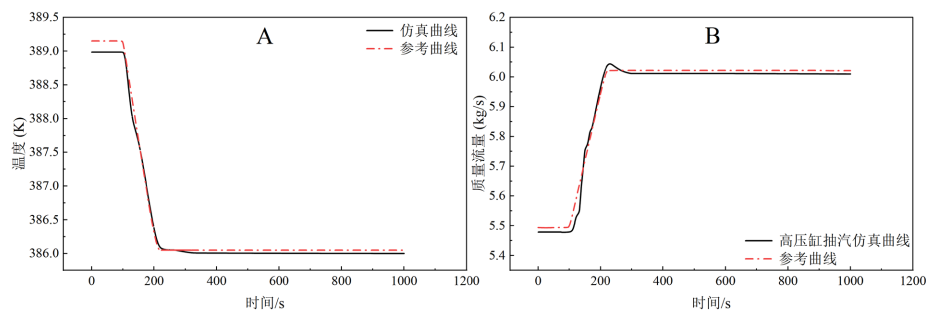


Figure 17. Parameter response during step change (A: Condensate water temperature; B: Extraction steam flow during stable pressure operation of deaerator)
图 17. 阶跃变化期间参数变化(A: 凝结水温度变化; B: 高压缸抽汽流量)

5. 事故工况分析

本章将对低压给水加热器解列事故和单列循环水泵跳泵事故进行模拟，分析事故工况下二回系统的响应。同时，由于循环水泵和低压给水加热器作为除氧器的上游设备，还能对比分析在异常工况时除氧器压力的影响并验证建立的除氧器运行方案的可行性。

Table 3. Low-pressure heater isolation schemes
表 3. 低压加热器解列放案

解列放案	阀门				隔离管线	加热器
	a	b	c	d		
A	ON	OFF	ON	OFF	L1	LP3
B	OFF	ON	OFF	ON	L2, L3	LP2, LP1
C	OFF	ON	ON	OFF	L1, L2, L3	LP3, LP2, LP1

5.1. 低压给水加热器解列

如图 1 所示，ACP100 二回路共有三台低压加热器，其中 1，2 号为复合式加热器。图 18 为低压加热器系统简化结构示意图。

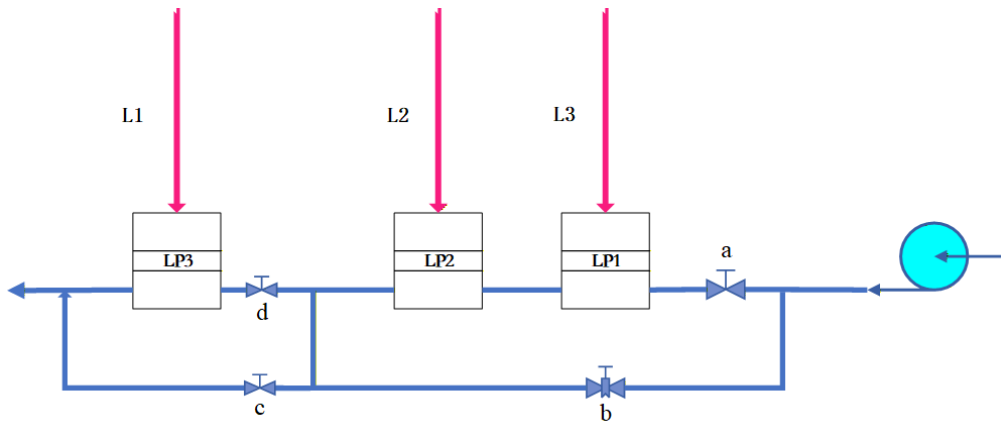


Figure 18. Schematic diagram of low-pressure heater system
图 18. 低压加热器示意图

针对低压给水加热器解列工况,根据其运行特征设计了三种解列方案。如表 3 所示。以方案 A 为例,当 LP3 解列时,只要将 L1 管线进行隔离,同时关闭阀门 b 和 d,使凝结水绕过 LP3。

低压给水加热器解列前,二回路其它系统均正常运行。当解列时,系统会调节凝结水流量,并隔离相应的低压缸抽汽管线。以上动作凝结水温度发生变化,从而对除氧器的压力造成影响。同时系统会调节高压缸抽汽流量,确保除氧器恒压运行。三种解列方案在 100 s 开始执行。

图 19 显示为三种解列方案下凝结水流量和除氧器压力变化。当低压加热器解列时,系统会根据不同的解列方案调节不同的凝结水流量。当凝结水流量减少会导致除氧器压力的下降。为了维持除氧器压力稳定,根据方案需要增加高压缸抽汽流量。图 20 显示了三种解列方案下的高压缸抽汽流量和凝结水温度。同时还和 100% FP 工况进了对比,结果显示当 LPH1 和 LPH2 同时解列时,其对二回路的负荷影响较低。如图 21 所示低压加热器解列时给水温度的变化,随着高压缸抽汽流量的增加,除氧器压力和给水温度也逐渐上升并恢复稳定。

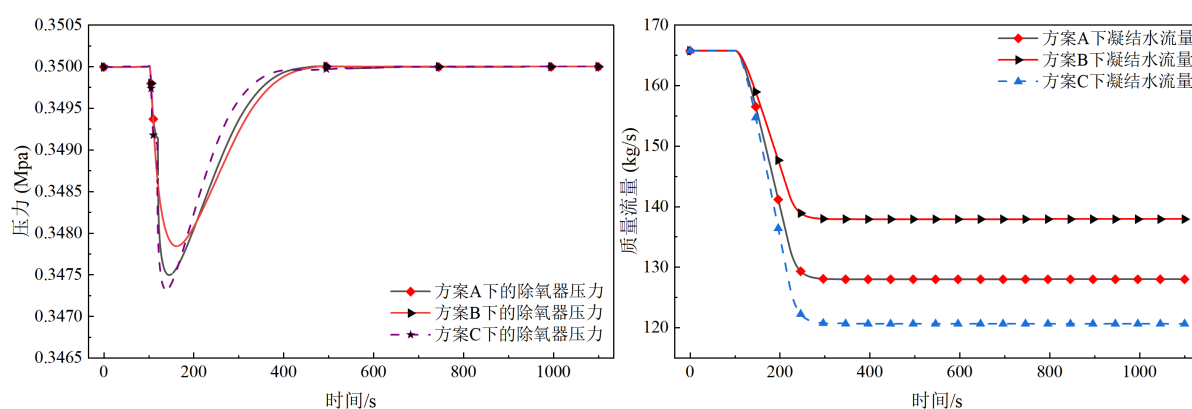


Figure 19. Deaerator pressure and condensate flow during the disconnection of low-pressure heaters

图 19. 低压加热器解列时除氧器压力和凝结水温度

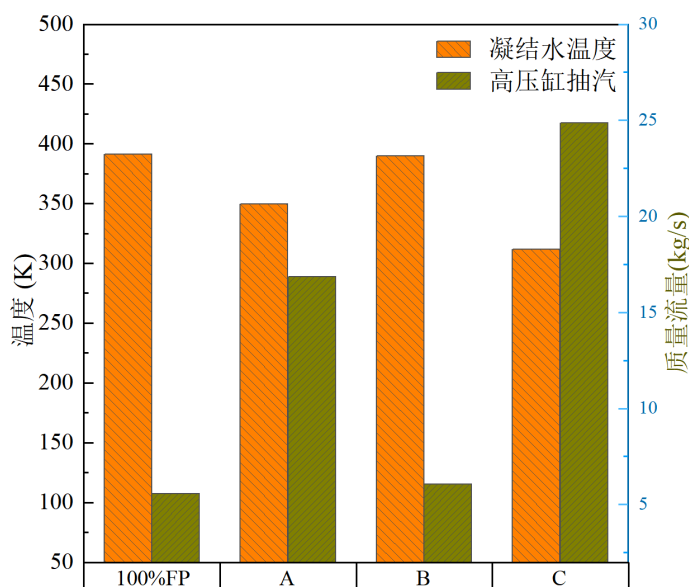


Figure 20. Comparison of parameters among three splitting schemes and 100% FP

图 20. 三种解列方案与 100% FP 参数对比

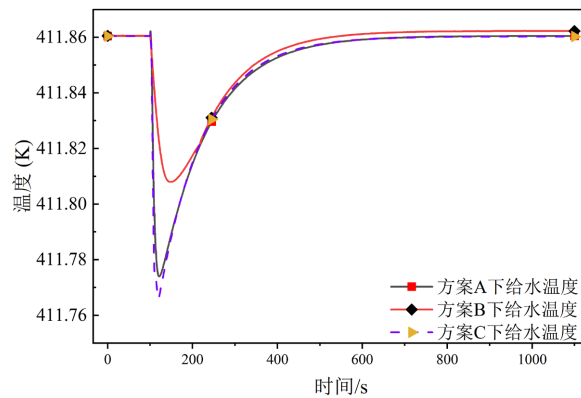


Figure 21. Feedwater temperature during the disconnection of low-pressure heaters
图 21. 低压加热器解列时给水温度变化

通过对上述变化的分析可知，当低压加热器全部解列时，由于所有抽汽管线的隔离和凝结水流量的下降，导致除氧器压力的变化更迅速。方案 A 和 B 对比发现，LPH3 解列时所需的高压缸保压流量最多，比其多出约 178.45%。其隔离会导致进入除氧器的冷凝水的温度大幅度下降，从而引发最显著的热瞬变现象，需要更多的高压蒸汽进行调节，给控制系统带来了最大压力。结合实际运行分析，三台低压加热器同时解列的事故概率极低，因此在日常维修检查中，需要对 LP3 运行状态加以观察。

5.2. 单列循环水泵故障

ACP100 循环水系统共有两台循环水泵，当 B 循环水泵跳泵，A 循环水泵正常运转，其它调节系统均正常运行。

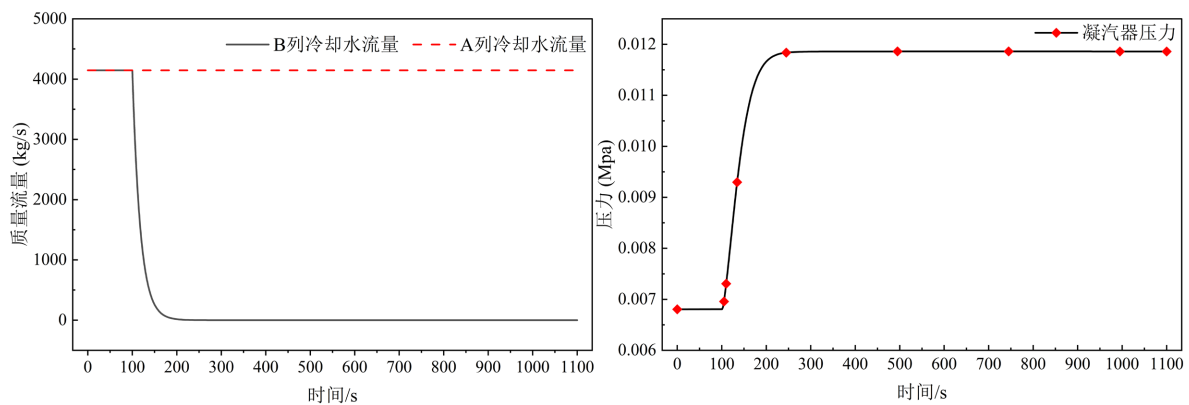


Figure 22. Cooling water flow, pressure of the condenser during the tripping of circulating pump
图 22. 一台循环水泵跳泵时冷却水流量和凝汽器压力

图 22 显示在 100 s 时 B 泵跳泵后的循环水流量和凝汽器压力的变化。B 泵跳泵后，B 列循环冷却水流量逐渐减少，导致冷凝器的冷却能力下降，冷凝器的运行压力便会随之上升。为了避免跳泵导致凝结水温度过高，因此在触发跳泵信号时，就立刻采取降低低压缸的 L3 抽汽流量的措施。因为凝汽器热惯性较大，因此跳泵后，进入低压加热器的凝结水温度不会立刻发生变化。而低压缸抽汽流量的减少会立刻影响加热效果，因此会导致经过低压加热器的凝结水温度下降，但随着凝汽器内部温度上升而回恢复。该变化趋势如图 23 所示。

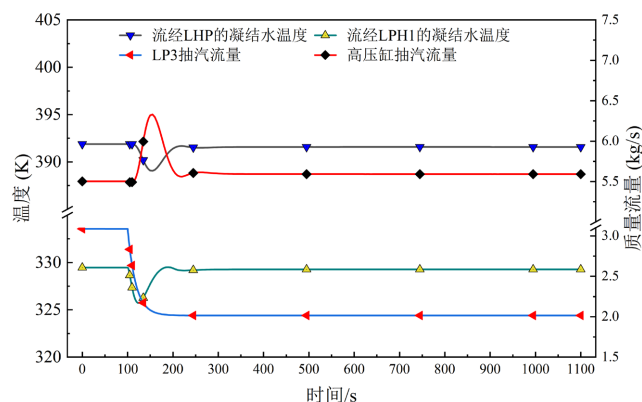


Figure 23. Extraction steam flow, reheat water temperature during the tripping of circulating pump
图 23. 单列循环水泵跳泵时汽轮机低压缸抽汽流量和流经 LPH 的凝结水温度

图 24 显示了一台循环水泵跳泵后的除氧器内平均压力和给水温度的变化。当进入除氧器的凝结水温度降低时，会导致除氧器压力和给水温度也会同时下降。此时根据除氧器运行方案，高压缸抽汽流量会逐渐升高，用以维持除氧器压力稳定。随后，当进入除氧器的凝结水温度上升时，高压缸抽汽流量逐渐减小，直至除氧器压力和给水温度恢复稳定。

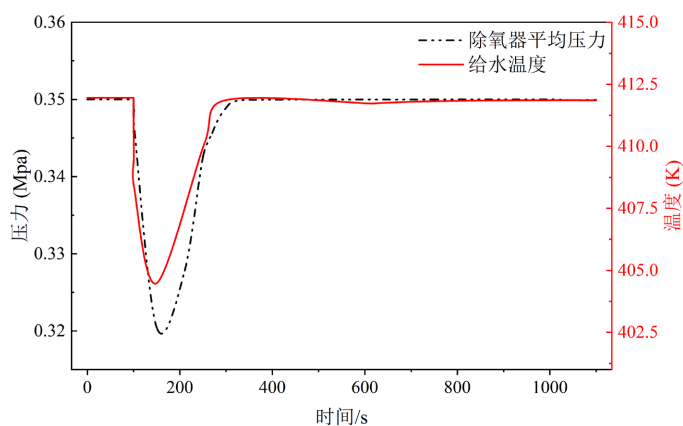


Figure 24. Average pressure of DTR and feedwater temperature during the tripping of circulating pump
图 24. 循环泵跳闸期间除氧器平均压力与给水温度

6. 结论

本文根据 ACP100 机组系统特点，建立二回路系统模型和除氧器稳压运行仿真方案。通过稳态和瞬态工况的模拟验证了所建模型的有效性。

根据对除氧器结构和传热过程的分析，本文建模时将除氧器划分成三个不同的传热区，并通过三个区的平均压力和设定值之间的偏差实现对除氧器压力和给水温度的控制。仿真分析结果表明，该方案在机组功率变化和二回路设备出现异常工况时，能有效的维持除氧器的压力和给水温度的稳定，验证了在单模块机组中除氧器稳压运行的可行性。

通过对机组事故分析，表明循环水泵跳泵事故和低压给水加热器解列会除氧器压力和给水温度产生较大影响。而在低压给水加热器异常工况时，LP3 加热器解列对除氧器和二回路系统造成比较大的影响，因此当该机组后续运行时，应重点关注 LP3 加热器的运行状态。

参考文献

- [1] Ding, W., Zhang, K., Zhang, D., Chen, R., Ju, Z., Xu, C., *et al.* (2023) Analysis of Thermal Hydraulic System Code LOCUST V1.2 with ECC Thermal Mixing Test Facility. *International Journal of Advanced Nuclear Reactor Design and Technology*, **5**, 115-122. <https://doi.org/10.1016/j.jandt.2023.10.001>
- [2] Yao, S., Zhang, W., Xu, L., Du, X. and Wei, H. (2024) Theoretical Modeling and Investigation of the Influence of Deaerator on the Transient Process in Power Plants. *Applied Energy*, **376**, Article 124342. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124342>
- [3] Wang, S. (2024) Research on Modeling and Simulation of ACP100 Nuclear Power Plant Secondary Circuit. Master's Thesis, North China Electric Power University. (In Chinese)
- [4] Alobaid, F., Ströhle, J., Epple, B. and Kim, H. (2009) Dynamic Simulation of a Supercritical Once-Through Heat Recovery Steam Generator during Load Changes and Start-Up Procedures. *Applied Energy*, **86**, 1274-1282. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.013>
- [5] Vivtor, H.R. (1989) Two-Phase Flows for Presentation. U.S. Department of Energy.
- [6] Awad, M.M. (2013) Comments on “Analyses of Single- and Two-Phase Flow Pressure Drops in Helical Pipes Using a Modified RELAP5 Code”. *Nuclear Engineering and Design*, **265**, Article 63. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2013.08.053>
- [7] Dong, Z., Pan, Y., Zhang, Z., Dong, Y. and Huang, X. (2018) Dynamical Modeling and Simulation of the Six-Modular High Temperature Gas-Cooled Reactor Plant HTR-PM600. *Energy*, **155**, 971-991. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.056>
- [8] Abbasi, S. and Hadad, K. (2012) Analysis of the Loss of Heat Sink Transients in the Secondary Circuit of a VVER-1000 Using RELAP5/MOD3.2. *Annals of Nuclear Energy*, **47**, 28-37. <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2012.04.003>