

文章编号:1006-2467(2021)04-0444-11

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2020.033

考虑给水泄漏的锅炉升负荷仿真及其可靠性

倪 何¹, 覃海波², 郑奕杨¹

(1. 海军工程大学 动力工程学院, 武汉 430033; 2. 海军航空大学青岛校区, 山东 青岛 266041)

摘 要: 针对常规蒸汽动力系统在锅炉升负荷过程中, 由于给水卸载管路泄漏导致的锅炉失水和泵汽蚀问题, 采用基于残差修正的差异演化算法辨识获得增压泵和给水泵各级叶轮的扬程-流量-转速模型, 采用机理建模方法建立给水系统管路和阀门的流量-阻力模型、工质参数计算模型以及给水卸载调节阀的性能退化模型. 在此基础上, 对锅炉升负荷过程进行了仿真研究, 获得了给水系统主要参数在不同给水卸载流量下的变化情况, 发现给水卸载管路调节阀的性能退化是导致锅炉升负荷过程中锅炉失水和泵汽蚀的主要原因之一. 为进一步明确给水系统的性能可靠性随工作时间的退化规律, 采用数学模型与 Monte Carlo 随机抽样的联合仿真方法, 对某型船用给水系统在锅炉升负荷过程的性能可靠性进行了仿真研究, 获得了该型锅炉在总体性能可靠度变化和给水卸载管路调节阀的性能可靠寿命. 研究成果揭示了一种蒸汽动力系统特有故障的故障机制及其退化规律, 具有一定的理论创新和工程应用价值.

关键词: 锅炉升负荷过程; 给水泄漏; 仿真; 性能可靠性

中图分类号: TK 229.5; TP 391.9

文献标志码: A

Simulation and Performance Reliability of Boiler Load Raising Process Considering Leakage of Feed Water

NI He¹, QIN Haibo², ZHENG Yiyang¹

(1. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. Qingdao Branch of Naval Aviation University, Qingdao 266041, Shandong, China)

Abstract: In response to the problems of boiler low water level and pump cavitation caused by the leakage of feedwater unloading pipeline in the process of boiler load raising of the conventional steam power system, the relational model of water-lift, mass flow, revs of booster pump, and each impeller of the feedwater pump are identified by using a differential evolution algorithm based on residual correction. The relational model of mass flow and resistance of feedwater pipelines and valves, the calculational model of working fluid parameters in feedwater system, and the performance degradation model of feedwater unloading control valve are established by using be mechanism modeling method. On this basis, the process of boiler load raising is simulated, and the main parameters of feedwater system are obtained at different feedwater unloading flow rates. It is found that the performance degradation of the control valve of the feedwater unloading pipeline is one of the main causes for boiler water low level and pump cavitation

收稿日期:2020-02-03

基金项目:中国国家自然科学基金面上资助项目(51179196)

作者简介:倪 何(1982-),男,湖北省武汉市人,副教授,现主要从事船舶动力系统的设计、优化与科学管理研究.

电话(Tel.):13871124621;E-mail: elegance2006@sina.com.

in the process of boiler load raising. In order to further clarify the degradation rule of the performance reliability of the feedwater system with the working time, a simulation method integrating the mathematical model and Monte Carlo random sampling is adopted to the performance reliability simulation of a certain type of marine water supply system in the process of boiler load raising. Thus the whole performance reliability changes of this boiler and the performance reliability life of this feedwater unloading control valve are obtained. The research results reveal the mechanism and degeneration rule of a unique fault of the steam power system, which has certain theoretical and engineering application value.

Key words: boiler load raising process; feedwater leakage; simulation; performance reliability

给水系统是常规蒸汽动力系统中保证锅炉上水、维持热力循环的重要辅助系统,其运行状态直接关系到整个动力系统的运行稳定性和安全性。

常规蒸汽动力系统的给水系统主要由除氧器、增压泵、给水泵以及众多的管路、阀门等部件组成,设备之间的耦合关系较为复杂,根据国内外热电厂、化工企业以及常规蒸汽动力船舶的实际使用情况,给水系统是常规蒸汽动力系统中较容易出现参数扰动和调节失效的环节,进而导致各种故障的发生。特别是在锅炉快速升负荷过程中,往往由于给水泵不能快速响应蒸发量快速增加的需求或给水系统中某个调节阀的性能退化导致锅炉失水、泵汽蚀等故障。所以,对给水系统在锅炉升负荷过程中的运行可靠性进行分析和预报,对于深入掌握常规蒸汽动力系统的运行特性,避免各类故障损失,具有重要的应用价值。

目前,对于给水系统的运行特性及其影响的研究主要集中在发电^[1-5]和船舶动力^[6-8]领域。王挺等^[1]和彭明民等^[2]针对可能会导致核电站给水系统水量突变的瞬态工况进行了分析和预报,为系统的安全管理提供了建议。Szapajko等^[3]对热电联产机组的汽水循环过程进行了数学建模,并对典型工况下的机组瞬态响应特性进行了仿真分析。Kajal^[4]以印度国家火力发电厂发电机组为对象,采用可靠性逻辑框图构建了给水系统的可用度仿真模型。成守宇等^[5]以某核电厂机组为对象,利用 Topmeret 仿真平台构建了凝给水系统的全系统多组分非热平衡计算模型,并对系统的稳态特性和发电机组甩负荷特性进行了仿真研究。孙雅慧^[6]以某船用蒸汽动力装置为对象,构建了凝给水系统的稳态仿真模型,计算获得了不同设计工况下凝水泵与增压泵的叶轮入口压力,并与相应入口温度下的饱和压力进行对比,验证了凝给水系统管路设计的合理性。覃海波等^[7]通过潜在通路分析技术研究了某型船用蒸汽动力装置中高温除氧水泄漏对凝水泵启动过程的影响,建

立了凝给水系统的性能退化模型,并对典型任务剖面下凝给水系统的性能可靠性进行了仿真研究。周红^[8]针对某型船用核动力装置在快速变负荷过程中冷凝器和除氧器水位波动大的问题,建立了给水系统的全工况仿真模型并利用模型进行了协调控制研究,初步解决了冷凝器水位和除氧器水位的调控问题,有效提高了给水系统的负荷跟随能力。上述研究大多是从给水系统中各设备的耦合关系出发,分析了系统整体的稳态或者瞬态特性,但没有涉及到具体设备故障或者性能退化过程对系统运行特性和性能可靠性的影响。

本文以给水卸载管路泄漏这一常见故障为例,开展锅炉升负荷过程的动态特性及其性能可靠性研究。首先,借鉴相关文献的研究方法和已有研究成果,建立给水系统主要部件模型和给水卸载调节阀性能退化模型;然后,以某型船用蒸汽动力系统为对象,基于 SimuWorks 仿真平台开展在不同给水卸载流量下的锅炉升负荷过程仿真研究,获得锅炉水位、给水压差、锅炉上水阀开度、给水泵转速、给水泵流量以及增压泵和给水泵入口、出口工质状态参数的变化情况;最后,以随工作时间退化的调节阀节流能力为输入,对给水系统在锅炉升负荷过程中的性能可靠性进行仿真研究,计算获得给水系统在给水卸载管路调节阀性能退化影响下总体性能可靠度的退化规律和给水卸载管路调节阀的性能可靠寿命。

1 给水卸载管路漏泄对锅炉升负荷的影响分析

某型船用常规蒸汽动力装置的给水系统如图 1 所示。该系统主要由除氧器、两台增压泵、两台给水泵、两个增压泵入口闸阀(V_1 和 V_2)、两个给水泵出口闸阀(V_3 和 V_4)、给水卸载调节阀(V_5)、锅炉上水调节阀(V_6)和管路系统等组成,构成两个并联的锅炉上水通道,两个通道互为备用,规定一组增压-给水泵和阀门工作时用,另一组作为备用。其中,增压

泵为单级立式离心泵(ZY_1 和 ZY_2),给水泵为3级立式离心泵(第1~3级叶轮编号分别为 GS_{11} 、 GS_{12} 、 GS_{13} 与 GS_{21} 、 GS_{22} 、 GS_{23}),增压泵入口闸阀为手动阀,给水泵出口闸阀为单向止回阀,为提高切换过程的时效性,备用泵组的阀门通常保持常开状态。

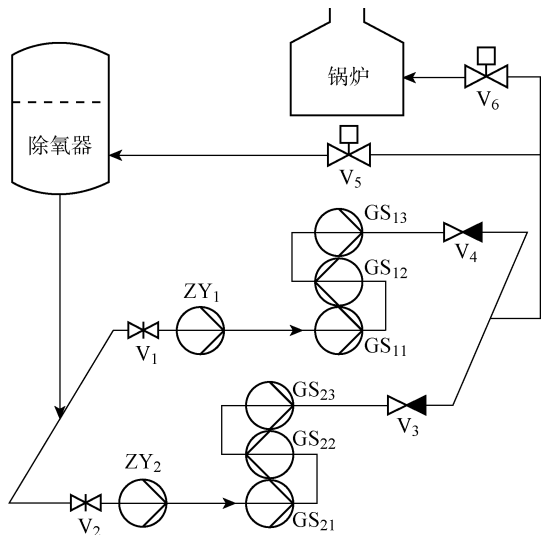


图1 某型船用给水系统结构简图

Fig. 1 Structure diagram of a certain marine feedwater system

在系统正常工作时,增压泵用于提高给水泵的进口压力,防止给水泵进口叶轮发生汽蚀;而给水泵会以较高的转速工作以获得较高的扬程,将给水大幅增压后经给水泵出口闸阀和锅炉上水调节阀送至锅炉。由于给水泵的工作转速较高,因此水泵叶轮与给水的摩擦非常剧烈。当锅炉上水量较大时,这些因摩擦而产生的热量可通过给水带走,不会造成给水泵超温;但当锅炉上水量较少时,尤其是当锅炉运行于高参数低工况状态时,锅炉蒸发所需的给水量并不能有效冷却给水泵,此时就需要通过卸载管路将一部分给水泄放回除氧器来增大通过给水泵的给水量,以冷却叶轮因摩擦产生的热量,防止给水泵超温。给水卸载量的调节通过给水卸载管路上的卸载调节阀实现,该调节阀为带节流圈的液压闸阀,当锅炉负荷小于 $(45 \pm 2)\%$ 额定负荷时自动打开,反之关闭,全开时的设计流通能力为 $0.225q_m^r$ (q_m^r 为给水泵的额定流量)。然而,随着系统运行时间的累积,由于高温高压给水的不断冲蚀和阀门开关过程的机械磨损,阀门的节流能力会不断下降,甚至出现泄露。此时,部分本该用于锅炉上水的给水将经由给水卸载管路返回除氧器,导致相同泵转速和上水阀开度下的锅炉上水量减小,锅炉水位降低。为了满足锅炉的正常上水需求,锅炉水位调节器将自动开大上水阀,

进而导致给水压差下降。为保证规定的给水压差,在给水压差调节器作用下,给水机组转速将升高,增压泵和给水泵发生汽蚀的风险也随之增大。

通过上述影响分析可知,给水卸载调节阀性能退化导致的给水卸载管路泄漏将显著降低锅炉水位控制和给水系统本身运行的稳定性。如果此时进行锅炉升负荷操作,给水系统极易由于锅炉给水需求量的快速上升而出现调节失效,导致锅炉失水、泵汽蚀等故障,进而影响到整个动力系统的安全使用。

2 主要模型

在SimuWorks仿真平台^[9]上对如图1所示的某型给水系统进行模块化建模,其模块组成和变量的接口关系如图2所示。其中: $k_{v1} \sim k_{v6}$ 为阀门 $V_1 \sim V_6$ 的开度; $p_{vot1} \sim p_{vot6}$ 为阀门 $V_1 \sim V_6$ 的出口压力; λ_{zyin1} 、 λ_{zyin2} 和 λ_{gsin1} 、 λ_{gsin2} 为1号、2号增压泵和1号、2号给水泵入口管路的沿程阻力系数; λ_{gsxz} 为给水卸载管路的沿程阻力系数; q_m^{zy1} 、 q_m^{zy2} 和 q_m^{gs1} 、 q_m^{gs2} 为1号、2号增压泵和1号、2号给水泵的质量流量; α_{zyin1} 、 α_{zyin2} 和 α_{gsin1} 、 α_{gsin2} 为1号、2号增压泵和1号、2号给水泵入口管路的换热系数; α_{gsot1} 、 α_{gsot2} 为1号、2号给水泵出口管路的换热系数; p_{zyin1} 、 p_{zyin2} 和 p_{zyot1} 、 p_{zyot2} 为1号、2号增压泵的进口和出口压力; T_{zyin1} 、 T_{zyin2} 和 T_{zyot1} 、 T_{zyot2} 为1号、2号增压泵的进口和出口温度; p_{gsin1} 、 p_{gsin2} 、 p_{gsin3} 和 p_{gsin21} 、 p_{gsin22} 、 p_{gsin23} 为1号、2号给水泵第1~3级叶轮的进口压力; T_{gsin1} 、 T_{gsin2} 、 T_{gsin3} 和 T_{gsin21} 、 T_{gsin22} 、 T_{gsin23} 为1号、2号给水泵第1~3级叶轮的进口温度; p_{gsot13} 、 p_{gsot23} 和 T_{gsot13} 、 T_{gsot23} 为1号、2号给水泵第3级叶轮的出口压力和温度; q_m^{gb1} 、 q_m^{gb2} 为1号、2号给水泵出口管上水流量; q_m^{xz} 和 q_m^b 为给水卸载流量和锅炉进水流量; p_{zg} 为锅炉上水总管压力; p_b 为锅炉汽包压力; p_d 为除氧器压力; T_{cy} 为除氧器给水温度; l_{bw} 为锅炉水位; S_{dz} 为除氧器到增压泵入口的相对高度差; S_{zg} 为增压泵出口到给水泵入口的相对高度差; S_{gb} 为给水泵出口到锅炉汽包的相对高度差; n_1 和 n_2 为1号和2号给水机组转速。

2.1 增压泵和给水泵的扬程-流量-转速模型

在增压泵和给水泵整体出厂试验数据的基础上,采用基于残差修正的差异演化算法^[10-13],辨识获得的增压泵和给水泵各级叶轮的扬程-流量-转速模型,如下式所示:

$$\frac{H_{zy}}{H_{zyr}} = \frac{3}{50} \sin \left\{ \sin \left\{ \sin \left\{ 0.1265 - \frac{q_m^{zy}}{98.6} - \sin \left[\left(\frac{5n}{18} - 0.67 \right) \left(\frac{5n}{18} - 4.053 \right) \right] - 5.356 \right\} \right\} \right\} +$$

2.2 管路和阀门的流量-阻力模型

2.2.1 管路 圆形管路的流量-阻力模型如下式所示:

$$\Delta p_{\text{pip}} = \frac{\lambda L_{\text{pip}} q_m^{\text{pip}^2}}{19.74 r_{\text{pip}}^5 [\rho_w - x_{\text{pip}}(\rho_w - \rho_v)]} \quad (5)$$

式中: Δp_{pip} 为管路压力损失; L_{pip} 和 r_{pip} 为管路的有效长度和半径; q_m^{pip} 为管路流量; ρ_w 和 ρ_v 为水与饱和蒸汽的密度; x_{pip} 为管路中工质的平均质量含汽率; λ 为管路沿程阻力系数, 无量纲, 可由 Haaland 模型^[14-15] 计算获得, 如下式所示:

$$\lambda = \frac{1}{3.24} \lg^{-2} \left[\left(\frac{Ra}{7.4r} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (6)$$

式中: Ra 为管路的粗糙度; Re 为管内工质流动的雷诺数。

2.2.2 阀门 采用均相流模型计算阀门的流量-阻力特性^[16], 其表达式为

$$\Delta p_{\text{val}} = \frac{\xi_{\text{val}} q_m^{\text{val}^2}}{19.74 \rho_w r_{\text{val}}^4} \left[1 + x_{\text{val}} \left(\frac{\rho_w}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (7)$$

式中: Δp_{val} 为阀门压力损失; q_m^{val} 为阀门流量; r_{val} 为阀门流通部分的有效半径; x_{val} 为阀门中工质的质量含汽率; ξ_{val} 为阀门局部阻力系数, 无量纲, 可由下式计算获得^[7]:

$$\xi_{\text{val}} = \left[1 + C \frac{x_{\text{val}}(1 - x_{\text{val}})(1 + \rho_w/\rho_v) \sqrt{1 - \rho_v/\rho_w}}{1 + x_{\text{val}}(\rho_w/\rho_v - 1)} \right] \xi \quad (8)$$

式中: C 为阀门系数, 与阀门类型有关, 阀门为闸阀时取 0.5; ξ 为 25 °C 时水流过阀门的标准阻力系数。

2.3 工质状态参数计算模型

2.3.1 工质比焓 增压泵入口的给水比焓主要由除氧器参数和管道散热决定, 可由下式计算获得:

$$m_{\text{zyin}} dh_{\text{zyin}}/dt = q_m^{\text{zy}} h_{\text{cy}} - \Phi_{\text{zyin}} \quad (9)$$

式中: m_{zyin} 为增压泵入口蓄水质量; h_{cy} 和 h_{zyin} 为来自除氧器的给水比焓和增压泵入口给水比焓; t 为系统运行时间; Φ_{zyin} 为增压泵进口管路的散热量, 可由下式计算获得:

$$\Phi_{\text{zyin}} = \alpha_{\text{zyin}} q_m^{\text{zy}^{0.8}} A_{\text{zyin}} [(T_{\text{cy}} + T_{\text{zyin}})/2 - T_0] \quad (10)$$

式中: A_{zyin} 为增压泵进口管路的外表面换热面积; α_{zyin} 为增压泵进口管路与环境的换热系数; T_{cy} 、 T_{zyin} 、 T_0 分别为除氧器的给水温度、增压泵入口水温 and 环境温度。

在给水流经增压泵后, 由于叶轮的摩擦, 给水温度将上升, 其出口比焓可由下式计算获得:

$$m_{\text{zyot}} dh_{\text{zyot}}/dt = q_m^{\text{zy}} h_{\text{zyin}} + E_{\text{zy}} \quad (11)$$

式中: m_{zyot} 为增压泵出口的蓄水质量; h_{zyot} 为增压泵出口给水比焓; E_{zy} 为给水流经增压泵时由摩擦吸收

的热量; Φ_{zy} 为给水流经增压泵时由于摩擦吸收的热量, 可由下式计算获得:

$$\Phi_{\text{zy}} = f_{\text{zy}} \rho_w q_m^{\text{zy}} H_{\text{zy}} g [1 - x_{\text{zy}} (1 - \rho_v/\rho_w)] \quad (12)$$

式中: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 为重力加速度; f_{zy} 为增压泵摩擦因数; x_{zy} 为增压泵入口工质的质量含汽率。

与增压泵类似, 在考虑管路散热和各级叶轮的摩擦损失后, 给水泵各级叶轮入口和出口的给水比焓可由下式计算获得:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{gsin1}} dh_{\text{gsin1}}/dt &= q_m^{\text{gs}} h_{\text{zyot}} - \Phi_{\text{gsin}} \\ m_{\text{gs12}} dh_{\text{gsot1}}/dt &= q_m^{\text{gs}} h_{\text{gsin1}} + \Phi_{\text{gs1}} \\ m_{\text{gs23}} dh_{\text{gsot2}}/dt &= q_m^{\text{gs}} h_{\text{gsin2}} + \Phi_{\text{gs2}} \\ m_{\text{gsot3}} dh_{\text{gsot3}}/dt &= q_m^{\text{gs}} h_{\text{gsin3}} + \Phi_{\text{gs3}} \\ h_{\text{gsin2}} &= h_{\text{gsot1}}, \quad h_{\text{gsin3}} = h_{\text{gsot2}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: m_{gsin1} 、 m_{gs12} 、 m_{gs23} 、 m_{gsot3} 分别为给水泵第 1 级叶轮入口、第 1 和第 2 级叶轮之间、第 2 和第 3 级叶轮之间以及第 3 级叶轮出口的蓄水质量; h_{gsin1} 、 h_{gsin2} 、 h_{gsin3} 分别为给水泵第 1~3 级叶轮入口的给水比焓; h_{gsot1} 、 h_{gsot2} 、 h_{gsot3} 分别为给水泵第 1~3 级叶轮出口的给水比焓; Φ_{gsin} 、 Φ_{gs1} 、 Φ_{gs2} 、 Φ_{gs3} 分别为给水泵进口管路的散热量以及给水泵第 1~3 级叶轮的摩擦产热量, 可由下式计算获得:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{\text{gsin}} &= \alpha_{\text{gsin}} q_m^{\text{gs}^{0.8}} A_{\text{gsin}} [(T_{\text{zyot}} + T_{\text{gsin}})/2 - T_0] \\ \Phi_{\text{gs1}} &= f_{\text{gs1}} \rho_w q_m^{\text{gs}} H_{\text{gs1}} g [1 - x_{\text{gs1}} (1 - \rho_v/\rho_w)] \\ \Phi_{\text{gs2}} &= f_{\text{gs2}} \rho_w q_m^{\text{gs}} H_{\text{gs2}} g [1 - x_{\text{gs2}} (1 - \rho_v/\rho_w)] \\ \Phi_{\text{gs3}} &= f_{\text{gs3}} \rho_w q_m^{\text{gs}} H_{\text{gs3}} g [1 - x_{\text{gs3}} (1 - \rho_v/\rho_w)] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中: A_{gsin} 为给水泵进口管路的外表面换热面积; α_{gsin} 为给水泵进口管路与环境的换热系数; T_{zyot} 、 T_{gsin} 分别为增压泵出口水温、给水泵入口水温; x_{gs1} 、 x_{gs2} 、 x_{gs3} 分别为给水泵第 1~3 级叶轮中工质的质量含汽率; f_{gs1} 、 f_{gs2} 、 f_{gs3} 分别为给水泵第 1~3 级叶轮的摩擦因数。

2.3.2 工质含汽率 在给水利载管路泄漏时, 由于流经增压泵和给水泵的给水流量增加, 管路和阀门的流动压力损失会增大, 导致增压泵和给水泵的入口压力降低, 在泵叶轮摩擦升温的综合作用下, 增压泵和给水泵可能会发生汽蚀。假设增压泵和给水泵叶轮入口与叶片前缘的压力相等, 则系统各处的质量含汽率可由下式计算获得:

$$x = \begin{cases} 0, & (h - h_w)/(h_v - h_w) \leq 0 \\ (h - h_w)/(h_v - h_w), & (h - h_w)/(h_v - h_w) > 0 \end{cases} \quad (15)$$

式中: h 、 h_w 和 h_v 分别为计算获得的工质比焓、对应压力下的饱和水比焓和饱和蒸汽比焓。

2.3.3 工质温度 工质温度主要用于计算管道的

散热量以及泵的汽蚀判断,可由通用公式计算获得,其表达式为

$$T = \begin{cases} h/c_w, & x \leq 0 \\ T^*, & x > 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中: c_w 为水的比热容; T^* 为对应压力下水和蒸汽的饱和温度。

2.4 调节阀性能退化模型

液压闸阀的节流能力在流体冲蚀作用下的退化过程一般服从定速退化规律,则 ξ 随 t 的退化模型如下式所示:

$$\left. \begin{aligned} \xi &\sim N(\mu(t), \sigma^2(t)) \\ \mu(t) &= \mu_0 - \mu_\xi t \\ \sigma^2(t) &= \sigma_0^2 + \sigma_\xi^2 t^2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: $\mu(t)$ 和 $\sigma(t)$ 为系统运行至时间 t 时,调节阀标准阻力系数的均值和标准差; μ_0 和 σ_0 为调节阀设计参数对应的阻力系数均值与标准差; μ_ξ 和 σ_ξ 为阻力系数均值与标准差的退化速率。

3 锅炉升负荷过程仿真

以某型船用蒸汽动力系统为对象,对较大和过量给水卸载量下,锅炉从 5%~85% 额定负荷的快速升负荷过程进行仿真研究. 仿真计算时取除氧器压力 $p_d=0.125\text{ MPa}$,除氧器给水温度 $T_{cy}=104\text{ }^\circ\text{C}$,除氧器到增压泵入口的相对高度差 $S_{dz}=9.7\text{ m}$,增压泵出口到给水泵入口的相对高度差 $S_{zg}=-0.25\text{ m}$,给水泵出口到锅炉汽包的相对高度差 $S_{gb}=-7\text{ m}$,仿真结果如下。

3.1 较大卸载量下的升负荷过程

假设给水卸载管路调节阀因性能退化出现阻力系数下降,给水卸载量由 $0.225q_m^r$ 增大至 $0.325q_m^r$ 。

此时,锅炉燃油流量调节阀按每秒 5% 的速度,由 10% 额定负荷快速上升到 90% 额定负荷. 在这一过程中,给水系统的主要参数变化情况如图 3~5 所示. 其中: D_b 为锅炉汽包的直径; Δp_{gs} 为锅炉给水压差; p_r 为锅炉汽包额定压力; n_r 为给水泵额定转速; h_{zyw} 为增压泵饱和水比焓; h_r 为额定工况下增压泵入口处工质比焓; p_{zyot} 为增压泵出口压力; p_{gsot} 为给水泵出口压力。

由图 3 可见,当 $t=75\text{ s}$ 时,锅炉水位下降至最小值 $0.190\ 2D_b$,水位最大波动幅度为 $-0.109\ 8D_b$. 按照该型锅炉监控系统的技术规格书,该型锅炉在变负荷过程中的水位波动应在 $\pm 0.1D_b$ 以内. 显然,在给水泵卸载量变大后,水位的波动幅度超过了控制要求,表明此时锅炉的水位调节能力已经有所退化. 这主要是因为当给水卸载管路调节阀节流能力下降后,部分本应进入锅炉的给水经卸载管路返回了除氧器,导致锅炉的实际上水量减小,锅炉不得不等待给水泵提速来补充这部分被额外卸载的给水. 需要注意的是,该型锅炉的低水位报警水位为 $0.18D_b$,因此卸载量进一步增大很有可能会导致锅炉的失水故障。

在整个升负荷过程中,锅炉上水阀开度和给水泵机组转速在锅炉水位和给水压差调节回路的作用下波动上升,以保证给水压差稳定,满足锅炉正常上水需求. 但是,当 $t=69\sim 112\text{ s}$ 时,给水压差连续出现了两次波动,第 1 次在 $t=69\sim 82\text{ s}$ 时,第 2 次在 $t=90\sim 112\text{ s}$ 时,这是因为在该时间段内增压泵发生了汽蚀。

通过对图 3~5 的数据分析可知,增压泵发生汽蚀的主要原因是当给水泵流量增大后,增压泵入口

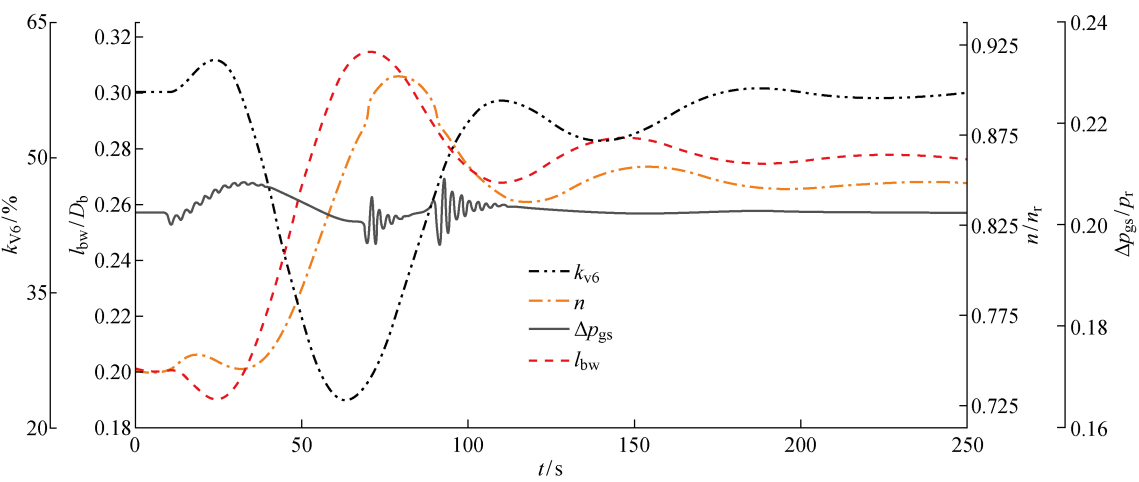


图 3 较大卸载量下升负荷过程的 k_{v6} 、 n 、 Δp_{gs} 、 l_{bw} 的变化

Fig. 3 Variations of k_{v6} , n , Δp_{gs} , and l_{bw} in process of load-raising at a larger unloading mass flow

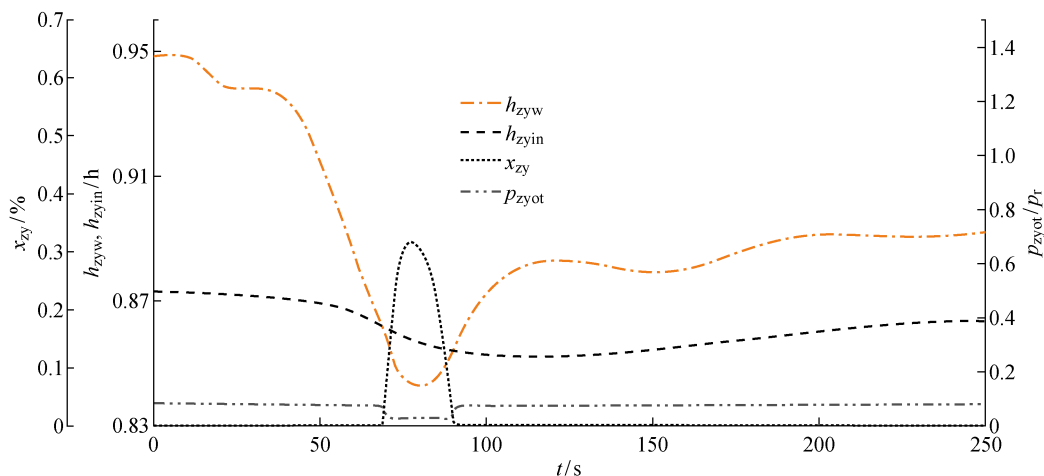


图 4 较大卸载量下降负荷过程的 h_{zyw} 、 h_{zyin} 、 x_{zy} 、 p_{zyot} 的变化

Fig. 4 Variations of h_{zyw} , h_{zyin} , x_{zy} , and p_{zyot} in process of load-raising at a larger unloading mass flow

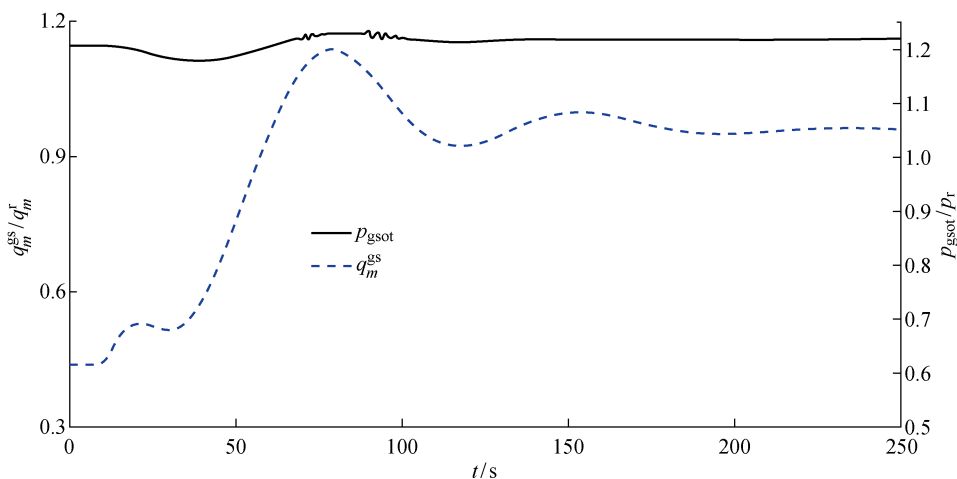


图 5 较大卸载量下降负荷过程的 p_{gst} 、 q_m^{gs} 的变化

Fig. 5 Variations of p_{gst} and q_m^{gs} in process of load-raising at a larger unloading mass flow

管的压力损失会增大而增压泵的入口压力将减小, 进而导致增压泵入口汽蚀余量降低. 当 $t=69$ s 时, 增压泵入口的饱和水比焓降至入口工质比焓以下, 此时给水在增压泵入口处出现闪蒸现象, 增压泵入口的质量含汽率增大, 增压泵出口压力下降, 导致给水泵出口压力下降, 给水压差减小; 在给水压差调节回路的作用下, 给水泵转速将上升以增大给水压差, 该调节过程会持续一段时间, 因此产生了给水压差的第 1 次波动. 当 $t=78\sim 90$ s 时, 随着给水压差的稳定, 给水泵转速下降、流量降低, 增压泵入口的压力也随之回升, 并在 $t=90$ s 时脱离汽蚀状态恢复正常运行. 在增压泵正常工作后, 增压泵的出口压力恢复, 由于此时锅炉的升负荷过程还没有结束, 给水压差在锅炉水位和给水压差调节回路的共同作用下, 出现了第 2 次波动.

3.2 过量卸载量下的升负荷过程

在同等条件下, 进一步减小给水卸载管路调节阀的阻力系数, 将给水卸载量由 3.1 节仿真实验中的 $0.325q_m^r$ 增大至 $0.75q_m^r$, 系统各参数的变化如图 6~8 所示. 其中: h_{gsin} 和 h_{gsw} 为给水泵第 1 级叶轮入口处的工质比焓和饱和水比焓; x_{gs} 为给水泵第 1 级叶轮入口的质量含汽率.

由图 6 可见, 由于给水卸载管路调节阀节流能力的进一步退化, 大量本该进入锅炉的给水经卸载管路回流至除氧器, 给水系统保持锅炉正常上水的能力被大大削弱. 当 $t=64$ s 时, 锅炉的最低水位降到 $0.1784D_b$, 而该型锅炉的低报警水位为 $0.18D_b$, 此时可以认为锅炉发生了失水故障. 为了弥补卸载量增大带来的给水缺失, 给水机组的初始转速由 3.1 节中的 $0.7439n_r$ 上升至 $0.7774n_r$ 以

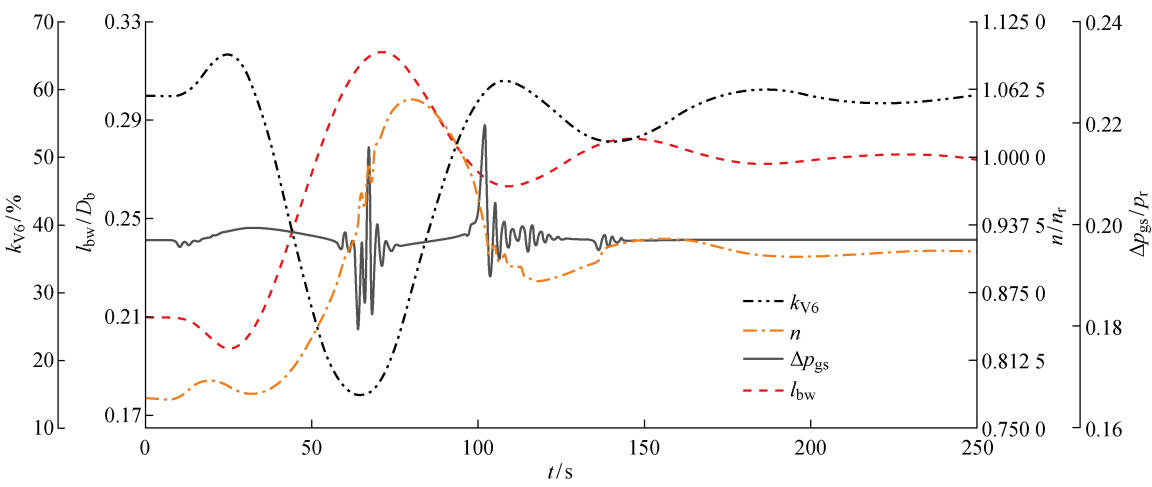


图 6 过量卸载量下升负荷过程的 k_{v6} 、 n 、 Δp_{gs} 、 l_{bw} 的变化

Fig. 6 Variations of k_{v6} , n , Δp_{gs} , and l_{bw} in process of load-raising at an excess unloading mass flow

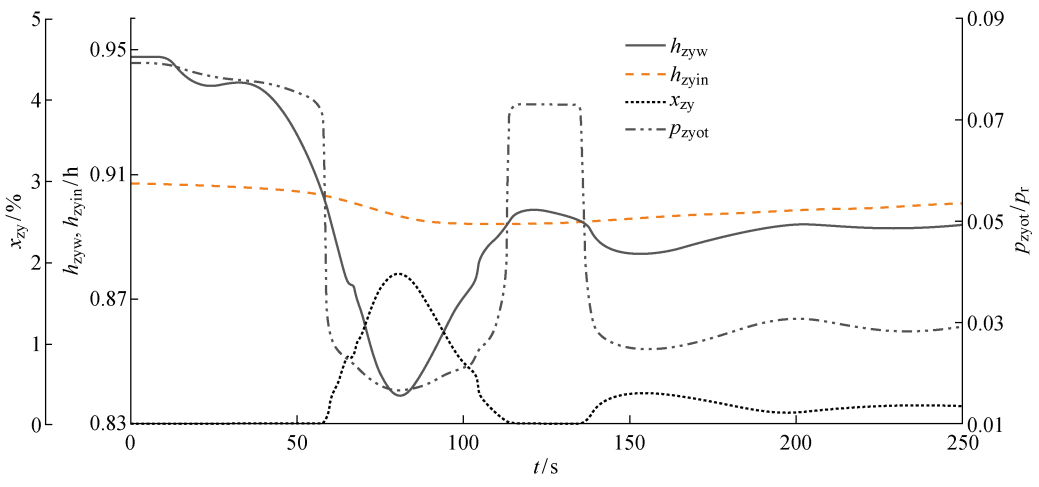


图 7 过量卸载量下升负荷过程的 h_{zyw} 、 h_{zyin} 、 x_{zy} 、 p_{zyot} 的变化

Fig. 7 Variations of h_{zyw} , h_{zyin} , x_{zy} , and p_{zyot} in process of load-raising at an excess unloading mass flow

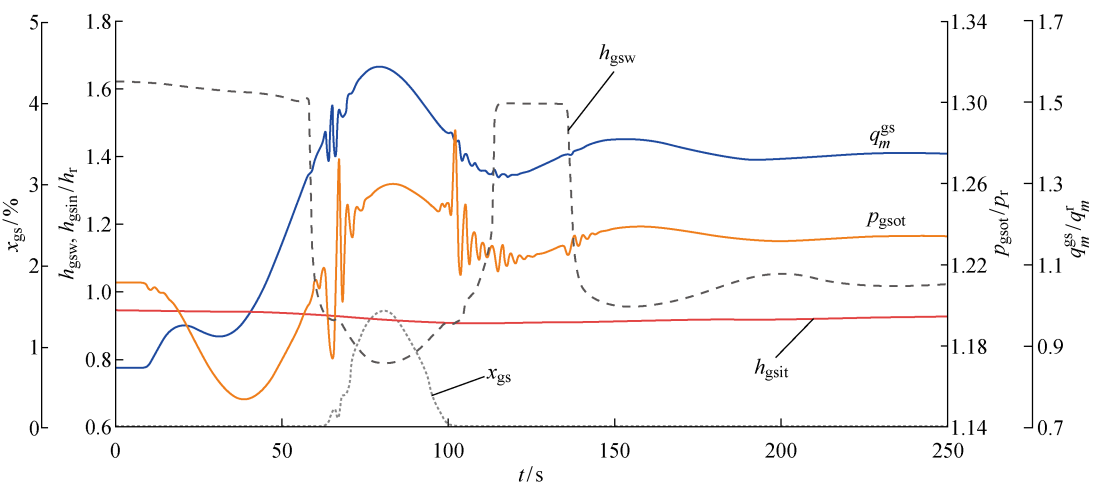


图 8 过量卸载量下升负荷过程的 h_{gs} 、 x_{gs} 、 h_{gsin} 、 p_{gsot} 、 q_m^{gs} 的变化

Fig. 8 Variations of h_{gs} , x_{gs} , h_{gsin} , p_{gsot} , and q_m^{gs} in process of load-raising at a larger unloading mass flow

增大给水泵流量,满足锅炉的正常上水.与 3.1 节的结果类似,当 $t=58\sim145$ s 时,给水压差连续出现了

两次波动,第 1 次在 $t=58\sim79$ s 时,第 2 次在 $t=92\sim145$ s 时.与 3.1 节的情况相比,两次波动的持

续时间都相对较长,且波动幅度相对较大.造成波动现象的原因同样是因为泵的汽蚀,但此时增压泵与给水泵的第 1 级叶轮同时发生了汽蚀.

通过对图 6~8 的数据分析可知,在发生汽蚀时,增压泵入口的质量含汽率要明显高于 3.1 节,导致增压泵的出口压力迅速下降.当 $t=63\text{ s}$ 时,给水泵第 1 级叶轮入口的饱和水比焓降至该处工质比焓之下,给水泵出现汽蚀,给水泵出口压力和流量发生波动.当 $t=79\sim 113\text{ s}$ 时,随着给水泵流量的减小,增压泵汽蚀得到缓解,其出口压力开始回升,使得给水泵第 1 级叶轮入口处的饱和水比焓开始增大,并在 $t=101\text{ s}$ 时升至该处工质的比焓之上,给水泵开始脱离汽蚀状态并逐渐恢复正常运行.随着增压泵出口压力的恢复,在锅炉水位和给水压差调节回路的共同作用下,给水压差出现第 2 次波动.

综上所述,随着给水卸载管路调节阀的性能退化,锅炉出现失水故障以及增压泵和给水泵出现汽

蚀故障的可能性都在不断增大,而且性能退化程度越大、故障现象越明显,系统的运行状态越差.

4 锅炉升负荷过程可靠性研究

采用数学模型与 Monte Carlo 随机抽样仿真相结合的方法,对锅炉升负荷过程中给水系统的性能可靠性进行研究.分析在给水卸载管路调节阀性能退化影响下,锅炉失水和增压泵、给水泵汽蚀等故障的发生规律,并由此计算给水系统的总体性能可靠度和给水卸载调节阀的性能可靠寿命.

4.1 仿真结果及故障规律分析

当锅炉最低水位低于 $0.18D_b$ 或增压泵入口质量含汽率大于 0.02% 或给水泵第 1 级叶轮入口质量含汽率大于 0.01% 时,认为给水系统出现故障.取 $t=[0\tau,32\tau](\tau$ 为锅炉定期保养的时间间隔),经 1 000 次仿真,统计出给水系统各类故障及其组合的出现次数随 t 的变化情况,如表 1 所示.

表 1 给水系统故障次数随运行时间的变化
Tab. 1 Failure times of feedwater system with operation time

t/τ	仅增压 泵汽蚀	仅给水 泵汽蚀	仅锅炉 失水	仅增压泵和给水泵 汽蚀,锅炉不失水	仅增压泵汽蚀和锅炉 失水,给水泵不汽蚀	仅给水泵汽蚀和锅炉 失水,增压泵不汽蚀	三者同 时出现
0~17	0	0	0	0	0	0	0
18	3	0	2	0	6	0	0
20	19	0	8	0	38	0	0
22	35	0	90	0	135	0	0
24	22	0	166	0	240	6	20
26	15	0	238	0	321	18	89
28	2	0	216	0	422	42	128
30	0	0	132	0	315	22	415
32	0	0	48	0	170	12	694

由表 1 可知,给水系统在锅炉升负荷过程中由于给水卸载管路调节阀性能退化而出现的故障有如下规律:

- (1) 增压泵汽蚀和给水泵汽蚀都可能导致锅炉失水,而且在两台泵同时汽蚀时,锅炉必然失水;
- (2) 根据仿真结果,增压泵最早于 $t=18\tau$ 时出现汽蚀故障,而给水泵汽蚀最早于 $t=24\tau$ 时才出现汽蚀故障,这说明增压泵相对于给水泵更容易发生汽蚀;
- (3) 单一的给水泵汽蚀故障不会出现,给水泵汽蚀必然伴随着锅炉失水;
- (4) 随着系统运行时间的累积,单一和任意两两组合故障出现的次数均呈现先增大后减小的趋

势,而三类故障同时出现的次数则迅速增大.

4.2 给水系统总体性能可靠度

根据表 1 给出的给水系统故障次数随系统运行时间的变化情况,按下式计算不同 t 处的系统性能可靠度^[7],结果如图 9 所示.

$$R(t) = 1 - N_F^t/N \tag{18}$$

式中: $R(t)$ 为系统运行到时间 t 时的性能可靠度; N_F^t 为系统运行到时间 t 时发生的故障次数; N 为仿真次数.

由图 9 可见,在卸载管路调节阀性能退化影响下,给水系统的总体性能可靠度在 $t>17\tau$ 后开始下降,下降速率先慢后快,并于 $t=20\tau\sim 26\tau$ 期间达到最大值,然后开始逐渐变缓.

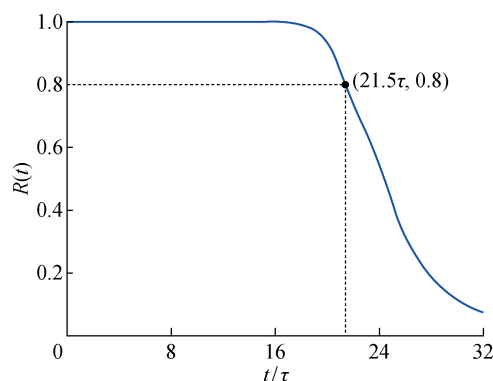


图9 给水系统总体性能可靠度随运行时间的变化

Fig. 9 Variation of whole performance reliability of feedwater system with operation time

4.3 给水卸载管路调节阀的性能可靠寿命

系统中某个设备的性能可靠寿命是指,系统的总体性能可靠度由于该设备的性能退化而下降到某一极限值 R_L 前,系统能够正常运行的时间,即设备在该性能可靠度下的性能可靠寿命,可由下式计算获得:

$$t_R = \max\{t_R | R(t_R) = 1 - N_F^t/N \leq R_L\} \quad (19)$$

假设给水系统性能可靠度的允许极限值 $R_L = 0.8$,由图9和式(19)可得,给水系统在卸载管路调节阀性能退化影响下的预期性能可靠寿命大约为 21.5τ 。考虑到给水系统的保养周期通常与锅炉同步,因此建议将给水卸载管路调节阀的性能可靠寿命设定为 21τ ,也即每隔21个锅炉保养周期更换或者维修一次给水卸载管路的调节阀,以保证系统的安全运行。

5 结论

(1) 建立了锅炉给水系统主要部件的数学模型、工质参数的计算模型以及给水卸载调节阀的性能退化模型,并对不同给水卸载流量下的锅炉升负荷过程进行了仿真研究。仿真结果表明,给水卸载管路调节阀性能退化是导致锅炉升负荷过程中锅炉失水和增压泵、给水泵汽蚀的主要原因之一,并且调节阀的性能退化程度越大,所引发故障的故障程度及其造成的影响也越大。

(2) 采用机理模型与 Monte Carlo 随机抽样仿真相结合的方法,对某型船用给水系统在锅炉升负荷过程的性能可靠性进行仿真研究,分析了给水系统在给水卸载管路调节阀性能退化影响下的故障规律,计算了给水系统总体性能可靠性随运行时间的退化规律,获得了给水卸载管路调节阀的性能可靠寿命。上述分析和计算结果对该型船用给水系统和

其他同类系统的设计、故障排查和运行管理有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 王挺, 吴文辉, 措姆, 等. 核电常规岛给水除氧器水位控制系统建模与仿真[J]. 电网与清洁能源, 2011, 27(7): 70-72.
WANG Ting, WU Wenhui, CUO Mu, *et al.* Modeling and simulation of tuning adjustment on the control system for the water level in the water feeder deaerator of the conventional island[J]. **Power System and Clean Energy**, 2011, 27(7): 70-72.
- [2] 彭明民, 管晓纳, 李浩杰, 等. 浮动核电站给水系统瞬态分析[J]. 核科学与技术, 2017, 5(3): 185-193.
PENG Mingmin, GUAN Xiaona, LI Haojie, *et al.* Analysis on transient working conditions for main water feeding system of floating nuclear power [J]. **Nuclear Science and Technology**, 2017, 5(3): 185-193.
- [3] SZAPAJKO G, RUSINOWSKI H, MILEJSKI A. Mathematical model of the steam-water cycle for CHP unit with bleed-condensing turbine[C]// **Proceedings of the 13th International Carpathian Control Conference (ICCC)**. High Tatras, Slovakia: IEEE, 2012: 694-698.
- [4] KAJAL S. Simulation modelling of condensate and feed water system in national thermal power plant [J]. **Journal of Mathematical Modelling and Application**, 2013, 1(8): 68-77.
- [5] 成守宇, 彭敏俊, 薛若军, 等. 基于 Topmeret 的核电厂凝给水系统仿真研究[C]// **第二届中国指挥控制大会论文集**. 北京: 2014: 395-399.
CHENG Shouyu, PENG Mingjun, XUE Ruojun, *et al.* Study on dynamic simulation of condenser water and feed water system of nuclear power plants based on Topmeret [C]// **Proceedings of the 2nd China Conference on Command and Control**. Beijing, 2014: 395-399.
- [6] 孙雅慧. 船舶动力系统汽水管网热力水力特性研究及优化设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
SUN Yahui. Thermal-hydraulic characteristics research and optimal design of steam-water pipe network in marine propel system[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2015.
- [7] 覃海波, 金家善, 倪何. 考虑高温水泄漏影响的凝水泵启动过程仿真分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2020, 52(1): 118-125.
QIN Haibo, JIN Jiashan, NI He. Simulation analysis on startup period of condensate pump considering impact of high temperature water leaking[J]. **Journal of**

- Harbin Institute of Technology, 2020, 52(1): 118-125.
- [8] 周红. 核动力装置凝给水系统协调控制方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
- ZHOU Hong. Research on the coordinated control method of condensate and feed water system in nuclear power system[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2009.
- [9] 张勇, 陈钢, 高世超, 等. 系统仿真平台 SimuWorks 应用[M]. 北京: 科学技术文献出版社, 2016.
- ZHANG Yong, CHEN Gang, GAO Shichao, *et al.* Application of system simulation platform SimuWorks [M]. Beijing: Scientific and Technical Documentation Press, 2016.
- [10] 倪何, 肖航, 曾凡明, 等. 基于残差修正的涡轮增压机组差异演化建模与降负荷特性分析[J]. 上海交通大学学报, 2015, 49(5): 620-625.
- NI He, XIAO Hang, ZENG Fanming, *et al.* Differential evolutionary modeling with residual correction and down-load characteristic analysis for marine turbocharged unit [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2015, 49(5): 620-625.
- [11] 覃海波, 倪何, 金家善. 基于残差修正的离心泵差异演化建模与汽蚀特性[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2019, 40(2): 298-303.
- QIN Haibo, NI He, JIN Jiashan. Differential evolutionary modeling with residual correction and cavitation characteristics analysis of a centrifugal pump [J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2019, 40(2): 298-303.
- [12] 倪何, 覃海波, 金家善, 等. 基于差异演化和残差修正的离心泵特性辨识与汽蚀分析[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(7): 831-836.
- NI He, QIN Haibo, JIN Jiashan, *et al.* Characteristic identification and cavitation analysis of centrifugal pump based on differential evolution algorithm with residual correction [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2018, 52(7): 831-836.
- [13] 黄文元, 金家善, 倪何. 基于差异演化算法和残差修正的涡轮增压机组防喘振控制[J]. 中国舰船研究, 2016, 11(5): 100-106.
- HUANG Wenyuan, JIN Jiashan, NI He. Active surge control of marine turbocharged units based on differential evolutionary modeling with residual correction [J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2016, 11(5): 100-106.
- [14] POZRIKIDIS C. Fluid dynamics: Theory, computation and numerical simulation[M]. New York, USA: Springer, 2013.
- [15] 潘灵永, 王向旗, 李宝仁, 等. 基于阀门开度的水下闸阀摩擦力负载模型研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2015, 43(10): 6-9.
- PAN Lingyong, WANG Xiangqi, LI Baoren, *et al.* Study on frictional load model based on subsea gate valve opening [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2015, 43(10): 6-9.
- [16] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007.
- YAN Changqi. Gas-liquid two-phase flow [M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2007.

(本文编辑:石易文)