

DOI:10.11918/201809089

考虑高温水泄漏影响的凝水泵启动过程仿真分析

覃海波, 金家善, 倪 何

(海军工程大学 动力工程学院, 武汉 430033)

摘 要: 针对某船用给水机组凝水泵在备用状态和备用转换启动过程中, 由于高温除氧水进入凝水泵及其吸入管路而在机组启动后发生汽蚀, 导致凝水泵出口压力长时间达不到规定要求的问题, 在基于差异演化算法辨识得到凝水泵各级叶轮扬程-流量-转速模型、构建凝水系统管路与阀门模型、利用 SimuWorks 仿真平台建立整个凝水系统仿真模型并进行模型验证的基础上, 通过仿真得到了在不同高温除氧水泄漏量的条件下, 凝水泵内部各主要节点的凝水焓值、压力、温度或含汽率等参数随机组转换过程的变化情况. 研究结果表明, 当凝水泵因吸入闸阀存在漏泄而导致水泵内部在启动前充满热水、来自正在启动的机组和已丧失正向流量的停用机组的高温水泄漏量较大时, 正在启动的凝水泵就会发生汽蚀而不能及时建立出口压力. 论文运用热力学揭示了船用凝水系统一种特有故障的机理, 对于系统的设计改进和故障排查具有重要参考价值.

关键词: 凝水泵; 备用启动; 高温泄漏水; 汽蚀

中图分类号: TK 229.5/TP 391.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2020)01-0118-08

Simulation analysis on startup period of condensate pump considering impact of high temperature water leaking

QIN Haibo, JIN Jiashan, NI He

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: For the defects that the outlet pressure of condensate pump fails to meet the prescribed requirement during startup period of a marine feed water unit due to the fact that high temperature deoxidizing water enters the condensate pump and its suction pipeline during the standby state and the standby switching start-up, which leads to the cavitation of condensate pump, and on the basis of the head-volume flow rate-rotation speed model of each impeller obtained by Differential Evolution algorithm, the model of condensate system pipeline and valve, and the whole condensate system simulation model were established with SimuWorks simulation platform, and the changes of parameters such as enthalpy, pressure, temperature and the rate of vapor content with the switching process of the unit were obtained by simulation under the condition of different high temperature deoxidizing water leakage. The results show that the startup condensate pump will cavitate and its outlet pressure cannot be established in time when the condensate pump is filled with hot water before startup due to the leakage of suction gate valve, as well as the leakage of high temperature water from the startup unit and the outage unit which has lost drainage ability is large. Thermodynamics is used to reveal a special fault mechanism of marine condensate system, which has important reference value for system design improvement and fault detection.

Keywords: condensate pump; standby startup; high temperature leaking water; cavitation

凝水泵是汽轮给水机组的一个主要部件, 主要用于将凝水从主冷凝器中抽出并加压, 使凝水具有足够的压力流经主抽气器与汽封抽气器充当冷却水, 而后经给水离子滤器除盐, 最终到达处于高位的除氧器^[1]. 汽轮给水机组备用转换是检验设备技术状态并均衡设备运行时间的一项重要操作. 在机组备用转换过程中, 正常工作的机组停机、备用的机组

迅速启动并投入工作, 以维持凝水给水系统的正常功能. 然而, 在某船用凝水系统中, 在备用机组转换时, 经常出现不能及时建立凝水泵出口压力的问题, 对系统的安全稳定运行, 包括对主冷凝器水位和真空、主辅汽轮机汽封压力、除氧器水位及锅炉正常上水等, 都产生了严重影响. 长时间不能建立凝水泵出口压力, 必将破坏整个蒸汽动力系统的运行稳定性. 所以, 对凝水泵启动过程中的水力特性进行分析和预报, 对于分析问题的原因、深入掌握凝水系统在故障状态下的运行特性等, 都具有重要的理论和实践意义.

鉴于离心泵应用领域的拓展和系统复杂度的提

收稿日期: 2018-09-12
基金项目: 国家自然科学基金面上资助项目(51179196)
作者简介: 覃海波(1991—), 男, 博士研究生;
金家善(1962—), 男, 教授, 博士生导师
通信作者: 金家善, 450163133@qq.com

高,针对离心泵启动过程水力特性的研究逐步受到了重视。Tsukamoto 等^[2]对离心泵的启动过程进行了实验和理论分析,认为叶片环量延迟及泵内脉冲压力是造成瞬态与准稳态特性差异的原因;吴大转等^[3]采用实验的方式研究了离心泵的快速启动水力特性,认为离心泵在高转速和低入口压力条件下启动将发生汽蚀;张玉良等^[4-6]对离心泵启动过程进行了一系列研究,认为离心泵快速启动初期流量上升趋势迟滞于转速变化,全过程存在普遍的扬程和功率冲击现象,且瞬态特征明显;李志锋等^[7]认为离心泵启动过程中的流体加速度、瞬态水力损失或涡流演变是造成瞬态水头低于准稳态值的主要原因;文献[8-9]认为离心泵启动过程中出口压力的变化与泵的启动时间、叶片数量和阀门开度等因素有关;Duplaa 等^[10]通过试验研究了离心泵启动过程中的水力特性,认为瞬态特性会引起显著的压力波动,并导致局部汽蚀。

上述学者的研究大多是通过 CFD 仿真或实验的方式分析离心泵在启动过程中的瞬态内流和外特性,但是实验和仿真对象多局限于设备本身,未深入考虑离心泵与系统中其他设备的耦合关系,且针对与给水系统耦合紧密的凝水系统这一复杂运行环境下的离心泵启动过程的水力特性研究鲜见报道,无法解释给水机组备用转换过程中凝水泵出口压力长时间达不到规定要求的问题。为此,本文结合给水机组在备用状态和启动瞬间泵体发烫、存在来自除氧器的高温水泄漏这一实际情况,在考虑高温泄漏水影响的条件下,基于 SimuWorks 仿真平台,建立整个凝水系统的仿真模型,分析机组启动过程中,凝水泵流量、各级叶轮入口和出口的凝水压力、焓值、水温或含气率等凝水状态参数随备用转换过程的动态响应情况,以解释凝水泵启动后不能及时建立出口压力的原因。

1 高温水进入凝水泵的途径及影响

某型船用凝水系统结构如图 1 所示,该系统主要由主冷凝器、凝水泵入口闸阀(V_1 和 V_6)、一组同轴驱动的凝水-增压泵、除氧器和管路系统等组成,规定一组凝水-增压泵工作时另一个作为备用。

凝水泵为三级立式离心泵(一级至三级叶轮编号分别为 CP_{11} 、 CP_{12} 、 CP_{13} 与 CP_{21} 、 CP_{22} 、 CP_{23}),与位于其上端的单级立式增压泵(叶轮编号为 BP_1 和 BP_2)共轴,两台泵由汽轮机通过联轴器和齿轮箱驱动。增压泵入口闸阀(V_5 和 V_6)为手动阀,为提高切换过程的时效性,备用机组的增压泵入口闸阀为常开状态,结构如图 2 所示。

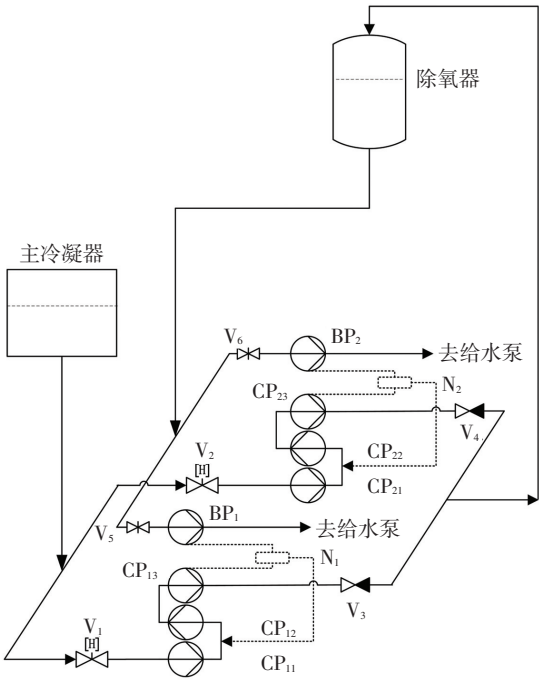


图 1 船用凝水系统结构简图

Fig.1 Structure diagram of marine condensing system

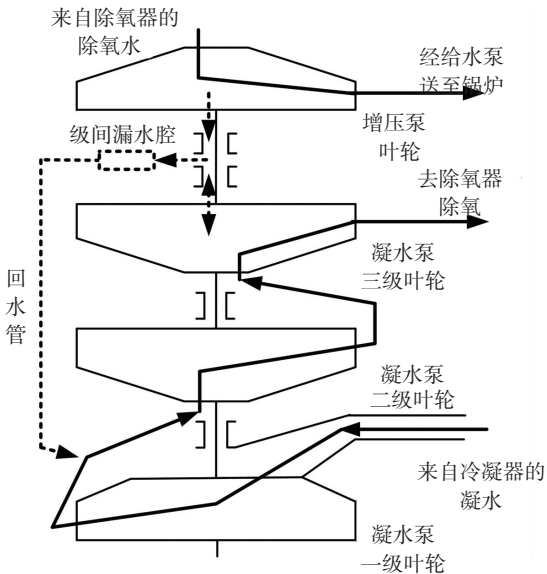


图 2 凝水-增压泵结构简图

Fig.2 Structure diagram of condensate booster pump

凝水泵三级叶轮上端和增压泵叶轮下端设有级间漏水密封结构,在密封结构的中部设置了级间漏水腔(图 1 中编号为 N_1 和 N_2),并经回水管引流至凝水泵一级叶轮出口,以避免凝水泵三级叶轮背部未经除氧的凝水进入增压泵并经给水泵送入锅炉引起腐蚀。但是,由密封结构、漏水腔、回水管所建立的通路,却会在机组处于备用状态且吸入闸阀关闭不严时,或是在机组准备起转而打开凝水泵入口闸阀至机组转速升高至凝水泵建立正向流量期间,将除氧器的高温水引入凝水泵叶轮内部及其吸入管路。高温泄漏水进入凝水泵的具体途径是:首先,来

自除氧器的高温水会先经过增压泵吸入管路、增压泵叶轮、增压泵叶背而到达级间漏水腔;其次,到达级间漏水腔的高温除氧水在此处分两路流向凝水泵一级叶轮出口腔室,一路经过级间漏水回水管直接进入凝水泵一级叶轮出口腔室,另一路则经过凝水泵三级叶轮叶背处的密封结构进入三级叶轮,再经过二级叶轮到达一级叶轮出口腔室;第三,到达凝水泵一级叶轮出口腔室的高温水继续流入一级叶轮内部、凝水泵吸入腔室和吸入管段。

与此同时,在停用机组的凝水泵因转速下降而丧失正向流量后,在其凝水泵吸入闸阀彻底关闭之前,来自除氧器的高温水,也经过上述渠道而到达其凝水泵的吸入管路并进入凝水总管,然后经凝水吸入总管进入正在启动机组的凝水泵入口,进一步增加了凝水管路内的热量,并对正在启动机组凝水泵的工作状态产生再次影响。高温除氧水进入凝水泵吸入管路,必然升高整个凝水泵和吸入管路的水温,如果漏泄量较大,会使漏入点的凝水达到饱和状态,给凝水泵的正常运行埋下隐患。

2 凝水系统数学模型

2.1 凝水泵数学模型

差异演化算法^[11]具有收敛迅速、结构简单、鲁

棒性强、对建模对象几何构型参数无要求、能够输出显式模型等特点,在仅有凝水泵实验数据的基础上,本文采用基于残差修正的差异演化算法^[12-13]构建凝水泵各级叶轮的扬程-体积流量-转速模型,分别如式(1)~(3)所示:

$$H_1/H_r = n/5320 - Q/261 - 0.078\sin[\sin(n/1214 - 3.084)] + 0.651\sin[\sin(Q/176 - 0.316)] - 0.9694\sin(Q/176 - 0.316) - 0.2632, \quad (1)$$

$$H_2/H_r = n/4587 - Q/189 - 0.3209 - 0.0748\sin[\sin(n/1035 - 3.198) - 1] + 0.779\sin(Q/176 - 0.316), \quad (2)$$

$$H_3/H_r = n/4545 - Q/202 + 0.7925\sin(Q/176 - 0.316) + 0.1193\sin\{\sin(n/3600 + 0.974) + \sin[Q/176 + 0.679 + \sin(n/1455 - 2.543)]\} - 0.399. \quad (3)$$

式中: H_1 、 H_2 和 H_3 分别为凝水泵一级、二级和三级叶轮扬程, m ; H_r 为叶轮额定扬程(下标 r 代表额定值,在下文中意义相同), m ; Q 为凝水泵体积流量, m^3/h ; n 为机组转速, r/m 。

在该型凝水泵技术规格书中规定的典型运行环境下,利用本文建立的各级叶轮扬程-体积流量-转速模型开展仿真实验。实验结果与技术规格书中给出的出厂实验数据的对比如图 3 所示。

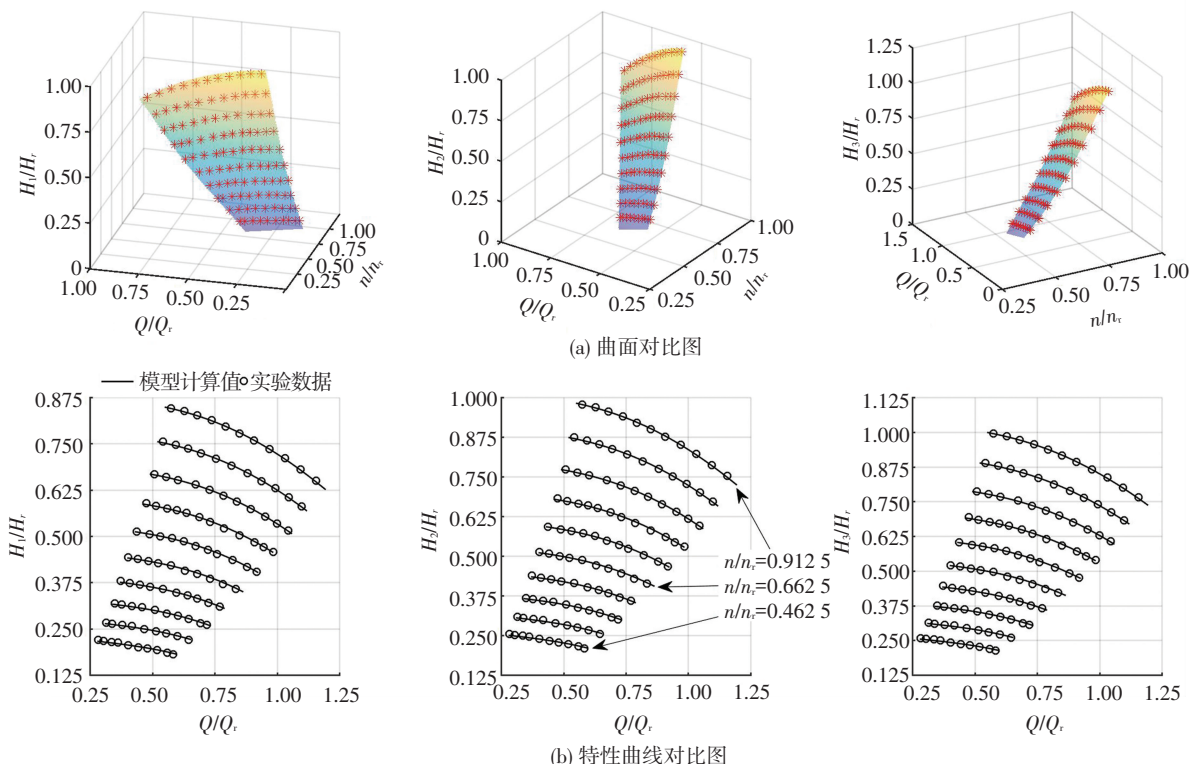


图 3 演化模型计算结果与实验数据对比

Fig.3 Comparison of calculated results of evolutionary models with experimental data

图 3(a) 为凝水泵转速和流量变化时,凝水泵的扬程的变化图;图 3(b) 由下至上为凝水泵在定转速

条件下的扬程-流量关系图。其中,曲面和曲线为模型计算结果,标记点为出厂实验数据。如图 3 可见,

曲面和曲线过渡平滑,没有出现传统数值拟合方法在函数拼接时出现的阶跃误差,扬程随流量和转速的变化满足实验规律;经统计,计算结果与实验数据的最大误差为1.62%,平均误差为1.03%,满足本文研究对仿真精度的要求。

2.2 凝水系统管路及阀门数学模型

2.2.1 凝水泵入口管段

入口管段沿程阻力损失计算如式(4)所示:

$$\Delta P_y = \lambda \rho_l \frac{L}{D} \frac{v_{av}^2}{2} \quad (4)$$

式中: ΔP_y 为流体流经入口管段时的沿程压力损失; ρ_l 为水的密度; L 和 D 分别为入口管有效长度和直径; v_{av} 流体平均流速; λ 为入口管阻力系数。

2.2.2 凝水泵入口闸阀

入口闸阀采用液压驱动的方式打开,整个开启过程持续约 $3t_r$,在闸阀动作后约 $0.3t_r$ 凝水泵起转,其中 t_r 为凝水泵起转后出口压力达到要求值的规定时间。由于闸阀在小开度时阻力系数较大,凝水存在汽蚀的可能,本研究采用均相流模型计算凝水泵入口闸阀局部阻力^[14],如式(5)所示:

$$\Delta P_j = 0.5 \xi_s v_{av}^2 \rho_l [1 + x(\rho_l/\rho_v - 1)] \quad (5)$$

式中: ΔP_j 为汽液两相流流经阀门时的压力损失; v_{av} 流体平均流速; ρ_l 和 ρ_v 分别为水密度和饱和蒸汽密度; x 为蒸汽质量含汽率; ξ_s 为汽液两相流流经阀门时的局部阻力系数,如式(6)所示:

$$\xi_s = [1 + C \frac{x(1-x)(1+\rho_l/\rho_v)\sqrt{1-\rho_l/\rho_v}}{1+x(\rho_l/\rho_v-1)}] \xi \quad (6)$$

式中: C 为阀门系数,阀门为闸阀时系数取0.5; ξ 为单相流通过阀门时的局部阻力系数,由出厂试验数据拟合得到 ξ 与阀门开度 O_V 的关系如式(7)所示:

$$\xi(O_V) = \begin{cases} 3\,927.805\,6/O_V^{1.973\,6} \\ 23.709\,269e^{-0.053\,8O_V} \end{cases} \quad (7)$$

2.2.3 凝水泵出口管段

凝水泵出口管段结构和尺寸始终保持不变,假设其阻力系数为常量,由此凝水泵的流量 Q_{nsb} 为

$$Q_{nsb} = \sqrt{2\rho_l A_{out}^2 (P_{out3} - P_d - \rho_l g H_d) / \xi_{out}} \quad (8)$$

式中: A_{out} 为凝水泵出口管截面积; P_{out3} 为凝水泵三级叶轮出口压力; P_d 为除氧器压力; H_d 为除氧器进水口高度; ξ_{out} 为出口管阻力系数。

2.3 叶轮入口凝水状态参数

凝水泵叶轮入口凝水状态参数包括入口凝水比焓、含汽率和温度等。首先,确定启动机组和停用机组的增压泵出口压力在机组备用转换过程中的变化特性,以计算启动机组或停用机组泄漏通路的高温

除氧水泄漏量;其次,利用所得高温水泄漏量结合热力学知识计算泵入口凝水比焓;最后,在确定叶轮入口压力的基础上,计算泵叶轮入口凝水的含汽率和温度的变化情况。

由实船凝水系统运行数据可知,在机组切换过程中(设 $t=0$ 时启动机组凝水泵的入口闸阀开始打开),启动机组转速 n_s 、启动机组增压泵出口压力 P_{zs} 、停用机组转速 n_t 、停用机组增压泵出口压力 P_{zt} 随时间的变化趋势如图4所示,图中 P_{outr} 为凝水泵和增压泵出口压力的额定值。

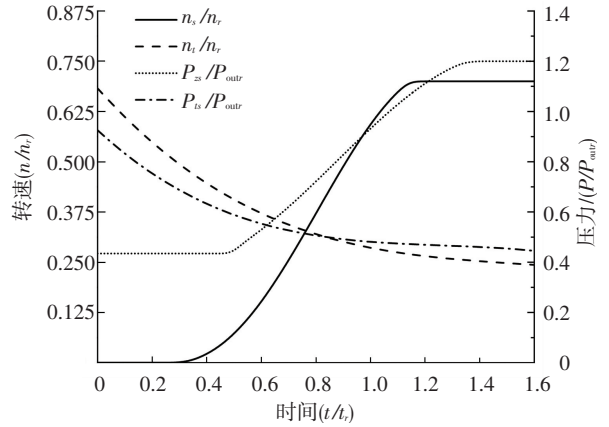


图4 机组转速与增压泵出口压力变化趋势

Fig.4 Trend of rotational speed of unit and outlet pressure of booster pump

图4中各参数之间的关系如式(9)所示:

$$\begin{cases} n_s = 0.143\,5t^5 - 5.849\,1t^4 + 77.415\,1t^3 - 344.159\,4t^2 + 636.610\,4t - 475.800\,4, \\ n_t = -0.8t^3 + 37.1t^2 - 608.3t + 5\,459.9, \\ P_{zs} = -0.000\,5t^3 + 0.013\,1t^2 - 0.061\,2t + 0.268, \\ P_{zt} = -0.000\,1t^3 + 0.003\,8t^2 - 0.050\,2t + 0.462\,7. \end{cases} \quad (9)$$

2.3.1 高温泄漏水流量及其换热量

备用机组转换过程中,来自除氧器、经启动机组泄漏通路泄漏的高温水流量 Q_{leaks} 如式(10)所示:

$$Q_{leaks} = \begin{cases} k_{leaks1} \sqrt{P_{zs} - P_c - \rho_l g (H_c + L_c)}, & t = 0 \\ k_{leaks2} \sqrt{P_{zs} - P_c - \rho_l g (H_{1s} + H_c + L_c)}, & t > 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中: k_{leaks1} 和 k_{leaks2} 分别为启动机组泄漏通路在凝水泵入口闸阀关闭但存在泄漏时及入口闸阀打开后的导纳系数^[8]; H_{1s} 为启动机组凝水泵一级叶轮扬程; P_c 为冷凝器压力; H_c 为冷凝器出水口高度; L_c 为冷凝器水位; P_{out1} 为一级叶轮出口压力; Q_{nsbs} 为启动机组凝水泵流量。

停用机组凝水泵丧失正向流量后,来自除氧器、经停用机组泄漏通路泄漏的高温水流量 Q_{leakr} 如式

(11) 所示:

$$Q_{\text{leakt}} = k_{\text{leakt}} \sqrt{P_{\text{zt}} - \rho_l g H_{\text{lt}} - [P_c + \rho_l g (H_c + L_c)]}. \quad (11)$$

式中: k_{leakt} 为停用机组泄漏通路导纳系数; H_{lt} 为停用机组凝水泵一级叶轮扬程。

2.3.2 叶轮入口凝水比焓

启动机组凝水泵入口闸阀处于关闭状态但存在泄漏时,凝水泵入口凝水比焓 h_{inl} 如式(12)所示:

$$m_{\text{inl}} \mathrm{d}h_{\text{inl}}/\mathrm{d}t = Q_{\text{leaks}}(h_{\text{cy}} - h_{\text{inl}}) - E_{\text{leaks}}. \quad (12)$$

式中: m_{inl} 为一级叶轮入口蓄水质量; h_{cy} 为来自除氧器的高温除氧水的比焓; E_{leaks} 为高温除氧水流经启动机组泄漏通路时散失的热量。

在启动机组凝水泵建立正向流量前,来自启动机组和停用机组的泄漏水同时影响凝水泵入口的凝水比焓 h_{inl} ,如式(13)所示:

$$m_{\text{inl}} \mathrm{d}h_{\text{inl}}/\mathrm{d}t = (Q_{\text{leaks}} + Q_{\text{leakt}})(h_{\text{cy}} - h_{\text{inl}}) - E_{\text{leaks}} - E_{\text{leakt}}. \quad (13)$$

式中: E_{leakt} 为高温除氧水流经停用机组泄漏通路时散失的热量。

在启动机组凝水泵建立正向流量后,来自启动机组的高温泄漏水直接进入凝水泵二级叶轮,仅来自停用机组的泄漏水对凝水泵入口的凝水状态产生影响,凝水泵一级叶轮入口和二级叶轮入口凝水比焓如式(14)所示:

$$\begin{cases} m_{\text{inl}} \mathrm{d}h_{\text{inl}}/\mathrm{d}t = (Q_{\text{nsb}} - Q_{\text{leakt}})h_{\text{ns}} + Q_{\text{leakt}}h_{\text{cy}} - Q_{\text{nsb}}h_{\text{inl}} - E_{\text{leakt}}, \\ m_{\text{in2}} \mathrm{d}h_{\text{in2}}/\mathrm{d}t = (Q_{\text{nsb}} - Q_{\text{leakt}} - Q_{\text{leaks}})h_{\text{ns}} + (Q_{\text{leakt}} + Q_{\text{leaks}})h_{\text{cy}} - Q_{\text{nsb}}h_{\text{in2}} - E_{\text{leakt}} - E_{\text{leaks}}. \end{cases} \quad (14)$$

式中: h_{ns} 为来自冷凝器的低温凝水的比焓; m_{in2} 为二级叶轮入口蓄水质量。

2.3.3 叶轮入口工质含汽率

由于凝水泵在正常状态下不发生汽蚀,只有在备用机组启动过程中,由于除氧器的高温水漏入凝水泵吸入口而导致汽蚀。由于在凝水泵刚启动时流量较小,所以可以忽略叶轮吸入口和叶轮内的流动损失。假设叶轮入口压力与叶片前缘压力相等,由于叶轮入口凝水参数波动导致的凝水质量含汽率变化对泵启动过程的影响分析如下。

凝水泵一级叶轮入口压力 P_{in1} 如式(15)所示:

$$P_{\text{in1}} = P_c + \rho_l g (H_c + L_c) - \Delta P_y - \Delta P_j. \quad (15)$$

式中: P_c 为冷凝器压力; H_c 为冷凝器出水口高度; L_c 为冷凝器水位。

凝水泵第 i 级叶轮出入口压差 ΔP_i 如式(16)所示:

$$\Delta P_i = \frac{gH_i}{x_i v_i'' + (1 - x_i) v_i'}. \quad (16)$$

式中: g 为重力加速度; H_i 为 i 级叶轮扬程; v_i' 和 v_i'' 分别为 i 级叶轮入口饱和水和饱和蒸汽比容; x_i 为 i 级叶轮入口质量含汽率,如式(17)所示:

$$x_i = \begin{cases} 0, & \frac{h_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}}{h''_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}} \leq 0; \\ \frac{h_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}}{h''_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}}, & \frac{h_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}}{h''_{\text{ini}} - h'_{\text{ini}}} > 0. \end{cases} \quad (17)$$

式中: h_{ini} 、 h'_{ini} 和 h''_{ini} 分别为 i 级叶轮入口工质比焓、饱和水比焓与饱和蒸汽比焓。

凝水泵第 i 级叶轮入口水温 T_{ini} 为

$$T_{\text{ini}} = \begin{cases} h_{\text{ini}}/c_l, & x_i = 0; \\ T_{\text{sat}}(P_{\text{ini}}), & x_i > 0. \end{cases} \quad (18)$$

式中: c_l 为水的比热容; $T_{\text{sat}}(P_{\text{ini}})$ 为压力 P_{ini} 对应的饱和水温度。

3 凝水泵启动过程仿真分析

假设冷凝器压力 P_c 为 0.011 MPa,冷凝器水位 H_c 为 500 mm,凝水温度 T_{ns} 为 45.63 °C;冷凝器出水口至凝水泵入口高度 L_c 为 0.77 m,除氧器压力 P_d 为 0.125 MPa,除氧水温度 T_{cy} 为 104 °C,除氧器进水口高度 H_d 为 9.7m。在此条件下,对凝水泵启动过程进行仿真分析。

3.1 正常启动

不考虑高温水泄漏,以凝水泵入口闸阀开始打开的瞬间为时间零点,泵启动过程中的各项参数变化趋势如图 5 和图 6 所示。

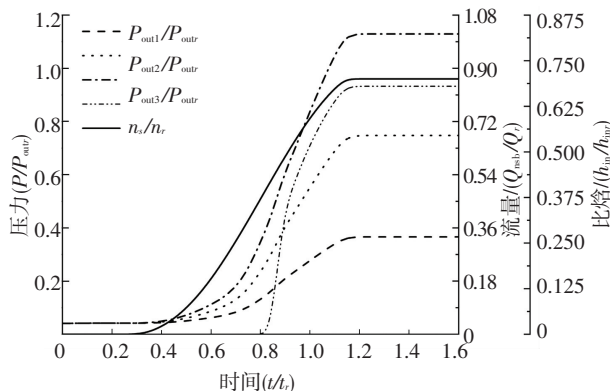


图 5 凝水泵启动过程外特性变化趋势

Fig.5 Trend of external characteristics of condensate pump during starting process

由图 5 和图 6 可知,由于转速的增大,凝水泵各级叶轮出口压力 P_{out1} 、 P_{out2} 和 P_{out3} 随之上升,并在 $t = 1.12t_r$ 时达到稳定值;在 $t = 0.81t_r$ 时凝水泵建立正向流量,随着泵排量增大,一级叶轮入口压力 P_{in1} 因阻力效应的增大而下降,一级叶轮入口比焓 h_{in1}

由于低温凝水的流入而减小, 始终低于该处压力对应的饱和水比焓 h'_{in1} , 因此入口含汽率 x_1 一直为 0.

3.2 高温水泄漏量较小时启动

当来自除氧器的高温泄漏水流量较小时, 泵启动过程中的各项参数变化趋势如图 7~9 所示.

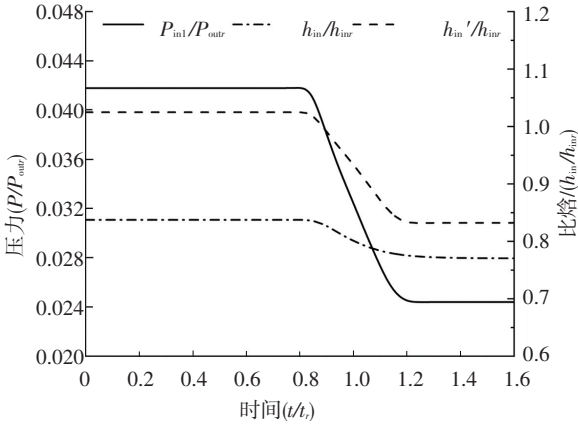


图 6 凝水泵一级叶轮入口比焓变化趋势

Fig.6 Trend of specific enthalpy of primary impeller inlet of condensate pump

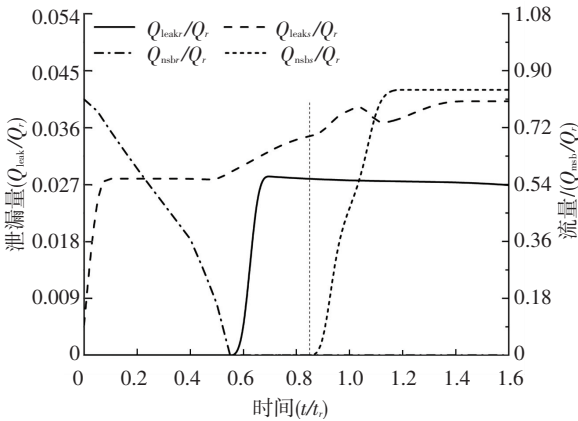


图 7 高温水泄漏量与凝水泵流量变化趋势

Fig.7 Trend of flow rate of high temperature leaking water and condensate pump

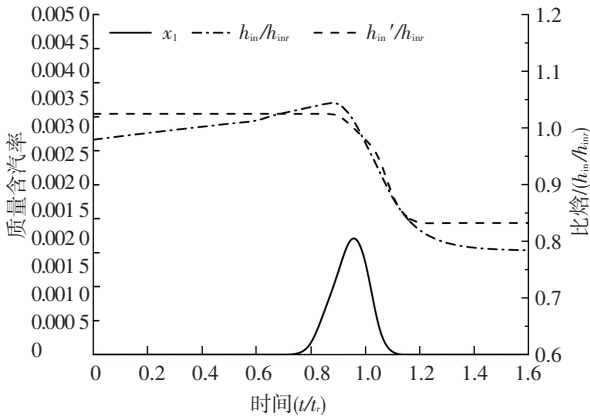


图 8 一级叶轮入口比焓和含汽率变化趋势

Fig.8 Trend of specific enthalpy and vapor content of primary impeller inlet

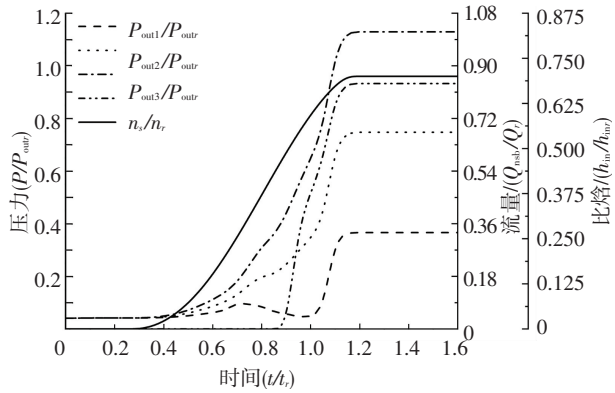


图 9 凝水泵启动过程外特性变化趋势

Fig.9 Trend of external characteristics of condensate pump during starting process

由图 7 可知, 由于入口闸阀的开启, 来自启动机组的高温水泄漏量 Q_{leaks} 随之增大, 随后由于增压泵出口压力 P_{zs} 的上升 Q_{leaks} 继续增大, 在 $t = 0.85t_r$ 启动机组凝水泵建立正向流量后, 该泄漏水进入二级叶轮, 在启动期间 Q_{leaks} 的均值为 $0.0351Q_r$; 由于停运机组凝水泵在 $t = 0.55t_r$ 彻底丧失正向流量, 随后来自停运机组的高温泄漏水流量 Q_{leakr} 迅速增大, 期间 Q_{leakr} 的均值为 $0.0272Q_r$.

由图 8 可知, 在 $t = 0 - 0.85t_r$, 由于高温水进入了一级叶轮入口, 该处工质比焓 h_{in1} 随之增大, 并在 $t = 0.69t_r$ 后大于对应的饱和水比焓 h'_{in1} , 导致含汽率 x_1 增大; 由于凝水泵在 $t = 0.85t_r$ 建立了正向流量, 一级叶轮入口压力因阻力效应增大而下降, h'_{in1} 随之减小, 同时由于低温凝水的进入, h_{in1} 随之减小, 随后 x_1 开始减小.

由图 9 可知, 在 $t = 0.69t_r - 0.99t_r$, 由于 x_1 大于 0, 一级叶轮出口压力 P_{out1} 处于下降趋势, 对比图 5 可知 P_{out2} 和 P_{out3} 上升趋势弱于正常启动过程, 且凝水泵建立正向流量的时刻比正常启动过程晚 $0.04t_r$.

综上所述, 在凝水泵启动过程中, 若存在高温泄漏水, 将导致凝水泵叶轮入口工质比焓上升, 在工质比焓大于饱和水比焓时含汽率将增大, 并造成相应叶轮扬程下降, 最后导致凝水泵建立正向流量的时刻推迟.

3.3 高温水泄漏量较大时启动

当来自除氧器的高温泄漏水流量较大时, 泵启动过程中的各项参数变化趋势如图 10~12 所示.

由图 10 可知, Q_{leaks} 和 Q_{leakr} 的变化趋势与凝水泵在高温水泄漏量较小时启动的变化趋势基本一致, 均值分别为 $0.0556Q_r$ 和 $0.0425Q_r$.

由图 11 可知, 在 $t = 0 - 0.3t_r$, 由于高温水的进入, 各级叶轮入口工质比焓与饱和水比焓的差值($h_{ini} - h'_{ini}$, 下文称比焓差值)不断增大; 由于凝水泵在 $t = 0.3t_r$ 起转, 随后 P_{out1} 和 P_{out2} 上升, h'_{in2} 与

h'_{in3} 随之增大,导致二级和三级叶轮入口比焓差值减小;由于一级叶轮入口比焓差值在 $t = 0.46t_r$ 后大于 0,导致 x_1 增大、 P_{out1} 下降、 h'_{in2} 减小,于是 h_{in2} 与 h'_{in2} 之差随后开始增大,并于 $t = 0.64t_r$ 后大于 0,导致 x_2 增大,同理, x_3 在 $t = 1.06t_r$ 后大于 0;由于凝水泵在 $t = 1.35t_r$ 建立正向流量,随后低温凝水的流入使得各级叶轮入口比焓差值和含汽率停止增大。

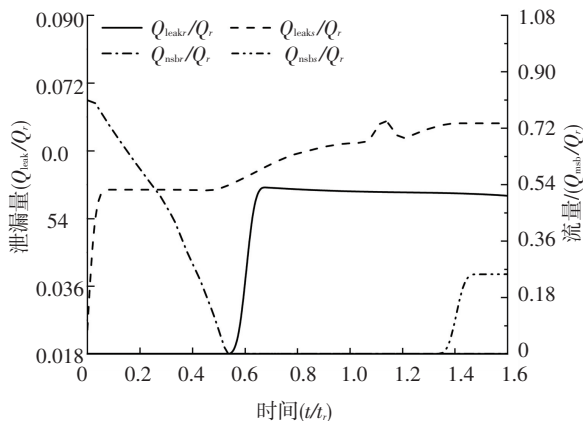


图 10 高温水泄漏量与凝水泵流量变化趋势

Fig.10 Trend of flow rate of high temperature leaking water and condensate pump

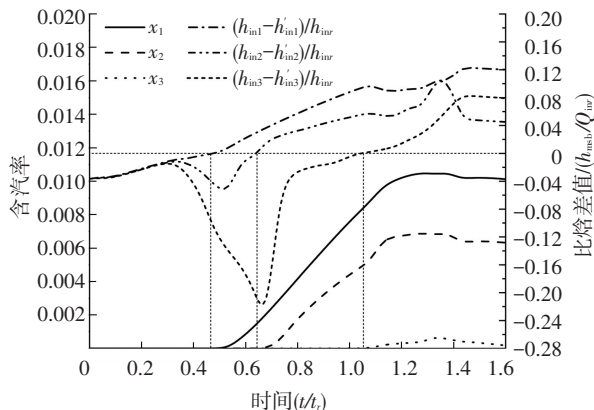


图 11 叶轮入口比焓差值和含汽率变化趋势

Fig.11 Trend of specific enthalpy difference and vapor content of impeller inlets

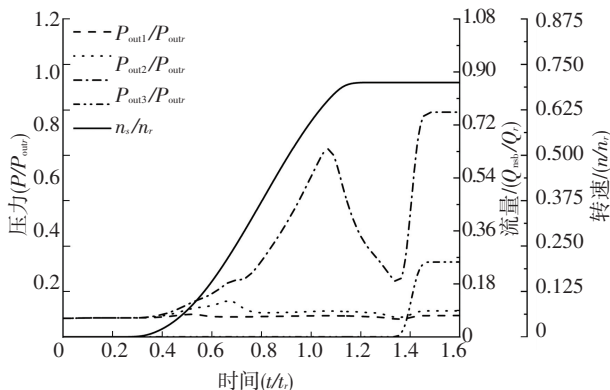


图 12 凝水泵启动过程外特性变化趋势

Fig.12 Trend of external characteristics of condensate pump during starting process

由图 12 可见,在凝水泵起转后, x_i 大于 0 将导致相应的叶轮出口压力 P_{outi} 无法随转速的增大而上升;在 $t = 1.35t_r$ 凝水泵建立正向流量(滞后于正常启动 $0.51t_r$) 后, x_i 由于低温凝水的进入均处于缓慢减小趋势,因此 P_{out3} 开始上升,但最终稳定在 $0.5P_{out}$, 远低于规定值。

综上所述,在凝水泵启动过程中,若高温水泄漏量足够大,将导致凝水泵各级叶轮入口含汽率大于 0,甚至造成凝水泵出口压力无法在规定时间内达到要求值,严重影响凝水泵的正常启动。

4 结 论

1) 导致备用机组转换期间凝水泵出口压力长时间不能满足要求的直接原因是有高温除氧水进入了凝水泵一级叶轮及其吸入管路。

2) 高温除氧水进入凝水泵一级叶轮及其吸入管路的条件或时机:一是机组处于备用状态且吸入闸阀关闭不严;二是自机组起转前打开凝水泵入口闸阀至凝水泵建立正向流量期间;三是自停用机组凝水泵丧失正向流量至其入口闸阀彻底关闭期间。

3) 在较少或没有高温泄漏水影响时,凝水泵出口压力紧随其转速而升高,快速达到规定值;随着高温水泄漏量的增大,凝水泵建立正向流量和达到规定出口压力的时间延长;泄漏水流量很大时,将长时间无法建立起满足要求的出口压力。

4) 选用不易泄漏的入口闸阀、提高凝水—增压泵级间漏水密封结构的性能等,对于避免备用机组转换过程中不能及时建立凝水泵出口压力的故障、提高凝水系统的可靠性具有重要价值。

参考文献

- [1] 张文斌, 张连山, 魏丹丹, 等. 凝水泵出口压力波动问题机理研究[J]. 船舶工程, 2017, 39(9): 20
ZHANG W B, ZHANG L S, WEI D D, et al. Mechanism investigation for outlet pressure fluctuation of condensate pump[J]. Ship Engineering, 2017, 39(9): 20
- [2] TSUKAMOTO H, MATSUNAGA S, TAKAI K, et al. Transient characteristics of a centrifugal pump during starting period[J]. Journal of Fluids Engineering, 1982, 104(4): 6
- [3] 吴大转, 焦磊, 王乐勤. 离心泵启动过程瞬态汽蚀特性的试验研究[C]// 流体机械学术会议. 绍兴: 中国工程热物理学会, 2007: 346
WU D Z, JIAO L, WANG L Q. Experimental study on transient cavitation characteristics of centrifugal pump during startup period [C]// Symposium on Fluid Machinery. Shaoxing: Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2007: 346
- [4] ZHANG Y, ZHU Z, JIN Y, et al. Experimental study on a centrifugal pump with an open impeller during startup period[J]. Journal of Thermal Science, 2013, 22(1): 1
- [5] ZHANG Y L, ZHU Z C, DOU H S, et al. Experimental and theoret-

ical study of a prototype centrifugal pump during startup period[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 30(2):173

[6] ZHANG Y L, ZHU Z C, DOU H S, et al. Numerical investigation of transient flow in a prototype centrifugal pump during startup period [J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2017, 34(2): 167

[7] LI Z F, WU D Z, WANG L Q, et al. Numerical simulation of the transient flow in a centrifugal pump during starting period[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(8): 081102

[8] CHALGHOUM I, ELAOUD S, AKROUT M, et al. Transient behavior of a centrifugal pump during starting period[J]. Applied Acoustics, 2016, 109:82. DOI: 10.1016/j.apacoust. 2016.02. 007

[9] NOUHA K, SAMI E, ISSA C, et al. Effects of starting time and impeller geometry on the hydraulic performance of a centrifugal pump [C]// International Conference Design and Modeling of Mechanical Systems. Springer, Cham, 2017: 591

[10] DUPLAA S, COUTIER O, DAZINA, et al. Experimental study of a cavitating centrifugal pump during fast startups[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(2):365. DOI: 10.1115/ 1.4000845

[11]覃海波,倪何,金家善. 基于残修正的离心泵差异演化建模与汽蚀特征[J]. 哈尔滨工程大学学报,2019,40(2):76

QIN H B, NI H, JIN J S. Differential evolutionary modeling with residential correction and caritation characteristics analysis for centrifugal pump[J]. Journal of Harbin Engineering Univesity, 2019, 40 (2):76

[12]陈于涛,陈林根,倪何,等. 基于演化算法的液力耦合器自动建模及运行特性分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 153

CHEN Y T, CHEN L G, NI H, et al. Auto-modeling with evolutionary algorithm and operation characteristic analysis for marine hydraulic coupling [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49 (16):153

[13]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

NI H, XIAO H, ZENG F M, et al. Differential evolutionary modeling with residual correction and down-load characteristic analysis for marine turbocharged unit[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2015, 49(5):620

[14]阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社, 2009

(编辑 王小唯)

(上接第 106 页)

[8] MENDEZ J, BOBILLIER V, HAAS S, et al. Design of an advancedtea board management controller (IPMC)[J]. Journal of Instrumentation, 2017, 12 (3): C03010. DOI: 10.1088/1748 – 0221/12/03/C03010

[9] BOCCACCINI A R, CHO J, ROETHER J A, et al. Electrophoretic deposition of carbon nanotubes[J]. Carbon, 2006, 44(15): 3149. DOI: 10.1016/j.carbon.2006.06.021

[10] BONOMO C, FORTUNA L, GIANNONE P, et al. A method to characterize the deformation of an IPMC sensing membrane [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2005, 123: 146. DOI: 10.1016/j.sna.2005.03.012

[11]FUJITA Y, NAKAMURA H, MUTO T. An electrochemical oxygen separator using an ion-exchange membrane as the electrolyte[J]. Journal of Applied Electrochemistry, 1986, 16(6): 935. DOI: 10.1007/BF01006541

[12]KHAN A, INAMUDDIN, JAIN R K, et al. Thorium (IV) phosphate-polyaniline composite-based hydrophilic membranes for bending actuator application [J]. Polymer Engineering & Science, 2016. DOI: 10.1002/pen.24407

[13]KHMELNITSKIY I K, VERESCHAGINA L O, KALYONOV V E, et al. Improvement of manufacture technology and investigation of IPMC actuator electrodes [C]// IEEE Russia Section Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference. St Petersburg Electrotechn Univ LETI: IEEE, 2017: 892. DOI: 10.1109/EIConRus.2017.7910698

[14]INAMUDDIN, JAIN R K, HUSSAIN S, et al. Poly(3,4-Ethylene-dioxythiophene): polystyrene sulfonate zirconium (iv) phosphate (pedot:pss-zrp) composite ionomeric membrane for artificial muscle applications[J]. RSC Advances, 2015, 5(103): 84526. DOI: 10.1039/c5ra12731a

[15]INAMUDDIN, AJAHAR K, JAIN R K, et al. Development of sulfonated poly (vinyl alcohol)/polypyrrole based ionic polymer metal composite (IPMC) actuator and its characterization[J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(9): 095003. DOI: 10.1088/0964 – 1726/24/9/095003

[16]KHAN A, INAMUDDIN, JAIN R K. Easy, operable ionic polymer metal composite actuator based on a platinum-coated sulfonated poly (vinyl alcohol)-polyaniline composite membrane[J]. Journal of Applied Polymer Science, 2016, 133(33): 43787. DOI: 10.1002/app.43787

[17]KHAN A, INAMUDDIN, JAIN R K, et al. Fabrication of a silver nano powder embedded kraton polymer actuator and its characterization[J]. RSC Advances, 2015, 5(111): 91564. DOI: 10.1039/ C5RA17776F

[18]TIWARI R, GARCIA E. The state of understanding of ionic polymer metal composite architecture: a review [J]. Smart Materials and Structures, 2011, 20(8): 083001. DOI: 10.1088/0964 – 1726/ 20/8/083001

[19]HEO S, KIM K J, LEE D Y, et al. Multiwalled carbon nanotube/ IPMC nanocomposite [C]// Smart Structures and Materials 2005 Conference. Bellingham: Spie-Int Soc Optical Engineering, 2005: 194–202. DOI: 10.1117/12.592267

[20]LI D, MULLER M B, GILJE S, et al. Processable aqueous dispersions of graphene nanosheets[J]. Nat Nano, 2008, 3(2): 101. DOI: 10.1038/nnano.2007.451

(编辑 王小唯)