

DOI: 10.19666/j.rlfid.202304049

直接空冷系统凝结水下降管振动分析与治理

高过斌^{1,2}, 杜小军², 张研², 高峰³, 许博¹

(1.西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 713599;

2.国能锦界能源有限责任公司, 陕西 榆林 719319;

3.浙江诺宸环保科技有限公司, 浙江 杭州 311100)

[摘要] 直接空冷系统普遍存在凝结水下降管振动问题, 振动严重时危及空冷系统安全运行。基于流固耦合方法建立管道振动模型, 采用流致振动和流体空化理论对凝结水管的两相流特性进行分析, 对某超超临界 660 MW 机组凝结水管进行模型解析计算和数值模拟。结果表明: 饱和或近饱和的凝结水从空冷平台沿凝结水下降管采用重力自流的方式流到排汽装置热井, 在水的势能释放过程中, 产生两相流激振和空化的现象, 这是产生凝结水振动和空化噪声的原因; 在电厂凝结水管道中采用多级文丘里管十多孔孔板的措施消除凝结水势能, 并避免产生管道振动和噪声超标, 消除了管道振动的隐患。

[关键词] 凝结水; 下降管; 流致振动; 两相流模拟; 流体空化

[引用本文格式] 高过斌, 杜小军, 张研, 等. 直接空冷系统凝结水下降管振动分析与治理[J]. 热力发电, 2023, 52(7): 126-132. GAO Guobin, DU Xiaojun, ZHANG Yan, et al. Analysis and treatment of vibration of condenser pipe in ACC[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(7): 126-132.

Analysis and treatment of vibration of condenser pipe in ACC

GAO Guobin^{1,2}, DU Xiaojun², ZHANG Yan², GAO Feng³, XU Bo¹

(1.School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 713599, China; 2. Jinjie Energy Co., Ltd. of CHN Energy, Yulin 719319, China; 3. Zhejiang Nuochen Environment Protection Company, Hangzhou 311100, China)

Abstract: Condensate downcomer vibration is a common phenomenon in the direct air cooling system, which endangers the safe operation of the air cooling system when the vibration is serious. The pipe vibration model is established based on the fluid solid coupling method. The two-phase flow characteristics of the condensate pipe are analyzed using the theory of flow induced vibration and fluid cavitation. The model analytical calculation and numerical simulation are carried out for the condensate pipe of a 660 MW ultra supercritical unit. The results show that saturated or nearly saturated condensate flows from the air cooling platform along the condensate downcomer to the hot well of the steam exhaust device by gravity flow. When the potential energy of water is released, two-phase flow excitation and cavitation phenomena occur. Based on this analysis, the causes of condensate vibration and cavitation noise are found, By using multi-stage Venturi tubes and porous orifice plates in the condensation water pipeline of the power plant to eliminate the condensate potential energy, avoid excessive pipeline vibration and noise, and eliminate the hidden danger of pipeline vibration.

Key words: condensation water; downcomer; flow induced vibration; two phases flow simulation; fluid cavitation

直接空冷是我国西部缺水地区火力发电厂通常采用的机组冷却方式。汽轮机排汽经过空冷换热管束换热冷凝后的凝结水经凝结水管重新回到排汽装置热井, 回到机组水系统, 形成闭式循环^[1-2]。从空冷装置的平台至排汽装置热井有数十米的高度落差, 凝结水一般采用重力自流方式流回到热井内。由于落差势能需要耗散, 在凝结水流经凝结水

管道进入回水热井的过程中, 会引起管道的巨大振动和噪声。这种振动轻则产生噪声, 严重时还会发生管道焊口震裂, 基座震开或支吊架损坏等威胁机组安全运行的现象^[3-4]。凝结水下降管的振动问题属于典型的流致振动 (flow-induced vibration, FIV) 现象^[5], 国外和国内对此都开展过广泛研究^[6-8], 并分析了流体对管道振动的影响及流固耦合现象。

收稿日期: 2023-04-11

第一作者简介: 高过斌 (1971), 男, 博士研究生, 高级工程师, 主要研究方向为电力能源及企业治理, 16080050@ceic.com。

Paidoussis 等人^[9]对流体管线的振动进行了研究,认为悬臂管线在临界流速时会发生颤振失稳现象,且管道振幅随时间呈指数级增长。

在电站空冷系统凝结水管设计中,仅靠凝结水下降管的沿程阻力和局部阻力不能完全抵消高度差的势能。为完全消除管道凝结水的势能,在凝结水管的下游段装有截阀,用于增加管道局部阻力,从而达到减少管道振动的作用^[10]。但如果运行不当,这会造成局部阻力处的空化现象,截阀后的低压涡流区,由于水温度高于此处饱和水温度,部分饱和水汽化形成空穴,而当随着流线低压涡流区压力回升后,此处压力又高于凝结水饱和压力,此时汽泡迅速消失,由此形成的压力差可以高达 40 MPa 以上^[11],从而形成了巨大的振动和噪声。因此,在空冷凝结水下降管中,既要防止由于汽液夹带而造成的下降管线振动,还要防止局部阻力压差过大造成的空化现象^[12]。

直接空冷凝结水下降管振动问题的理论分析和治理方法多种多样,主要技术措施如下。

1) 在凝结水下降管中布置多级三角孔板和特殊孔板。在凝结水管沿下降方向,每隔 2 m 左右布置 1 套三角孔板,直到凝水管靠近 0 m 附近,再根据管子走向布置数个多孔孔板。该方法在一定程度上减少了管道振动和噪声,有一定的效果^[13]。

2) 沿凝结水下降管下降走向,在内布置阶梯型孔板,呈交错状,每间隔一定距离布置 1 组,其效果与第 1) 种方法类似^[14]。

3) 下降管设计呈“之”字形,使凝结水沿管道楼梯形重力自流。这种设计主要通过减少管内凝结水流速,增加管长,从而增加凝结水的沿程阻力,减少管子局部阻力造成的两相流激振现象^[15]。

以上措施都有一定效果,减少了振动和噪声,但很难消除噪声。本文基于流固耦合方法建立管道振动模型,采用流致振动和流体空化理论对凝结水管流体的两相流特性进行分析,并对某超超临界 660 MW 机组凝结水管进行数值模拟,找出了产生凝结水振动和空化噪声的原因,并采用相应的措施消除凝结水势能,避免产生管道振动和噪声超标,消除了管道振动的隐患,可为空冷机组凝结水管减振降噪提供参考。

1 凝结水管空化及振动问题

1.1 空化现象

空化是饱和或近饱和液体的一种汽液两相相

互转化的物理现象。在一定温度下,液体降低压力到其临界压力时,汽化或溶解于液体中的空气发育形成空穴,这种现象称为空化。国内外对空化都做了大量研究,并根据其特性进行防止和利用^[15-16]。空冷系统凝结水温为近饱和或略欠饱和状态,当沿凝结水管向下流动过程中,由于弯头或阻力件的作用,形成低压涡流区,部分凝结水蒸发形成空泡,随流程增加,凝结水压力又有所恢复,导致形成的空泡又破灭并湮没,此为凝结水的空化现象。空化时的挤压会造成巨大的噪声和振动,危及设备的安全运行。

1.2 振动现象

管道系统的振动特性主要来自于管道自身对稳态激励和瞬态激励的响应,其中瞬态激励是造成管道系统振动的主要因素。稳态激励通常是由于动力机械的振动引起的。瞬态激励则是由于泵的间歇型加压、湍流脉动以及管内相变引起的局部压力脉动。当流体的压力波动流经管径变化部位、弯管或阀体时就会产生相应的激振力,从而引发管道振动。

管道在工作过程中会由于流体流动状态的变化诱发流体和管道结构间的耦合振动。流体在流动过程中产生的冲击作用致使管道发生运动或变形,而管道的变形或运动又反过来影响了流体的运动状态,从而产生流体与管道之间不断的相互作用,并持续迭代叠加。这就导致流固耦合作用下管道振动的物理模型十分复杂^[17]。管道系统的振动主要包括动力装置激励、壳体振动传递和管内流体脉动激励。

2 凝结水管振动计算模型

2.1 有限元计算

流固耦合相互作用的一般形式可以通过固体守恒方程和流体控制方程耦合来描述^[18-20]。

固体守恒方程由牛顿第二定律导出:

$$\rho_s \mathbf{d}_s = \nabla \sigma_s + \mathbf{f}_s \quad (1)$$

式中: ρ_s 为固体密度; σ_s 为柯西应力张量; \mathbf{f}_s 为体积力矢量; \mathbf{d}_s 为固体域当地加速度矢量。

流体控制方程包括连续性方程和动量方程^[21-23]。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_i) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right) \right] + \rho g_i \quad (3)$$

流固耦合振动要实现流体域和固体域互动作用,在其交界面遵循基本的守恒定律以确保流体域和固体域的应力、位移、温度以及热流量相等,即满足下面的方程组:

$$\begin{aligned} \tau_f \cdot n_f &= \tau_s \cdot n_s \\ d_f &= d_s \\ q_f &= q_s \\ T_f &= T_s \end{aligned} \quad (4)$$

此为控制方程的通用形式,针对不同的应用环境,设定边界条件来求解方程。

在两相流计算时采用混合模型进行计算。混合模型考虑了离散相和连续相的速度差以及相互间的作用^[24-25]。动量方程以及连续性方程中各物性参数采用各相体积的平均值。混合模型的控制方程组如下。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m) = 0 \quad (5)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \mathbf{u}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m \mathbf{u}_m) &= -\nabla p \\ + \nabla \left[\mu_{\text{eff}} (\nabla \mathbf{u}_m + \nabla \mathbf{u}_m^T) \right] + \rho_m \mathbf{g} & \quad (6) \\ + \mathbf{F} + \nabla \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k^r \mathbf{u}_k^r & \end{aligned}$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \beta_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \beta_p \mathbf{u}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \beta_p \mathbf{u}_p^r) \quad (7)$$

2.2 计算模型

本文研究对象为空冷平台凝结水下降管管段,包含扩建端和固定端 2 种结构,通过在管路上添加节流元件,实现节流降压和降低振动的目的。入口采用压力入口,入口静压为 20 kPa,工质入口 20 K 过冷度,出口采用流量出口,出口流量为 600 t/h。采用稳态计算的方式进行数值计算。计算模型如图 1 所示。

3 现有凝结水管计算结果分析

管内速度、局部流线以及流量分布如图 2—图 4 所示。由于是稳态计算,管内流体始终处于满液状态,因此,重力势能变化全部转变为压力能。由图 2—图 4 可见,仅在弯头处由于管道形状改变引起微小的速度变化。管道形状的变化引起局部流量发生变化,从而改变管内部分流体流速,在流动稳定后,管内流体流速又恢复平稳。

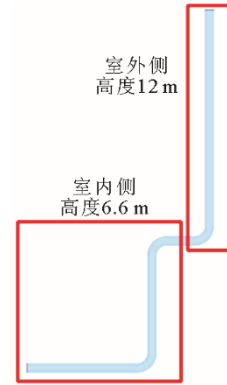


图 1 凝结水管 CFD 计算模型
Fig.1 The CFD model of the condensate pipes

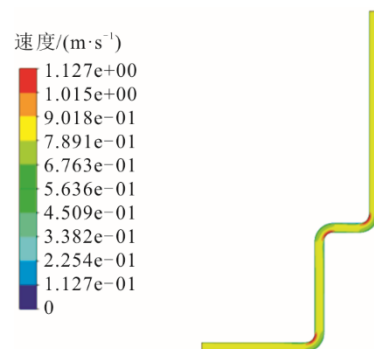


图 2 凝结水下降管内速度分布
Fig.2 Velocity distribution in the condensate downcomer

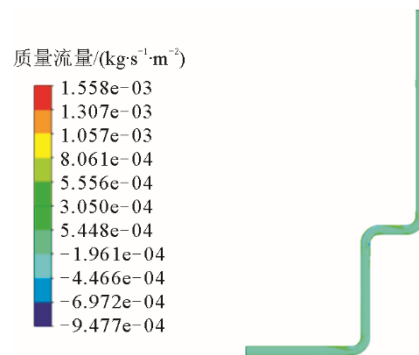


图 3 凝结水下降管内质量流量分布
Fig.3 Mass flow distribution in the condensate downcomer

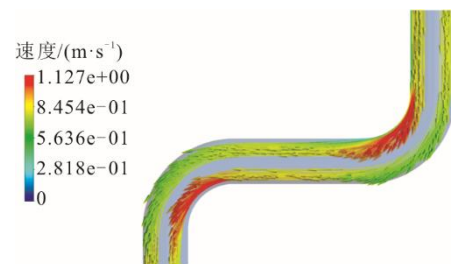


图 4 凝结水下降管内流速流线
Fig.4 Flow velocity streamline in the condensate downcomer

管内压力分布如图 5 所示。入口至出口高度差为 18.6 m，工质密度为 992.15 kg/m³，重力加速度为 9.8 m/s²，进出口重力势能变化为 180.849 kPa。数值计算结果进出口压差为 180.473 kPa，管内平均流速为 0.8 m/s，压力损失为 0.482 kPa，数值计算误差为 0.058 %。

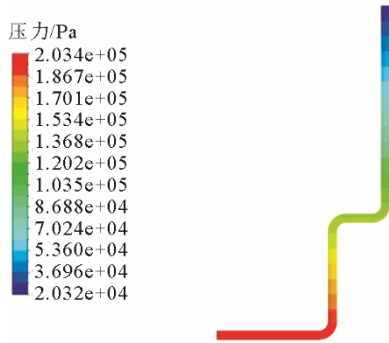


图 5 凝结水下降管内压力分布
Fig.5 Pressure distribution in the condensate downcomer

将压力计算结果导入静态结构分析。管道材料为 20 号钢，固定管道的入口和出口，计算管道结构总变形、等效应变及等效应力，结果如图 6—图 8 所示。

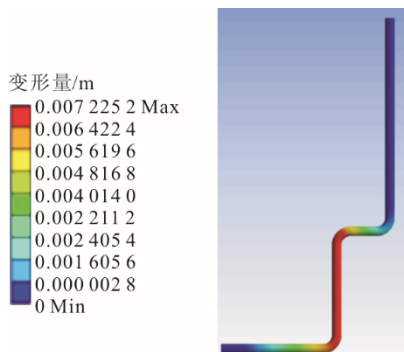


图 6 凝结水下降管内管道变形
Fig.6 Deformation of the condensate downcomer

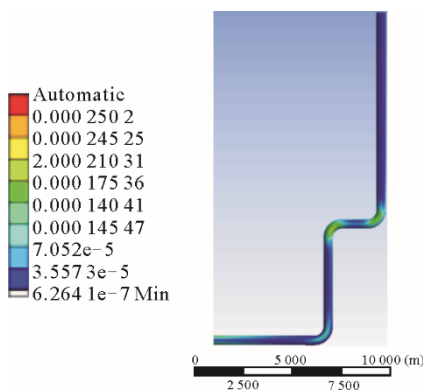


图 7 凝结水下降管内应变分布
Fig.7 Strain distribution in the condensate downcomer

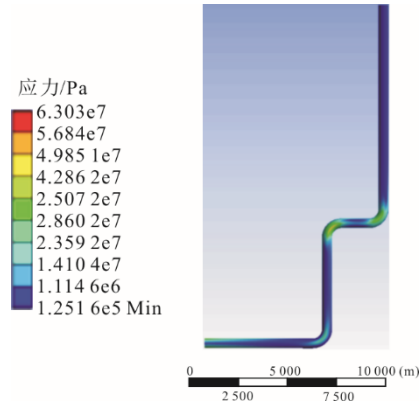


图 8 凝结水下降管内等效应力分布
Fig.8 Equivalent stress distribution in the condensate downcomer

由图 6—图 8 可见：最大变形量为 7.22 mm，主要分布在室内侧的下降管部分；而最大等效应变和等效应力则主要分布在弯头部分及出口位置处。这主要是由于弯头部分存在速度梯度的变化，弯头部分压力分布不均，随着位置高度的下降，管道出口处水平管段总压最大，因此其等效应变和等效压力也最大。

4 改进措施

4.1 消波降噪装置设计

节流孔板的前后压差 Δp 小于其对应的最大允许压差 Δp_s ，可以避免空化现象的产生。 Δp_s 计算公式为：

$$\Delta p_s = 0.81(p_1 - F_f p_v) \quad (8)$$

$$f_f = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (9)$$

式中： p_1 为孔板进口压力，MPa； F_f 为临界压力比系数； p_v 为饱和蒸气压，MPa； p_c 为水的热力学临界压力，MPa。

本文利用孔板消除 18.6 m 压头，出口压力为 20 kPa 过冷水，入口工质温度为 313.15~363.15 K，密度最大为 992.15 kg/m³。计算得到孔板压差 Δp 为 0.180 854 MPa， Δp 大于 Δp_s (0.147 789 MPa)，因此采用一级节流会发生空化，采用二级孔板后 $\Delta p_1=0.120 570$ MPa， $\Delta p_2=0.060 284$ MPa。保持相同的液位高度，入口工质温度相同，随着流量的增大，管路进出口的压降逐渐增大，工质流经各阻力元件的压降也逐渐增大。

为进一步避免发生空化现象，将标准孔板改为多孔孔板进行节流。将标准孔板的单个节流孔面积

分散为若干个小节流孔，再按照拟定的排列规则进行布置，完成由标准孔板向多孔孔板的转化。

多孔孔板布置分为圆形布置和正方形布置。圆形布置节流孔位置层次感较强，位于管道圆心的圆的位置变化灵活，不受节流孔孔距的限制，圆心圆位置取决于节流孔间距；正方形布置节流孔位置均匀性较强，节流孔布置较圆形布置更为紧凑、对称。本文多孔孔板设计采用正方形布置。

在一级孔板下游以及下游弯管后端增设 2 个文丘里管以达到稳流的效果，并进一步降低管路振动。节流元件设计采用多孔孔板和文丘里管相结合的形式。图 9 为增加节流元件后的计算模型，并在节流元件前后共取 8 个截面以便提取节流压降。

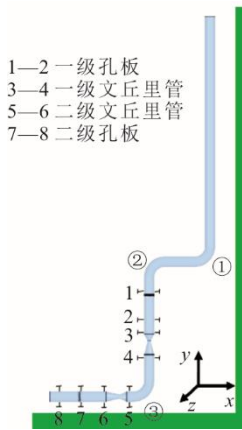


图 9 消波降噪装置计算模型
Fig.9 Calculation model of the wave and noise reduction device

4.2 计算结果分析

增加节流元件后不同流量下管内压力和流线分布表现出相似的规律，以 600 t/h 流量为例，其管内压力分布和流线分布如图 10、图 11 所示。

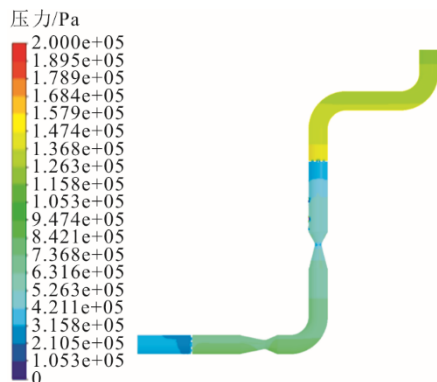


图 10 600 t/h 流量凝结水下降管内压力分布
Fig.10 Pressure distribution in the condensate down comer at the flow rate of 600 t/h

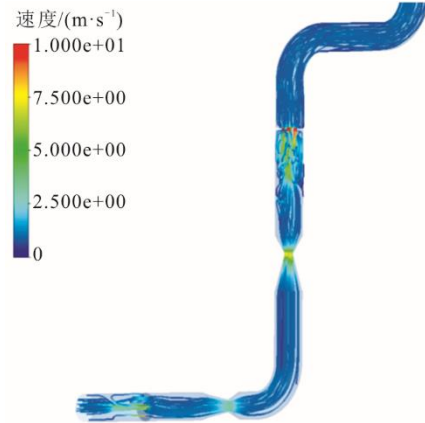


图 11 600 t/h 流量凝结水下降管内流线分布
Fig.11 The stream distribution in the condensate downcomer at the flow rate of 600 t/h

由图 10、图 11 可见：一级孔板位置前端压力达到最大值，其压降也最大，且随着流量的增大，压降也逐渐增大；压降最大的同时伴随着一级孔板下游湍流强度的增大，也必然伴随着振动强度的增大。此时，一级文丘里管则实现稳流的作用，使得流体在流经弯管之前达到稳定的效果，从而降低弯管位置处的湍流强度。弯管后布置二级文丘里管以实现对流体的稳流作用，二级孔板进行二次节流降压。600 t/h 时出口位置处流体压强为 35 kPa，与入口处流体压强仅相差 15 kPa，降压效果理想。

不同流量下节流元件前后压降变化如图 12 所示。计算分析表明，为减小该振动，需要控制节流元件后管路液位在 25 075~37 037 mm。

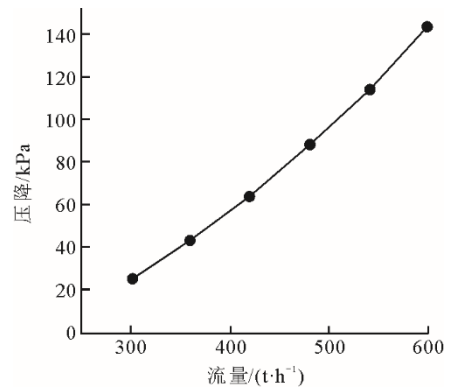


图 12 管路进出口降压随流量的变化
Fig.12 Changes of pressure difference at pipeline inlet and outlet with flow rate

管路结构采用 20 号钢，拉伸强度为 275~392 MPa，屈服强度为 253~500 MPa。600 t/h 流量下的总位移量如图 13 所示，总最大位移量随流量的变化如图 14 所示。

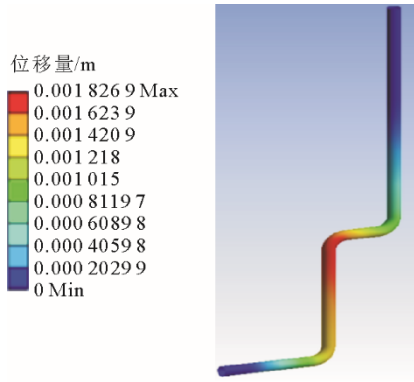


图 13 600 t/h 流量下总位移量
Fig.13 Total displacement at a flow rate of 600 t/h

由图 13、图 14 可见：随着流量的增大，管路系统总的最大位移量几乎不发生变化；600 t/h 的最大位移为 1.97 mm。这主要是由于管内流体最大压强位置处于一级孔板前端，最大压强为 151 kPa，一级孔板下游的文丘里管则起到了很好的稳流作用，使得管路的整体振动得以减小。相比于无孔板时下降管，增加节流元件后不仅实现了节流降压的目的

的，管壁面所受应力也相应减小，从而减小了管路系统的振动。

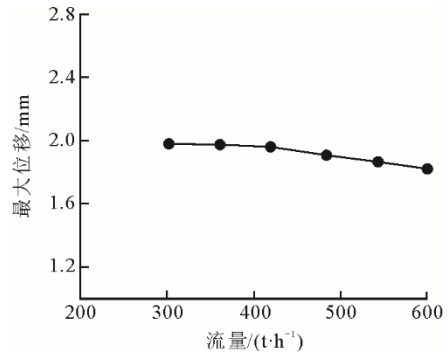


图 14 总最大位移量随流量的变化
Fig.14 Total maximum displacement with flow rate

分析 X、Y、Z 方向的位移量，结果如图 15 所示。由图 15 可见，X 方向上的振动量是管路整体振动的主要贡献，其次是 Z 方向上的振动，Y 方向上则几乎无振动。因此，可同时增设 X 方向的固定，进一步减小管路振动。

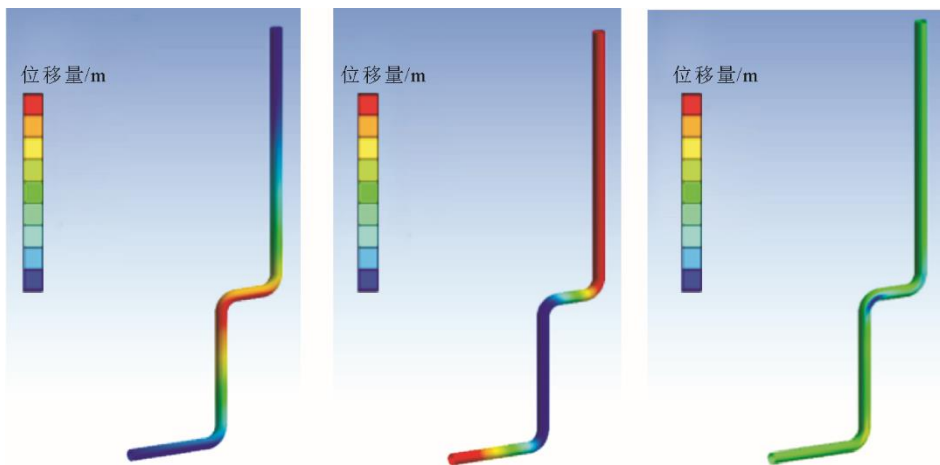


图 15 600 t/h 流量时 X、Y、Z 方向位移量
Fig.15 Displacement in the directions of X, Y, and Z with the flow rate of 600 t/h

5 结 论

本文通过对空冷平台凝结水下降管固定端和扩建端室内侧的垂直管段及水平管段设计添加节流元件，实现下降管节流降压及降低振动的目的。模拟计算某电厂 660 MW 机组凝结水下降管增加节流元件的效果，表明振动值和噪声均符合国家有关要求。

1) 依据单孔孔板孔径设计原则进行孔板的设计计算，为了避免空化产生，采用多级孔板形式进行节流，同时将标准孔板改为多孔孔板进行节流，节流效果较好且不会产生空化现象。

2) 采取多级孔板进行节流时，一级孔板承担主要降压，孔板下游湍流强度较大。因此，在一级孔板下游以及下游弯管后端增设 2 个文丘里管以达到稳流的效果，管路振动进一步降低。

3) 无节流元件时管路振动最大为 7.22 mm，增设节流元件后管路最大振动为 1.97 mm，且同时实现了节流降压的目的。

[参 考 文 献]

[1] 刘文利, 张启安. 直接空冷系统在火力发电厂中的应用[J]. 中国电业(技术版), 2011(9): 53-57.
LIU Wenli, ZHANG Qi'an. Application of direct air-cooling system in thermal power plants[J]. China Electric

- Power (Technical Edition), 2011(9): 53-57.
- [2] 董韶峰, 闫金霞, 任浩. 发电厂直接空冷系统设计[J]. 能源与环境, 2006(5): 117-118.
DONG Shaofeng, YAN Jinxia, REN Hao. Design of direct air-cooling system for power plant[J]. Energy and Environment, 2006(5): 117-118.
- [3] 张杨科. 300 MW 直接空冷机组凝结水回水管道振动分析[J]. 内蒙古科技与经济, 2016(15): 103-104.
ZHANG Yangke. Vibration analysis of condensate return pipeline of 300 MW direct air-cooled unit[J]. Inner Mongolia Science & Technology and Economy, 2016(15): 103-104.
- [4] 刘月正. 浅析空冷凝结水下降管振动[J]. 神华科技, 2015, 13(1): 61-64.
LIU Yuezheng. Analysis on vibration of downcomer of air-cooled condenser[J]. Shenhua Science and Technology, 2015, 13(1): 61-64.
- [5] 郭民臣, 李鹏. 空冷系统凝结水下降管振动的分析及对策[J]. 现代电力, 2011, 28(3): 80-84.
GUO Minchen, LI Peng. Analysis and countermeasures of vibration of condensate downcomer in air cooling system[J]. Modern Electric Power, 2011, 28(3): 80-84.
- [6] 王涛. 基于 ANSYS Workbench 的输液管道振动特性分析和振动控制的研究[D]. 石家庄: 河北科技大学, 2011: 35-45.
WANG Tao. Research on vibration characteristics analysis and vibration control of infusion pipeline based on ANSYS Workbench[D]. Shijiazhuang: Hebei University of Science and Technology, 2011:35-45.
- [7] 谌冉曦. 基于 workbench 的弯管道流固耦合振动性能分析[D]. 衡阳: 南华大学, 2020: 21-32.
SHEN Ranxi. Analysis of flow-solid coupling vibration performance of bent pipeline based on workbench[D]. Hengyang: Nanhua University, 2020: 21-32.
- [8] ALEHOSSEIN H, QIN Z. Numerical analysis of Rayleigh- Plesset equation for cavitating water jets[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2010, 72(7): 780-807.
- [9] PAIDOUSSIS M P, ISSID N T. Dynamic stability of pipes conveying fluid[J]. Journal of Sound and Vibration, 1974, 33(3): 267-294.
- [10] 李丽梅, 华扬松, 黄忠, 等. 直接空冷系统凝结水管道流动诱发振动分析[J]. 城市建设理论研究: 电子版, 2013(5): 1-6.
LI Limei, HUA Yangsong, HUANG Zhong, et al. Analysis of flow-induced vibration in condensate pipeline of direct air-cooling system[J]. Urban Construction Theory Research: Electronic Edition, 2013(5): 1-6.
- [11] 李超. 直接空冷系统凝结水管道的振动分析与数值模拟[D]. 北京: 华北电力大学, 2016:21-29.
LI Chao. Vibration analysis and numerical simulation of condensate pipeline in direct air-cooling system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016: 21-29.
- [12] 李国栋, 黄赛冬, 金红伟, 等. 直接空冷机组凝结水下降管流场改造与分析[J]. 山东电力技术, 2015, 42(9): 1-6.
LI Guodong, HUANG Saidong, JIN Hongwei, et al. Reconstruction and analysis of flow field of condensate downcomer in direct air-cooling unit[J]. Shandong Electric Power Technology, 2015, 42(9): 1-6.
- [13] 黄赛冬. 直接空冷机组凝结水下降管流场分析与改造[D]. 北京: 华北电力大学, 2016: 24-44.
HUANG Saidong. Analysis and reconstruction of flow field of condensate downcomer in direct air-cooling unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016: 24-44.
- [14] 张春, 刘振盛, 姜拥军, 等. 空冷凝汽器凝结水下降管振动原因分析[J]. 现代电力, 2010(3): 1-4.
ZHANG Chun, LIU Zhensheng, JIANG Yongjun, et al. Analysis of the cause of vibration in condensate downcomer of air-cooled condenser[J]. Modern Electric Power, 2010(3): 1-4.
- [15] 吴斌蕾. 针对空冷岛凝结水下降管振动大的优化研究[J]. 电子质量, 2012(11): 22-24.
WU Binlei. Optimization research on vibration of condensate downcomer in air-cooled island[J]. Electronic Quality, 2012(11): 22-24.
- [16] YAN Y, THORPE R B. Flow regime transitions due to cavitation in the flow through an orifice[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1990, 16(6): 1023-1045.
- [17] 张法科. 660 MW 直接空冷机组凝结水回水管道振动原因分析及处理[J]. 山西电力, 2022(3): 65-67.
ZHANG Fake. Analysis and treatment of vibration of condensate return pipeline in 660 MW direct air-cooling unit[J]. Shanxi Electric Power, 2022(3): 65-67.
- [18] 李玺. 高压长输管道流固耦合振动特性分析及应用[D]. 西安: 西安石油大学, 2021: 33-40.
LI Xi. Analysis and application of flow-solid coupling vibration characteristics of high-pressure long-distance pipeline[D]. Xi'an: Xi'an Shiyou University, 2021: 33-40.
- [19] 张超. 核级电动闸阀管液流系统流致振动噪声特性及其抑制研究[D]. 济南: 山东大学, 2020: 61-84.
ZHANG Chao. Study on the flow-induced vibration and noise characteristics of bent pipe liquid flow system of nuclear-grade electric gate valve and its suppression[D]. Jinan.: Shandong University, 2020: 61-84.
- [20] 周岩. 基于双向流固耦合 U 型管流体诱导振动特性研究[D]. 吉林: 东北石油大学, 2020: 11-20.
ZHOU Yan. Study on the fluid-induced vibration characteristics of U-shaped pipe based on two-way fluid-solid coupling[D]. Jilin: Northeast Petroleum University, 2020: 11-20.
- [21] JI B, LUO X, WU Y, et al. Numerical analysis of unsteady cavitating turbulent flow and shedding horse-shoe vortex structure around a twisted hydrofoil[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2013, 51: 33-43.
- [22] LONG X, QI L, JI B, et al. Numerical investigation of two typical cavitation shedding dynamics flow in liquid hydrogen with thermodynamic effects[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 109: 879-893.
- [23] GIORGI M, FICARELLA A, FONTANAROSA D. Numerical investigation of nonisothermal cavitating flows on hydrofoils by means of an extended Schnerr-Sauer model coupled with a nucleation model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 142(4): 1-9.
- [24] 任雨扬. 节流孔板空化特性数值模拟和实验研究[D]. 杭州: 杭州电子科技大学, 2021: 24-41.
REN Yuyang. Numerical simulation and experimental study on cavitation characteristics of orifice plate[D]. Hangzhou: Hangzhou Dianzi University, 2021: 24-41.
- [25] CASOLI P, SCOLARI F, RUNDO M. Modelling and validation of cavitating orifice flow in hydraulic systems[J]. Sustainability, 2021, 13(13): 1-15.

(责任编辑 杨嘉蕾)