

文章编号: 0258-0926(2020)02-0125-05; doi:10.13832/j.jnpe.2020.02.0125

主管道管径对主泵性能的影响分析

王 岩¹, 崔怀明¹, 郭艳磊², 毛远帆¹, 段永强¹, 李 磊¹, 苏先顺¹

1. 中国核动力研究设计院核反应堆系统设计技术重点实验室, 成都, 610213; 2. 兰州理工大学, 兰州, 730050

摘要: 针对压水堆核主泵及其 2 种不同的主管道冷段管径配置方案, 将核主泵与主管道组合建立三维模型, 采用六面体结构化网格划分并进行了整个流动区域的非定常流动特性数值计算, 得出了不同的主管道冷段配置方案下泵内及管道内的非定常压力脉动特性。分析结果表明: 增加冷段管径使主泵本身效率降低, 但由于相接的冷段管径增大使水力损失降低, 整个系统效率提高了 1.3%; 配置较大管径冷段可以明显降低过渡段的压力脉动幅值; 2 种冷段管径方案的泵内导叶入口位置和压水室内的压力脉动幅值差别较小, 冷段内压力脉动幅值也较小, 且均呈现出无周期和无规律特性; 配置较大管径冷段会使轴向力脉动幅值略有降低。

关键词: 主泵; 主管道; 非定常流动; 压力脉动

中图分类号: TH38 **文献标志码:** A

Analysis of Effect of Primary Piping Diameter on Performance of Main Pump

Wang Yan¹, Cui Huaiming¹, Guo Yanlei², Mao Yuanfan¹,
Duan Yongqiang¹, Li Lei¹, Su Xianshun¹

1. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Nuclear Power Institute of China, Chengdu, 610213, China;
2. Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050, China

Abstract: To the nuclear primary pump of PWR and its two different primary piping cold leg diameter configuration schemes, a three-dimensional model is established by combining the primary pump and the primary pipe, and the hexahedron structured mesh is used to perform the model partition and calculate the unsteady flow characteristics of the whole flow region. The unsteady pressure fluctuation characteristics in the pump and the pipe under different cold leg configuration schemes of the primary pipe are obtained. The results show that the primary pump efficiency decreases with the increasing of the cold section diameter, but the hydraulic loss decreases with the increasing of the cold section diameter, and the efficiency of the whole system increases by 1.3%; the pressure fluctuation amplitude of transition section can be significantly reduced with the increasing of the cold section diameter; the difference of pressure fluctuation amplitude between the inlet position of guide vane and the pressure chamber in the two schemes of cold section diameter is small, and the amplitude of the pressure fluctuation in the cold section is also small, and all of them show the characteristics of no cycle and no rule; the configuration of large diameter cold section will slightly reduce the amplitude of the axial force fluctuation.

Key words: Primary pump, Primary piping, Unsteady-flow, Pressure fluctuation

0 引言

反应堆冷却剂泵(简称主泵)内部流动是非定常紊流, 流场是否均匀、稳定将影响到主泵水力性能和整个机组的稳定性^[1-5]。一般泵入口管

道(过渡段)管径大, 出口管道(冷段)管径小, 本文针对 2 种不同规格的主管道冷段管径配置方案, 将主管道与主泵水力部件组合建模, 分别进行非定常数值计算, 得出主泵和主管道系统内压力脉

收稿日期: 2019-11-14; 修回日期: 2019-12-04

作者简介: 王 岩(1980—), 男, 高级工程师, 现从事核级泵阀设计与分析研究工作, E-mail: 40414630@qq.com

动特性的分布情况,分析了主管道对主泵性能的影响,为后续核电工程主管道和主泵设计提供参考。

1 主泵参数和模型建立

主泵参数为:流量 $Q_d = 24680 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 101.4 \text{ m}$,泵效率 $\geq 80\%$ 。泵转速 $n = 1485 \text{ r/min}$,比转速 $n_s = 440$,叶轮叶片数为7个,导叶叶片数为11个。主泵进、出口主管道直径有2种方案:①过渡段直径为 $\Phi 787 \text{ mm}$,冷段直径为 $\Phi 698 \text{ mm}$ (即冷段管径配置方案1,以下简称方案1);②过渡段和冷段直径均为 $\Phi 787 \text{ mm}$ (即冷段管径配置方案2,以下简称方案2)。

针对主泵水力设计方案,采用UG软件对叶轮、导叶、压水室、主管道过渡段(进口管道)和冷段(出口管道)等整个过流区域,建立了三维实体模型,如图1所示。

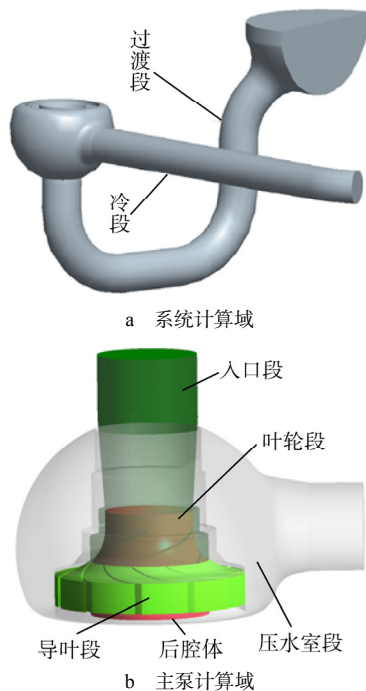


图1 主管道和主泵组合模型

Fig. 1 Combined Model of Primary Pipeline and Primary Pump

2 网格划分和湍流模型

2.1 网格划分

主泵过流区域结构复杂,需区分旋转部件和静止部件,采用分区划分网格的方法进行六面体结构化网格划分。将整个计算域划分成过渡段、吸入管及口环间隙、前腔、后腔、叶轮、导叶、压水室和冷段。采用ICEM软件,所有壁面网格

进行加密处理,满足湍流模型 y^+ 值的要求,进行了网格无关性分析,确定的整个过流区域网格单元数为:方案1模型网格单元1488万个;方案2模型网格单元1505万个。经过网格质量检查表明整体质量较高。

2.2 湍流模型和数值方法

本文采用有限体积法离散控制方程,选用分离式求解器,采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对整个流动区域进行数值模拟计算^[2,6-7],通过较大尺寸运动以及修正后的粘度项体现较小尺寸的影响,以尽量考虑弯曲壁面对流动的影响。对近壁区域处非充分发展的湍流流动采用标准壁面函数进行处理。压力和速度的组合采用SIMPLEC算法。扩散项的离散采用二阶迎风格式,各控制方程采用二阶离散格式可以减小数值计算截断误差的影响,从而提高计算精度。

2.3 边界条件设置

在非定常计算前,在对主泵及主管道组合模型(以下简称组合模型)进行性能预测时假定流动定常,并以定常数值模拟结果作为压力脉动非定常计算的初始值。进口边界条件采用连续的速度进口,出口边界条件选用自由出流,壁面为无滑移壁面条件,近壁区域为标准壁面函数,残差收敛精度为 10^{-4} ^[3]。

在非定常计算的时间步长设置上,时间步长应该足够小,经过分析,确定了以叶轮方位角每转过 3° 所需的时间为1个步长,既非定常计算的时间步长为 0.0003367 s ,每120个时间步长为叶轮旋转1圈。

2.4 压力监测设置

为了获得详细的泵内和管道内的整个流体区域内部各空间点的压力脉动特性,分别对2种组合模型设置了92个压力监测点,压力监测点的位置分布如图2所示。

主管道过渡段和冷段设置4个不同的截面位置,分别是 $xrg1$ 、 $xrg2$ 、 $xrg3$ 、 $xrg4$ 、 $ycg1$ 、 $ycg2$ 、 $ycg3$ 以及 $ycg4$,在每个截面的2个不同的半径(r_1 、 r_2)的 0° 、 90° 、 180° 和 270° 处各取1个监测点(分别为 $d0r1$ 、 $d0r2$ 、 $d90r1$ 、 $d90r2$ 、 $d180r1$ 、 $d180r2$ 、 $d270r1$ 、 $d270r2$),并将截面的圆心也取做监测点($r0$),如此每个截面取9个监测点,过渡段和冷段共计8个截面,共72个监测点。

导叶的进出口分别取4个监测点,共计8个

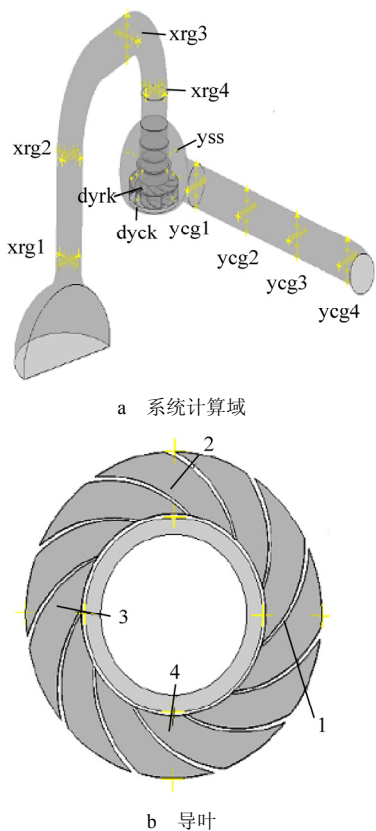


图2 压力监测点布置图

Fig. 2 Layout of Pressure Monitoring Points
dyrk、dyck、yss—泵内部截面

监测点。在压水室内部，以压水室的水平中截面为监测面，取3个不同半径的圆，圆与坐标轴的交点作为监测点，分别位于0°、90°、180°和270°（1对应0°，2对应90°，3对应180°，4对应270°），压水室内共设置12个监测点。

3 性能预测和流场分析

主泵与过渡段和冷段组合的性能预测结果如表1所示。在组合模型计算中，计算主泵性能参数所选取的截面与单独计算主泵（单一主泵计算模型不包含过渡段和冷段）性能时所用的截面完

全相同，以揭示主管道对主泵性能的影响。根据表1可知，在过渡段和冷段中均存在一定的水力损失，其中过渡段的水力损失占泵总输出能量的1.25%左右，过渡段的水力损失的大小与冷段管径的变化基本无关，而冷段的水力损失随管径的变化有明显的不同，当冷段直径为 $\Phi 698$ mm时，水力损失较大，占泵总输出能量的3.3%；当冷段直径为 $\Phi 787$ mm时，水力损失降低明显，水力损失占泵总输出能量的1.4%左右，与过渡段接近，但管道和泵系统效率比管径增大前高出1.3%。图3为3种组合模型中主泵的性能曲线。

在0~1500 m³/h (0.6Q_d) 流量范围内，冷段管径的增大使主泵的扬程明显提高，并使轴功率明显增大。在1500~24680 m³/h (Q_d) 流量范围内，主管道对主泵的性能影响相对较小，扬程、轴功率和效率变化不大。当流量大于Q_d时，冷段管径的增大使泵的扬程、轴功率和效率都略有降低。

图4为2种组合模型的系统性能曲线。在设计工况点附近，即在(0.8~1.2) Q_d 流量范围内，增大主管道冷段管径可使系统的扬程和轴功率增大，系统效率明显提高。

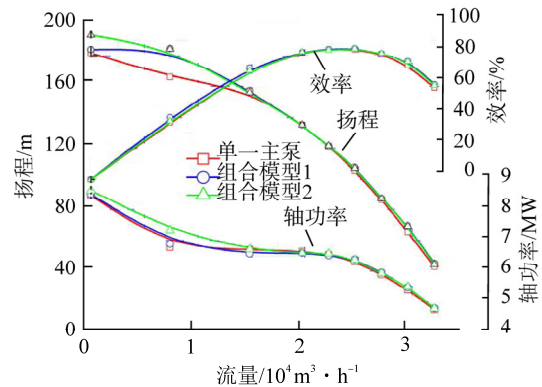


图3 主泵性能曲线

Fig. 3 Performance Curve of Primary Pump

表1 设计工况点各组合模型性能预测结果

Table 1 Performance Prediction Results of Each Combination Model at Design Working Point

序号	组合模型	扬程/m		轴功率/kW	效率/%		叶轮水力效率/%	叶轮扬程/m	导叶水力损失/m	压水室水力损失/m	过渡段水力损失/m	冷段水力损失/m
		主泵	组合模型		主泵	组合模型						
1	单一主泵	105.46	—	6308.619	83.73	—	91.89	115.73	4.09	6.56	—	—
2	组合模型1 (主泵+方案1)	107.67	102.88	6379.854	84.53	80.76	92.62	117.97	4.04	6.26	1.25	3.53
3	组合模型2 (主泵+方案2)	107.05	104.25	6362.571	84.28	82.07	92.65	117.69	4.03	6.61	1.27	1.53

注：—表示不适用

4 主泵非定常性能计算分析

4.1 过渡段压力脉动

由 2 种组合模型在 xrg1 截面 9 个监测点 (d0r1、d0r2、d90r1、d90r2、d180r1、d180r2、d270r1、d270r2、r0) 的压力脉动时域图 (图 5 和图 6) 可知, 过渡段内压力在同一截面内分布较不均匀, 梯度明显。

同一监测点在不同时刻呈现较为明显的非定常特性, 随时间产生剧烈的变化, 变化幅值达 20000 Pa。在转子旋转 1 周时间 ($t=0.0404$ s) 内,

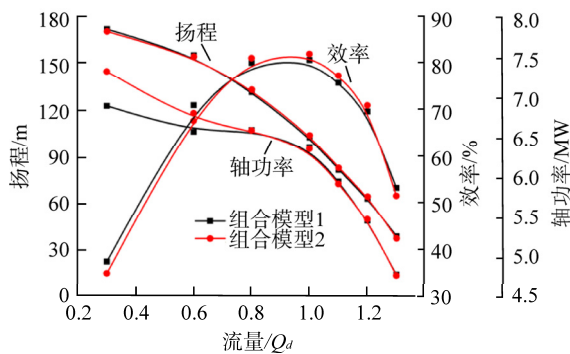


图 4 系统性能曲线

Fig. 4 System Performance Curves

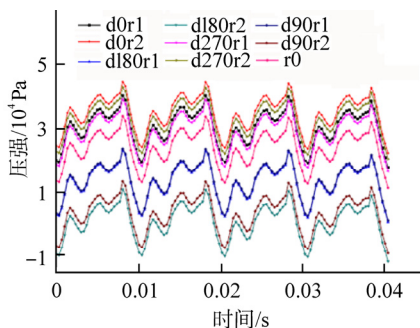


图 5 组合模型 1 压力脉动时域图

Fig. 5 Time Domain Diagram of Pressure Fluctuation in Combination Scheme 1

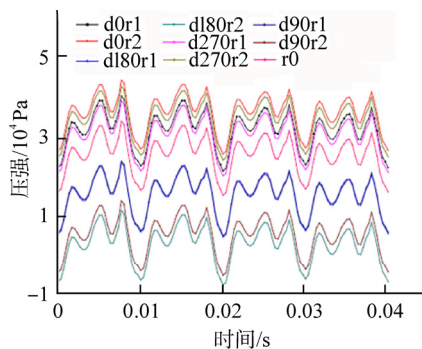


图 6 组合模型 2 压力脉动时域图

Fig. 6 Time Domain Diagram of Pressure Fluctuation in Combination Scheme 2

各个监测点的压强又呈现明显的周期性特征。转子转动的一个周期内, 各个监测点均出现 4 次波峰波谷, 过渡段内压力脉动明显受到转子叶频的影响, 而在每个波峰期间又呈现明显的波动性。

根据傅里叶变换脉动频域分析, 压力脉动的主频振动出现在 99 Hz 附近, 与转子叶频相等, 说明整个过渡段管路中的压力脉动明显受到转子转动的影响。在主频之外的 200、300 Hz 附近出现较为明显的次频振动, 300 Hz 附近的振动幅值高于 200 Hz 的振动幅值, 这与时域图相吻合。组合模型 1 管路主频对应的振动幅值明显高于组合模型 2 管路对应的主频幅值, 说明冷段直径加大后可以明显降低吸入管的压强脉动幅值。其他截面 xrg2、xrg3、xrg4 的各监测点压力脉动时域和频域分布规律与 xrg1 位置处分布规律类似。

4.2 主泵腔内压力脉动

导叶入口处 4 个监测点压力脉动结果表明, 压强呈明显的非定常周期特性, 同一位置压强变化幅值达 200 kPa。脉动主频频率与转子叶频相同 (99 Hz), 说明导叶入口压强脉动亦受到转子转动的剧烈影响, 与入口过渡段压力脉动情况分布相似, 在 200 Hz 和 300 Hz 附近出现次频振动, 2 种方案系统主频对应振动幅值接近。

导叶出口处同一截面上的 4 个监测点位置的压强分布不均匀, 差别较大, dyck2 位置处的压强明显小于其他 3 个截面位置处的压强。dyck1 压力脉动主频与转子叶频相同 (99 Hz), 在 200、300 Hz 频率处出现明显的次频振动, 说明该位置受到转子转动效应影响也较为明显。而 dyck2、dyck3、dyck4 截面位置压力脉动虽呈现一定的周期性, 但主次频区分并不明显, 其压力脉动现象更加复杂, 这些位置主要受到导叶与压水室非对称组合效应的影响。

压水室中压力分布具有明显的梯度变化, 在 0° 、 180° 以及 270° 位置处监测点的压力脉动均呈现明显的周期特性, 90° 位置处监测点压力脉动周期特性并不明显, 该位置处出现明显的低速漩涡区, 湍动能较高, 压强波动幅值较小且不规律。频域分析表明, 90° 处无明显的主频振动, 压强脉动也无明显的周期特性, 在 0° 、 180° 以及 270° 3 个位置处的监测点均在 294.5 Hz (与 12 倍转频大小相当) 处出现明显的主频振动, 且振动幅值按照 270° 、 0° 、 180° 顺序依次衰减, 组合模型 1 和组合模型 2 主频对应振动幅值相当, 但明显高于单一主泵模型的主频振动幅值, 说明耦合管道后

加剧了主泵压水室内部压强的脉动幅值。

4.3 冷段压力脉动

冷段管内压强脉动幅值较小, 较过渡段管平滑, 变化幅度不超过 5 kPa, 远小于过渡段和主泵内压强变化幅值。与过渡段不同, 冷段整个管道内压强虽然呈现明显的非定常特性, 但并没有表现出明显的周期特性, 这与流体经过叶轮、导叶, 特别是经过压出室后产生大量的漩涡, 流态变得紊乱而无规律相关。

4.4 转子径向力和轴向力

3 种组合模型的转子径向力呈现较为明显的非定常特性, 在 1 个转动周期内的分布较为规律, 总体围绕坐标轴对称分布。根据时间变化, 径向力大小和方向都发生了较大的变化, 但其径向力的脉动又表现出较为明显的周期特性。时域分析表明, 径向力脉动周期与转子周期大小相等 (0.0404 s), 说明径向力脉动明显受到转子转动效应的影响。3 种组合模型的径向力在 2 个方向的极值略有不同, 说明加装管路之后会对主泵转子受到的径向力产生一定的影响。转子轴向力呈现较为明显的非定常周期特性 (图 7), 在一个转动周期内, 出现 4 个周期性的波峰波谷, 且组合模型 1 轴向力波动幅值较组合模型 2 大, 两者轴向力波动幅值又远远大于单一主泵模型的轴向力波动幅值, 说明加装管路后, 转子所受到的轴向力变化明显剧烈起来。

另外, 轴向力脉动在 99 Hz 处出现主频振动, 明显受到转子转动的影响, 同时在 200 Hz 处出现次频振动; 组合模型 1 主频对应轴向力脉动幅值明显高于组合模型 2 主频对应的轴向力脉动幅值, 而两者又远远大于单一主泵模型主频对应的轴向力脉动幅值, 说明管路系统明显加强了轴向

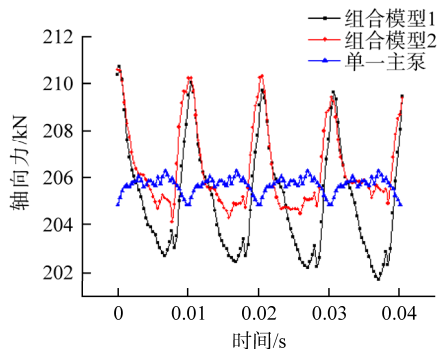


图 7 轴向力时域图

Fig. 7 Time Domain Diagram of Axial Force

力脉动程度, 而适当加大出水管半径可以减少轴向力脉动幅值。

5 结 论

(1) 主管道对核主泵的性能有着明显的影响, 冷段管径的增大降低了冷段内的水力损失, 从而使管路系统的效率在设计工况点提高了约 1.3%。

(2) 增大冷段管径降低了过渡段管路的压强脉动幅值, 导叶出口截面上的压强分布不均匀, 不影响压水室内主频振动幅值; 增大冷段管径后, 冷段内压强分布具有明显的梯度, 但压强脉动幅值较小, 远小于过渡段管和主泵内监测点压强变化幅值。

(3) 转子径向力脉动周期与转动周期相等, 转子轴向力在 3 种组合模型中都呈现较为明显的非定常周期特性, 径向力和轴向力脉动受到转子转动的影响明显; 加大冷段管径相对可以降低轴向力脉动幅值。

综上所述, 将冷段管径增加到与进口过渡段相同, 可以减少系统水力损失、降低管路内压力脉动幅值以及转子载荷脉动幅值, 从而提高系统效率, 也有利于提高主泵运行稳定性。

参考文献:

- [1] LI Y B, HE C H, LI J Z. Study on flow characteristics in volute of centrifugal pump based on dynamic mode decomposition[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, 30(4): 166-179.
- [2] LI Y B, LI R N. The numerical simulation of unsteady flow in a mixed flow pump guide vane [J]. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2014, 6(4): 200-205.
- [3] CHENG X R, LI Y B, ZHANG S Y. Effect of inlet sweepback angle on the cavitation performance of an inducer[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2019, 13: 1, 713-723.
- [4] CHENG X R, BAO W R, FU L, et al. Sensitivity analysis of nuclear main pump annular casing tongue blend[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9(7): 25-31.
- [5] ZHANG R H, GUO R, YANG J H, et al. Inverse method of centrifugal pump impeller based on proper orthogonal decomposition(POD) method[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 30(4): 1025-1031.
- [6] 付强, 龙云. 失水事故工况下主泵全特性数值分析[J]. *核动力工程*, 2014, 35(2): 121-126.
- [7] 杨从新, 齐亚楠. 核主泵叶轮与导叶叶片数匹配规律的数值优化[J]. *机械工程学报*, 2012, 51(15): 53-60.

(责任编辑: 孙 凯)