文章编号:1673-5196(2019)02-0045-06

导叶叶片厚度对核主泵性能的影响

杨从新^{1,2},王 玲^{1,2},杨 焘^{1,2}

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃 兰州 730050)

摘要:为了研究导叶叶片厚度对核主泵性能的影响,在核主泵其他参数均不变的前提下只改变导叶叶片的厚度,通 过数值方法预测了五种不同导叶叶片厚度下核主泵的水力性能.结果表明:设计工况下,导叶叶片均匀减薄 0.5 倍 时,导叶间的排挤减小,但导叶的导流能力以及能量转化能力下降,最终使得核主泵的扬程、效率降低;导叶叶片前 1/2 段均匀加厚 1.5 倍时,较其他四种方案,其流场分布最为均匀,导叶内的流动损失也最小,模型泵的扬程、效率 最高.在满足导叶叶片结构强度的前提下,可根据导叶流道的不同位置结合其不同流动状态对叶片进行非均匀加 厚,以减小流道内的水力损失并最大程度地将动能转化为压能,从而提高核主泵的内外特性. 关键词:核主泵;导叶叶片厚度;非均匀加厚;内外特性 中图分类号:TH313 文献标志码;A

Effect of guide vane thickness on performance of nuclear main pump

YANG Cong-xin^{1,2}, WANG Ling^{1,2}, YANG Tao^{1,2}

 College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to research the effect of guide vane thickness on performance of nuclear main pump, the hydraulic performance of nuclear main pump with five thicknesses of guide vanes is predicted by means of numerical approach on the premise that all geometric parameters of the pump but its guide vane thickness are unchanged. The result shows that on the designed working condition and when the guide vane thickness is uniformly reduced by half, the flow-squeeze by the guide vane will be reduced, but its flow-guidance ability and the capacity of energy conversion will decline, making the head and efficiency of the pump to fall eventually. Compared with other four options, when the front half part of the guide vane is thickened by 1.5 times, its flow field distribution will be most uniform and the flow losses the least, so that the head and efficiency of the modeled pump will be the highest. On the premise that the guide vane structure meets the demand of its structural strength, the guide vane can be thickened nonuniformly according to the difference of position on guide vane passage and flow condition in there in order to reduce the hydraulic loss in guide vane passage and convert the kinetic energy into pressure energy to the full extent, so that the internal and external characteristics of the pump will be improved consequently.

Key words: nuclear main pump; guide vane thickness; nonuniform thickening; internal and external characteristics

核主泵(反应堆冷却剂泵)是核反应堆的心脏, 长期处于高速旋转、高温、高压、强辐射的工作环境 中.核主泵主要由进口段、混流式叶轮、导叶、环形压 水室和出口段组成.导叶作为其主要过流部件之一, 不仅要将从叶轮流出的液体汇集起来引向压水室, 还要消除从叶轮流出液体的速度环量并将部分动能 转换成压能^[1].因此,导叶会限制叶轮的性能发挥, 同时还会改变蜗壳的能量损失,从而影响核主泵的 整体性能.

国内外学者对导叶的关键几何参数优化进行了 研究^[2-5].相关研究表明,通过改变导叶的周向布置 位置、导叶包角、导叶进出口边位置以及导叶安放角

收稿日期:2016-11-03

基金项目:国家自然科学基金(51469013)

作者简介:杨从新(1964-),男,陕西兴平人,博士,教授,博导.

均可以提高泵的性能^[6-10].马新华等^[11]研究了导叶 叶片数对多级离心泵压力脉动的影响,结果表明,导 叶叶片数对多级离心泵内部压力脉动影响较大,随 着导叶叶片数的增加,导叶内部压力脉动幅值增大; 导叶叶片厚度也是影响导叶内部流动以及泵性能的 一个重要因素,导叶叶片厚度太小,导叶的能量转化 能力减弱,导叶厚度过大,导叶间的排挤增大,能量 损失加大.而现阶段关于导叶叶片厚度变化对泵性 能影响的相关文献报道还较少.

鉴于核主泵试验成本高、代价大、安全问题复杂,所以本文以核主泵的模型泵为研究对象,基于数 值模拟探讨导叶叶片厚度对导叶以及核主泵水力性 能的影响.

1 计算模型

1.1 几何模型

根据相似换算法,选取缩比系数 $\lambda = 0.5$,确定 模型泵的水力性能参数:流量 $q_{V,d} = 2 235.8 \text{ m}^3/\text{h}$, 转速 n = 1 750 r/min,扬程 $H_d = 27.8 \text{ m}$.

对核主泵模型泵进行水力设计,主要设计几何 参数为:叶轮叶片数 7 枚,叶轮进口直径 $D_j = 280$ mm,叶轮出口直径 $D_2 = 400$ mm,叶轮出口宽度 b_2 =92 mm,叶轮轮毂直径 $d_h = 35$ mm,导叶叶片数 为 18,导叶进口直径 $D_3 = 410$ mm,导叶出口直径 $D_4 = 530$ mm.

根据过流部件的几何参数进行三维建模.为了 保证进、出口流动的稳定性,对泵的进、出口段进行 适度延伸.图1为核主泵水体结构示意图.



图 1 核主泵结构示意图 Fig.1 Structure sketch of nuclear main pump

1.2 模型设计方案

为研究导叶叶片厚度对核主泵性能的影响,综 合考虑了叶片结构强度以及叶片间的排挤,设计了 除原模型之外的四种导叶叶片厚度变化方案.

方案1和方案2为导叶厚度均匀变化,方案3

和方案 4 为导叶厚度非均匀变化.具体方案如图 2 所示,方案 1 为导叶叶片均匀减薄 0.5 倍;方案 2 为 导叶叶片均匀加厚 1.5 倍;方案 3 为导叶叶片前1/2 段均匀加厚 1.5倍;方案 4 为导叶叶片后 1/2 段均匀 加厚1.5 倍.



图 2 不同叶片厚度的导叶模型 Fig.2 Guide vane models with different vane thickness

2 数值计算

2.1 数值模型

采用数值模拟对模型泵进行三维定常数值计 算.控制方程采用连续方程和雷诺时均 N-S 方程;选 用 RNG 湍流模型来封闭方程组;压力和速度的耦 合采用 SIMPLEC 算法;压力方程的离散采用标准 格式;动量方程、湍动能与耗散率输运方程均采用二 阶迎风格式;收敛精度设为 10⁻⁵.

2.2 边界条件

进口边界条件采用速度进口,假定来流方向垂 直于入口截面,给定来流速度大小;出口选用自由出 流条件;壁面满足无滑移边界条件,近壁区采用标准 壁面函数法;旋转区域与静止区域之间的耦合采用 多重参考系模型.

3 网格划分及试验验证

3.1 网格划分及其无关性分析

应用 ANSYS ICEM CFD 对计算区域采用适应 性较强的非结构化网格进行划分,对其扭曲较大处 进行局部加密.为了降低网格数对计算结果的影响, 通过网格无关性分析确定了计算网格数.如图 3 所 示,在设计工况下对 8 组网格数进行数值计算,当网 格数达到 1 051 万时,再增加网格数,扬程的变化小 于 0.18% *H*_d.此时,网格数已不会显著影响数值计 算结果.因此,最终确定用全流道总网格数为 1 051 万进行计算.



图 3 不同网格数时模型泵的扬程曲线

Fig.3 Head curve of modeled pump with different number of grids

3.2 试验验证

为了验证数值计算的有效性,在数值计算中通 过给定不同的进口速度,从而改变流量,可以得到 $H - q_v n \eta - q_v$ 的性能曲线图,并与试验结果进行对 比,如图 4 所示.

由图 4 不难看出:数值计算结果与试验结果变 化趋势一致.设计流量时的扬程、效率误差均在 4.2%、0.66%以内.小流量以及大流量时的误差虽有 所增大,但扬程、效率最大误差也只有 5.5%、5.7%, 均都在工程允许范围内,说明数值模拟能够反映核 主泵内的真实流动规律.



Fig.4 Contrast of calculative values to experimental ones

4 计算结果分析

4.1 导叶叶片厚度变化对核主泵内流场的影响分析

为研究导叶叶片厚度变化对核主泵内流场的影响,选取压水室出口轴面以及导叶出口中心 A-A 截面上的内流场进行分析,如图 5 所示.



图 5 导叶出口中心截面示意图

Fig.5 Schematic sketch of central section at guide vane outlet

4.1.1 导叶出口中心截面流线分布分析

图 6 为设计工况下不同导叶叶片厚度时 A-A 截面的流线分布.

在导叶叶片厚度均匀加厚的前提下,导叶均匀 减薄 0.5 倍时的流线分布比原导叶和导叶均匀加厚





Fig.6 Streamline distribution on A-A section of guide vane with different blade thickness on designed working condition

1.5 倍时要更加均匀,因为导叶叶片厚度变大,导叶间的排挤增强,流动也会变得紊乱.但导叶叶片厚度均匀增厚 1.5 倍时的流线分布要比原导叶均匀,这 是因为当导叶叶片达到一定厚度时,再增加叶片厚度,导叶流道面积减小,流动更易控制,此时液体流动反而更加平滑.

比较五种模型方案,导叶叶片前 1/2 段均匀加 厚 1.5 倍时,流线分布最为均匀,流动也最贴近壁 面,在最易产生漩涡的导叶出口及右侧隔舌段附近 也没有出现漩涡.这是因为在导叶进口段,导叶叶片 增厚,导叶的进口轴面速度增大,液体的惯性增大, 液体的流动方向就不易改变,在导叶内的流动就更 贴合壁面;而在导叶叶片后 1/2 段使用原导叶厚度 能减少排挤,使液流更加平滑地导入到环形压水 室内.

4.1.2 导叶出口中心截面湍动能分布分析

湍动能代表了流体速度脉动的剧烈程度,湍动 能越大,湍流涡就越剧烈,说明流体流动越不稳定, 损失越大.图 7 为设计工况下不同导叶叶片厚度时 *A-A*截面的湍动能分布.可以发现,在导叶进口处湍 动能偏大,说明在导叶进口处液体的冲击损失增大. 导叶叶片厚度均匀减薄 0.5 倍时,靠近右侧隔舌的 导叶出口处湍动能明显增大,这是因为液体从导叶 出口流向环形压水室,此时液流的流动方向发生突 然变化,导叶厚度太薄,导叶的导流能力下降,所以 在导叶出口至右侧隔舌段能量损失偏大.而导叶叶 片厚度均匀增厚 1.5 倍时,A-A 截面的湍动能分布 较导叶叶片均匀减薄 0.5 倍和原导叶时更加均匀. 比较五种模型方案,导叶叶片前 1/2 段均匀加厚 1.5 倍时,导叶出口中心平面上的湍动能分布范围最小, 也最均匀.

4.1.3 压水室出口轴面速度矢量分布分析

图 8 为设计流量下不同导叶叶片厚度时压水室 出口轴面的速度矢量分布.可以看出,当导叶叶片均 匀减薄 0.5 倍、均匀增厚 1.5 倍、后 1/2 段均匀加厚 1.5 倍以及原导叶时,均在出口管一侧的压水室内 出现了明显的回流.而在导叶前 1/2 段均匀加厚1.5 倍时,出口管一侧的压水室以及出口管段的速度矢 量分布均匀、流动顺畅;在另一侧压水室内,五种导 叶叶片厚度下都出现了一组一大一小的反向漩涡,





Fig.7 Turbulence energy distribution on A-A section of guide vane with different blade thickness on designed working condition





漩涡的形态大致相似.说明不同导叶叶片厚度能改 变压水室内的流动状态,在导叶叶片前 1/2 段均匀 加厚 1.5 倍时,整个压水室内的流动较其他四种导 叶叶片要更加均匀,这与上述流线以及湍动能的分 布状态相吻合.

4.2 导叶叶片厚度变化对导叶内流动损失分析

图 9 为不同工况下导叶内的流动损失曲线.不 难看出,导叶叶片厚度对导叶内的流动损失存在一 定的影响.对于五种不同导叶叶片厚度的模型泵,导 叶内的流动损失随流量变化的趋势相同.当流量小 于设计流量时,导叶内的流动损失随流量的增大而 急剧减小;当 qv/qv,d=1.2 时,导叶内的水力损失达 到最小;当工作流量大于 1.2 倍的设计流量时,导叶 内的流动损失随着流量的增大而增大.在不同工况 下,导叶叶片均匀减薄 0.5 倍时,导叶内的流动损失 要远大于其他厚度的导叶叶片.设计工况时,导叶叶 片前 1/2 段均匀加厚 1.5 倍时,导叶内的流动损失 最小,不同导叶叶片厚度变化方案下,导叶内流动损 失最大差为 0.53 m.





Fig.9 Flow loss in guide vane with different vane thickness

4.3 导叶叶片厚度变化对核主泵扬程、效率的影响 分析

依据文献[1]获取以下性能参数:

$$H = \frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g}$$

泵水力效率:

$$\eta = \frac{(p_{\rm out} - p_{\rm in})q_{\rm V,d}}{M\omega}$$

式中: p_{out} 、 p_{in} 为泵的进出口压力,Pa;M为泵轴提供的有效转矩, $N \cdot m$; ω 为泵轴的旋转角速度,rad/s.

在相同设置条件下,对不同导叶叶片厚度的模型泵进行数值计算,结合以上公式得到泵的性能曲线,如图 10 所示.由图可知,五种不同导叶叶片厚度的模型泵的扬程、效率随流量变化的趋势一致.在小

流量工况下,泵的扬程、水力效率随导叶叶片厚度的 变化较小;在设计工况和大流量工况下,变化较大. 在 1.4 倍设计工况下,随导叶叶片厚度的不同,泵的 扬程、效率变化最为明显,扬程最大可差 3.94 m,效 率最大相差 29.97%.在任意流量下,泵的效率均在 导叶叶片厚度均匀减薄 0.5 倍时最低.这是因为此 时的导叶叶片厚度太薄,导叶将动能转化成压力的 能力大大减弱.设计工况时,当导叶叶片均匀减薄 0. 5 倍时,其扬程、效率最低;导叶叶片前 1/2 段均匀 增厚 1.5 倍时,泵的扬程、效率均最高.这与上文中 导叶出口中心截面的流线分布、湍动能分析以及压 水室出口轴面速度矢量分布相符合.效率最大相差 可达 3%,扬程最大相差 7.15%*H*d.





5 结论

对核主泵模型的导叶叶片进行不同程度的加厚,建立了五种不同导叶叶片厚度的模型泵,并进行数值模拟,结果表明:

1) 在设计工况下,导叶叶片均匀减薄 0.5 倍时,导叶间的排挤减小;但导叶叶片太薄会导致导叶的导流能力以及能量转化能力下降,导叶内的流动

损失增大,最终核主泵的扬程及效率也会降低.

2)导叶叶片厚度增加,导叶内的排挤增强,流 场分布不均匀,但当叶片厚度达到一定程度,再增厚 导叶叶片,会使流道面积减小,导叶的控流能力增 强,流场内的漩涡反而会减少.

3)设计工况下,导叶叶片前 1/2 均匀加厚 1.5 倍时,较其他四种方案,其导叶出口中心截面流线分 布最为顺畅,湍动能分布范围最小,压水室出口轴面 速度矢量分布均匀,导叶内的流动损失也最小,模型 泵的扬程、效率最高.

4)导叶叶片加厚可采取非均匀加厚,根据导叶 流道的不同位置对叶片采用不同的厚度,以减小流 道内的水力损失并最大程度地将动能转化为压能, 最终使得核主泵的扬程、效率达到最优值.

参考文献:

- [1] 关醒凡.现代泵理论与设计 [M].北京:中国宇航出版社,2010.
- [2] 张勤昭,曹树良,陆 力.高比转数混流泵导叶设计计算 [J].农 业机械学报,2008,39(2):73-76.
- [3] GOTO A, ZANGENEH M. Hydrodynamic design of pump dif-

fuser using inverse design method and CFD [J].Journal of Fluids Engineering,2002,124(2):319-328.

- [4] KIM J H, AHN H J, KIM K Y. High-efficiency design of a mixed-flow pump [J]. Science China Technological Sciences, 2010,53(1):24-27.
- [5] KIM J H,KIM K Y.Optimization of vane diffuser in a mixedflow pump for high efficiency design [J].International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2011,4(1):172-178.
- [6] KAYA D.Experimental study on regaining the tangential velocity energy of axial flow pump [J].Energy Conversion and Management, 2003, 44(11):1817-1829.
- [7] 杨从新,贾程莉,程效锐,等.导叶周向布置位置对核主泵性能 的影响[J].兰州理工大学学报,2015,41(5):54-58.
- [8] 张人会,郭 荣,杨军虎,等.基于 CFD 的空间导叶内部流场分 析及优化设计 [J].排灌机械工程学报,2015,33(9):762-767.
- [9] 邴 浩,曹树良,谭 磊,等.混流泵导叶对其性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):125-130.
- [10] GAETANI P, BOCCAZZI A, SALA R.Low field in the vaned diffuser of a centrifugal pump at different vane setting angles
 [J].Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(3):1-12.
- [11] 马新华,冯 琦,蒋小平,等.导叶叶片数对多级离心泵压力脉 动的影响 [J].排灌机械工程学报,2016,34(8):665-671.