排灌机械工程学报 第28卷 第3期
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering Vol. 28 No. 3

核电站离心式上充泵多工况水力设计

袁寿其[1]，付　强[1]，朱荣生[1,2]
(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013；2. 江苏国泉泵业制造有限公司，江苏 镇江 212009)

摘　要：离心式上充泵为多级双壳体结构，根据核电站系统要求，其水力性能需同时满足5个工况点. 为实现上充泵多工况水力设计，在系统总结离心泵非设计工况研究进展的基础上，提出了多种叶轮水力设计方案优化组合与叶轮多工况水力设计相结合的技术，并进行了上充泵多工况水力设计实践. 利用多级离心泵叶轮组合原则对上充泵所要求的多工况点进行拆分，得到不同叶轮性能曲线优化组合设计方案，分别进行首级叶轮、2－4级叶轮和5－12级叶轮水力设计. 按照设计方案制造4级泵样机(转速2 950 r/min)，并进行性能试验. 试验结果换算到4 500 r/min与规定值对比表明，有4个工况点满足要求，大于规定值2.6%；仅最大流量工况扬程偏低，低于规定值11.8%，实现了多工况水力设计目的.

关键词：核电站；离心泵；上充泵；离心式上充泵；多工况水力设计
中图分类号：S277.9；TH311　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1674－8530(2010)03－0185－05

Multi-operating-condition hydraulic design of centrifugal charging pump for nuclear power plant

Yuan Shouqi[1], *Fu Qiang*[1], *Zhu Rongsheng*[1,2]
(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Jiangsu Guoquan Manufacturing Pump Co. Ltd., Zhenjiang, Jiangsu 212009, China)

Abstract: The centrifugal charging pump is multistage and double casing structure. The hydraulic performance of the pump needs to satisfy five operating conditions according to the demands of nuclear power plant. A technique that combinated various impeller hydraulic optimization design and impeller multi-condition design was put forward. A centrifugal charging pump was designed at multi-condition. The combination rules of multi-stage centrifugal pumps were applied to split the multi-condition points of the charging pump. An optimized design scheme from different impellers performance curves was obtained. The 1st stage impeller, 2nd－4th stage impellers and 5th－12th stage impellers were designed. A four-stage pump prototype(n = 2 950 r/min) was manufactured according to the design scheme and its performance test was carried out. The test results scaled to normal speed of 4 500 r/min show that the heads of four operating conditions are 2.6% larger than that of requirements, and just the head at maximum flow rate is 11.8% lower than that of requirments. The multi-condition hydraulic design is realized.

Key words: nuclear power plants; centrifugal pump; charging pump; centrifugal charging pump; multi-operating-condition hydraulic design

收稿日期：2010－01－20
基金项目：国家杰出青年基金资助项目(50825902)；镇江市工业科技攻关计划项目(GY2008002)
作者简介：袁寿其(1963—)，男，上海金山人，研究员，博士生导师(shouqiy@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及排灌机械研究.
付　强(1975—)，男，黑龙江宝清人，博士研究生(ujsfq@sina.com)，主要从事流体机械及工程研究.

万方数据

大力发展核电是我国一项重要能源政策，国家发改委2007年10月制定的《核电中长期发展规划》中预计，2010年我国核电装机容量将达到2×10^7 kW，到2020年达到4×10^7 kW，届时我国核电装机容量占电力总装机容量的比例将提高到4%[1]. 国内核电事业大发展为核电用泵创造了巨大市场，对各种类型核电用泵需求将不断增加. 上充泵是核电站中最关键的核电动力设备之一，是一回路化学和容积控制系统的重要组成部分，属于核安全二级设备[2]. 目前国内百万千瓦级核电站离心式上充泵全部依赖进口，水力设计是制约上充泵国产化的关键因素. 上充泵要求的工况点多，流量范围跨度大，加上泵的总压头很高，且工作流量很小，给上充泵水力设计带来很大的挑战. 上充泵属于离心泵中的低比转速泵，叶轮、导叶的流道狭窄，D_2/b_2，D_2/b_3 的比值很大，导致水力部件设计非常困难. 另外，上充泵要求在多个流量工况点都能工作，其跨度范围大大超出一般离心泵的范围，尤其是小流量要求无不稳定区（即所谓的无驼峰），对这样低比转速离心泵而言水力设计也是极端困难的.

文中通过建立多级离心泵的多工况水力设计理论，并将该理论应用于对核电站离心式上充泵的水力设计实践中，旨在为核泵水力设计提供参考.

1 离心泵多工况水力设计研究进展

查阅国内外相关文献，关于离心泵多工况水力设计的研究尚未见报道，但有许多学者做了与多工况水力设计相近的研究工作，主要包括离心泵在非设计工况下性能预测、数值模拟和PIV测试等.

Neumann从泵内流动损失分析出发，建立了水力设计参数与通流部件几何参数之间的关系[3]. 李世煌将Neumann的方法推广到所有叶片泵，按流体通过所有通流部件的各项损失综合为最低的优化原则，提出了非设计工况的修正措施和步骤[4]. 袁寿其针对低比转速离心泵效率、驼峰和过载等问题，对各种不同设计方法进行了系统分析，给出了不同方法的设计系数和选择范围[5]. Joseph采用火箭低温工程用泵中的平均线设计法，开发出一种泵的非设计工况性能预测系统PUMPA，可以对轴流泵、混流泵、离心泵以及多级泵的非设计工况进行预测[6]. Sun等采用CFD技术对导叶泵的非设计工况进行了性能预测，预测结果与试验结果对比十分接近，为泵非设计工况的性能预测提供一种新思路[7]. Cheah等采用标准$k-\varepsilon$湍流模型对离心泵内部复杂流动进行研究，叶轮有6个扭曲叶片，研究工况有设计工况Q_{BEP}和非设计工况($0.43Q_{BEP}$，$1.45Q_{BEP}$)，研究结果显示在设计工况叶轮内部流动光滑，在非设计工况出现了流动分离现象[8]. Wang Hong等采用涡方法对导叶泵非设计工况进行了数值模拟和试验研究，结果显示在$0.83Q_{BEP}$工况时叶片压力面附近出现不对称间隔气泡，同时给出解释，说明这种不对称间隔气泡是造成非设计工况不稳定的重要原因[9]. Wuibaut等对离心泵设计和非设计工况下的叶轮和导叶相互作用对出口速度分布影响进行了PIV测试研究，测试叶轮采用SHF叶轮，测试结果表明，在非设计工况下，泵内动静耦合作用及泵的特性表现得较为显著[10].

2 核电站上充泵水力性能要求

核电站上充泵在核岛一回路内功能复杂，采用卧式多级双层壳体离心泵结构，具有流量小、扬程高、转速高的特点，其结构如图1所示.

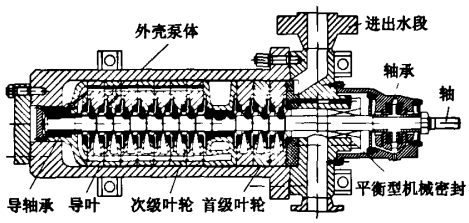


图1 上充泵结构

Fig. 1 Structure of charging pump

当核岛一回路绝对压力高于0.3 MPa时，上充泵必须运行. 上充泵的功能主要有：①反应堆正常运行时为一回路补充含有硼酸的上充水，稳定回路系统压力在15.5 MPa，上充流量为10.15 m^3/h；②向3台主泵提供流量为5.4 m^3/h的机械密封冷却水，保证主泵机械密封正常工作，阻止主泵内有辐射的一回路水外泄；③当一回路出现如破口等失水事故时，上充泵在高压安注工况运行，将反应堆换料水箱中的高浓度硼酸水注入一回路，以控制反应性. 当出现换料水箱低水位时，安注自动转入再循环阶段.

为避免上充泵运行不稳定及脉动现象的发生，要求上充泵在全流量范围内具有向右下方倾斜的$H-Q$曲线，在关死点附近的$H-Q$曲线不得有驼峰形状，要能高精度地达到5个特定工况点的水力性能及其他附加要求，尤其是要求泵在小流量运行时

万方数据

不产生不稳定区(即所谓的无驼峰),同时又达到较高的效率和较低的汽蚀余量. 上充泵多工况点水力性能参数要求见表1.

表1 上充泵5个工况点水力性能参数

Tab.1 Hydraulic performance parameters of charging pump at five operating points

		关死点	上充工况		高压安注工况	
			额定	高效	额定	最大
$Q/(m^3/h)$		0	34	110	148	160
H/m	最小	1 830	1 760		730	500
	最大	1 860	1 802		810	
$n/(r/min)$			4 500			
$NPSHR/m$			≤7.8			
P/kW			≤650			

3 多级离心泵多工况水力设计理论

离心式上充泵的多工况水力设计理论分别从多种叶轮优化组合方案确定和叶轮多工况水力设计两方面进行研究.

3.1 多种叶轮优化组合方案设计

通常多级离心泵各级过流部件均采用相同的一种水力模型,若需要改善泵的汽蚀性能,则可采用两种水力模型组合的设计方案,即首级与其余各级几何参数不同. 为保证两种水力模型都在高效区工作,要求两种水力模型最佳工况点流量相同或相近.

由于上充泵具有陡降的 $H-Q$ 曲线,对多个工况点性能要求严格,需同时满足5个工况点要求. 同时上充泵 $P-Q$ 曲线还有无过载特点,最高效率点流量 $Q=110\ m^3/h$,扬程 $H=1\ 250\ m$,转速 $n=4\ 500\ r/min$,效率 $\eta=60\%$. 若按普通多级离心泵采用首级和次级两种水力模型则难以满足规定的多工况点要求. 根据多级泵的串联叠加理论,在多级泵设计中采用3种以上叶轮水力模型组合的方式,通过对水力模型和叶轮数适当匹配,可以实现改变和调整 $H-Q$ 曲线,得到所需要的 $H-Q$ 曲线. 上充泵水力设计中采用3种以上水力模型组合,通过适当调整,可以得到满足上充泵5个工况点的 $H-Q$ 曲线.

本研究设计上充泵结构为卧式多级双壳体结构,叶轮共12级,1-4级叶轮正向布置,吸入口朝向电动机,5-12级叶轮反向布置,正向叶轮轴向力与轴端高压水作用力之和,与反向叶轮轴向力相平衡,正反叶轮之间的液流由导叶上的内流道相连. 叶轮水力模型采用3种设计方案:方案1为首级叶轮,共1级;方案2为2-4级叶轮,共3级;方案3为5-12级叶轮,共8级. 方案1按2个工况点设计,并考虑汽蚀性能,叶轮吸入口最大;方案2按3个工况点设计,兼顾效率,叶轮吸入口适中;方案3按5个工况点设计,调节扬程,叶轮吸入口最小. 通过3种方案组合,最终达到所要求的5个工况点性能.

3.2 叶轮多工况水力设计

由叶片泵基本方程可知,叶片泵理论流量与实际扬程的关系式为

$$H=\frac{1}{g}\left[u_2\left(\sigma u_2-\frac{Q_t}{A_2}\cot\beta_2\right)-u_1\left(u_1-\frac{Q_t}{A_1}\cot\beta'_1\right)\right]-h_f-h_j, \tag{1}$$

式中 h_f 为摩擦、扩散和弯曲损失,$h_f=k_fQ_t^2$; h_j 为冲击损失,$h_j=k_j(Q_{BET}-Q)^2$; σ 为滑移系数,$\sigma=1-\frac{\pi\sin\beta_2}{z}$; Q_t 为理论流量; Q 为实际流量; Q_{BET} 为最高效率点流量; u_1 为叶片进口圆周速度,$u_1=\frac{D_1\pi n}{60}$; u_2 为叶片出口圆周速度,$u_2=\frac{D_2\pi n}{60}$; A_1 为叶片进口有效过水断面积,$A_1=\pi D_1b_1\psi_1$; A_2 为叶片出口有效过水断面积,$A_2=\pi D_2b_2\psi_2$; D_1 为叶轮进口直径; D_2 为叶轮出口直径; b_1 为叶片进口宽度; b_2 为叶片出口宽度; ψ_1 为叶片进口排挤系数,$\psi_1=1-\frac{zS_{u1}}{D_1\pi}$; ψ_2 为叶片出口排挤系数,$\psi_2=1-\frac{zS_{u2}}{D_2\pi}$; S_{u1} 为叶片进口圆周厚度; S_{u2} 为叶片出口圆周厚度; β'_1 为叶片进口相对液流角; β_2 为叶片出口安放角; k_f 为摩擦、扩散和弯曲损失系数; k_j 为冲击损失系数; n 为转速; z 为叶片数.

式(1)建立了实际扬程与理论流量的关系,利用理论流量与实际流量关系式

$$Q_t=\frac{Q}{\eta_v}, \tag{2}$$

可以得出实际扬程与实际流量关系式

$$H=\frac{1}{g}\left[u_2\left(\sigma u_2-\frac{Q/\eta_v}{A_2}\cot\beta_2\right)-u_1\left(u_1-\frac{Q/\eta_v}{A_1}\cot\beta'_1\right)\right]-h_f-h_j. \tag{3}$$

式(3)中含有多个未知几何参数,同时对这些几何参数进行调整,即可实现多工况水力设计. 进行几何参数调整时需要注意的是,n 通常由用户限定,S_{u1} 可根据材料强度选定最小值,D_1 由轴径和轮毂直径确

万方数据

定，β'_1 由进口反导叶出口角及叶轮进口角确定，对参数 D_2，b_1，b_2，S_{u2}，β_2，z 的确定可参考文献[5]，参数 k_f，k_j 与吸水室、叶轮及压水室关系密切，可参考文献[4].

根据上述分析，叶轮多工况水力设计思路如下：

(1)由给定的多个工况点可以拟合得到所要求的性能曲线，以用来判别设计结果是否满足要求；

(2)编制式(3)的计算程序，以实现方便快捷地对多个几何参数进行调节；

(3)调整几何参数，使设计曲线与要求的曲线接近，达到设计要求；

(4)检查轴功率及效率是否达到要求，若没有达到要求，则重新进行调节，直至达到要求为止.

4 核电站上充泵多工况水力设计实践

4.1 3种叶轮水力模型性能曲线

根据叶轮组合基本思路，将上充泵性能曲线进行分解，得到所需要设计的3种叶轮水力模型的参数如表2所示，性能曲线如图2所示.

表2 3种叶轮水力模型参数

Tab.2 Hydraulic model parameters of three impellers

		关死点	上充工况		高压安注工况	
			额定	高效	额定	最大
Q/(m³/h)		0	34	110	148	160
H/m	规定	1 845	1 770	1 260	755	538
	首级	146	144	135	120	113
	2-4级	140	131	90	60	48
	5-12级	160	154	107	57	35

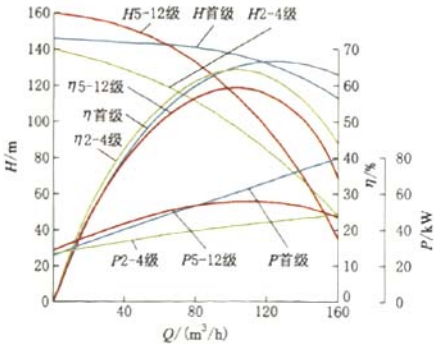


图2 3种叶轮水力模型性能曲线

Fig.2 Hydraulic model performance curves of three impellers

4.2 首级叶轮水力设计

首级叶轮水力设计时需要考虑汽蚀性能并兼顾2个工况点，即上充工况额定流量34 m³/h和最大流量160 m³/h. 根据上充工况额定流量确定叶轮出口宽度，根据最大流量确定叶轮进口直径，叶轮外径采用与另外两种叶轮方案中的外径相同.

为保证汽蚀性能，首级叶轮的叶片数 z 取小值，由叶轮材料确定 S_{u1}，由泵轴材料确定泵轴直径，由轴键高度和轮毂强度确定叶轮轮毂直径 D_h.

根据泵最大流量工况($Q=160$ m³/h)的汽蚀余量要求 $NPSHR=7.8$ m，又知泵转速 $n=4\ 500$ r/min，可知泵最大流量工况的汽蚀比转数 $C=\frac{5.62n\sqrt{Q}}{NPSHR^{\frac{3}{4}}}=1\ 142$，在高汽蚀性能区间 $C_v=1\ 000\sim1\ 600$范围内. 为进一步改善汽蚀性能，需加大首级叶轮进口直径 D_j，D_j 按最大流量设计，叶轮出口宽度 b_2 按上充工况额定流量34 m³/h确定，即可利用式(3)调节其他几何参数，直至达到图2中首级叶轮的性能曲线要求.

4.3 2-4级叶轮水力设计

叶轮2-4级按3个工况点设计，兼顾效率. 3个工况点分别选为关死工况、34 m³/h工况和最大流量工况. 叶片数需取小值，以控制扬程曲线，由关死扬程确定叶轮外径 D_2 和叶片出口安放角 β_2. 通过调整其他几何参数，由式(3)可以得到图2中要求的2-4级叶轮性能曲线.

4.4 5-12级叶轮水力设计

叶轮5-12级按5个工况点进行水力设计，主要调节扬程. 5个工况点分别选为关死工况、34 m³/h工况、110 m³/h工况、148 m³/h工况和最大流量工况. 由关死扬程确定叶轮外径 D_2 和叶片出口安放角 β_2. 通过调整其他几何参数，由式(3)可以得到图3中要求的5-12级叶轮性能曲线.

4.5 设计结果与规定值比较

为保证设计结果的可靠性，对设计方案进行了数值模拟优化，直到结果与规定值趋于一致.

按上述思路设计出核电站上充泵3种叶轮水力模型，制造4级叶轮水力模型样机，4级叶轮包括方案1的首级叶轮1个，方案2的叶轮1个，方案3的叶轮2个，进行水力模型验证试验，试验转速 $n=2\ 950$ r/min，试验结果如图3所示.

试验结果经相似换算到 $n=4\ 500$ r/min后与所要求性能曲线对比，如图4所示.

由图4可以看出，对所要求的5个工况点，设计的样机有4个满足要求，误差范围小于2.6%，仅在

万方数据

最大流量工况点扬程偏低，低于规定值11.8%.

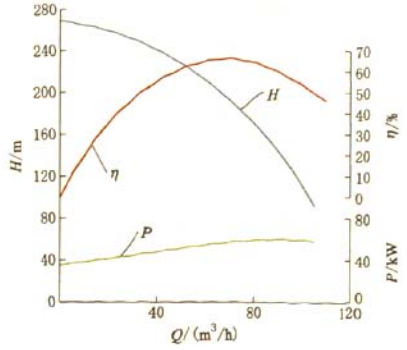


图3 4级叶轮水力模型样机性能曲线

Fig. 3 Performance curves of hydraulic model sampler with four impellers

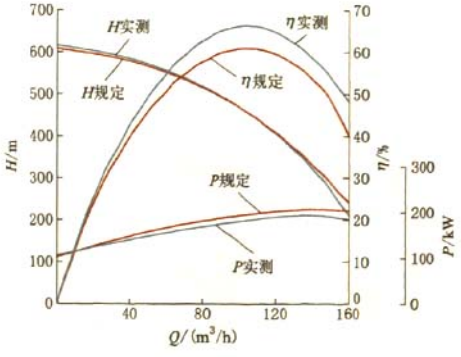


图4 4级叶轮水力模型样机性能曲线换算后与规定值比较

Fig. 4 Performance curves converted comparison of hydraulic model sampler with four impellers with requested value

5 结 论

采用多叶轮优化组合设计方案与多工况设计相结合技术，对核电站上充泵进行了多工况水力设计，得到结论如下：

(1)一种水力模型难以满足上充泵所规定的多工况设计要求，若在水力设计中采用3种以上水力模型方案优化组合技术，通过适当调整，可以得到满足多个工况点的 $H-Q$ 曲线.

(2)叶轮水力设计中采用多工况点水力设计方法，可以对所要求的工况点进行有效控制，达到性能曲线与规定值趋于接近的效果，4级样机水力模型设计实践的试验结果也证实了这一点.

(3)在大流量工况下试验结果的扬程偏低，主要是由于设计过程没有考虑级间导叶对水力性能的影响，因此，结合导叶设计进行多级泵多工况点水力设计是下一步研究的主要方向.

参考文献(References)

[1] 欧阳予，汪达升. 国际核能应用及其前景展望与我国核电的发展[J]. 华北电力大学学报：自然科学版，2007，34(5)：1－10.
Ouyang Yu, Wang Dasheng. International nuclear power application and its prospect forecast and our country nuclear electricity development[J]. *Journal of North China Electric Power University: Natural Science Edition*, 2007, 34(5): 1－10. (in Chinese)

[2] 许德忠，孔令杰，林 冲. CPR1 000 MW核电站上充泵介绍[J]. 水泵技术，2007(6)：9－14.
Xu Dezhong, Kong Lingjie, Lin Chong. Introduce of CPR1 000 MW nuclear power plants charging pump[J]. *Pump Technology*, 2007(6): 9－14. (in Chinese)

[3] Neumann B. *The Interaction Between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*[M]. London: Mechanical Engineering Publications Limited, 1991.

[4] 李世煌. 叶片泵的非设计工况及其优化设计[M]. 北京：机械工业出版社，2006.

[5] 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京：机械工业出版社，1996.

[6] Joseph P V. Centrifugal and axial pump design and off-design performance[R]. US: National Aeronautics and Space Administration, 1995: 17－21.

[7] Sun J, Tsukamoto H. Off-design performance prediction for diffuser pumps[J]. *Journal of Power and Energy*, 2001, 215(2): 191－201.

[8] Cheah K W, Lee T S, Winoto S H, et al. Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off-design conditions[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2007: 1－8.

[9] Wang Hong, Tsukamoto Hiroshi. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2003, 125(9): 767－778.

[10] Wuibaut G, Bois G, Dupont P. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operation conditions[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(9): 791－797.

(责任编辑 陈建华)

万方数据