新能源动力技术

文章编号: 1001 - 2060(2012) 04 - 0483 - 06

# 基于流固耦合的化容补水泵性能分析

朱利凯, 胡敬宁, 张军辉, 李浩 (江苏大学流体机械工程技术研究中心 江苏镇江 212013)

摘 要:设计3组化容补水泵模型,运用 Pro/E 建立三维模型,由 CFD 软件仿真,并对水力模型进行试验,对比试验与 仿真结果,获取最优模型。通过 ANSYS Workbench 建立 CFD 与 Static Structural(静力学)和 Modal(模态)连接,对最优模 型进行分析,以泵三维定常数值计算结果为基础,利用顺序 耦合技术,对固体和流体域进行迭代,分析叶轮的静态应力 和振型。结果表明,在水压力作用下叶片变形最大位移发生 在叶片出水边靠近叶片边缘处,由平衡孔作用,叶片的等效 应力相对均匀较小,叶轮轮毂处因叶轮前后面压差作用,等 效应力较大。设计工况下,叶轮轮毂变形对振型的影响 明显。

关 键 词: 化容补水泵; 静应力; 模态; 流固耦合 中图分类号: TL353; O242 文献标识码: A

# 引 言

从 20 世纪 80 年代中期以来,国际核能界广泛 展开了第三代核电技术的研发,取得了多种具有工 程实用价值的成果,AP1000 是其中一种。

AP1000 核辅助系统,主要包括化学和容积控制 系统(CVS)、正常余热排除系统(RNS)、设备冷却水 系统(CCS)、厂用水系统(SWS)、核取样系统 (PSS)、启动给水系统(FWS)、乏燃料池冷却系统和 燃料操作与贮存系统。其中化学和容积控制系统和 两生式热交换器、下泄热交换器、离子交换器、过滤 器、补水泵、水箱、管道、阀门和仪表组成。流程如图 1所示。化容补水泵是该系统中极其重要的D级泵 设备,它的主要功能是以足够的流量和扬程向CVS 系统补水,并维持冷却剂的水化学和反应堆冷却剂 系统(RCS)水装量以及如需要时在电厂停堆最后阶 段为消除稳压器蒸汽气泡而提供稳压器辅助喷雾的 CVS功能。正常运行时补水泵根据稳压器程控液 位的死区自动间断运行,补偿RCS 某一时间内的正 常泄漏。共两台补水泵,一台运行,一台备用。每台

收稿日期: 2011 – 09 – 05 作者简介: 朱利凯(1986 – ) ,男 ,山东济宁人,江苏大学硕士研究生. 补水泵能补偿内径 φ9.5 mm 管子或蒸汽发生器一 根传热管破裂的泄漏量 ,发生事故可手动启动备用 泵 增加补水量。

受日本核能安全隐患影响,我国对核能利用提 出了更高要求,化容补水泵作为核电系统的组成部 分,要求其安全稳定有效运行。研究表明,作用在叶 片及叶轮上的残余应力静应力和振动交变应力会造 成叶片及叶轮的断裂,及在其作用下叶轮累计损伤 造成的微断裂和裂纹扩展,会影响泵的有效运行。 因此,本研究采用模态分析对泵进行了振动影响 研究。

参考国外补水泵,多采用多级泵设计,本研究从 单级开始,设计了首级叶轮及几组导叶,对泵模型流 道进行 CFD 计算,得到设计中最优模型。再利用顺 序耦合技术,对叶轮进行结构应力场计算,分析其设 计工况下的静应力特性,后对叶轮进行模态分析,得 到其固有频率和振型,为整个泵的安全运行提供重 要依据。





## 1 建立计算模型

1.1 设计条件

本研究对补水泵从单级进行设计,单级水力模型的性能、主要水力尺寸及材料机械性能为,单级模型最大功率: 34.5 kW, n = 2 980 r/min。主要水力尺寸:  $D_2 = 280$  mm,  $D_h = 85$  mm,  $b_2 = 22$  mm,  $b_1 = 6$  mm z = 27,其中9片长叶片,18片短叶片,采用开式叶轮;导叶外径  $D'_2 = 355$  mm,与叶轮贴合部直径 $D'_1 = 290$  mm。叶轮材料采用铝合金,密度2 770 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量 71 GPa,泊松比0.33,许用应力280 MPa 极限破坏应力310 MPa。表1为单级泵的水力性能要求。

表1 单级泵的水力性能参数

Tab. 1 Requirement for the hydraulic performance

of the single - stage pump

	流量/m <sup>3</sup> ・h <sup>-1</sup>	最低扬程/m	最高扬程/m	NPSHA/m
关死点	0	152	155	-
最小流量	11.5	150	152	4.5
额定流量	34	133	140	5
最大流量	51	120	125	5.5

## 1.2 计算模型及边界条件



图 2 叶轮方案 Fig. 2 Version of an impeller



图 3 方案一喷嘴 Fig. 3 Nozzle of No. 1 version



图 4 方案二喷嘴 Fig. 4 Nozzle of No. 2 version



图 5 方案三喷嘴 Fig. 5 Nozzle of No. 3 version

根据设计要求,单级模型泵选择部分流泵加径 向导叶型式。本研究选用3组叶轮和径向导叶组合 模型,通过 CFD 软件的进行对比分析。叶轮及导叶 外形如图2所示,一个叶轮和3种出口形式不同的 导叶组合方案,将研究的三组方案表示为方案一(2 ×8-22双喷嘴)、方案二(14-22单喷嘴)和方案 三(16-22单喷嘴)。

对补水泵内部流场计算及叶轮结构场计算,分 别建立流场计算和结构场计算的三维几何模型。补 水泵模型的水力部分主要分为进口管、前盖板、叶 轮、喷嘴流道和出口5部分。通过 Pro/E 对泵体和 流场造型,然后将模型导入 ANSYS Workbench 内进 行边界和实体定义,再利用其网格划分功能生成 CFX mesh 文件,然后对3组模型进行流场计算。计 算结束后,选取最符合条件的一组,运用流固耦合进 行静力学分析和模态分析。

流场计算和结构计算的网格及计算域如图6所 示 流场计算中,考虑了叶轮平衡孔以及泵体前盖 板、叶轮与喷嘴间隙水体的影响,使计算更符合实际 情况。采用速度进口边界和压力出口边界;同时设 置叶轮叶片表面(impeller face fsi wall)、叶轮前后表 面和平衡孔表面,为后面结构场计算提供准确的叶 片表面压力载荷、叶轮前后面压力载荷和平衡孔压 力载荷耦合连接面。结构场为单独的旋转叶轮,载 荷包括位移约束、叶片表面水压、叶轮前后面水压, 平衡孔水压及离心力。约束条件为固定轮毂端面的 移动,流固交界面上的水压力从流场计算的结果中 获得。



图6 网格划分 Fig.6 Grid division

# 2 模拟结果与试验特性分析

# 2.1 试验特性分析

按照 GB/T 3216 《回转动力泵 - 水力性能验收 实验 -1 级和2 级》在合肥华升泵阀有限责任公司 闭式实验台上进行试验。试验台及实型泵如图 7 示。需要测量流量、压力和轴功率等参数,其中转速 测量采用感应线圈法;压力测量,压力表与进出口的 压力接头使用 DN6 的测压软管连接。压力表采用 标准压力表,等级精度为 0.4 级 压力表量程范围为 压力表量程的 2/3 范围。流量测量选用涡轮流 量计。



(b) 试验台图

(c) 试验用泵

图7 试验台及实型泵 Fig.7 A test stand and a pump of a real model

表 2 方案一试验数据 Tab. 2 Test data of No. 1 version

流量 /m <sup>3</sup> ・h <sup>-1</sup>	进口压力 /MPa	转速 /r•min <sup>-1</sup>	扬程 /m	功率 /kW	效率 /%
3	-0.004	2 980	152	27.2	4.39
9.3	-0.009	2 980	150	29.76	12.77
10.9	-0.011	2 980	149	30.4	14.55
20.9	-0.017	2 980	146	32.8	25.34
30	-0.025	2 980	151	36.16	34.13
35	-0.027	2 980	147	39.2	35.75
39.7	-0.030	2 980	143	41.6	37.18
49.7	-0.036	2 980	120	47.52	34.12
51	-0.037	2 980	112	47.68	32.64

表 3 方案二试验数据

Tab. 3 Test data of No. 2 version

流量 /m <sup>3</sup> ・h <sup>-1</sup>	进口压力 /MPa	转速 /r•min <sup>-1</sup>	扬程 /m	功率 /kW	效率 /%
2	-0.004	2 980	151	23.2	3.55
9	-0.010	2 980	152	25.92	14.38
20	-0.018	2 980	154	30.72	27.31
31	-0.025	2 980	146	36.8	33.50
39	-0.029	2 980	136	41.92	34.47
50	-0.036	2 980	95	46.88	27.60

表 4 方案三试验数据 Tab. 4 Test data of No. 3 version

<b>流量</b> /m <sup>3</sup> ・h <sup>-1</sup>	进口压力 /MPa	转速 /r•min <sup>-1</sup>	扬程 /m	功率 /kW	效率 /%
4.2	-0.0085	2 980	150	24	7.15
8	-0.009	2 980	151	25.76	12.77
11.9	-0.012	2 980	151	27.36	17.89
15.6	-0.014	2 980	152	28.8	22.43
23.6	-0.021	2 980	153	32.32	30.43
29.4	-0.024	2 980	148	37.28	31.80
33.4	-0.026	2 980	144	37.6	34.85
35.3	-0.028	2 980	141	38.88	34.87
37.3	-0.029	2 980	138	39.84	35.2
42.1	-0.033	2 980	130	42.56	35.03

实验前对各个仪器仪表进行调零校正,保证测 试数据的准确度,并开机试运行检查各仪器仪表是 否处于正常工作状态。确认各实验装置均处于正常 状态后,打开泵进口阀进行实验。具体步骤如下: (1)选择配套电机和正确的实验仪器; (2)检查各测试仪表连接是否正确;

(3) 向泵内引水,并排除系统中窝存空气;

(4) 启动泵组 观察机封泄漏是否正常 轴承温

实验;

(5)通过调节进口阀控制吸入口的流量,测量 并记录相应流量下进出口压力、轴功率等实验数据。



图8 3种方案扬程、效率、功率对比

Fig. 8 Contrast of the head, efficiency and power of the three versions

#### 2.2 补水泵性能分析

按照不同流量下泵的扬程 H、功率 N、效率  $\eta$ , 计算得:

 $H = \Delta P / \rho g \tag{1}$  $N = \pi M n / 30 \tag{2}$ 

 $\eta = QHg/N \tag{3}$ 

式中:  $\Delta P$ —泵进口与管出口压差, Pa;  $\rho$ —水密度, kg/m<sup>3</sup>  $\rho$  = 998 kg/m<sup>3</sup>; *M*—CVS 补水泵扭矩 N・m。

按上式计算,运用 Origin 软件对比计算和试验 结果,如表 2~4 和图 8 所示。图中试验和计算曲线 有很大的吻合度,说明计算结果真实可信。

根据泵单级性能要求 ,图 8 中方案一功率略大 , 效率不满足要求 ,虽在额定工况点流量和扬程满足 要求 ,其它流量点扬程偏小; 方案二效率不满足要 求 ,额定工况点扬程勉强满足要求 ,其它流量点扬程 偏小 ,大流量点陡降较快; 方案三效率满足要求 ,额 定点扬程满足要求 ,其它流量点接近设计点。即模 型方案三符合要求。方案三的压力场、速度云图、速 度矢量图以及流线图如图 9 所示。





由图9可以看出,泵的压力场分布比较均匀,由 叶轮到导叶再到蜗壳,压力变化中无特别高压点存 在,在额定流量点处泵运行稳定,符合要求。

## 2.3 补水泵叶轮的静态应力场分析

为更直观的显示应力和变形,图 10 和图 11 分 别给出了设计工况下叶片的等效应力分布云图和变 形云图。







图 11 设计上沉叶轮止面、育面寺效应力分布
Fig. 11 Equivalent stress distribution on the front
and back surface of an impeller under
the design condition

由图 10 示可以看出,叶轮整体变形比较均匀, 叶轮叶片的最大位移出现在叶片出水边靠近轮缘 处,叶片出水边处的压力值大,使得叶片在此处的变 形大。图 11 是设计工况下叶轮正面和背面等效应 力分布图,叶轮略有往后盖板处弯曲,前后盖板压差 仍然存在,但弯曲程度不大,且叶轮边缘处应力分布 均匀且较小,说明设计的平衡孔发挥了作用,在叶轮 接近轮毂处,应力分布较大,说明此处还需要对平衡 孔进行改进。

## 2.4 补水泵叶轮的模态和振型

叶轮的前十阶模态及振型如图 12 所示。在考虑叶片预应力情况下,由表 5 知前十阶固有频率值, 在考虑了叶片预应力的情况下,前十阶的固有频率

表值略显较大。叶轮在第一、二阶的频率基本相等, 第四、五阶 第六、七阶 第九、十阶也是如此 第三阶 和第八阶相对与其它略显不同。结合各阶振型图可 知 基本相等的相邻两阶固有频率是同一阶振动在 在旋转一定角度上的具体表现。由图 12 可以看出: 第一、二阶振动表现为轮毂的前后弯曲摆动 通过应 变最大位置和应变最小位置的对比可以发现这两阶 的振动方向基本相互垂直。第四阶和第五阶为4个 部分的前后扭曲和摆动 对比应变图形 振动方向旋 转了45°。第六阶和第七阶振动为6个部分的前后 扭曲和摆动,振动方向旋转了30°,第九阶和第十阶 为8个部分的前后扭和摆动,振动方向旋转了 22.5°。第三阶和第八阶的振动和弯曲均集中体现在 叶轮叶片边缘处 均为叶轮叶片在轴方向的前后摆 动弯曲 且第八阶的应变位移相对较大。综合分泵 叶轮前十阶模态阵型发现,变形部分较多的还是体 现在叶轮的轮毂方面,说明叶轮轮毂前后面的压力 差比较大 是泵中受压力脉动影响最大的部件 容易 造成泵的振动。

表 5	前十阶的频率变化值	i

Tab. 5 Top ten - order vibration frequencies of the impeller

阶数	频率
_	947.24
Ξ	954.31
Ξ	1142
四	1247.5
五	1253.77
六	1311.3
t	1326.2
Л	1465.1
л	1597.2
+	1608

# 3 结 语

本研究旨在通过数值计算与试验,得出化容补 水泵优秀的首级水力模型,并运用流固耦合技术,分 析水力模型的静力性能及振动性能,为以后多级化 容补水泵整机的研究提供性能参考依据。通过第二 部分流固耦合分析,在考虑考虑平衡孔及叶轮与盖 板间隙等水体情况,由于水压力作用,叶片变形的最 大位移出现在叶片出水边靠近叶片边缘处由于平衡 孔的作用,叶片处得等效应力相对均匀较小,而叶轮 轮毂处由于叶轮前后面压力差作用,等效应力相对 较大;设计工况下,叶轮轮毂较为明显变形对振型的 影响较明显,叶片变形相对较小,加强叶轮轮毂的强度是防止振动的有效措施之一。



图 12 叶轮一~十阶模态图 Fig. 12 Chart showing 一~十 – order modes of the impeller

## 参考文献:

[1] 孙汉虹. 第三代核电技术 AP1000 [M]. 北京: 中国电力出版 社 2010.

SUN Han-hong. Third generation nuclear power technology AP1000 [M]. Beijing: China Electric Power Press. 2010.

- [2] 刘志远,郑 源 涨文佳. ANSYS-CFX 单向流固耦合分析的方法[J]. 水利水电工程设计 2009 28(2):29-31.
  LIU Zhi-yuan, ZHENG Yuan, ZHANG Wen-jia. ANSYS-CFX-based signle direction fluid-solid coupling and analytic method [J]. Water Conservation & Hydropower Engineering, 2009. 28 (2):29-31.
- [3] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 北 京:中国水利水电出版社 2010.

PU Guang-yi. Detailed explanations concerning ANSYS Workbench 12 basic course and practical examples [M]. Beijing: Water Conservation and Hydropower Press 2010.

- [4] 金忠升 陈光达.部分流泵性能研究及应用[D].西安:西安电 子科技大学 2007.
   JIN Zhong-sheng ,CHEN Guang-da. Study and application of the performance of a partial-flow pump[D]. Xi'an: Xi'an University of
- [5] 包家汉 潘紫微 徐培民 等. 基于流固耦合的泵组管系振动分析[J]. 排灌机械工程学报 2010 28(4): 349 353.
   BAO Jia-han PAN Zi-wei XU Pei-min et al. Vibration analysis of

Electronic Science and Technology 2007.

the piping system of a pump group based on the fluid-solid coupling[J]. Journal of Drainage and Irrigation Mechanical Engineering 2010 28(4): 349 - 353.

[6] 江亲瑜 史 哲 李宝良. 基于 ANSYS 的高压低噪小流量离心 泵泵体的模态分析 [J]. 大连交通大学学报 2010 31(5):25 -28.

JIANG Qin-yu SHI Zhe ,LI Bao-liang. ANSYS-based modal analysis of a high-pressure low-noise small flow-rate centrifugal pump body [J]. Journal of Dalian Jiaotong University 2010 31(5):25 – 28.

[7] 刘小兵,刘德民.基于流固耦合的水轮机振动的数值研究[D].成都:西华大学 2008.

LIU Xiao-bing ,LIU De-min. Numerical study of the vibration of a water turbine based on the fluid-solid coupling [D]. Chengdu: Xi-hua University 2008.

- [8] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社,1995. GUANG Xing-fan. Pump theory and design [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1995.
- [9] 秦 杰 徐士鸣. 导叶结构对核主泵性能的影响 [J]. 发电设备 2010(5):313-315.
   QIN Jie ,XU Shi-ming. Influence of the guide vane structure on the

performance of a nuclear power main pump [J]. Power Generation Equipment 2010(5):313 – 315.

(辉 编辑)

face produce more crystal nuclei and the crystal distribution is irregular ,resulting in a cross and superimposed growth. **Key words**: CaCO<sub>3</sub> crystallization foul coupon test crystal morphology crystal size distribution

基于流固耦合的化容补水泵性能分析 = Analysis of the Performance of a Chemical Vessel Make-up Water Pump Based on a Fluid-solid Coupling [刊 ,汉]ZHU Li-kai ,HU Jing-ning ZHANG Jun-hui ,LI Hao (Engineering Technology Research Center for Fluid Machinery ,Jiangsu University Zhenjiang ,China ,Post Code: 212013) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(4). -483~488

Three groups of models were designed for chemical vessel supplementary water pumps and three-dimensional models were established by using the software Pro/E. CFD software was used to conduct a simulation and a test was performed of the hydraulic models to acquire an optimum model by comparing the test results with the simulation ones. The link of the CFD with the Static Structural and Modal was established by using the Ansys Workbench to conduct an analysis of the optimum model. On the basis of the three-dimensional steady numerical calculation results of the pump and by making use of the sequence coupling technology ,an iterative calculation was performed of the solid and fluid domain to analyze the static stress and vibration mode of the impeller. It has been found that under the action of the hydraulic pressure ,the maximal displacement due to the blade deformation occurs at a place nearing the trailing edge of the blade. Due to an action of the balance holes ,the equivalent stress of the blade is relatively big equivalent stress. Under the action of the pressure difference before and after the wheel ,the hub has a relatively big equivalent stress. Under the design operating condition ,the deformation of the hub has a conspicuous influence on the vibration mode. **Key words**: chemical vessel supplementary ( CVS) water pump static stress ,mode ,fluid-solid coupling

烟煤掺烧污泥 HCl 的排放和脱除实验研究 = Experimental Study of HCl emissions and Removal During Combustion of Coal Mixed and Diluted with Sewage Sludge [刊 汉]CUI Hao ZHANG Cheng XIA Ji , CHEN Gang(National Key Laboratory on Coal Combustion , Central China University of Science and Technology , Wuhan , China , Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(4). - 489 ~ 493

Power generation by burning coal mixed and diluted with sewage sludge is a sludge treatment method with a relatively good prospect. However a great amount of HCl gas produced during the combustion may result in such harms to the heating surfaces as corrosion and erosion. By making use of a horizontal tube type reactor the authors studied the influence of such factors as temperature rise speed combustion temperature proportion of sludge mixed and diluted