排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2013 年 6 月 June 2013
第 31 卷 第 6 期 Vol. 31 No. 6
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.06.006

泵理论与技术

气液两相条件下核主泵导叶出口边安放位置

朱荣生，习毅，袁寿其，付强，龙云
（江苏大学流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


朱荣生

摘要：为了研究气液两相条件下，不同导叶出口边安放位置对核主泵内部压力脉动、含气率脉动的影响，并最终找出最佳的导叶出口边安放位置，采用三维数值模拟软件 CFX 模拟泵内部的瞬态流场，在泵壳内壁面和出口不同位置设置监测点，以了解各模型内部不同时刻、不同位置的压力、含气率分布. 对比不同模型相同点的压力脉动、含气率脉动的时域、频域图可以发现：导叶出口边在泵壳中心平面（$C-C$ 平面）时，泵壳壁面上各点所受压力较小且较平稳，即压力脉动引起的振动、噪声较小，从安全性方面考虑，此时导叶出口边安放位置最佳；泵壳壁面上的压力脉动主要受叶轮的转动影响；除了类似隔舌处外，叶轮的转动对泵壳壁面和出口含气率脉动的影响不大，沿着液体绕流方向泵壳内壁面上的含气率逐渐增大，到出口达到最大.

关键词：导叶出口边；核主泵；气液两相；压力脉动；含气率脉动
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2013)06-0484-06
朱荣生，习毅，袁寿其，等. 气液两相条件下核主泵导叶出口边安放位置[J]. 排灌机械工程学报，2013，31(6)：484-489.

Position of guide vane trailing edge of nuclear reactor coolant pump under gas-liquid two phase condition

Zhu Rongsheng, *Xi Yi*, *Yuan Shouqi*, *Fu Qiang*, *Long Yun*
(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: To study the influence of different positions of guide vane trailing edge on the pressure fluctuation and gas fraction fluctuation in volute wall of nuclear reactor coolant pump under gas-liquid phase condition, and find a best position of guide vane trailing edge, the three-dimensional numerical software CFX was used to simulate the internal transient flow field of pump, with monitoring points set in different positions, in the hope of learning pressures and gas fraction distributions at different times and different positions within each model pump. By comparing pressure fluctuations, frequency domains and time domains at the same position of each model, it was found that the pressure is lower and steadier when the guide vane trailing edge is in the center plane of volute. In another word, the vibration and noise caused by pressure fluctuation were lower; it is the best position for safety. At the same time, it was also found that the fluctuation frequency of volute wall was influenced by impeller rotation frequency. Except similar tongue, impeller rotation almost has little effect on gas fraction distribution of volute wall and outlet.

Key words: guide vane trailing edge; nuclear coolant pump; liquid-gas two phase; pressure fluctuation; gas void fraction

收稿日期：2012-09-26；**网络出版时间**：2013-06-03
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20130603.0950.005.html
基金项目："十二五"国家科技支撑计划项目(2011BAF14B04)；江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504)；江苏高校优势学科建设工程资助项目
作者简介：朱荣生(1964—)，男，湖南道县人，研究员(zrs@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械水力性能及结构研究.
习毅(1988—)，男，湖南常德人，硕士研究生(xiyi1235@163.com)，主要从事流体机械气液两相研究.

反应堆冷却剂主循环泵（简称“核主泵”）是核电站一回路系统中唯一旋转设备，也是最关键的核动力设备之一，位于反应堆与蒸汽发生器之间，主要用于驱动核岛内高温、高压及强辐射冷却剂在一回路循环，将反应堆芯核裂变产生的热能传递给蒸汽发生器产生蒸汽，推动核岛外的汽轮机发电[1]. 在剧烈振动、过高管路压力等突发事故时，可能会导致管道破裂，管路内压力迅速下降，输送的冷却剂发生汽化，造成流入核主泵的冷却剂不再是单一的液相，而是气相和液相的混合物. 气液两相条件下，核主泵的运行性能会发生较大改变，使核主泵不能正常工作[2-4]. 核主泵的导叶安放位置对核主泵性能有一定的影响，泵壳起着安全保护作用[5]. 振动和噪声是核安全的一个重要组成部分，在反应堆一回路系统中，核主泵的噪声和振动主要由压力脉动引起[6]. 国内对液相下核主泵内部的压力脉动已有深入研究[7]，但对气液两相流条件下泵内部压力脉动的研究还未见相关报道. 因此在气液两相工况下，导叶出口边位于不同位置时，对核主泵泵壳壁面附近的压力脉动、含气率脉动进行研究，找出最佳的导叶出口边安放位置，有重要意义. 文中采用 CFX 模拟核主泵内部的瞬态流动，并在泵壳壁面和出口不同位置设置监测点，以监测不同时刻的压力、含气率变化情况，通过对比分析各监测点的时域图、频域图得出最佳的导叶出口边安放位置.

1　网格划分与模型建立

1.1　网格划分

以流量 $Q_n = 17\ 886\ m^3/h$，扬程 $H_n = 111.3\ m$，转速 $n = 1\ 750\ r/min$ 为基本设计参数，采用 Pro/E 软件进行三维造型，将装配好的模型导入 ICEM 中进行网格划分.

由于模型泵结构较复杂、尺寸较大，所以采用非结构四面体网格处理，网格单位长度不宜过小，否则会导致网格数过多，增加计算量、计算时间. 网格划分时进口水体的网格单位为 10 mm；叶轮为 25 mm；导叶为 25 mm；泵壳为 22 mm；网格总数为 946 207，其中泵壳和叶轮的网格数较多，分别为 383 838，493 407，经检查网格质量均在 0.3 以上，满足计算要求；再将网格导入 CFX 处理软件中进行模拟计算前的设置，最后进行 CFX 模拟计算. 其三维模型和网格划分如图 1 所示.

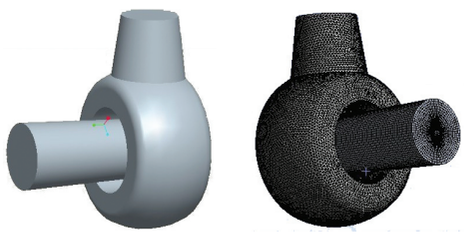
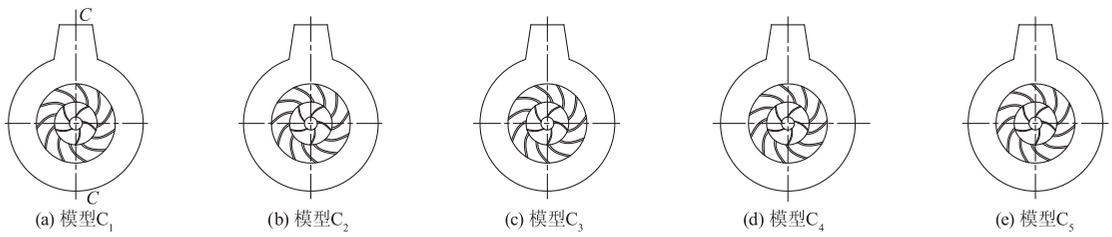


图 1　三维造型与网格划分
Fig. 1　3D design and meshing

1.2　模型的建立

建模时采用 5 个叶片的叶轮，11 个叶片的导叶，则相邻导叶叶片间的夹角约为 33°. 为研究导叶出口边安放位置对泵内部流动的影响，在这 33°间选择 5 个位置（每隔 6.6°为 1 个）放置导叶出口边，即建立 5 个模型（$C_1 - C_5$），如图 2 即为各模型的结构. 模型 C_1 的某一导叶叶片出口边位于 $C-C$ 平面上，模型 C_2 在模型 C_1 的基础上绕轴心顺时针方向旋转 6.6°（从进口反方向看），以此类推直到 C_5.



(a) 模型C_1　(b) 模型C_2　(c) 模型C_3　(d) 模型C_4　(e) 模型C_5

图 2　各模型结构图
Fig. 2　Each model pump structure

2　数值模拟方法

2.1　监测点的设定

因为泵壳在核主泵中主要起安全保护作用，所以从安全性方面考虑，在泵壳壁面附近设置了一系列监测点，因导叶出口边的安放位置对泵的性能可能产生影响，故在出口位置也设置了监测点. 通过对比壁面上和出口各监测点的压力脉动、含气率脉动变化情况分析出最佳的导叶出口边安放位置. 设

置检测点时，在泵壳壁面上选取5个位置来监测壁面上的压力变化. 为避免选取到特殊点使结果失去代表性，在每个位置选取3个监测点，1个点在泵壳中心平面上，另外2个点在其附近平面上，例如P_1处，点P_{1b}在中心平面上，P_{1a}，P_{1c}分别在中心平面两侧的附近平面上，其他位置点的分布和P_1处一样. 在泵出口处选择2个位置来监测出口流动情况，每个位置同样选择3个监测点，共21个监测点，具体监测位置如图3所示.

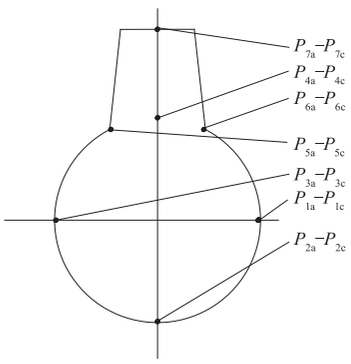


图3 监测点分布图

Fig. 3 Distribution of monitoring points

2.2 周期及时间步长

为详细分析泵内部压力等因素随时间变化的特征，时间步长需要足够小[8]，因而选择叶轮每经过180个时间步长旋转1周，则时间步长$\Delta t = 0.19$ ms，这样每经过1个时间步长叶轮旋转2°，经过180个时间步长叶轮旋转1周. 叶轮的转动频率$f_1 = 1\,750/60 = 29.2$ Hz，由于叶轮有5个叶片，所以叶片的转动频率$f_2 = 5f_1 = 146$ Hz.

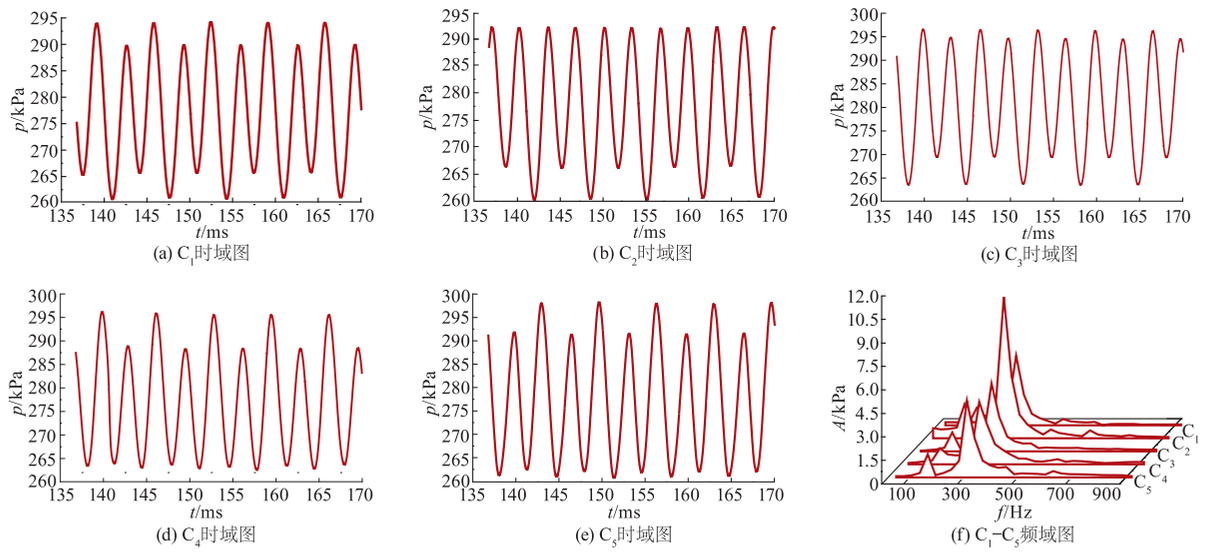
2.3 边界条件

目前两相流基本方程仍处于发展阶段，完全的解析式还没有导出，但在工程上已经出现了一些实际模型. 在常用两相流模型中，选择气相和液相混合模型，模拟过程中液相为连续相，采用模拟准确又易于收敛的$k-\varepsilon$湍流模型；气相为离散相，由于浓度不大，采用湍流零方程模型. 在计算域进口，设置截面含气率为0.2，因气体实际分布情况较为复杂，假设进口气体均匀分布，采用均匀、连续的速度进口条件，气相和液相进口速度相同；由于泵出口段远离叶轮和导叶，可认为流动已经充分发展，选用自由出流条件[9]；固壁上采用无滑移条件；旋转的叶轮与导叶和进口交界面均采用滑移网格模型. 计算时将叶轮中的流体区域设在运动坐标系，泵壳、导叶、进口区域设在固定坐标系.

3 计算结果及分析

3.1 泵壳壁面上的压力脉动分析

经对比分析，各模型监测点相近位置3个点（如P_{1a}，P_{1b}，P_{1c}）的压力分布情况基本相似，但壁面上不同位置处的压力分布有较大不同. 各模型点P_{1b}处的压力脉动时域图、频域图如图4所示，图中p为压力脉动；A为振幅；t为时间.



(a) C_1时域图 (b) C_2时域图 (c) C_3时域图

(d) C_4时域图 (e) C_5时域图 (f) C_1–C_5频域图

图4 各模型P_{1b}的时域图及其频域图

Fig. 4 Frequency domain and time domain at point P_{1b} of each mode

从图中可以看出：各模型P_{1b}处的压力分布规律基本相同，叶轮每旋转1周，P_{1b}的压力脉动呈现5个周期，每个周期内压力脉动出现5次极值. 压力脉动呈现5个周期主要是因为叶轮叶片数为5，压力

脉动主要由叶片的旋转引起[6-8]；1 个周期内出现 5 次极值，主要是因为叶轮的叶片数为 5；导叶的叶片数为 11，则叶轮每旋转 1/5 个周期，1 个叶片经过约 2 个导叶流道，所以在 1 个压力脉动周期内呈现 2 次相似的抛物线变化.

图 4a－e 还显示：各模型在该点也有较为明显的不同之处：① 在 1 个周期内压力脉动的极值不一样，C_1 时域图中极大值小于最大值，两者相差近 5 kPa，极小值大于最小值，两者相差同样接近 5 kPa；模型 C_2 的时域图中极大值与最大值接近，极小值比最小值大，相差 5 kPa；C_3 的趋势和 C_2 接近；C_4 的极大值比最大值小约 5 kPa，极小值和最小值接近；C_5 和 C_4 趋势相似. ② C_5 的压力脉动幅值最大，约 37.5 kPa；C_2 最小，约 32.5 kPa；C_1，C_3，C_4 的压力脉动幅值处于两者之间，且依次增大. 以上分析说明导叶出口边的安放位置对泵壳壁面上的压力分布有较为明显的影响，且 C_2 振幅最小，压力的最大值也最小.

通过傅里叶变换可以得到各模型点 P_{1b} 处的频域图 4f，从图中可以看出各模型在 P_{1b} 处压力脉动的主频均为 290.7 Hz，约为转频的 10 倍，这说明叶轮的转动是 P_{1b} 压力脉动产生的主要原因. 此时主频同样是叶频（146 Hz）的整数倍，这说明叶片的转动同样对壁面上的压力分布产生影响. 由时域图呈现 5 个周期及次主频约为 150 Hz（和叶片的转频接近）可以看出，叶片对壁面上的压力分布存在一定的影响，但不是主要影响因素.

图 4f 中 C_1－C_5 的频域图还显示：同一主频时 C_2 振幅最大，其他 4 个模型的振幅接近且比 C_2 小约 7.5 kPa，振幅大意味着压力以主频振荡的频率分量大，当压力以主频振荡时，由此压力振荡引起的振动剧烈，发生安全性问题的可能性相对较大，因此 C_2 不是最佳安放位置；C_1 的振幅、最大压力值是除 C_2 以外最小的，因此从 P_1 处来看，C_1 时导叶出口边安放位置最佳.

点 P_{2a}，P_{2b}，P_{2c}，P_{3a}，P_{3b}，P_{3c}，P_{6a}，P_{6b}，P_{6c} 的时域图、频域图的分布规律基本上和 P_{1b} 相似. 叶轮每转 1 圈，时域图上均呈现 5 个周期，主频均约为 290.7 Hz，次主频约为 150 Hz；不同之处主要表现在振幅上，各模型 P_2 处的振幅约为 37.5 kPa，P_3 处的振幅约为 27.5 kPa，P_6 处的振幅约为 15 kPa. 频率图上，主频处各模型中也是 C_2 的振幅最大. 分析可得，C_1 的导叶出口边安放位置最佳. 由于篇幅有限 P_2，P_3，P_6 处的压力脉动时域图、频域图不再详细列出.

3.2　P_5 处的压力分析

P_5 处 3 点的压力分布图显示其压力分布和壁面上其他点的压力分布不一样，取该处 3 点中具有代表性的 P_{5b} 来分析. 图 5 为各模型在点 P_{5b} 处的压力脉动时域图和频域图.

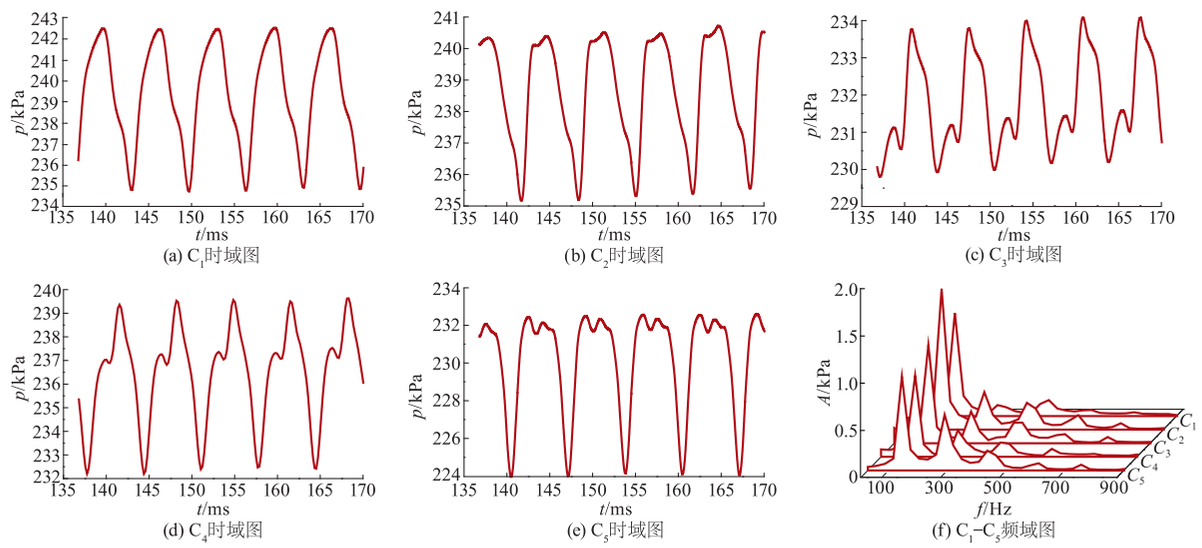


图 5　各模型点 P_{5b} 的时域图及频域图

Fig. 5　Frequency domain and time domain at point P_{5b} of each model

从图 5a－e 中可以看出虽然叶轮每转 1 周，该点的压力脉动仍是 5 个周期，但每个周期内压力脉动的变化规律有很大的不同——压力脉动在 1 个周期内的波动呈现出 1 个类似抛物线的趋势而不是 2 个. 图 5f 表明各模型压力脉动的主频相同，但变为 145.2 Hz，接近叶片的转频（146 Hz），次主频变为

290.9 Hz,约为转频的10倍,这说明此位置叶片的转动对该点压力脉动的产生起主导作用.这两种变化的原因可能是由于叶片每经过与该点相近的导叶流道时,会有部分流体没有经过泵壳的导流作用而直接流向出口,并且与沿泵壳绕流到该处的流体相撞击、混合,最后沿出口流出.而当2种不同速度(包括大小和方向)的流体相混合时,可以发现相关截面的速度流线图上有明显的类圆形流线和多条相交流线,即有冲击和旋涡产生,进而导致该位置压力的变化.另外,回流的存在也会导致压力脉动的变化,因此该处压力分布不一样.

对比5个模型的时域图可以看出:不同导叶安放位置时各点的振幅有一定的差异,C_3振幅最小为4 kPa,C_5最大为8 kPa,C_2,C_1,C_4居中且依次增大;在1个周期内,C_1的压力分布比较有规律,基本是按照逐渐减小或者逐渐增大的规律来分布,而C_2,C_3,C_4,C_5的压力分布较为混乱,从安全性方面考虑C_1是较为理想的.因为在每个压力周期内压力递增或者递减变化时振动、噪声较小,而当压力不是均匀变化时就会产生相对较大的振动和噪声.同时,各模型的频域图显示,产生振幅的频率始终是转频或者叶频的整数倍及其谐波,随着频率的逐渐增大,振幅逐渐减小,最后趋于稳定;主频时C_2的振幅最大,其他4个模型比较相近,并且C_1的次主频及其谐波的振幅明显小于其他4个模型,故C_1产生的振动、噪声最小,即C_1时导叶出口边安放位置最佳.同时,对比各模型在该位置处的压力脉动图还可以发现:在1个周期内,模型C_3的波动比C_2剧烈,C_2的波动比C_1剧烈,C_4的波动比C_5剧烈,这说明:当导叶出口安放位置沿轴线转动时,导叶相对于泵出口的不对称度越大,压力波动越剧烈.

3.3 各点含气率的分布

3.3.1 出口含气率的分布

通过监测各模型出口P_4,P_7处的含气率发现,各模型在这2处出口的含气率分布规律基本相似、大小基本相等,这说明到达出口后,泵内的含气率基本上保持不变.该位置处含气率的变化趋势也相同:叶轮刚开始旋转时出口处的含气率为零,随着叶轮的旋转含气率逐渐增大,当叶轮转过约70°(模拟计算约35步)时,出口含气率趋于稳定.各模型P_4处的含气率均稳定在0.195~0.198,P_7处的含气率稳定在0.205~0.207.因此,导叶出口边的安放位置对泵出口处的含气率影响不大.

3.3.2 泵壳壁面上的含气率分布

各模型P_1,P_2,P_3和P_6处的瞬态含气率分布规律基本上相似,都是从0逐渐增大,最后绕某一值上下波动,但是这种波动很小.P_1,P_2,P_3,P_6处的含气率分别在0.126,0.130,0.138,0.130左右;P_5的含气率为0.19左右.可以发现:在泵壳壁面上从P_6处稍后位置开始,泵壳内壁面上沿着液体的绕流方向含气率逐渐增大,且在出口达到最大;各点含气率脉动的时域图、频域图也基本相似,时域图上周期性不太明显,频域图上主频均为29.1 Hz,约等于叶轮的转频.这说明叶轮的转动仍是含气率脉动产生的主要原因;导叶出口边安放位置对壳壁面上的含气率的分布影响不大.

3.3.3 P_5处含气率的分布规律

各模型P_5处的含气率时域图和频域图显示,相比泵壳壁面上其他几个点,改变导叶出口边的安放位置对核主泵P_5处的含气率分布有较明显的影响,当泵内流动达到稳定时,C_1,C_2,C_3,C_4和C_5在P_5处的含气率分别为0.191,0.193,0.191,0.193和0.197左右,模型C_1在P_5处的含气率相比其他4个模型最低.这是因为C_1时导叶出口边位于$C-C$截面上,流动的对称性最好,从而回流现象相对较弱(通过定常分析可以发现该位置存在较为明显的回流现象),回流较少,则伴随液体流回的气体少,因此含气率较其他模型低.

4 结 论

1)导叶出口边的安放位置对核主泵泵壳壁面上的压力分布有较为明显的影响,当导叶出口边位于泵壳中心平面时,泵壳壁面上的压力脉动变化最均匀,振幅相对而言也较小,由压力脉动产生的振动最小,即从安全性考虑,此时是最佳安放位置.

2)除了类似隔舌处外,导叶出口边的安放位置对核主泵泵壳壁面上其他点以及出口的含气率分布基本上没有影响;在类似隔舌处时,导叶出口边位于$C-C$平面时,类似隔舌处(P_5处)含气率最低.

3)泵壳内部沿着液体的绕流方向,泵壳壁面上的含气率逐渐增大,且在出口达到最大.

参考文献(References)

[1] 秦武,李志鹏,沈宗沼,等.核反应堆冷却剂循环泵的

现状及发展[J]. 水泵技术，2007(3)：1－6.
Qin Wu，Li Zhipeng，Shen Zongzhao，et al. Actuality and development of the nuclear reactor coolant pump[J]. Pump Technology，2007(3)：1－6. (in Chinese)

[2] Poullikkas A. Two phase flow performance of nuclear reaction coolant pumps[J]. Progress in Nuclear Energy，2000，36(2)：123－130.

[3] Poullikkas. Effects of two-phase liquid-gas flow on the performance of nuclear reactor cooling pumps[J]. Nuclear Energy，2003，42(1)：3－10.

[4] Rahim F C，Mohammad Rahgoshay，Seyed Khalil Mousavian. A study of large break LOCA in the AP1000 reactor containment[J]. Progress in Nuclear Energy，2012，54(1)：132－137.

[5] 王春林，彭娜，赵佰通，等. 核主泵模型泵导叶进口边相对位置对泵性能的影响[J]. 排灌机械，2008，26(5)：38－41.
Wang Chunlin，Peng Na，Zhao Baitong，et al. Influence of relative position of diffuser inlet edge on performance of nuclear model pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery，2008，26(5)：38－41. (in Chinese)

[6] Rzentkowski G，Zbroja S. Acoustic characterization of a CANDU primary heat transport pump at the blade-passing frequency[J]. Nuclear Engineering and Design，2000，196(1)：63－68.

[7] 朱荣生，郑宝义，李小龙，等. 1 000 MW 级核主泵内部非定常流动特性[J]. 热能动力工程，2012，27(3)：377－382.
Zhu Rongsheng，Zheng Baoyi，Li Xiaolong，et al. Study on unsteady flow characteristics of 1 000 MW nuclear reactor coolant pump[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power，2012，27(3)：377－382. (in Chinese)

[8] 丛国辉，王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报，2008，39(6)：60－63.
Cong Guohui，Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double suction centrifugal pump[J]. Transactions of Chinese Society for Agricultural Machinery，2008，39(6)：60－63. (in Chinese)

[9] 黄思，吴玉林. 离心泵全三维流场的大涡数值模拟[J]. 华南理工大学学报：自然科学版，2006，34(4)：111－114.
Huang Si，Wu Yulin. Large-eddy numerical simulation of three-dimension flow in centrifugal pump[J]. Journal of South China University of Technology：Natural Science Edition，2006，34(4)：111－114. (in Chinese)

(责任编辑　朱漪云)

(上接第 483 页)

[6] Rosenhead L. Laminar Boundary Theory[M]. Oxford：Oxford University Press，1963：46－113.

[7] Wu J Z，Wu J M. Interactions between a solid surface and a viscous compressible flow field[J]. Journal of Fluid Mechanics，1993，254：183－211.

[8] 吴介之，陆夕云，庄礼贤. 一个统一的空气动力与力矩的导数矩理论[C]//俞鸿儒. 中国空气动力学会近代空气动力学研讨会论文集. 北京：中国宇航出版社，2005：243－252.

[9] Wu J Z，Wu J M. Boundary vorticity dynamics since Lighthill's 1963 article：Review and development[J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics，1998，10：459－474.

[10] Wu J Z，Roach R L，Lo C F，et al. Aerodynamic diagnostics and design based on boundary vorticity dynamics[C]//Proceedings of American Institute of Aeronautics and Astronautics Conference. Norfolk，USA：AIAA，1999：33－46.

[11] 徐朝晖. 高速离心泵内全流道三维流动及其流体诱发压力脉动研究[D]. 北京：清华大学热能工程系，2004.

[12] 杨琳，樊红刚，陈乃祥. 基于涡动力学的可逆转轮双向流动诊断及优化设计[J]. 清华大学学报：自然科学版，2007，47(5)：686－690.
Yang Lin，Fan Honggang，Chen Naixiang. Bidirectional flow diagnosis to optimize the design of a pump-turbine runner using vorticity dynamics theory[J]. Journal of Tsinghua University：Science and Technology，2007，47(5)：686－690. (in Chinese)

[13] 张瑶，罗先武，丁华，等. 基于 BVF 流场诊断的高比转速离心泵叶轮优化[J]. 工程热物理学报，2010，31(5)：765－768.
Zhang Yao，Luo Xianwu，Ding Hua，et al. Design optimization of the impeller for a high specific-speed pump based on BVF diagnosis[J]. Journal of Engineering Thermophysics，2010，31(5)：765－768. (in Chinese)

(责任编辑　盛杰)