

1 000 MW 级核主泵内部非定常流动特性

朱荣生 郑宝义 李小龙 付 强

(江苏大学 流体机械工程技术研究中心 江苏 镇江 212013)

摘 要: 为了对 1000 MW 核主泵内部流场进行深入分析,应用商业计算软件 CFD 对核主泵进行了非定常数值模拟,得到主泵内部压力脉动特性。结果表明:核主泵内部压力脉动呈现周期性变化,叶轮叶片对流体的影响频率为转频 $f = 24.2$ Hz 的整数倍及其谐波;在叶轮内脉动幅度从叶片前缘到后缘逐渐增加,而在导叶内从叶片前缘到后缘逐渐减小,在泵壳内变化相对较小;不同工况下,脉动幅值在额定工况下最小,在小流量工况时最大,并且偏离额定流量越多,压力脉动越严重。

关 键 词: 核主泵;非定常流动;压力脉动;主频;数值模拟
中图分类号: TL353; O242 文献标识码: A

引 言

核反应堆冷却剂主循环泵简称核主泵,是确保核电站安全和可靠运行的最关键动力设备,属于核 1 级泵,是核岛内唯一旋转设备,也是一回路的压力边界之一。核主泵长期稳定安全的运行对冷却堆芯、以及防止核电站事故的发生尤为重要,因此核主泵常被喻为核电站的心脏^[1]。核主泵的稳定运行关系到安全问题。压力脉动是引起核电站一回路振动噪声的主要因素之一^[2],这直接关系到核主泵的稳定。

国外对泵内压力脉动的研究很多而且起步比较较早,已有较深入的研究。Dring 等人提出泵内压力脉动主要由动叶轮与蜗壳之间的相互作用和泵内冲击两种因素引起的^[3]。Shi F 等人采用滑动网格对全流场中叶轮和导叶之间相互作用进行模拟,并与实验进行对比^[4]。近年来,国内学者在压力脉动方面也做了很多工作。王福军采用大涡模拟方法和滑移网格技术,对双吸离心泵进行不同工况下三维非定常湍流数值模拟,得到了水泵内部流场特性及隔舌区计算点的压力脉动情况,并对其进行了频域分

析^[5]。袁寿其等人采用试验方法研究离心泵内部压力脉动和流动噪声在不同工况下的变化规律及其关系^[6]。

本研究以某 1 000 MW 级核主泵为对象,通过全流场的非定常数值模拟,研究核主泵内部流场压力脉动特性。

1 模型建立与网格划分

1.1 模型建立

根据某核电站核主泵参数(设计压力 17.13 MPa、设计温度 343.3℃、额定流量 17 886 m³/h、额定扬程 111.3 m)对叶轮、导叶、泵体等水力部件进行建模。采用混流式叶轮,考虑耐压和运行安全性,泵壳设计成类球形^[7]。主泵进口直径 660 mm,出口直径 600 mm,叶轮轮毂直径 360 mm,叶轮叶片数为 7,导叶叶片数为 12,泵壳外圆直径 1 600 mm。主泵三维图如图 1 所示。

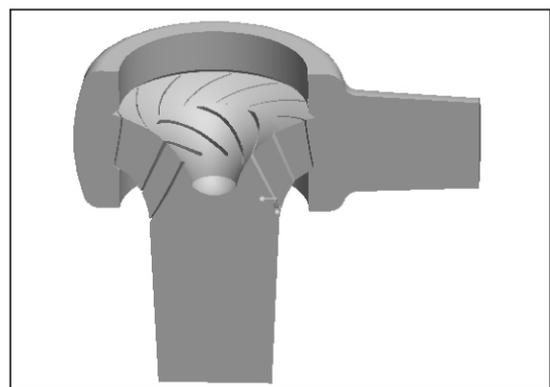


图 1 核主泵三维图

Fig. 1 3-D chart of a nuclear main pump

收稿日期:2011-06-20; 修订日期:2012-03-12

基金项目:国家杰出青年基金资助项目(50825902);江苏高校优势学科建设工程基金资助项目(PAPD);江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504)

作者简介:朱荣生(1964-),男,湖南道县人,江苏大学研究员。

1.2 网格划分

核主泵是整个流场区域由流体旋转区域、流体入口区域和流体出口区域组成。为了获得充分发展的流动情况,叶轮进口段有一定程度的延长。由于混合网格技术具有结构化与非结构化网格兼有的优点,并且生成方便、快速。因此选用混合网格对计算整个区域进行划分。其中叶轮内有 1428715 个网格单元,导叶有 621030 个网格单元,泵壳部分有 802376 个网格单元,检查结果表明网格质量良好。

2 数值模拟方法

2.1 监测点设置

为了监测泵内各处压力脉动,在叶轮进口处设置一点;叶轮叶片压力面和吸力面前后缘处各设置一点;叶轮和导叶交接处设置一点;导叶叶片工作面和背面前后缘处各设置一点;泵壳内出口处和与此处成 90° 位置处各设置一点。监测点编号为 P1 ~ P12。

2.2 周期以及时间步长

非定常计算是在定常计算的基础上进行,这样有利于非定常的收敛达到很好的稳定性。在非定常计算过程中,时间步长与叶轮转速有关,转速为 1450 r/min,叶片数为 7,设定每经过 140 个时间步长叶轮旋转一周,因此时间步长 $t = \frac{1}{140} \times \frac{1}{n} = 4.926 \times 10^{-6}$ s。总计算时间为五个周期,即 $T = 5 \times t \times 140 = 0.00345$ s。

2.3 边界条件

设定边界条件是否合理对计算结果影响很大,在流入能量一定时,为了得到更加准确的速度和压力梯度,进口采用速度进口条件,其值通过流量和进口过流面积确定;而出口给定自由流出;在动静干涉处采用滑移网格技术^[8],使得模拟更加真实准确;壁面条件中固壁对水的作用假设为无滑移。

3 计算结果及分析

为了研究泵内部压力脉动情况,对额定工况下主泵内部流场进行压力脉动时域和频域分析;同时对主泵在不同工况下压力脉动情况,分析流量对主泵内压力脉动的影响。

3.1 叶轮内及进口压力脉动分析

图 2 和图 3 分别为叶轮内工作面和背面监测点压力脉动时域图。从图中可以看出,脉动幅度从叶

片前缘到后缘逐渐增加,工作面后缘 P3 处的脉动幅度是前缘 P2 处的 1.41 倍,背面前缘 P5 处脉动幅度为前缘 P4 处的 1.76 倍;同时工作面脉动幅度大于背面,工作面 P2 处的脉动幅度是背面 P4 处的 1.43 倍,工作面 P3 处脉动幅度是背面 P5 处的 1.53 倍。这主要由于叶轮和导叶之间的动静干涉是泵内压力脉动的源头,叶轮叶片后缘更接近此处,脉动幅度更大一些,同时叶轮的旋转也使得工作面和背面脉动幅度产生差异。

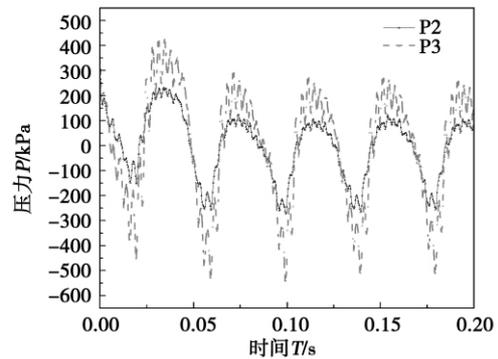


图 2 叶轮工作面监测点时域图

Fig. 2 Chart showing the time-domain of monitoring points on the working surface of an impeller

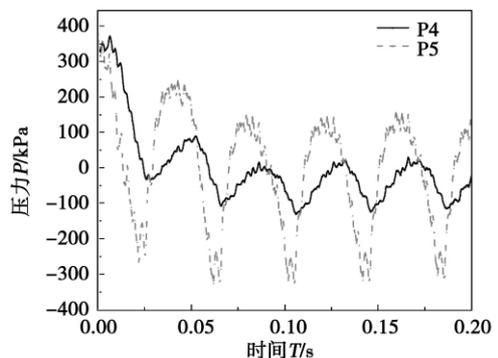


图 3 叶轮背面监测点时域图

Fig. 3 Chart showing the time-domain of monitoring points on the back surface of an impeller

图 4 为叶轮内工作面和背面监测点频域图。横坐标为频率,纵坐标为各个频率值对应的压力脉动幅值。从图中可以看出,压力脉动峰值主频为 $f = 169.4$ Hz,并且其它脉动峰值均出现在转频的整数倍处,呈现周期性降低。这主要是由于叶轮的转动速度为 1450 r/min,故转频为 $F = 24.2$ Hz;叶片数 $z = 7$,则叶频为 $T = 169.4$ Hz,在流体压力脉动中,叶轮叶片对流体的影响频率叶频的整数倍及其谐波。

叶轮流道内各处产生脉动幅值的频率相同,但在相同频率处产生的幅值各有不同,P3 处的脉动幅值最大为 220 kPa,而 P4 处脉动幅值最小,仅为 160 kPa。这种差异是由于叶轮和导叶之间动静干涉以及叶轮本身转动造成的。

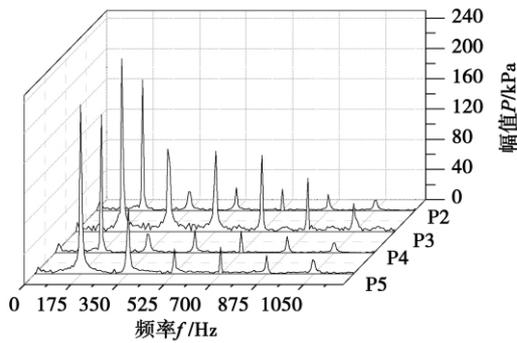


图 4 叶轮内监测点频域图

Fig. 4 Chart showing the frequency-domain of monitoring points in an impeller

图 5 为为叶轮进口监测点压力脉动频谱图。从图中可以看出,在额定流量下监测点的主频产生在 24.2 Hz 处,等于叶轮的转频,次主频为 340 Hz,近似等于叶频 169.4 Hz 的整数倍,且其主频的幅值 23 kPa 相对于叶轮内脉动主频的幅值 220 kPa 小很多,因此叶轮进口压力脉动幅值很小,并且主要受叶轮的转频影响。说明即使进口位于叶轮和导叶动静干涉之前,压力脉动也会向上游传递到叶轮进口,但脉动幅度很小。

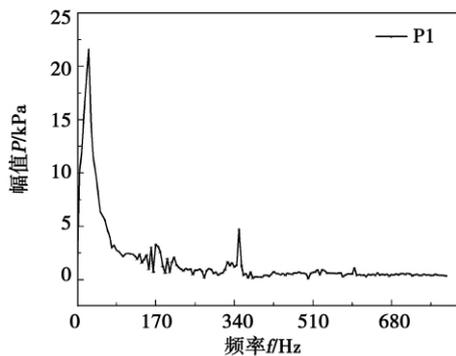


图 5 叶轮进口监测点频域图

Fig. 5 Chart showing the frequency-domain of monitoring points at the inlet of an impeller

数值计算中所得监测点的主频与理论计算所得的转频与叶频略有偏差,这主要是因为回流、湍流、脱流等都有可能成为流体的动力源,引起液体的运

动,从而产生压力波动,导致监测点的主频率与理论计算的转频与叶频有一定偏差,但这个偏差是合理的,对分析的正确性不构成影响^[9]。

3.2 叶轮出口压力脉动分析

图 6 为叶轮出口监测点压力脉动频域图。由图中可知,叶轮与导叶动静干涉处脉动幅值周期性明显,呈现减小趋势,其中脉动峰值为 231 kPa,出现在 $f = 169.4 \text{ Hz}$ 处,刚好与叶频相等,这说明动静干涉产生的压力脉动主要受叶频影响。在主频前出现 $f = 24.2 \text{ Hz}$ 的小波动,这说明压力脉动同时也受到转频的作用,只是影响程度没有叶频明显。

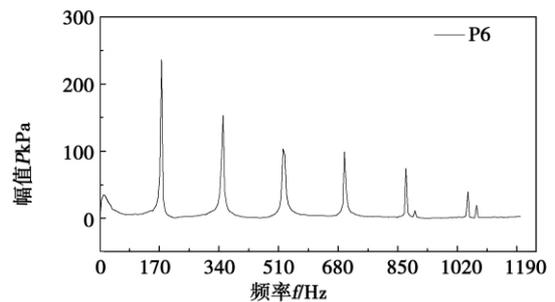


图 6 叶轮出口监测点频域图

Fig. 6 Chart showing the frequency-domain of monitoring points at the outlet of an impeller

3.3 导叶内压力脉动分析

图 7 和 8 分别为导叶内工作面 and 背面监测点压力脉动时域图。从图中可以看出,导叶叶片工作面前缘 P7 处脉动幅度大于背面前缘 P9 处,而工作面前缘 P8 处脉动幅度小于背面前缘 P10 处。因为出口处背面容易产生涡流,使得脉动幅度剧烈。

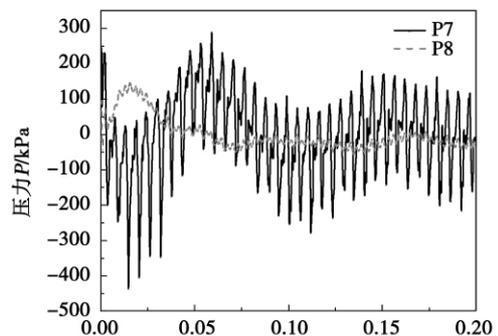


图 7 导叶工作面监测点时域图

Fig. 7 Chart showing the time-domain of monitoring points on the working surface of a guide vane

同时,导叶内压力脉动幅度由叶片前缘到后缘

逐渐减小,导叶叶片工作面后缘 P8 处的脉动幅度是前缘 P7 处的 0.35 倍,叶片背面后缘 P10 处的脉动幅度是前缘 P9 处的 0.75 倍,这与叶轮内压力脉动变化规律相反。叶轮和导叶之间的动静干涉处压力脉动幅度最大,而随着流体向下游流动逐渐远离动静干涉处,受叶轮转动带来的影响相对较小,使得压力脉动幅度减小。

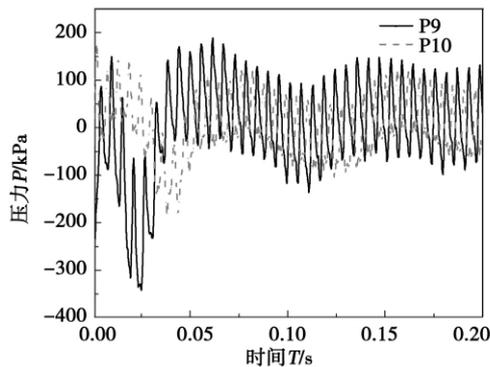


图 8 导叶背面监测点时域图

Fig. 8 Chart showing the time-domain of monitoring points on the back surface of a guide vane

图 9 为导叶内监测点压力脉动频域图。由图中可知,监测点主频都出现在 169.4 Hz 处,次主频出现在 340 Hz 处。主频和次主频均是叶轮叶频的整数倍,说明导叶内部的压力脉动也受到叶轮叶频的影响。导叶叶片工作面前缘 P7 处脉动幅值最大,达到 110 kPa,从叶片前缘到后缘脉动幅值有较大幅度的衰减,在工作面后缘 P8 处脉动幅值仅为 60 kPa。这也说明叶轮叶频从叶轮处向下游传递,随着向下传递过程脉动幅值逐渐变小,也说明导叶起到部分抑制泵内压力脉动的作用。

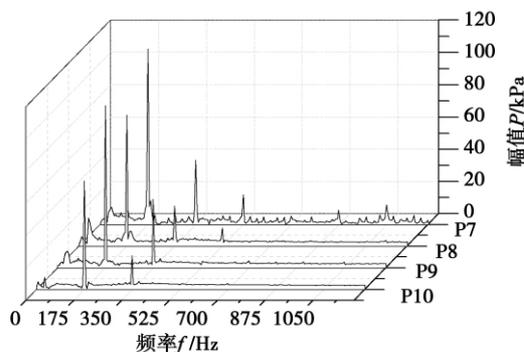


图 9 导叶内监测点时域图

Fig. 9 Chart showing the time-domain of monitoring points in a guide vane

3.4 泵壳内压力脉动分析

图 10 为泵壳内两个监测点压力脉动频域图。从图中可以看出,泵壳出口 P12 处压力脉动比较混乱,压力脉动主频出现在低频 24.2 Hz 处,次主频出现在 340 Hz 处;而与出口成 90° 监测点 P11 处,脉动主频现在高频 338.8 Hz 处,次主频为 169.4 Hz。压力脉动主频不一致,幅值也有差别。这是因为泵壳采用类球形的结构,出口处存在回流,使得出口处压力脉动混乱,并以低频脉动为主;而监测点 P11 处,受到回流影响相对较小,脉动幅值主频出现在高频处,但仍为转频的整数倍。说明泵壳内压力脉动仍受到叶轮转频的影响,只是幅值变小,而在出口处由于回流等因素,流动复杂使得低频脉动混乱。

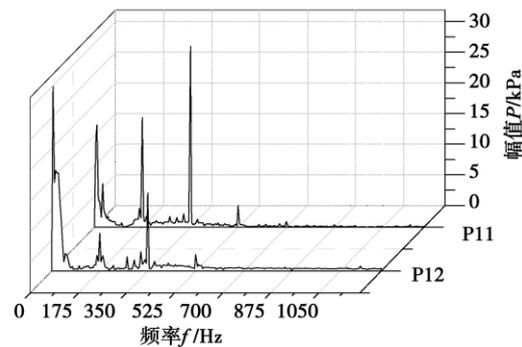


图 10 泵壳内监测点时域图和频域图

Fig. 10 Chart showing the time-domain and frequency-domain of monitoring points in the volute of a pump

3.5 不同工况下流场内压力脉动分析

对比 3 个不同工况 0.6Q、Q、1.2Q 下,叶轮工作面后缘处 P3 点、叶轮与导叶交界处 P6 点、导叶工作面前缘处 P7 点和泵壳内位于出口处 P12 点的压力脉动情况,分析不同工况与压力脉动的关系。图 11 为不同流量下的频域对比图。

从图中可以看出,在叶轮工作面后缘 P3 处,额定流量 Q 工况下压力脉动幅值最小,为 200 kPa;大流量 1.2Q 工况下,脉动幅值高于额定工况下幅值,达到 220 kPa,为额定工况下的 1.1 倍;小流量 0.6Q 工况下,脉动幅值也高于额定工况,并且比大流量 1.2Q 工况下脉动幅值大。

在叶轮与导叶交界 P6 处和导叶工作面前缘 P7 处,不同工况下,脉动幅值变化很大。脉动幅值最小值出现在额定工况下,随着流量的变化,无论是相对于额定流量升高还是降低,脉动幅值都增加。小流量 0.6Q 工况下,脉动幅值最大。这主要是 0.6Q 工

况偏离额定工况过多, 泵内湍流强烈的不规则运动, 使得内部流道复杂脉动幅值增加。

在泵壳内位于出口 P12 处, 脉动幅值随着工况的改变而变化。额定工况下, 脉动幅值最小, 主频在转频处; 大流量 1.2Q 工况下, 脉动幅值变大, 是额定工况的 1.24 倍; 在小流量 0.6Q 工况下, 脉动幅值出现多峰值, 压力脉动明显加剧, 幅值出现不规则变化, 但频率还是转频的整数倍。这主要是工况改变使得泵壳内回流增加, 流动不稳定, 压力脉动也相应增加, 但转频还是起着主导作用。

由以上可知, 产生脉动幅值的频率始终等于叶频的整数倍及其谐波, 占主导地位。脉动幅值的最

小值出现在额定工况下, 在偏工况时无论大流量工况或小流量工况, 脉动幅值都大于额定流量, 并且在小流量工况时, 脉动幅值最大。说明偏离额定流量越多, 压力脉动越严重, 并且在小流量工况下更严重。

这是因为叶轮及导叶是根据某一额定参数进行设计的, 在额定工况下流体从叶轮流入导叶时受到的冲击最小, 因此压力脉动幅值较小; 而当运行工况小于或大于额定工况时, 在导叶头部存在明显冲角, 尾部出现脱流漩涡, 这些都会增加泵内压力脉动的产生, 因此, 只有在额定流量工况下泵内产生的压力脉动最小。

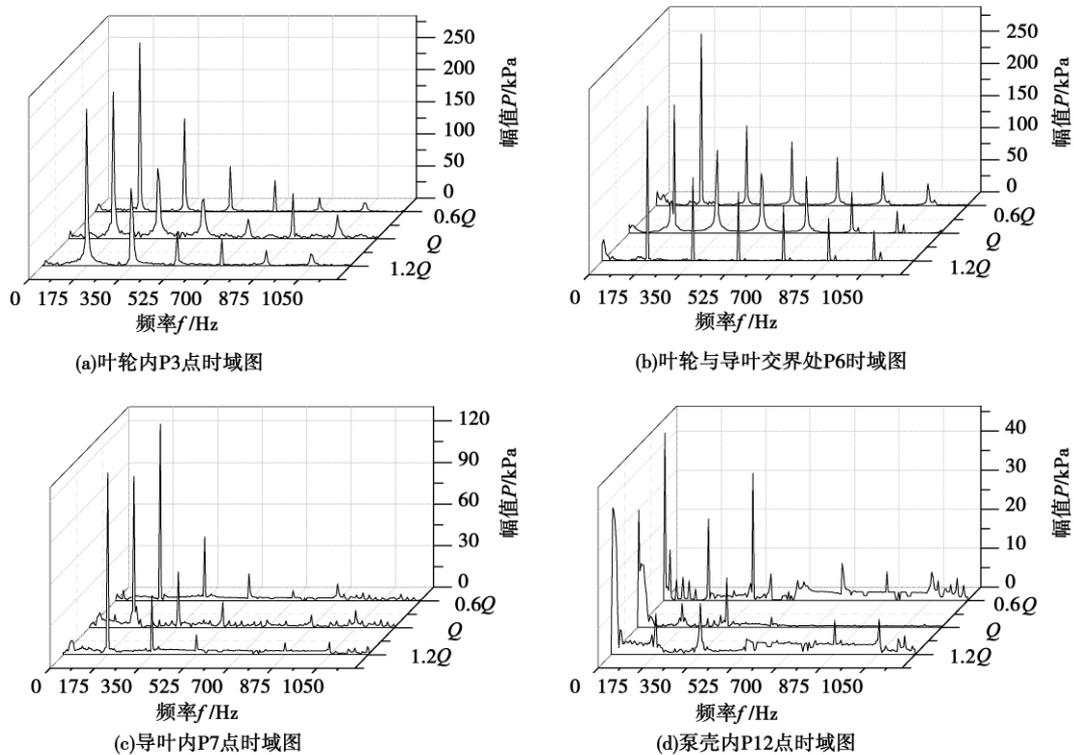


图 11 不同流量下的频域对比图

Fig. 11 Chart showing the comparison of frequency-domains at various flow rates

4 结 论

对核主泵内流场压力脉动特性进行了比较全面和深入的研究和分析, 主要结论如下:

(1) 叶轮内部流场压力脉动周期性明显, 并且脉动幅值从叶片前缘到后缘逐渐增加, 后缘处是前缘处的 1.5 倍; 工作面脉动幅值大于背面脉动幅值, 也是 1.5 倍左右; 叶轮内部流场压力脉动主频为 $f =$

169.4 Hz, 脉动幅值均在叶频的整数倍处产生, 并且呈现周期性降低。

(2) 叶轮进口存在压力脉动, 说明压力脉动向上游传递, 但脉动幅度很小。

(3) 导叶内压力脉动幅度从叶片前缘到后缘逐渐减小, 幅值减小 0.5 倍, 而出口处工作面脉动幅值小于背面幅值; 导叶内部的压力脉动仍然受到叶轮叶频 $f = 169.4$ Hz 的影响, 但幅值有较程度的衰减。

(4) 泵壳内压力脉动幅值在出口处最大,达到 30.51 kPa,由于受到回流等影响,流动复杂使得低频脉动混乱;泵壳内压力脉动仍受到叶轮转频 $f = 24.2$ Hz 的影响,只是脉动幅值变小。

(5) 额定流量工况下泵内产生的压力脉动幅值最小,小流量工况下脉动幅值最大,并且偏离额定流量越多,压力脉动越严重。

参考文献:

[1] 蔡 龙,张丽平. 浅谈压水堆核电站主泵[J]. 水泵技术, 2007 (4): 1-9.
CAI Long ZHANG Li-ping. Brief introduction of a pressurized water reactor main pump in a nuclear power plant [J]. Water Pump Technology, 2007 (4): 1-9.

[2] Runkel J, Stegemann D, Vortriede A. Operating experience with an on-line vibration control system for PWR main coolant pumps [J]. Nuclear Engineering Design, 1998, 183: 157-167.

[3] Dring R P, Joslyn H D, Hardwin L W, et al. Turbine rotor-stator interaction [J]. ASME J Eng Power, 1982, 104(4): 729-742.

[4] Shi F, Tsukamoto H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage [J]. Transactions of the ASME, 2001, 123(9): 466-474.

[5] 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 Guo-hui, WANG Fu-jun. Analysis of the pressure impulsion characteristics in the tongue partition zone of a dual-suction centrifugal pump [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2008, 39 (6): 60-63.

[6] 袁寿其,薛 菲,袁建平,等. 离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究[J]. 排灌机械, 2009, 27(5): 287-290.
YUAN Shou-qi, XUE Fei, YUAN Jian-ping, et al. Experimental study of the influence of pressure impulsion on the flow noise [J]. Drain and Irrigation Machinery, 2009, 27(5): 287-290.

[7] 王春林,彭 娜,康 灿,等. 模型泵内部流场的数值模拟[J]. 核动力工程, 2009, 30(4): 81-85.
WANG Chun-lin, PENG Na, KANG Can, et al. Numerical simulation of the flow field inside a prototype pump [J]. Nuclear Power Engineering, 2009, 30(4): 81-85.

[8] Nere N K, Patwardhan A W, Joshi J B. Prediction of flow pattern in stirred tanks: New constitutive equation for eddy viscosity [J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2001, 40(7): 1755-1772.

[9] 宋振华,周济人,汤方平,等. 贯流泵压力脉动测试信号的采集及处理分析[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2009, 12(2): 53-57.
ZHU Zhen-hua, ZHOU Ji-ren, TANG Fang-ping, et al. Acquisition, processing and analysis of the signals tested in the pressure impulsion of an inertial flow pump [J]. Journal of Yangzhou University (Natural science edition), 2009, 12(2): 53-57.

(辉 编辑)



第一台商用的 M501J 燃气轮机发运到关西电力公司

据《Gas Turbine World》2011 年 11~12 月号报道,三菱重工已把第一台商用的 M501J 燃气轮机从它的高砂工厂发送到位于姬路的关西电力公司 2 台电站。

这个第一个 486.5 MW 联合循环装置连同另外 5 台 M501J 燃气轮机将生产总的 2 919 MW 电功率。

1 600 °C 级 J 系列燃气轮机简单循环输出功率为 327 MW,效率为 41%;联合循环输出功率为 470 MW,热效率为 61.5%。

60 Hz M501J 燃气轮机能够承受比 1 500 °C 级 G 系列燃气轮机 100°C 更高的温度。

上述 6 台机组计划于 2013 年 10 月到 2015 年 10 月之间投入运行。

M501J 燃气轮机是 G 级和 H 级燃气轮机的性能与日本正在为 1 700 °C 燃气轮机项目开发的先进部件技术结合的产物。它们是:

- 23:1 压比
- 三维叶型
- 升级改进的进气管

被证实的 G 燃烧室

- 趋低 NO_x 设计
- 蒸汽冷却的火焰筒

被证实的 G 涡轮加新的核心技术 · 先进的热障涂层

- 先进的冷却设计
- 先进的气动设计理念
- 冷却的 4 列叶片

(吉桂明 摘译)

1 000 MW 级核主泵内部非定常流动特性 = **Unsteady Flow Characteristics of a 1 000 MW Nuclear Power Plant Main Pump** [刊 汉] ZHU Rong-sheng, ZHENG Bao-yi, LI Xiao-long, FU Qiang (Research Center for Fluid Machinery Engineering Technologies, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3). - 377 ~ 382

To analyze in depth the flow field inside a 1 000 MW nuclear power plant main pump, numerically simulated was the main pump by using the commercial computational software CFD with the pressure fluctuation characteristics of the pump in question being obtained. The research results show that the pressure fluctuation inside the pump assumes a periodic change and the frequencies influenced by the impeller blades on the fluid are those integral number times of the rotational speed frequency $f = 24.2$ Hz and of its harmonic waves. The amplitude of the pressure fluctuation inside the impeller increases gradually from the leading edge to the trailing edge of the blades while that in the guide blades decreases gradually from the leading edge to the trailing edge. The change in the volute of the pump is relatively small. Under different operating conditions, the amplitude of the pressure fluctuation is minimum at the rated-load operating condition but maximum under the operating condition at a smallest flow rate. The more deviates from the rated flow rate, the worse the pressure fluctuation. **Key words:** nuclear power plant main pump, unsteady flow, pressure fluctuation, main frequency, numerical simulation

煤粉掺烧干化污泥的燃烧特性及能效分析 = **Combustion Characteristics and Analysis of the Energy Efficiency of a Coal-fired Boiler Burning Coal Diluted and Mixed With Dried Sludge** [刊 汉] ZHANG Cheng, WANG Dan, 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(3). - 383 ~ 387

For a construction project of a 420 t/h tangential pulverized coal-fired boiler, analyzed was the feasibility of the pulverized coal-fired boiler to burn coal diluted and mixed with dried sludge from such characteristics as ignition, steady combustion and slagging etc. and the exergy balance analytic method was used to analyze the efficiency of the boiler and the exergy loss of various heating surfaces when burning coal mixed and diluted with sludge in various proportions and water contents. The research results show that when the proportion of sludge mixed and diluted is less than 1:4, the sludge-coal blended combustion characteristics are similar to coal and meanwhile the exergy efficiency of the mixture is slightly higher than that of coal. After the proportion of sludge mixed and diluted is greater than 1:4, the ash melting point of the mixture sample will drop obviously, tend to slag conspicuously and the exhaust gas loss will increase remarkably. The foregoing can offer a necessary experimental and theoretical basis for analyzing the feasibility of a power plant to burn coal diluted and mixed with dried sludge. **Key words:** mixed combustion, sludge, coal-fired boiler, combustion characteristics, exergy