

叶轮出口直径对离心泵流动诱导噪声影响的数值模拟

马尊领, 陈二云, 郭艳丽, 杨爱玲

(上海理工大学 能源与动力工程学院 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要: 针对离心泵内部非定常流动及其诱导的辐射噪声, 本研究采用带滑移网格的大涡模拟技术计算了泵壳内部的压力脉动和叶轮上的径向力, 并结合有限元声振耦合方法研究了叶轮出口直径对离心泵水力性能、压力脉动、非定常力和流动诱导噪声辐射的影响。计算结果表明: 叶轮出口直径从170 mm增大到174 mm, 扬程提高了4.57%, 而效率下降了2.08%; 径向力也随着叶轮出口直径的增加而增大了41.4%; 叶轮出口直径的增加也致使叶频及其谐频下的压力脉动幅值增加。泵体外部声场声压级在二阶叶频下明显高于其它频率; 随着叶轮出口直径的增加, 外部辐射声场指向性不变, 但声压级会随之增大。

关键词: 离心泵; 叶轮出口直径; 压力脉动; 流动诱导噪声

中图分类号: S277.9; TH311 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.01.016

引言

离心泵的噪声主要分为机械振动噪声和流动诱导振动噪声。机械振动噪声已通过阻振等技术获得了很好地控制。流动诱导噪声是由离心泵内部非定常瞬态流动引起, 由于瞬态湍流极其复杂, 目前对其研究还不够全面, 因此对于流动诱导噪声的预测成为现今研究的难点。

目前, 对离心泵流动诱导噪声的研究方法主要包括实验和数值模拟。文献[1]应用粒子测速、噪声测量等方式分析了离心泵蜗壳与叶轮几何关系变化对噪声的影响, 指出叶轮和蜗舌之间的相互作用是其主要的流动噪声源。文献[2]对一个简化的离心泵模型进行了试验研究, 分析了流动诱导噪声产生的机理, 发现叶频下的噪声最高。文献[3]通过数值的方法研究了离心泵叶轮和蜗壳之间的相互干涉作用, 发现蜗舌处的噪声源可以简化为两个偶极子声源。文献[4]通过计算流体力学和流固耦合相

结合的方法研究了离心泵噪声辐射场, 表明泵壳的结构振动模态对离心泵噪声辐射计算会有显著影响。近年来关于离心泵结构参数对流动噪声辐射影响的研究也越来越多, 文献[5-9]分别应用试验和数值的方式研究了叶片数、叶片包角、叶轮出口宽度、叶片冲角、叶片出口角对离心泵噪声辐射的影响, 但是针对叶轮出口直径对离心泵流动噪声辐射影响的研究相对较少。

本研究针对某离心泵模型, 采用结构网格和大涡模拟技术, 对具有不同叶轮出口直径的离心泵内部三维非定常流场进行数值模拟, 分析叶轮出口直径对离心泵流场及流动诱导噪声辐射的影响。

1 离心泵计算模型

原型泵为一单级单吸蜗壳式离心泵, 如图1所示, 其设计流量 $Q_s = 27.78 \text{ L/s}$, 设计扬程 $H = 30 \text{ m}$, 转速 $n = 2900 \text{ r/min}$, 其相应结构参数如表1所示。为单独研究叶轮外径的影响, 在原型泵基础上保持其它参数不变, 仅改变叶轮出口直径。不同叶轮出口直径参数如表2所示。蜗壳和叶轮部分全部划分成六面体网格, 并在叶片表面和蜗壳壁面进行了边界层加密, 如图2所示。



图1 蜗壳和叶轮的三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of impeller and volute

收稿日期: 2014-11-25; 修订日期: 2014-12-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106099; 50976072); 上海市科委科研计划项目(13DZ2260900)

作者简介: 马尊领(1988-), 男, 河南商丘人, 上海理工大学硕士研究生。

表 1 原型离心泵主要几何参数

Tab.1 Main geometric parameters of simulated pump

| 几何参数 | 数值 |
|-------------------------|------|
| 叶轮进口直径 D_1 /mm | 97.5 |
| 叶轮出口直径 D_2 /mm | 174 |
| 蜗壳出口直径 D_3 /mm | 125 |
| 叶片出口宽度 b_2 /mm | 19.1 |
| 叶片出口安装角 β_2 / (°) | 32 |
| 叶片数 Z | 6 |



图 2 蜗壳和叶轮结构网格示意图

Fig.2 Structured mesh of impeller and volute

表 2 叶轮出口直径 (mm)

Tab.2 Parameters of impeller diameter (mm)

| 叶轮出口直径 | 数值 |
|----------|-----|
| D_{21} | 174 |
| D_{22} | 172 |
| D_{23} | 170 |

注: D_{21} 、 D_{22} 、 D_{23} 为不同叶轮出口直径。

2 数值模拟方法

2.1 大涡模拟控制方程

离心泵内部流场是十分复杂的三维湍流流动,采用数值模拟方法直接对其 N-S 方程求解是十分困难的。而大涡模拟则是对其流场作适当简化,在大涡模拟方法中,首先需建立一种数学滤波函数,从湍流瞬时运动方程中将尺度比滤波函数尺度小的涡滤掉,从而分解出可解的描写大涡流场的运动方程,而被滤掉的小涡对大涡运动的影响,则通过在大涡流场的运动方程中引入附加应力项来体现。使用空间滤波后的不可压 N-S 方程变为:

$$\overline{\partial u_j / \partial x_j} = 0$$

$$\overline{\frac{\partial u_j}{\partial t}} + u_i \overline{\frac{\partial u_j}{\partial x_i}} = -\frac{1}{\rho} \overline{\frac{\partial p}{\partial x_j}} + \frac{1}{\rho} \overline{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} - \overline{\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}} \quad (1)$$

τ_{ij} 为亚格子尺度应力模型,目前应用最广泛的模型是 1963 年提出的 Smagorinsky - Lilly 亚格子模型。

2.2 边界条件

离心泵进口边界条件给定质量流量,出口边界处假定流动已充分发展,出口区域离开回流区较远,则有

$$\partial \varphi / \partial n = 0 \quad (2)$$

即

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} \quad (3)$$

式中: φ_i — 出口边界上的未知量; φ_{i-1} — 上游方向的邻点之值,一般可用上一层迭代得到的结果代入。

固体壁面采用无滑移假设进行处理,即紧贴固体表面的流体速度与固体壁面速度相等。在旋转叶轮域和静止的蜗壳域间引入滑移网格技术进行动静交界面的信息传递。

3 计算结果分析

图 3 是不同叶轮出口直径下离心泵的扬程和效率曲线。横坐标是离心泵不同工况下的流量比 Q/Q_s , Q 是各工况下的流量, Q_s 是设计工况下的流量。从图中可以看出,不同叶轮出口直径的离心泵扬程和效率曲线的变化趋势基本一致,随着流量的增加,扬程逐渐下降而效率先增后降,最高效率点位于 1.2 Q_s 处。在相同工况下,扬程随着叶轮出口直径的增加而增加,而效率随着叶轮出口直径的增加呈现降低趋势。设计工况下,随着叶轮出口直径从 170 mm 增大到 174 mm,离心泵扬程提高了 4.57%,效率下降了 2.08%。

离心泵在运转过程中,泵内流体会对叶轮产生周期性激励力,进而引起离心泵泵体振动和噪声辐射。图 4 为叶轮所受径向力的时频特性图,纵坐标为径向力差值 $\Delta F_r = F_r - \bar{F}_r$,其中 $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ 为径向力, \bar{F}_r 为径向力平均值。横坐标分别是时间步和频率。

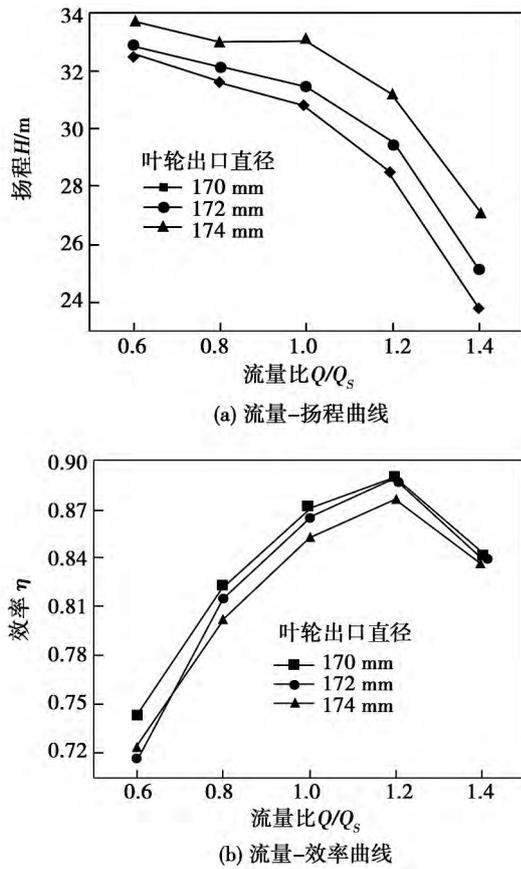


图 3 离心泵的扬程和效率曲线

Fig. 3 The characteristic curve and the lift of the centrifugal pump

从图 4 (a) 可以看出,离心泵叶轮所受径向力呈现明显周期性和脉动性,波峰和波谷的数目与叶轮数呈现对应关系,并且随着叶轮出口直径的增加径向力幅值增加。图 4 (b) 为所受径向力的频谱分析,径向力呈现出离散特性,径向力最大幅值出现在叶频处,在二阶和三阶叶频谐频处均出现了较大谐波。在叶频下叶轮出口直径为 174 mm 的径向力比 170 mm 时增大 41.4%。

为了监测蜗壳内压力脉动特性,在蜗壳中截面上布置了 8 个测点,如图 5 所示。其中 P4、P8 是同一蜗壳断面上的点,分别位于蜗壳背面和蜗壳底部。

图 6 为原型泵在设计工况下位于同一蜗壳断面上的点 P4、P8 的压力脉动频域特性。纵坐标为压力脉动 $\Delta P = P - \bar{P}$, P 为监测点的瞬时静压, \bar{P} 为监测点所有瞬时静压的平均值,横坐标是频率。从图中可以看出,监测点的压力脉动频率均以叶频为主。并且 P8 点叶频下的压力脉动幅值远远大于 P4 点的

压力脉动幅值,脉动的高频成分也明显增多。这是因为在 P4、P8 监测点动静干涉和叶轮尾迹射流、脱流分别是造成压力脉动的主导因素。在此蜗壳断面上动静干涉作用已变得非常微弱,而叶轮的尾迹射流、脱流的变化不大。

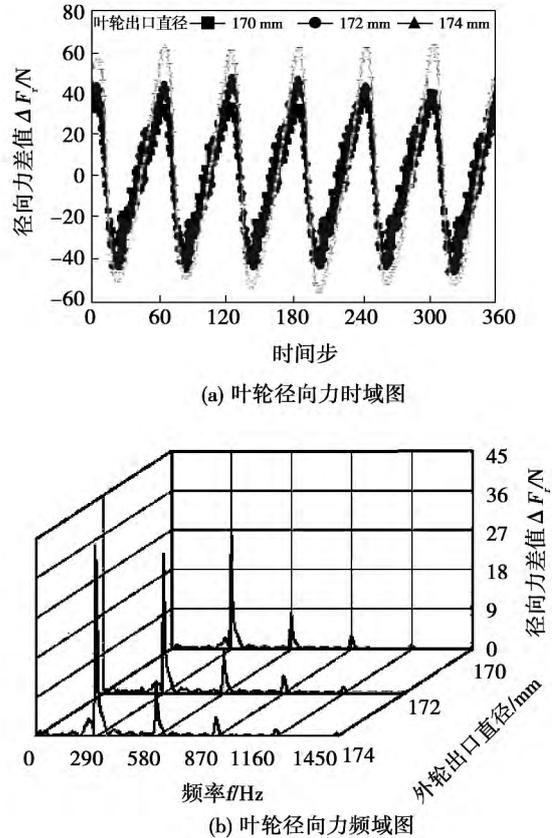


图 4 不同叶轮出口直径对应的径向力时频特性图

Fig. 4 The time and frequency spectra of radial force on the impeller with different impeller outer diameters

图 7 是原型泵在设计工况下沿蜗壳周向上各监测点的压力脉动频域特性。从图 7 中可以看出,各测点压力脉动信号呈现明显的离散特性,并且各测点压力脉动的主频均是在叶频上。蜗舌附近测点出现了明显的高频脉动成分,主频压力脉动幅值最大的点是蜗舌处的 P7 点。从蜗舌处开始,沿着蜗壳内流体流动方向,各监测点压力脉动幅值有逐渐减弱的趋势。原因是蜗舌处径向间隙最小,动静干涉最为强烈,随着流体的前进,径向间隙逐渐增大,动静干涉也随之减弱。

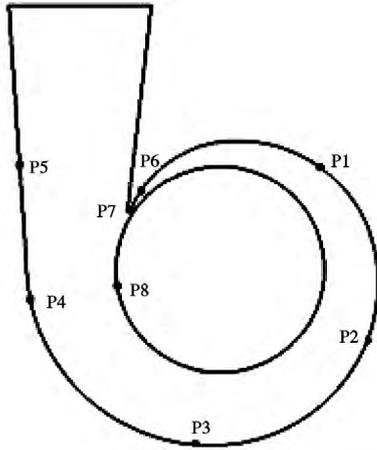


图 5 蜗壳区域监测点示意图
Fig. 5 The schematic diagram of the monitoring points in spiral case

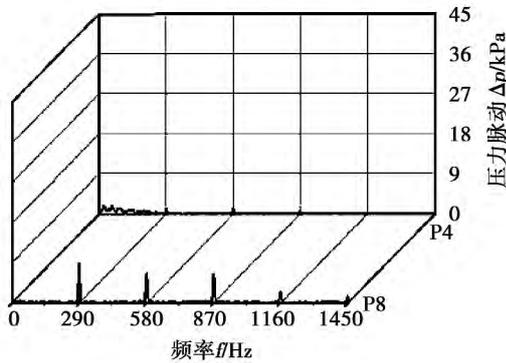
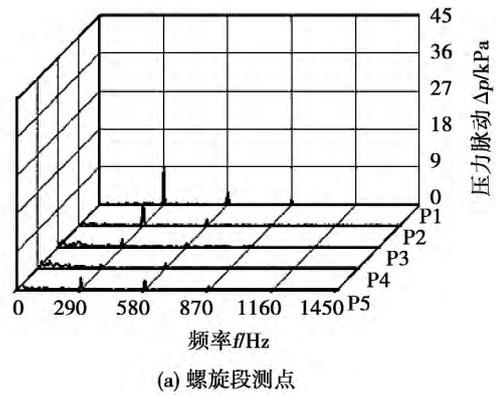


图 6 同一蜗壳断面上监测点压力脉动频域图
Fig. 6 Frequency spectra of pressure fluctuation with monitoring points in the same section of volute

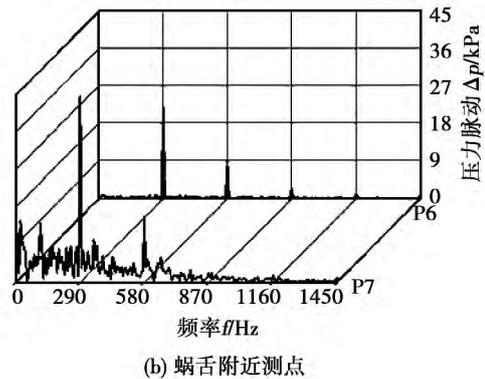
在分析离心泵不同叶轮出口直径对压力脉动的影响时,选取压力脉动幅值最大的监测点 P7 进行研究,如图 8 所示。从图中可以看出,在 P7 点压力脉动的低频特性复杂,并且随着叶轮出口直径的增大在叶频及其二阶谐频下的压力脉动强度越来越大。这是因为随着叶轮出口直径的增大,叶轮和蜗舌之间的径向间隙越来越小,导致蜗舌处的动静干涉作用越来越强烈。

离心泵声场计算采用有限元的方法,以蜗壳内壁面的压力脉动为声源,耦合泵体模态进行分析。为了解离心泵外部声场噪声辐射指向性特点,在距蜗壳为 1 m 的圆周上布置一系列的测点,如图 9

所示。



(a) 螺旋段测点



(b) 蜗舌附近测点

图 7 设计工况下蜗壳周向各点压力脉动频谱图
Fig. 7 Frequency spectra of pressure fluctuation with different monitoring points in volute

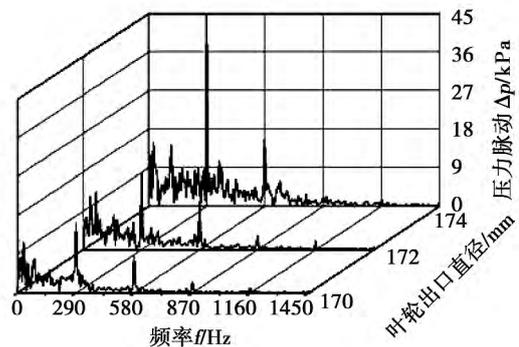


图 8 不同叶轮出口直径下 P7 点压力脉动频域图
Fig. 8 Pressure fluctuation of P7 in frequency domain under different impeller outer diameters

图 10 所示为设计工况下离心泵泵体外部辐射声场在前三阶叶频下的指向特性分布。从图中可以看出,泵体外部声场声压级的变化范围是 20 - 70 dB,在二阶叶频下噪声的声压级最大。这是因为在

计算声场时耦合了泵体模态,从表 3 中可以看出,二阶模态频率和二阶叶频十分接近,由此可推断在二阶叶频下泵体发生了共振,造成该频率下声压级明显大于其它频率。

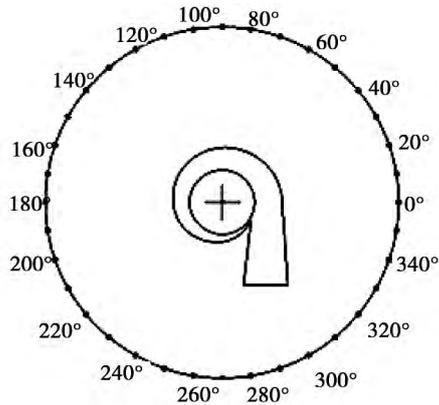


图 9 蜗壳外部监测点

Fig. 9 The external monitoring points outside the spiral case

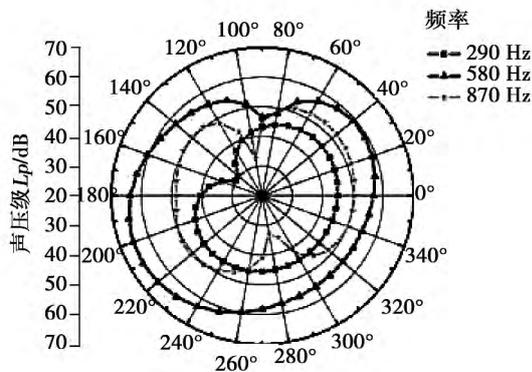


图 10 原型离心泵辐射声场指向特性

Fig. 10 Directivity diagram of radiated acoustic field of centrifugal pump

表 3 泵体前四阶模态振型频率 (Hz)

Tab. 3 The first four modes of volute (Hz)

| 阶数 | 频率 / Hz |
|----|---------|
| 一阶 | 386.2 |
| 二阶 | 605.4 |
| 三阶 | 738.7 |
| 四阶 | 833.7 |

图 11 为不同叶轮出口直径下离心泵外部辐射

声场在二阶叶频下指向性分布,纵坐标表示声压级。从图中可以看出,叶轮出口直径的改变不会影响辐射声场指向特性,但是随着叶轮出口直径的增大,辐射声场的声压级会逐渐增大。

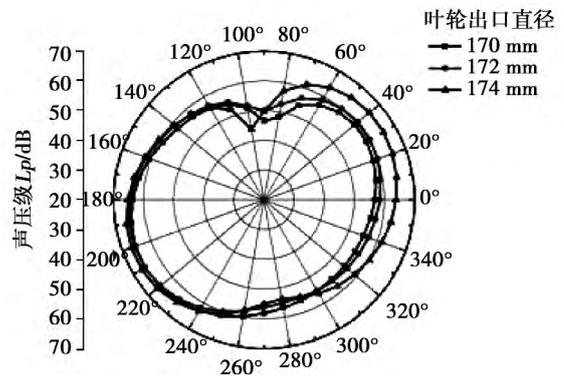


图 11 不同叶轮出口直径下离心泵辐射声场指向特性

Fig. 11 Directivity diagram of radiation field of pump models under different impeller outer diameters

4 结 论

(1) 在其它设计参数不变的情况下,离心泵的扬程随着叶轮出口直径的增大而增大,效率随着出口角的增大而降低。在设计工况下,叶轮出口直径从 170 mm 增到 174 mm 时扬程提高了 4.57%,效率下降了 2.08%。

(2) 叶轮所受径向力呈现明显周期性,与叶片数成对应关系。在叶频下径向力强度最大,并且径向力随着叶轮外径的增大而增大。叶频下叶轮出口直径 174 mm 时径向力比叶轮出口直径 170 mm 时增大 41.4%。

(3) 在同一蜗壳断面不同位置监测点的压力脉动不同,邻近出口的断面蜗壳底部的脉动幅值大于蜗壳背面的脉动幅值。沿蜗壳圆周方向上,蜗舌附近监测点压力脉动最大。随着叶轮外径的增大,叶频及其二阶谐频下的脉动幅值也增大。

(4) 通过声振耦合计算泵体外部辐射声场指向特性,得出二阶叶频下声压级明显高于其它频率,并

且随着叶轮出口直径的增加二阶叶频下的声压级逐渐增大。

参考文献:

[1] Dong R ,Chu S ,Katz J. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow ,pressure fluctuations ,and noise in a centrifugal pump [J]. Journal of Turbo machinery ,1997 ,119: 506 - 515.

[2] Jong-Soo Choi ,Dennis K ,McLaughlin ,et al. Experiments on the unsteady flow field and noise generation in A centrifugal pump impeller [J]. Journal of Sound and Vibration 2003 263: 493 - 514.

[3] Jorge parrondo ,Javier perez ,Raul Barrio . A simple acoustic model to characterize the internal low frequency sound field in centrifugal pumps [J]. Applied Acoustics 2011 72(1) : 59 - 64.

[4] 王振宇. 离心泵流动诱导噪声辐射与叶片几何特征关系的研究 [D]. 上海: 上海理工大学 2011.
WANG Zhen-yu. Study on the relationship between blade geometrical characteristics and flow-induced noise radiation in a centrifugal pump [D]. Shanghai: University of shanghai for science and technology 2011.

[5] 谈明高 ,王 勇 ,刘厚林 等. 叶片数对离心泵内流动诱导振动噪声的影响 [J]. 排灌机械工程学报 2012 30(2) : 131 - 135.
TAN Ming-gao ,WANG Yong ,LIU Hou-lin ,et al. Effects of number of blades on flow induced vibration and noise of centrifugal pumps [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering , 2012 30(2) : 131 - 135.

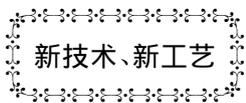
[6] 王 勇 ,刘厚林 ,刘东喜 等. 叶片包角对离心泵流动诱导振动噪声的影响 [J]. 农业工程学报 2013 29(1) : 72 - 77.
WANG Yong ,LIU Hou-lin ,LIU Dong-xi ,et al. Effects of vane wrap angle on flow induced vibration and noise of centrifugal pumps [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering 2013 29(1) : 72 - 77.

[7] 刘厚林 ,王 勇 ,袁寿其 等. 叶轮出口宽度对离心泵流动诱导振动噪声的影响 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版) 2012 , 40(1) : 123 - 127.
LIU Houlin ,WANG Yong ,YUAN Shou-qi ,et al. Effects of impeller outlet width on the vibration and noise from centrifugal pumps induced by flow [J]. Journal of Huazhong University of science and technology (Natural science Edition) 2012 40(1) : 123 - 127.

[8] 王 勇 ,刘 庆 ,刘东喜 等. 不同叶片冲角离心泵内流动诱导振动噪声研究 [J]. 流体机械 2013 41(7) : 1 - 4.
WANG Yong ,LIU Qing ,LIU Dong-xi ,et al. Analysis of flow induced vibration and noise in centrifugal pumps with different blade inlet incidence angle [J]. Fluid Machinery 2013 41(7) : 1 - 4.

[9] 郎大鹏 ,杨爱玲 ,徐 洋 等. 叶片出口角对离心泵流动诱导噪声的影响研究 [J]. 工程热物理学报 2014 35(1) : 66 - 69.
LANG Da-peng ,YANG Ai-ling ,XU Yang ,et al. The influence of blade outlet angle of a centrifugal pump on the flow induced noise [J]. Journal of Engineering Thermo physics ,2014 ,35(1) : 66 - 69.

(丛 敏 编辑)



Siemens 向哈萨克斯坦供应汽轮发电机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2015 年 6 月刊报道 ,Siemens 将供应 2 台 SST5 - 6000 汽轮机和 2 台 SGen5 - 3000W 型发电机 ,用于在哈萨克斯坦巴尔喀什的燃煤电站。

该工程项目合同的承包者是由 Samsung(三星) C&T 和 Samsung Engineering Co. Ltd 组成的韩国合资企业。

(吉桂明 摘译)

叶轮出口直径对离心泵流动诱导噪声影响的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Influence of the Diameter at the Outlet of an Impeller on the Noise Level Induced by the Flow Inside a Centrifugal Pump** [刊 汉]

MA Zun-ling ,CHEN Er-yun ,GUO Yan-li ,YANG Ai-ling (Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering ,College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(1) . -93 -98

For the purpose to study the unsteady flow inside a centrifugal pump and radiative noise thus induced ,the large eddy simulation technology involving a slide grid was used to calculate the pulsation pressure inside the volute of a pump and the radial force exerted on the impeller as well as to study the influence of the diameter at the outlet of an impeller on the hydraulic performance ,pressure pulsation ,unsteady forces and radiative noise induced by the flow. The calculation results show that when the diameter at the outlet of the impeller increases from 170 mm to 174 mm , the lift will increase by 4.57% while the efficiency will decrease by 2.08% and the radial force will increase by 41.4%. To increase the diameter at the outlet of the impeller will also result in an increase of the amplitude of the pressure pulsated at the frequencies and harmonic frequency of the blades. The acoustic pressure level in the sound field outside the pump body under the second-order blade frequency will be obviously higher than that under other blade frequencies. With an increase of at the outlet of the impeller in the pump ,the directivity of the outside radiative sound field will remain unchanged ,however ,the acoustic pressure level will also increase accordingly. **Key words:** centrifugal pump ,diameter at the outlet of an impeller ,pressure pulsation ,flow-induced noise

加弯叶型在轴流风机噪声控制中的应用研究 = **Study of the Applications of the Bowed Blade Profile in the Noise Control Over Axial Flow Fans** [刊 汉]

PAN Hong-yu ,YANG Ai-ling ,YOU Jun-jie ,CHEN Er-yun (Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering ,College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(1) . -99 -104

Under the condition of the diameter of the impeller of a fan being kept unchanged ,a method for bending blade profiles was used to perform a retrofit design of an axial flow fan and the total pressure designed was obtained at a relatively low rotating speed ,thus attaining the design aim of controlling the aerodynamic noise of the fan. According to