

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.08.004

极大流量工况下离心泵内部流场数值分析*

张翊翔¹, 李 昶^{1*}, 张玉良²

(1. 浙江理工大学 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018;

2. 衢州学院 机械工程学院, 浙江 衢州 324000)

摘要: 针对离心泵极大流量工况下内部流动特性的问题,应用流体动力学软件Fluent,采用RNG κ - ε 湍流模型与SIMPLEC算法,对某一高比转速离心泵内部流场进行了数值模拟,并与实验结果进行了比较。对比分析了4种不同流量工况下离心泵内部流体速度和压力分布以及离心泵的外特性。研究表明,在设计流量工况下,离心泵内部压力分布均匀,速度迹线平滑;较大流量工况下,蜗壳压力不断减小,速度分布不均匀;极大流量($1.7 Q_{opt}$)工况下,蜗壳出口处出现局部负压现象,速度流线产生的漩涡增大,在扩散管局部位置流体受到冲击,容易出现回流现象。针对离心泵在不同工况下以及达到极大流量工况下内部流动随流量变化规律的研究,可为高比转速离心泵多工况优化设计、延长使用寿命提供参考。

关键词: 离心泵; 极大工况; 数值分析

中图分类号: TH311 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2014)08-0974-06

Numerical analysis for inner flow field in a centrifugal pump under maximum operating conditions

ZHANG Chi-xiang¹, LI Yi¹, ZHANG Yu-liang²

(1. The Zhejiang Key Lab of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University,

Hangzhou 310018, China; 2. College of Mechanical Engineering, Quzhou University, Quzhou 324000, China)

Abstract: Aiming at studying the inner flow under maximum operating conditions, a centrifugal pump was simulated by adopting RNG κ - ε turbulence model. Hydraulic performance was predicted and the calculation results were compared with the experiment results. Fluid velocity, pressure distribution and external characteristics were analyzed under 4 operating conditions. The results indicate that pressure and velocity distribute uniformly under the optimum flow rates condition. At large flow rates point, the volute pressure decreases and the velocity distribution is not uniform. At the maximum flow rates point ($1.7 Q_{opt}$), negative pressure appears at the inlet of the volute. Vortex of the velocity flow lines become larger and occurs reflux in the local position of diffusion tube. The study reveal pump inner flow rules, which provide reference to the high specific speed centrifugal pump optimal design and extending service life under variable flow rates operating conditions.

Key words: centrifugal pump; maximum operating conditions; numerical analysis

0 引 言

离心泵被广泛应用于农业、矿山、石油和化工等领域。针对离心泵的实际运行工况点经常变动的问

题,需对多种工况下离心泵的内部流动特性进行研究。目前,国内外针对离心泵多工况研究主要有:袁寿其等^[1-3]针对现有的离心泵水力设计方法仅满足单点设计工况性能的问题,提出一种离心泵多工况水力设计方法;借鉴在低比转数离心泵多工况设计中加大

收稿日期: 2014-02-28

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2013BAF05B01)

作者简介: 张翊翔(1989-),男,安徽安庆人,主要从事流体机械离心泵方面的研究。E-mail: nanfeiyou@163.com

通信联系人: 李 昶,女,副教授,硕士生导师。E-mail: liyi0511@163.com.

流量设计法,对叶轮进行改进,实现中比转数离心泵在实际运行中的水力性能需同时满足多个工况点的要求;针对现有水泵能耗指标计算方法的局限性,提出了一种变工况条件下水泵能耗指标的计算模型。何有世^[4]对带分流叶片的离心泵叶轮不同工况下的内部流动进行数值分析。刘厚林等^[5]采用粒子图像测速仪对双流道泵在多种工况下的内部流动进行了测量,揭示双流道泵从零流量点到大流量点内部流动的变化规律。郭翔^[6]对离心泵设计工况和非设计工况进行数值模拟,提出了定常性能曲线分区方法。李龙^[7]探讨了轴向旋涡的特征、叶片流道的挟持约束作用、叶片流道内的压力分布与流量的关系。代翠^[8]对离心泵进行了水力性能测试及叶轮全流道流场PIV测试,获得了叶轮内的绝对速度和相对速度分布。张学静^[9]针对离心泵小流量工况下误差偏大的问题提出了扬程和效率的修正方法。

以上主要是针对中低比转速离心泵变工况条件下水泵能耗指标的计算模型、多工况水力设计方法、小流量工况下误差偏大以及多工况下泵内部流动测量等的研究。本研究在 Q_{opt} 、 $1.3 Q_{opt}$ 、 $1.5 Q_{opt}$ 、 $1.7 Q_{opt}$ 4种流量工况下,对高比转速离心泵内部流场进行模拟,得出不同工况下流场分布情况,并且与实验结果进行比较,为其多工况优化设计提供理论参考。在进行模拟计算时,当流量增加到 $1.8 Q_{opt}$ 时,计算不能收敛,而当流量达到 $1.7 Q_{opt}$ 时,计算能正常收敛,所以 $1.7 Q_{opt}$ 为本研究算例的极大流量。针对极大工况下离心泵各项性能的研究,可以丰富基础计算过程中极端情况的理论分析,在实践过程中,可以为人为误操作导致的极大流量工况提供理论分析依据。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

离心泵主要参数如表1所示。

1.2 计算区域及网格划分

本研究对模型泵进行全流道数值计算,将计算域划分为进口、叶轮、蜗壳、出口管4段。计算过程中,由于叶轮进口在小流量时易出现回流,蜗壳出口在大流量时也易出现回流,此时的预测结果极不稳定。因此,笔者将计算域在进口和蜗壳出口处进行延长,进口延长为进口直径的一倍,出口延长为出口直径的两

倍。本研究采用GAMBIT软件对计算域进行网格划分,其中叶轮和蜗壳区域均采用非结构化的四面体网格,吸水室和出口管采用结构化的六面体网格,计算域网格总数定为3 247 039,网格划分如图1所示。

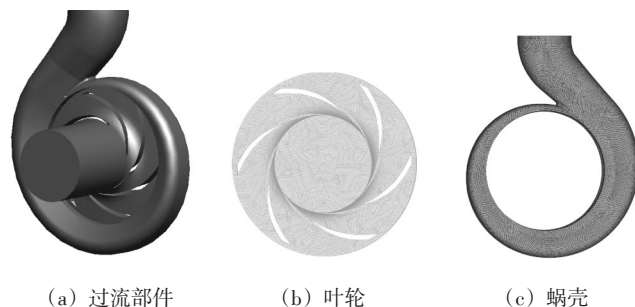


图1 过流部件三维造型与计算域网格

1.3 控制方程

本研究采用RNG κ - ε 湍流模型封闭时均N-S方程组。在高雷诺数情况下,RNG κ - ε 湍流模型考虑了平均流动中的旋转及旋流流动的情况,修正了湍动粘度^[10-12]。

RNG κ - ε 湍流模型为:

$$\rho \frac{D\kappa}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(a_k \mu_{eff}) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2)$$

式中: κ 、 ε 、 μ —湍动能,湍流耗散率以及湍流粘性系数; G_k 、 G_b —由于平均速度梯度和浮力影响引起的湍动能的生成项; Y_M —可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;模型中常用的常数根据经验可分别取值为: $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.68$, $C_\mu=0.084$, 5 , $\sigma_\kappa=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$; α_ε 、 α_κ —耗散率 ε 和湍动能 κ 的有效湍流普朗特数的倒数。

湍流粘性系数 μ_{eff} 计算公式为:

$$\mu_{eff} = \mu + \rho_n C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

1.4 边界条件

进口边界条件设置为速度进口(velocity-inlet),该边界条件适用于不可压缩流动,本研究的流体介质为清水,近似看作不可压缩流体。并假设进口边界上无径向与切向速度,轴向速度均匀分布,根据体积流量即可计算出进口速度。假定流体到达出口边界时流动已经充分发展,可设置出口边界条件为自由出口

表1 离心泵主要参数

流量 Q /($m^3 \cdot h^{-1}$)	转速 n /($r \cdot min^{-1}$)	进口直径 D_i /mm	出口直径 D_e /mm	出口角 β_2 /($^\circ$)	出口宽度 b_2 /mm	叶轮外径 D /mm	叶片数 Z
50	2 900	76	65	30	14	145	6

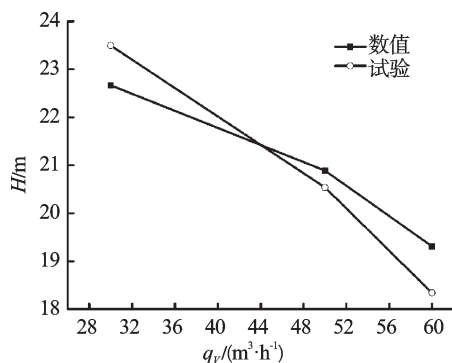
(outflow)。

对于进口、出口及蜗壳部件,由于其静止不动,壁面条件设置为静止壁面,叶轮为转子部件,笔者将固体壁面均设置为无滑移边界条件,采用标准壁面函数法处理近壁流动。

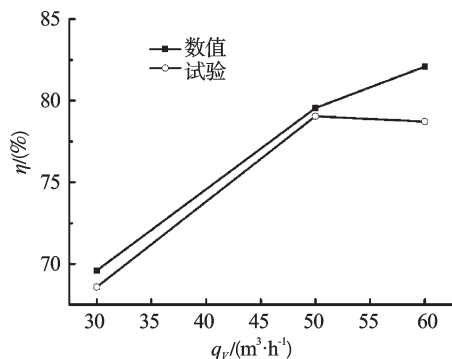
2 结果与分析

2.1 外特性结果分析

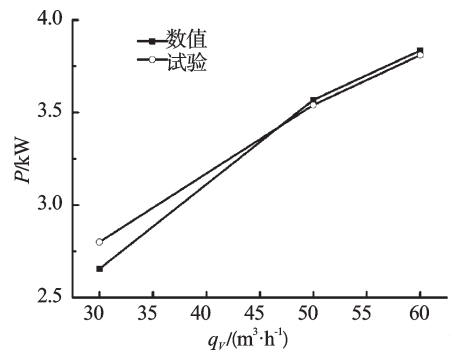
水力实验与数值计算结果对比分析情况如图2所示。



(a) $H-Q$ 曲线



(b) $\eta-Q$ 曲线



(c) $P-Q$ 曲线

图2 实验和数值计算水力性能曲线对比

为保证数学模型和求解方法的可靠性,本研究以清水为介质的水力实验结果和数值计算得到的外特性结果进行对比。水力实验和数值计算的预测结果变化趋

势一致,在设计流量工况点 $Q=50 \text{ m}^3/\text{h}$ 处,试验扬程、总效率和轴功率分别为 20.89 m 、 79.55% 和 3.568 kW ,数值计算预测的结果分别为 20.54 m 、 79.05% 和 3.54 kW ,所以其相对误差分别为 1.71% 、 0.63% 和 0.79% ,各相对误差都低于 5% 偏差均在合理范围之内,通过对比,外特性预测具有较高的准确性,说明了本研究水力模型和数值计算方法的准确性。

离心泵在不同工况下的水力性能曲线图如图3所示,随着体积流量的增加,扬程呈缓慢下降趋势;效率呈先上升后下降趋势,在体积流量为 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ 处达到最大值 82.09% ,在大流量工况下,效率较为明显;功率随体积流量的增加也呈现先上升后下降的趋势,在体积流量为 $70 \text{ m}^3/\text{h}$ 处达到最大值 3.964 kW 。

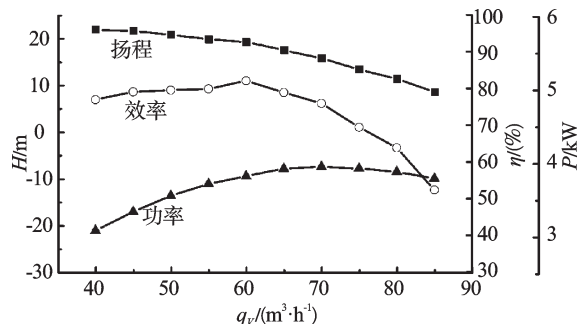


图3 不同工况水力性能曲线图

2.2 内部流场计算结果分析

本研究分别在4个工况点 Q_{opt} 、 $1.3 Q_{\text{opt}}$ 、 $1.5 Q_{\text{opt}}$ 、 $1.7 Q_{\text{opt}}$ (Q_{opt} 表示设计工况 $Q=50 \text{ m}^3/\text{h}$) 处进行离心泵内部流场的数值计算,得出各工况下泵内部流场的分布。

2.2.1 压力分布

蜗壳与叶轮交界面沿圆周方向的总压分布如图4所示,圆周角 $\theta=0^\circ$ 处表示蜗壳第 VII 断面,圆周角沿逆时针方向增加,每 45° 为一个断面。

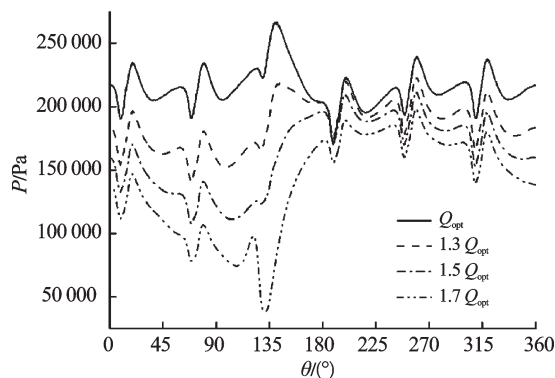


图4 叶轮与蜗壳交界面沿圆周的总压分布

由于蜗壳的分对称性以及叶轮与蜗壳的动、静干扰作用,使得流体在叶轮内部产生一定的不稳定性,在蜗壳隔舌对叶轮出口流体的影响下,隔舌处的压力

发生突变,由图4可以看出,隔舌附近的压力值先上升后下降。在设计流量工况下,压力变化呈现每 90° 接近周期性变化规律,而在 180° 处,两侧的压力变化趋势相反,近似关于该位置压力值点中心对称。在大工况流量时,压力变化趋势与标准流量时基本一致,在极大流量 $Q=75\text{ m}^3/\text{h}$ 工况下,当圆周角度在 $0^\circ\sim 180^\circ$ 之间,压力的变化幅度较大,而在 $180^\circ\sim 360^\circ$ 之间,压力的变化幅度较为均匀。最大总压值(Q_{opt} 时, $P=0.266\text{ MPa}$)和最小总压值($1.7Q_{\text{opt}}$ 时, $P=0.038\text{ MPa}$)都出现在第II断面到第III断面之间。

4种不同工况下中截面的静压分布如图5所示。设计工况下($Q_{\text{opt}}=50\text{ m}^3/\text{h}$),叶轮叶槽内静压的分布规律基本相同,从叶轮进口到出口,静压值逐渐增大,工作面的静压值大于背面静压值。在流量为 Q_{opt} 和 $1.3Q_{\text{opt}}$ 时,叶轮内部的静压基本相似,随着流量逐步增大,叶轮的静压值相应增大,在极大流量 $1.7Q_{\text{opt}}$ 时,叶轮的背面静压明显呈明显增大趋势。而蜗壳的静压值随流量的增大逐渐减小,在流量达到 $1.5Q_{\text{opt}}$ 和 $1.7Q_{\text{opt}}$ 时,变化尤为明显,并在局部出现负压情况。在靠近蜗壳隔舌附近处,由于隔舌阻碍的影响,静压值分布与其他流道内的分布有所不同,出现了局部压力的最高点。在 $1.7Q_{\text{opt}}$ 工况下,叶轮流道静压值分布不均匀,静压值梯度较大。叶轮进口处压力最高,出口处压力最低,在出口不远处出现负压区,此处易发生汽蚀。

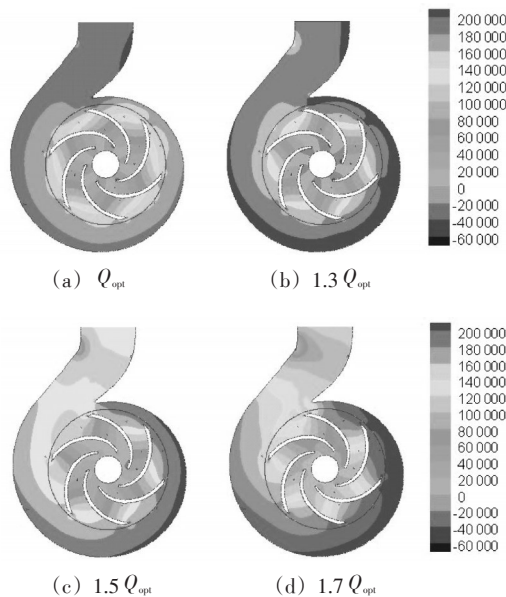


图5 中截面静压分布

4种不同工况下中截面的总压分布如图6所示。从图6可以看出,由叶轮口至叶轮与蜗壳的交界面附近,流体压力是逐渐增加的,在设计流量工况和 $1.3Q_{\text{opt}}$ 工况下,进口均出现负压区,在 $1.5Q_{\text{opt}}$ 和 $1.7Q_{\text{opt}}$ 工况下,叶轮叶槽内的压力呈不均匀分布,靠

近出水口侧的压力要小于另一侧的压力值。在设计流量工况下,蜗壳内部的压力分布均匀,无明显变化,随着流量的增大,压力值在出水口附近变化范围较大,在极大流量 $1.7Q_{\text{opt}}$ 工况下,出水口的压力值明显减小,蜗壳隔舌处,也出现压力分布不均匀现象。对比4种不同流量工况总压图可以看出,随着流量的增加,离心泵总压减小。在设计工况点,蜗壳总压均值达到最大值;流量越大,吸水口处的负压范围越小。叶轮流道靠近蜗壳隔舌位置出现局部高压,说明此处有能量损失。

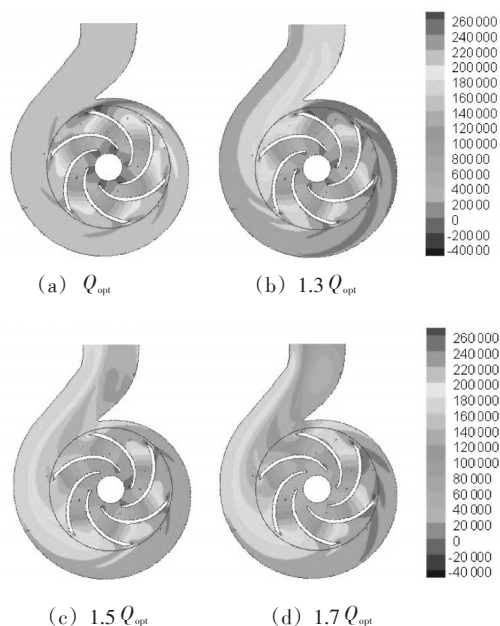


图6 中轮截面总压分布

2.2.2 速度分布

叶轮与蜗壳交界面沿圆周方向的速度分布如图7所示。由于隔舌对叶轮出口附近流场的影响,隔舌处速度值出现了较大突变,由图7可以看出,隔舌两侧的速度先降低后升高。在设计流量工况下,速度沿交界面圆周分布比较均匀,呈现每 60° 角周期性变化规律,随着流量增大,变化较为紊乱,在极大流量 $1.7Q_{\text{opt}}$ 工况

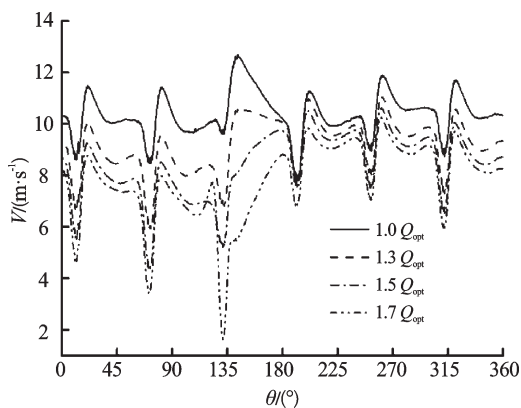


图7 叶轮与蜗壳交界面沿圆周的速度分布

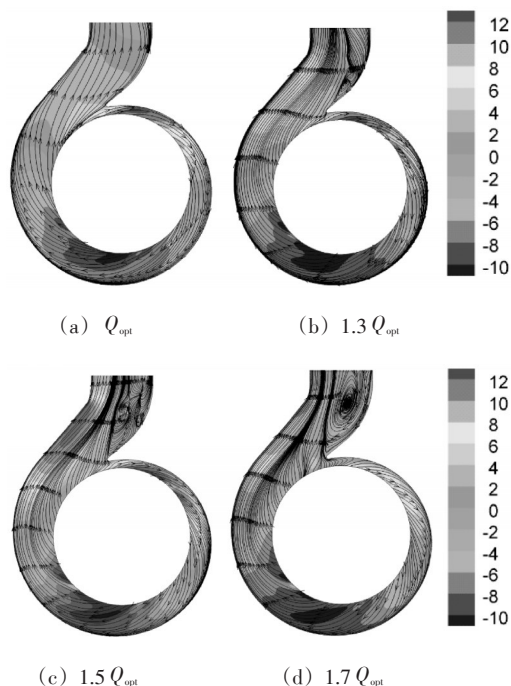


图8 蜗壳相对速度分布图

下,速度曲线变化幅度很大,并在接近第II断面时出现最小速度($v=0.43$ m/s)。最大速度值($1.3 Q_{opt}$ 时, $v=12.87$ m/s)则出现在设计流量工况下第II断面到第III断面之间。

4种不同工况下蜗壳相对速度分布如图8所示。由图8对比明显看出,流量对蜗壳内相对速度方向并无太大影响,在叶轮外侧远离出口处蜗壳的内部流线分布均匀,在不同流量下无太大差别,设计流量工况下出口附近的流线呈均匀分布,随着流量的增大,在隔舌上部靠近出口处开始出现小的漩涡,在 $1.5 Q_{opt}$ 流量工况下,漩涡增多,流线分布紊乱,在极大流量 $1.7 Q_{opt}$ 工况下,漩涡面积增大,出现二次流现象,速度迹线分布极不均匀。结果表明,当流量大于设计工况时,在隔舌上部靠近出口处的流道易产生漩涡,且在极大流量工况下涡流越严重。

4种不同工况下的中截面速度分布如图9所示。由图9可看出,在设计工况下,速度分布较为均匀;大流量工况下,由于流量增大,叶轮转速高,流体稳定性不强,速度梯度变化较快,在出口处速度变小,易产生回流现象,造成能量损失。速度从叶轮进口至出口(径向)逐渐增大,进口速度梯度相对较小,出口速度梯度明显。叶片压力面速度比吸力面速度大,不同流量工况下,叶轮出口附近速度变化范围较小。蜗壳中

的流速变化不大,在蜗壳出口处,速度逐渐降低,随着流量的增大,出口处的速度分布月不均匀,在 $1.5 Q_{opt}$ 和 $1.7 Q_{opt}$ 流量工况下,蜗壳出口处出现较大的速度梯度。从图9(c)、9(d)可以看出,大流量工况下蜗壳出口位置流体流动极不规则,出现明显回流和涡流现象。

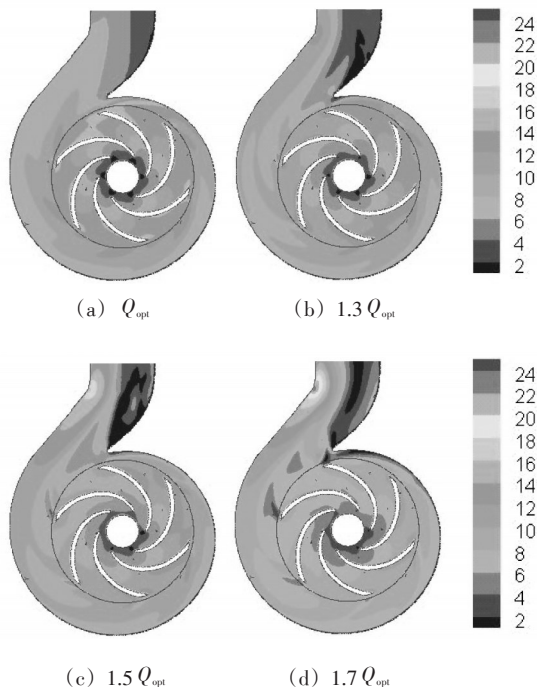


图9 中截面速度分布

4 结束语

本研究通过对不同工况下离心泵内部流场的数值模拟分析,结果表明,离心泵内部流场的压力和速度均发生不同程度的变化,叶轮内部各流道流场差异明显,速度梯度较大,能量损失增大;在设计工况点,总压、速度沿叶轮与蜗壳交界面圆周分布较为均匀;在非设计流量工况下,随着流量的增大,蜗壳的压力不断减小,在极大流量工况($1.7 Q_{opt}$)下,蜗壳出口出现局部负压。速度分布也随着流量的增大而发生变化,出现局部小型漩涡,当流量达到极大值时,漩涡增大,在扩散管局部位置容易出现回流,出口两侧的速度分布极不均匀。

本研究揭示了流量变化时及极大工况下离心泵内部流动随流量变化的规律,可为高比转速离心泵多工况优化设计、延长使用寿命提供理论参考。

(下转第1021页)

本文引用格式:

张翊翔,李 昉,张玉良. 极大流量工况下离心泵内部流场数值分析[J]. 机电工程,2014,31(8):974-978,1021.

ZHANG Chi-xiang, LI Yi, ZHANG Yu-liang. Numerical analysis for inner flow field in a centrifugal pump under maximum operating conditions[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2014,31(8):974-978,1021.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

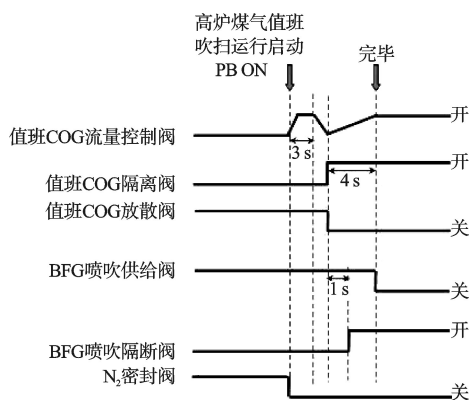


图6 COG 零值班模式→COG 值班模式 阀门控制

0.28 元/Nm³=448 万元。

(4) 由于燃烧温度降低,可增加更多燃料,提高燃气轮机出力 0.5 MW 以上,每年增加发电收益≥0.5 元/kWh×8 000 h/年×500 kW≈200 万元。

(5) 降低除焦油装置的维护成本,同时减少非计划停机,使年利用小时数超过 8 000 h,减少经济损失约 1 000 万元/年。

5 结束语

本研究对低热值高炉煤气燃气轮机的值班焦炉煤气产生问题进行了分析,并对零值班技术升级的理论基础、切换条件、连锁保护、控制流程、经济效益进

行了研究。研究表明,由于焦炉煤气燃料问题引起燃机故障率可通过零值班技术升级而大大降低。该项技术已在沙钢、涟钢、邯钢、重钢、迁钢和太钢的 CCPP 电厂推广应用,实际运行情况表明,单台燃机的零值班技术升级可为企业节约成本 2 000 万元/年,同时,烟气排放的环保指标进一步提升。

参考文献(References):

- [1] 林张新. 小型燃气轮机在中国企业应用研究[D]. 杭州:浙江大学能源工程学系,2006.
- [2] 陈慧聪. 西门子 GUD 1 S·V94·3A 燃气-蒸汽联合循环发电机组的应用与优化[J]. 机电工程,2011,28(6):757-761.
- [3] 谢英华,严敬和. 小型燃气轮机在钢厂的应用[J]. 热力透平,2006,35(1):51-54.
- [4] 陈 川. 富余高焦炉煤气联合循环发电在马钢的应用[J]. 燃气轮机技术,2007,20(4):6-10.
- [5] 周小力,杨 锐. M251S 型燃气轮机零值班燃料试验及研究[J]. 燃气轮机技术,2011,24(2):65-69.
- [6] 赵林凤,陈又申,朱基木. 150MW 高炉煤气燃气-蒸汽轮机联合循环发电技术优化与实践[J]. 宝钢技术,2008(2):11-15.
- [7] 战建军. M251s 型高炉煤气燃机零值班探析[J]. 浙江冶金,2013(4):52-54.
- [8] 宋思远,杨 锐. M251S 型燃气轮机工程计算及经济性分析[J]. 机电工程,2009,26(8):9-12.

[编辑:程 浩]

本文引用格式:

谢英华,唐 令. 低热值高炉煤气燃气轮机零值班技术[J]. 机电工程,2014,31(8):1017-1021.

XIE Ying-hua, TANG Ling. Zero pilot fuel gas technology for BFG gas turbine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(8): 1017-1021.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 978 页)

参考文献(References):

- [1] 王 凯,刘厚林,袁寿其,等. 离心泵多工况水力设计方法[J]. 华中科技大学学报,2012,40(5):15-19.
- [2] 袁寿其,胡 博,陆伟刚,等. 中比转速离心泵多工况设计[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(5):497-502.
- [3] 汤 跃,秦武轩,袁寿其. 基于变工况运行的泵能耗指标计算方法[J]. 农业工程学报,2009,25(3):46-49.
- [4] 何有世,袁寿其,郭晓梅,等. 分流叶片离心泵叶轮内变工况三维数值分析[J]. 江苏大学学报,2005,26(3):193-197.
- [5] 吴贤芳,刘厚林,王 凯,等. 全工况下双流道泵内流三维 PIV 测量[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(6):665-669.
- [6] 郭 翔,邵春雷,朱瑞松,等. 离心泵内部定常流动的数值模拟[J]. 煤矿机械,2010,31(1):50-52.
- [7] 李 龙,王 泽,徐 峰,等. 离心泵叶轮内变工况三维湍

流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(6):72-89.

- [8] 代 翠,董 亮,刘厚林,等. 离心泵叶轮全流道非定常数值计算及粒子图像测速试验[J]. 农业工程学报,2013,29(2):66-72.
- [9] 张学静,杨军虎. 小流量工况下离心泵的性能预测研究[J]. 节水灌溉,2011(5):17-19.
- [10] 林 玲,牟介刚,郑水华,等. 平衡鼓间隙对离心泵轴向力平衡的影响[J]. 轻工机械,2013,31(6):13-15.
- [11] 郭鹏程,罗兴琦,刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报,2005,21(8):1-5.
- [12] SPEZIALE C G, HANGAM S. Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows[J]. Engineering Science, 1992(10):1379-1388.

[编辑:程 浩]