

## 液环泵内部气液两相流动及其性能分析\*

张人会 郭广强 杨军虎 李仁年

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

**摘要:**为改善液环泵水力性能,采用VOF气液两相流动模型对液环真空泵内部三维非稳态气液两相流动进行数值模拟。通过数值模拟分析叶轮及泵腔内的流线分布、速度分布、相态分布及压力分布规律,对泵内复杂的二次流进行了分析,对液环真空泵工作过程中泵内气液两相流的自由分界面进行追踪,并分析了泵内气液两相流自由分界面的变化规律及其与泵外特性的关系。对液环泵进行试验研究,模拟结果与试验结果进行对比分析表明,数值方法结果与试验结果基本一致,能够较准确地描述液环泵内气液两相流流动规律,捕捉气液分界面,预估液环泵的水力性能,为液环泵的性能优化研究提供了依据。

**关键词:**液环泵 VOF模型 气液两相流 数值模拟

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)12-0099-05

## 引言

液环真空泵是以水作为能量传递中介质用来抽送气体的通用机械,具有流量大、结构紧凑、等温压缩等优点,被广泛应用于石油、煤矿、化工、医药及冶金等领域<sup>[1]</sup>。在正常工作时液环泵内流动为具有自由分界面的复杂气液两相流,泵腔及叶轮内流动为非贯通流,存在较大旋涡损失,导致泵的效率较低,另外受工作介质气化压力的限制,液环真空泵内容易发生空化。近年来,随着液环泵应用领域的拓展,其复杂的内部流动及其性能优化研究逐渐得到国内外研究者的关注。Raizmam等<sup>[2]</sup>通过试验的方法,用探针测量液环泵液环不同径向截面的压力,并对液环泵液环的速度场进行研究。Kakuda等<sup>[3]</sup>运用移动离子半隐式方法(MPS)对液环泵内部粘性流动问题进行数值计算,分析了不同转速下水环的形状、速度矢量等,将计算结果与试验结果对比。黄苗苗等<sup>[4]</sup>和黄思等<sup>[5]</sup>运用CFD软件对液环泵内部流动进行数值计算,分析了泵内的压力分布、相态分布、速度分布。目前,对于液环泵内二次流结构、自由分界面形状变化规律及其与泵外特性间的关系等缺乏深入的分析,不能够对液环泵内流动规律进行精确的描述,导致其优化设计难以进行。本文拟采用VOF气液两相流模型对SZB型液环真空泵内部流动进行数值计算,并与试验结果进行对比,分析泵

内的气液两相流动规律,分析泵腔内自由分界面形状及其变化规律,分析自由分界面形状与泵外特性间的关系。

## 1 计算模型

液环真空泵内部流动为具有自由分界面的气液两相流,常见的气液两相流数学模型有均相流模型、分相流模型、漂移流模型及双流体模型<sup>[6-9]</sup>,气液两相流自由界面的追踪方法有VOF方法、Level set方法、光滑粒子法(SPH)、移动粒子半隐式方法(MPS)及格子玻尔兹曼方法(LBM)等<sup>[3,10-13]</sup>,其中Hirt和Nichols<sup>[11]</sup>提出的VOF两相流模型能够非常有效地用于对复杂自由界面气液两相流的模拟,能够对自由分界面进行精确的捕捉。本研究采用VOF两相流模型对液环泵内气液两相流进行数值模拟。

## 1.1 数学模型

VOF<sup>[6,10-11,14]</sup>多相流模型中,在整个流场中定义一个体积分数变量 $C(C \in [0,1])$ , $C$ 为网格单元中流体指定相的体积与网格体积的比值。流体的物性方程为

$$\begin{cases} \rho = C\rho_1 + (1-C)\rho_2 \\ \mu = C\mu_1 + (1-C)\mu_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中  $\rho$ ——混合流体的密度

$\mu$ ——混合流体的动力粘性系数

下标1、2分别表示流体的两相。

收稿日期:2014-01-08 修回日期:2014-03-21

\*国家自然科学基金资助项目(51109104)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2013BAF01B02)、甘肃省高校基本科研业务费专项资助项目和兰州理工大学校基金资助项目(Q201101、X1006XC002)

作者简介:张人会,副教授,主要从事水力机械内部流动及性能优化研究,E-mail:zhangrh@lut.cn

流体体积分数变量的输运方程为

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u_i \frac{\partial C}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

式中  $t$ ——时间

$u_i$ —— $x_i$ 方向的流速矢量

$x_i$ ——笛卡儿坐标系坐标变量

采用三维非稳态雷诺时均 N-S 方程方法,湍流模型采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型,暂忽略气体介质内能的变化及水温变化。

## 1.2 物理模型的建立及网格的生成

本研究以 SZB 型液环真空泵为研究对象,简化进出口排气板阀,将进出口断面作一定的延伸。全流场的计算区域由静止的泵腔部分、进出口断面部分和旋转的叶轮 3 部分组成。应用造型软件对计算区域进行三维建模,如图 1a 所示。采用 ICEM 软件对计算域进行网格划分,考虑壁面粘性对流体运动的影响,为了提高数值模拟精度,在靠近壁面处采用边界层网格处理,计算域六面体网格尺寸均匀过渡,如图 1b 所示。流体域的网格单元总数为 128.5 万。

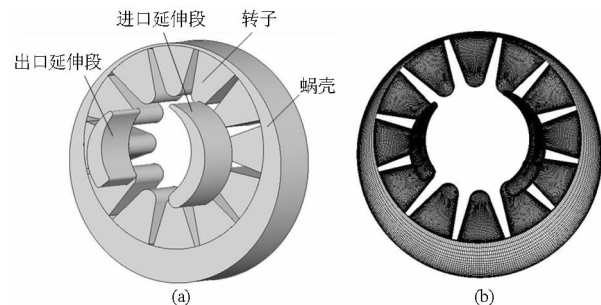


图 1 计算区域和计算网格

Fig. 1 Computational domain and computational grid

(a) 计算区域 (b) 计算网格

## 1.3 求解器及边界条件

为研究两相流的非稳态特性及自由分界面的变化规律,流场计算采用非稳态模型,选取时间步长为  $2 \times 10^{-5}$  s,应用 PISO 算法耦合速度场及压力场。进口采用质量流量进口,方向垂直于入口截面,出口采用压力出口边界条件。固壁采用无滑移壁面条件、绝热边界,在近壁区采用标准壁面函数。采用滑移网格技术处理转子与定子之间的关系。考虑重力的影响,重力加速度方向与进口来流方向相同。

## 1.4 流体的物性及操作工况参数

数值模拟时给定液环泵的进口质量流量为 0.002 kg/s,液环泵的转速为 1 450 r/min,工作水温和吸气介质(空气)的温度均为 20℃。

## 2 模拟结果与试验结果

### 2.1 模拟结果

图 2 给出的是某时刻( $t = 0.04$  s)液环真空泵内

的三维流线图,可以看出在进出口延伸断面与叶轮端面交界处产生明显的旋涡,产生这种现象的原因是叶轮旋转过程中在进口延伸断面与叶轮端面交界处气体的运动由轴向转向径向,并且叶轮流道不断地与吸入口连通和断开。同样在出口延伸断面与叶轮端面交界处也存在较大的旋涡,这将引起较大的旋涡损失,导致泵的效率下降。

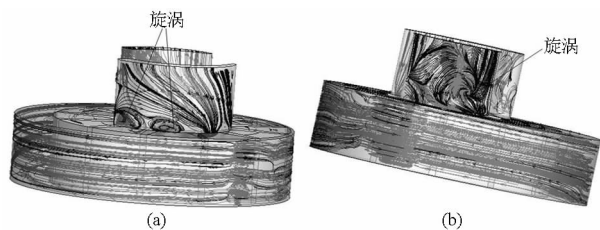


图 2 液环真空泵内三维流线图

Fig. 2 Three dimensional streamline in liquid ring pump

(a) 吸入口处的旋涡流 (b) 排出口处的旋涡流

图 3a 为  $t = 0.04$  s 时轴截面的流线分布图。从图中流线可以看出,吸气端流动趋势由中心向外缘流动,排气端流动趋势由外缘流向中心。图 3b 为  $t = 0.04$  s 轴截面的相态分布图,图中显示气液自由分界面位置沿轴向变化不大,进、出口延伸断面全部是气体。结合图 3a、图 3b 可知气液两相流自由分界面在吸气区逐渐沿径向向外移,产生真空,不断吸入气体;自由分界面在排气区沿径向逐渐向轮毂靠近,不断地压缩并排出气体。

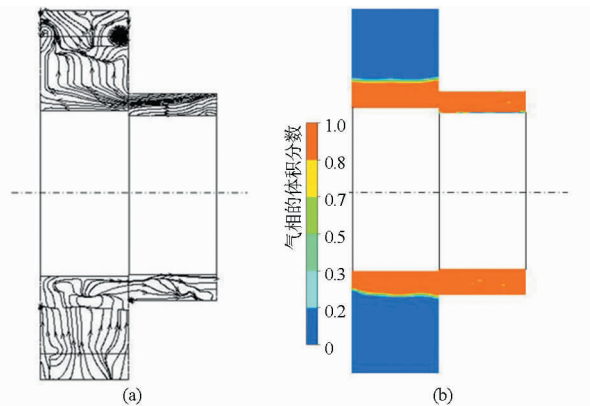


图 3 轴截面流线和相态分布图

Fig. 3 Streamline and distribution of volume fraction on meridional plane

(a) 轴截面流线 (b) 轴截面相态

图 4a 显示某时刻( $t = 0.04$  s)轴垂面的相态分布图,图中显示自由界面基本呈圆形,且与泵壳近似同心。由于叶轮在旋转的过程中叶片工作面与背面液体的淹没深度不同,叶片工作面上的液体更加靠近叶轮轮毂,从而使得液环内表面呈现不规则的锯齿形状。图 4b 为  $t = 0.04$  s 时刻泵内相对静压分布云图,可以看出在吸气区一侧出现低压区,在排气区

一侧出现高压区。

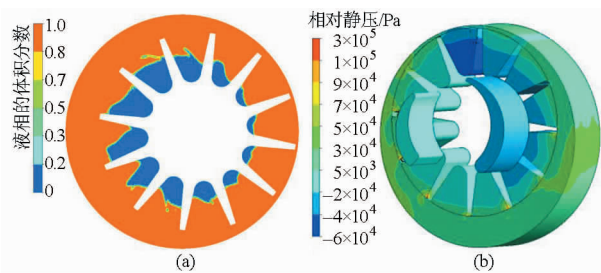


图 4 轴垂面相态分布图和计算域的相对压力分布图  
Fig. 4 Phase distribution and relative pressure distribution of computational domain  
(a) 轴垂面相态 (b) 相对静压

液环真空泵工作原理决定了叶轮内部流动为非贯通流动,液环泵工作时,叶轮内相对运动会与旋向相反的轴向旋涡,该旋涡二次流将导致较大的能量损失,这是导致液环泵效率低的重要原因。图 5 为图 4a 对应时刻液环泵轴垂面上的流线图及自由界面形状,泵腔内的流线为绝对运动流线,叶轮内流线为相对运动流线,由图可以看出在叶轮内存在明显的反向旋涡;在泵腔内也存在复杂的二次流;在大部分的自由界面处相对运动流线近似与自由界面相切(图 5 所示叶轮流道间的红色曲线为自由分界面),但也存在极个别叶轮流道内相对运动流线与自由分界面存在较大的夹角,总体上看数值方法捕捉的自由界面形状及流线形状基本符合客观物理现象。

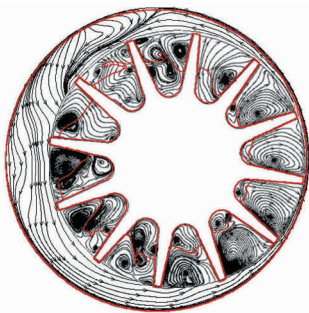


图 5 轴垂面上的流线及自由界面  
Fig. 5 Streamline and free interface on end-section plane

## 2.2 泵外特性与自由分界面形状关系的分析

液环泵装置试验台为一开式系统,该系统由液环泵、转速转矩传感器、电动机、转子流量计、U 型压差计、阀等组成,试验台装置示意图如图 6 所示。试验测得泵的质量流量  $Q_m = 0.002 \text{ kg/s}$  时泵进口平均真空度为  $23\ 830 \text{ Pa}$ ,图 7 为非定常计算中泵的质量流量  $Q_m = 0.002 \text{ kg/s}$  时泵进口真空度的变化规律,由图可以看出在迭代次数 2 300 后泵的进口压力在试验结果 ( $-23\ 830 \text{ Pa}$ ) 上下浮动,出现这种现象的原因是叶轮在旋转的过程中泵腔内的水环在表

面张力、离心力、科氏力等的作用下呈现不稳定性<sup>[15]</sup>造成的。计算结果稳定的范围内真空度数值模拟结果的平均值为  $24\ 430 \text{ Pa}$ 。液环泵的效率计算公式为<sup>[16]</sup>

$$\eta = \frac{p_1 Q_v \ln(p_2/p_1)}{P} \times 100\% \quad (3)$$

其中

$$P = M\omega$$

式中  $p_1, p_2$ ——泵的进、出口压力

$P$ ——轴功率

$Q_v$ ——泵的吸气流量

$M$ ——作用于叶轮的扭矩

$\omega$ ——叶轮角速度

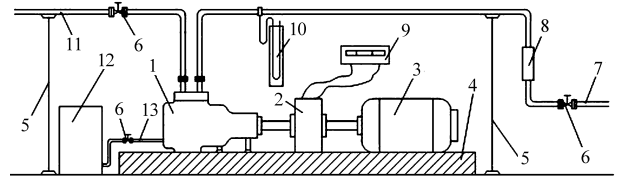


图 6 试验装置示意图  
Fig. 6 Experimental setup

1. 液环泵 2. 转速转矩传感器 3. 电动机 4. 底座 5. 支架
6. 阀 7. 进气管路 8. 转子流量计 9. 微机扭矩仪 10. U 型压差计 11. 排气管路 12. 补水罐 13. 补水管路

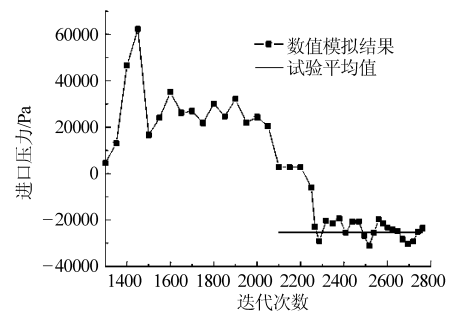


图 7 泵的进口压力随迭代次数的变化曲线  
Fig. 7 Pressure on pump inlet varies with number of iterations

轴承及密封处的机械损失近似按总功率的 2% 预估。由该方法得到液环泵在  $0.002 \text{ kg/s}$  流量时效率的模拟值及试验值分别为 15.05% 和 13.89%,由此可见此液环泵在  $23\ 831 \text{ Pa}$  低真空度下的效率极低,其原因有两个方面:一是由液环泵工作原理造成的,在液环泵内存在复杂的二次流结构,导致水力损失较大,如图 2 及图 5 所示;二是该型号液环泵属流量及尺寸较小的泵,由于尺寸效应的存在使得该小尺寸泵的效率较低。

图 8a 中细实线表示  $t = 0.045\ 72 \text{ s}$  (迭代次数为 2 286) 时叶轮位置及自由分界面形状,此时泵进口真空度为  $29\ 048 \text{ Pa}$ ;粗实线表示  $t = 0.049\ 88 \text{ s}$  (迭代次数为 2 494) 时的叶轮位置及自由分界面形状,此时泵进口真空度为  $26\ 802 \text{ Pa}$ 。由图可以看出,吸

气区自由分界面随时间逐渐向轮毂收缩。由图7和图8a可看出随吸气区液环自由界面向轮毂收缩时泵吸入真空度逐渐下降。图8b中细实线表示 $t=0.05160\text{ s}$ (迭代次数为2580)时的叶轮位置及自由分界面形状、此时泵进口真空度为21365 Pa;粗实线表示 $t=0.05392\text{ s}$ (迭代次数为2696)时的叶轮位置及自由分界面形状,此时泵进口真空度为30403 Pa。此时吸气区自由分界面随时间逐渐向外

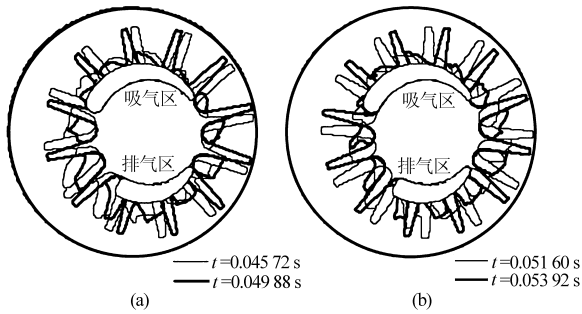


图8 不同时刻自由界面的变化

Fig.8 Free interface varies with iterations

扩张,由图7可以看出从迭代次数为2580到迭代次数为2696,随吸气区自由分界面逐渐向外扩张泵吸入真空度逐渐增大。

### 3 结论

(1) 计算结果表明吸气侧为低压区,排气侧为高压区,在叶轮与吸入端及排出端的交界处存在较大的旋涡损失,在泵内形成近似圆形的锯齿状气液自由分界面,该自由分界面位置沿轴向变化不大。

(2) 液环泵工作过程中,其内部流动为非贯通流动,叶轮内相对运动会与旋向相反的轴向旋涡,泵腔内也存在复杂的二次流,该旋涡二次流将导致较大的能量损失。

(3) 叶轮内两相流自由界面上的流体质点在叶轮旋转作用下受表面张力、离心力及科氏力等的联合作用呈现不稳定性,从而引起自由分界面形状不断出现扰动,导致液环泵真空度不稳定。

### 参 考 文 献

- 高芳.关于液环泵结构参数的理论与仿真的研究[D].大庆:大庆石油学院,2006.  
Gao Fang. The study of the theory of structure parameters and the simulation about liquid-ring pump[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2006. (in Chinese)
- Raizman I A, Mats É B. Experimental investigation of the velocity field in a liquid ring in a liquid-ring vacuum-pump [J]. Chemical and Petroleum Engineering, 1972, 8(2): 134 - 137.
- Kakuda K, Ushiyama Y, Obara S, et al. Flow simulations in a liquid ring pump using a particle method [J]. Computer Modeling in Engineering & Sciences, 2010, 66(3): 215 - 226.
- 黄苗苗,李国君,匡晓峰.水环真空泵内部气液两相流动的数值分析[J].船舶力学,2011,15(7):722 - 729.  
Huang Miaomiao, Li Guojun, Kuang Xiaofeng. Numerical simulation of the gas-liquid two-phase flow in water-ring vacuum pump [J]. Journal of Ship Mechanics, 2011, 15(7): 722 - 729. (in Chinese)
- 黄思,阮志勇,邓庆健,等.液环真空泵内气液两相流动的数值分析[J].真空,2009,46(2):49 - 52.  
Huang Si, Ruan Zhiyong, Deng Qingjian, et al. Numerical analysis of gas-liquid two-phase flow in liquid-ring vacuum pump [J]. Vacuum, 2009, 46(2): 49 - 52. (in Chinese)
- 邓斌.气液两相流三维自由面流动的数学模型研究[D].长沙:长沙理工大学,2010.  
Deng Bin. A numerical study on three-dimensional fluid flow with free surface based on gas-liquid two-phase flow model [D]. Changsha: Changsha University of Science & Technology, 2010. (in Chinese)
- 刘全,水鸿寿,张晓轶.数值模拟界面方法进展[J].力学进展,2002,32(2):259 - 274.  
Liu Quan, Shui Hongshou, Zhang Xiaoyi. Advance in numerical simulation of interfacial/free-surface flows [J]. Advance in Mechanics, 2002, 32(2): 259 - 274. (in Chinese)
- Delnoij E, Kuipers J A M, Van Swaaij W P M. Computational fluid dynamics applied to gas-liquid contactors [J]. Chemical Engineering Science, 1997, 52(21): 3623 - 3638.
- Takada N, Misawa M, Tomiyama A, et al. Numerical simulation of two-and three-dimensional two-phase fluid motion by lattice Boltzmann method [J]. Computer Physics Communications, 2000, 129(1): 233 - 246.
- 王言金,冯其京,张树道.一类 Level Set 和 VOF 的耦合界面捕捉方法[J].水动力学研究与进展 A 辑,2011,26(2):201 - 208.  
Wang Yanjin, Feng Qijing, Zhang Shudao. Interface capturing method of coupled level set and VOF [J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2011, 26(2): 201 - 208. (in Chinese)
- Hirt C W, Nichols B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39(1): 201 - 225.
- Fang J, Parriaux A, Rentschler M, et al. Improved SPH methods for simulating free surface flows of viscous fluids [J]. Applied Numerical Mathematics, 2009, 59(2): 251 - 271.
- Gunstensen A K, Rothman D H, Zaleski S, et al. Lattice Boltzmann model of immiscible fluids [J]. Physical Review A, 1991, 43(8): 4320 - 4327.

- 14 Li Xiaowei, Fan Junfei. A stencil-like volume of fluid (VOF) method for tracking free interface [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2008, 29(7):799 – 805.
- 15 Zhao S, Tao J. Instability of a rotating liquid ring [J]. *Physical Review E*, 2013, 88(3): 033016.
- 16 贾宗漠, 穆界天, 范宗霖. 旋涡泵 液环泵 射流泵 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993: 52 – 53.

## Investigation on Inner Gas-liquid Flow and Performance of Liquid-ring Pump

Zhang Renhui Guo Guangqiang Yang Junhu Li Rennian

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** With the aim to improve the hydraulic performance of liquid-ring pump, the three dimensional transient gas-liquid flow in liquid-ring pump was simulated by using the volume of fluid (VOF) method. The streamline, the distribution of velocity, press and the volume fraction were investigated. The secondary flow in pump was analyzed. The free interface of gas and liquid phase in pump was traced, and the relation between the shape of the free interface and the hydraulic performance of the pump was analyzed. The experimental research was carried out. The numerical results and the experimental results show good agreement. The numerical method of VOF is suitable for simulating the gas-liquid flow in liquid-ring pump. The free interface could be traced exactly and the hydraulic performance could be evaluated with enough accuracy, which pave the way for hydraulic optimization of liquid-ring pump.

**Key words:** Liquid-ring pump Volume of fluid (VOF) Gas-liquid flow Numerical simulation

(上接第 92 页)

- 15 Majidi K. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 363 – 371.
- 16 Wuibaut G, Bois G, Dupont P, et al. PIV measurement in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off design operating condition[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(9): 791 – 797.
- 17 Rodgers C. Impeller stalling as influenced by diffusion limitations[M]//Tramm P C, Dean Jr R C. *Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge*. New York: ASME 1976: 37 – 67.

## Flow Instability in Centrifugal Pump Based on Energy Gradient Theory

Dou Huashu<sup>1</sup> Jiang Wei<sup>1</sup> Zhang Yuliang<sup>2</sup> Zhu Zuchao<sup>1</sup> Cui Baoling<sup>1</sup> Li Yi<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

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

**Abstract:** Mechanism of flow instability in a centrifugal pump was studied by using the energy gradient theory. Numerical simulation was performed for the three-dimensional turbulent flow field in the centrifugal pump. The whole flow parameters in the centrifugal pump at different flow rate conditions were obtained from the simulation. The distributions of the energy gradient function  $K$  at various flow rates were calculated by using the data of the numerical simulation. According to the energy gradient method, the area with larger value of  $K$  caused instability and high turbulence intensity. The results show that instability was easier to be excited near impeller outlet area and volute tongue. In addition, as the flow rate was reduced, the unstable areas moved from the outlet to the inlet of the impeller.

**Key words:** Centrifugal pump Instability Energy gradient theory Turbulence Numerical simulation