

基于能量梯度方法的叶片数对离心泵稳定性影响研究

郑路路, 窦华书, 蒋 威, 陈小平, 朱祖超, 崔宝玲

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要: 为了提高离心泵运行效率和运行稳定性,研究了不同叶片数对离心泵内部流场以及外特性的影响,采用RANS方法和RNG $k-\epsilon$ 湍流模型对离心泵的内部流场进行了数值模拟。数值计算结果与实验值对比发现,在设计工况下计算扬程的相对误差为1.0%,效率相对误差为4.9%。在此基础上采用一种用于分析流动稳定性问题的新方法——能量梯度方法对流场数据进行处理,获得不同叶片数离心泵内能量梯度K函数的分布。研究结果表明:在大流量工况下,当叶片数为5时,效率最高,稳定工作区域大,综合性能最好;而在小流量工况下,叶片数对离心泵性能的影响不明显;从能量梯度K函数的分布,发现K函数在流道出口吸力面附近较大,这表明流动主要是先从叶轮出口吸力面开始失稳的。

关键词: 离心泵;叶片数;能量梯度方法;数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-3851(2016)01-0071-07 **引用页码:** 010504

0 引 言

离心泵是量大面广的通用机械,在机械、化工、能源、航天和民用建筑等领域都具有广泛应用。目前,离心泵的运行效率还较低。因此,提高泵的效率,扩大其稳定运行范围,有着重要意义。数值模拟方法已广泛用于离心泵的研究和设计,采用数值模拟方法研究离心泵内部流场已成为预测、改进和优化离心泵性能的重要手段之一^[1-7]。Jafarzadeh等^[8]对高转速下的离心泵进行了数值模拟,研究了3种不同湍流模型对离心泵数值模拟精确性的影响以及叶片数对离心泵性能的影响。施卫东等^[9]采用数值模拟对不同叶片数下高比转速轴流泵空化特性进行了研究,研究结果表明叶片数对不同类型空化情况以及相同类型不同程度的空化情况的影响不同。袁寿其等^[10]采用数值模拟与实验研究相结合的方法,对不同叶片数下管道泵的内部流动特性以及振动特性进行了分析研究,并得

到了不同流量下的叶轮内部流动特性、蜗壳内部静压特性。Liu等^[11]对不同叶片数下离心泵的性能以及内部流场进行了研究,结果表明叶片数对叶轮入口处的低压区以及叶轮出口处射流-尾迹结构有着重要的影响。

虽然国内外学者对离心泵叶片数的相关问题进行了大量的研究,但叶片数对离心泵的特性以及内部流场的影响还不是很清楚,此外缺乏有效的分析离心泵内部失稳的理论依据。本文首先利用三维数值模拟的方法研究了离心泵内流体的流动特性,并与试验结果进行对比以验证数值模拟的准确性;然后分析不同叶片数对离心泵外特性以及内部流动分布的影响,同时获得了不同叶片数离心泵叶轮部分的相对速度分布以及静压分布;最后应用能量梯度方法对流场进行处理,获得了不同叶片数下离心泵内能量梯度K函数的分布,基于能量梯度函数探讨了离心泵内叶轮部分最容易失稳的位置及失稳机理。

收稿日期: 2015-03-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(51579224);浙江理工大学科研启动基金项目(11130032241201);浙江省自然科学基金项目(LY14E060003)

作者简介: 郑路路(1989—),男,河南焦作人,博士研究生,主要从事离心泵内部不稳定流动方面的研究。

通信作者: 窦华书, E-mail: huashudou@yahoo.com

1 离心泵模型及数值模拟

支配方程为雷诺时均的 Navier-Stokes 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,数值方法为有限体积法和 SIMPLE 算法,离散格式对流项采用二阶迎风格式,粘性项采用二阶中心差分格式。流动稳定性分析采用能量梯度方法。

1.1 离心泵几何模型

离心泵设计流量 $Q_d = 551 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d = 25\text{m}$,转速 $n = 980\text{r/min}$,比转速 $n_s = 125$,叶片数 $Z = 4$,叶轮入口直径 $D_1 = 230\text{mm}$,出口直径 $D_2 = 450\text{mm}$ 。该离心泵计算区域主要包括进口管道,叶轮和蜗壳三部分。

1.2 计算区域与网格划分

网格质量对数值模拟精确性和计算效率有着较大的影响,较高的网格质量可以在保证计算精确性的基础上,提高计算效率。叶轮和蜗壳内部流动区域采用非结构化的四面体网格,进口管道部分采用结构化的六面体网格。通过改变网格尺寸,划分了3种不同数量的网格,分别为138万、286万和458万,并对3种网格下的离心泵进行网格无关性验证。经检查,当外特性的变化小于1%时,认为达到了网格无关性要求,最终选用网格数为2864304。

1.3 能量梯度函数的计算

近年来,窦华书等^[12-18]提出了一种用于分析流动失稳和湍流转捩问题的新方法-能量梯度方法,根据能量梯度方法,能量梯度 K 函数的计算公式为:

$$K = \frac{\frac{\partial E}{\partial n}}{\frac{\partial H}{\partial s}} \quad (1)$$

离心泵内部流动能量梯度 K 函数的表达式^[18-19]如下:

$$K = \frac{\frac{\partial p}{\partial n} + \rho U \frac{\partial U}{\partial n}}{\frac{\mu_t}{U} \left(\frac{\partial U}{\partial n} \right)^2 - \frac{2\mu_t}{\rho U^2} \cdot \frac{\partial U}{\partial n} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{\mu_t}{\rho^2 U^3} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial n} \right)^2} \quad (2)$$

其中: $E = p + \frac{1}{2}\rho(u^2 + v^2 + w^2)$ 为流体总压, H 为沿流线方向机械能的损失, n 为流体流动的法线方向, s 为流体流动的流线方向, p 为静压, ρ 为流体密度, u 为 x 轴方向速度分量, v 为 y 轴方向速度分量, w 为 z 轴方向速度分量。

下面介绍公式中相关参量的计算方法。先将流线投影到 $x-y$ 平面上。图1为在 $x-y$ 平面上的二

维静压/速度梯度图。当 $i = 1$ 时, φ_i 表示静压 p ; 当 $i = 2$ 时, φ_i 表示速度 U 。 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 和 $\frac{\partial p}{\partial y}$ 为在 $x-y$ 平面上静压 p 沿 x 轴方向和 y 轴方向的梯度, $\frac{\partial p}{\partial n}$ 和 $\frac{\partial p}{\partial s}$ 为在 $n-s$ 平面上静压 p 沿流线法线和流线切向的梯度, $\frac{\partial p}{\partial L}$ 为 $x-y$ 平面上 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 和 $\frac{\partial p}{\partial y}$ 合成的总的静压梯度, 以及在 $n-s$ 平面上 $\frac{\partial p}{\partial n}$ 和 $\frac{\partial p}{\partial s}$ 合成的总的静压梯度。在 $x-y$ 平面上的二维速度梯度关系中, $\frac{\partial U}{\partial x}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial y}$ 为在 $x-y$ 平面上速度 U 沿 x 轴方向和 y 轴方向的梯度, $\frac{\partial U}{\partial n}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial s}$ 为在 $n-s$ 平面上速度 U 沿流线法线和流线切向的梯度, $\frac{\partial U}{\partial L}$ 为 $x-y$ 平面上 $\frac{\partial U}{\partial x}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial y}$ 合成的速度梯度, 以及 $n-s$ 平面上 $\frac{\partial U}{\partial n}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial s}$ 合成的速度梯度。结合图1可得:

$$\tan \alpha = \left| \frac{v}{u} \right| \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial y} \cos \alpha - \frac{\partial p}{\partial x} \sin \alpha \quad (4)$$

$$\frac{\partial U}{\partial n} = \frac{\partial U}{\partial y} \cos \alpha - \frac{\partial U}{\partial x} \sin \alpha \quad (5)$$

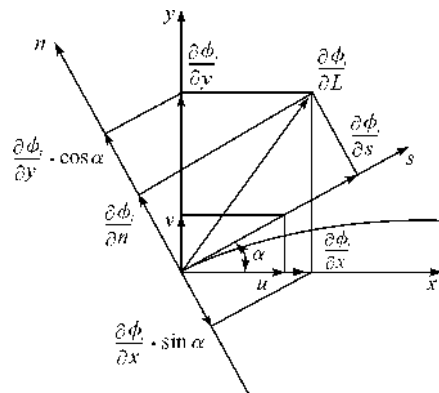


图1 静压/速度梯度图

将上述 $x-y$ 平面上获得梯度再与在 z 方向上的分量合成,最终获得能量梯度 K 函数的三维的计算公式。

2 计算结果与讨论

2.1 计算方法验证

图2为数值模拟得到的离心泵外特性与实验结果对比。从图2(a)可以发现,扬程的数值模拟结果与实验结果吻合较好;所有工况条件下,最大偏差在5%以内;设计流量附近及流量大于设计流量条件

下数值模拟结果与实验结果接近吻合,偏差在2%以内。在图2(b)中,数值模拟得到的总效率由公式($\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{水}} \cdot \eta_{\text{容}} \cdot \eta_{\text{机}}$)计算,其中水力效率由数值模拟得到,容积效率与机械效率,根据经验分别取0.98

和0.97。从图2(b)中可以看出,计算和试验得到的总效率,最大偏差在6%以内。数值模拟所得到的效率曲线与实验结果有相同的走向趋势,数值结果略高于实验结果。

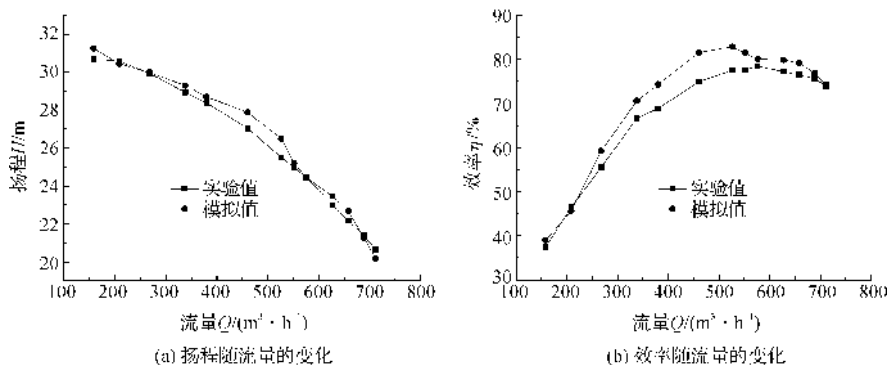


图2 外特性模拟值与实验值对比($n = 980 \text{ r/min}$)

2.2 不同叶片数离心泵的外特性曲线

图3为3、4、5、6、7叶片离心泵的性能曲线,其中图3(a)为扬程随流量的变化图,图3(b)为效率随流量的变化图。从图3(a)可知,不同叶片数离心泵的扬程曲线走向趋势相近,但存在一定差别。随着叶片数的增加,叶轮做功增大,内部摩擦损失也增大,整体上,离心泵扬程也有着明显的增加。小流量工况下,叶片数对离心泵扬程的影响较大,但是对扬程斜率影响较小。大流量工况下,扬程不再满足随着叶片数增加而增大的规律,部分工况下7叶片离心泵的扬程反而比5、6叶片离心泵的扬程要小。3叶片增加到5叶片的过程中,叶片做功的增量大于摩擦损失增量,流体获得的总功增加;5叶片增加到6叶片的过程中,叶片做功的增量略大于摩擦损失增量,流体获得的总功增加,但在大流量工况下,增量相对较小;6叶片增加到7叶片的过程中,叶片做功的增量基本小于摩擦损失增量,流体获得的总功减少。因此3叶片增加到6叶片的过程中,扬程增加;6叶片增加到7叶片的过程中,扬程略微减小。随着叶片数的

增大,离心泵扬程先增大后减小。因此,针对不同的离心泵,合适的叶片数的选取对保证其性能很重要。

从图3(b)可知,不同叶片数离心泵的效率曲线形状相似,尤其是小流量工况下,不同叶片数离心泵的效率曲线形状几乎相同,但随着流量的增加,不同叶片数离心泵的效率曲线发生了不同的变化。随着流量的增加,3叶片离心泵效率曲线变化较大,效率明显减小。在大流量工况下,离心泵的效率并不是随着叶片数的增加而增加的。5叶片离心泵的效率明显要比6叶片和7叶片离心泵的效率要高。6叶片和7叶片离心泵在达到最高效率点后,效率曲线减小的趋势比较明显。整体上,在不同工况下5叶片离心泵都有着较高的效率,且在达到最高效率点以后,效率曲线也比较平稳,稳定工作区域较大。从效率曲线上来看,小流量工况下不同叶片数离心泵效率差别不明显,故本文侧重分析 $1.25Q_d$ (Q_d 为设计流量)下叶片数对离心泵内部流场的影响。在大流量工况下,7叶片离心泵的扬程和效率下降明显,故在下文将对3、4、5、6叶片离心泵进行分析。

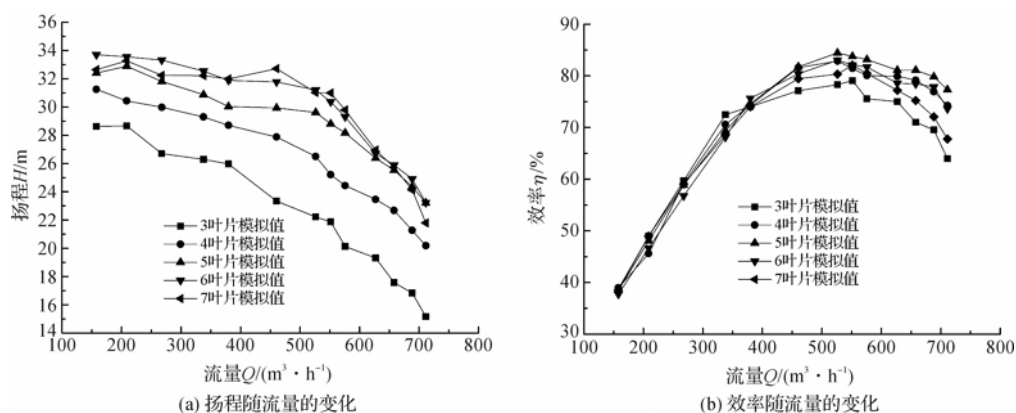


图3 不同叶片数离心泵的性能曲线($n = 980 \text{ r/min}$)

2.3 叶轮相对速度分布

图4为 $1.25Q_d$ 下3、4、5、6叶片离心泵在叶轮轴向中心平面上的相对速度图。相对速度从压力面到吸力面变化越平稳,流动就越稳定。靠近叶片表面,相对速度梯度较大,最小值出现在压力面附近。从图4中可以发现,叶片数 $Z=3$ 时,几乎3个流道里边都可以观察到明显的射流-尾迹现象。 $Z=4、5$ 时,在个别流道中仍可以看到较明显的射流-尾迹现象,但其它流道中的射流-尾迹现象较弱。 $Z=6$ 时,流道中普遍存在着射流-尾迹现象,且流道两侧相对速度变化较明显。从图4中可以发现:叶片数增多,流道内的射流-尾迹现象得到一定的改善,有助于减小离心泵中因射流-尾迹而带来的损失,但当叶片数过多时,相对速度从压力面到吸力面的变化较明显,射流-尾迹流型又变得较强。

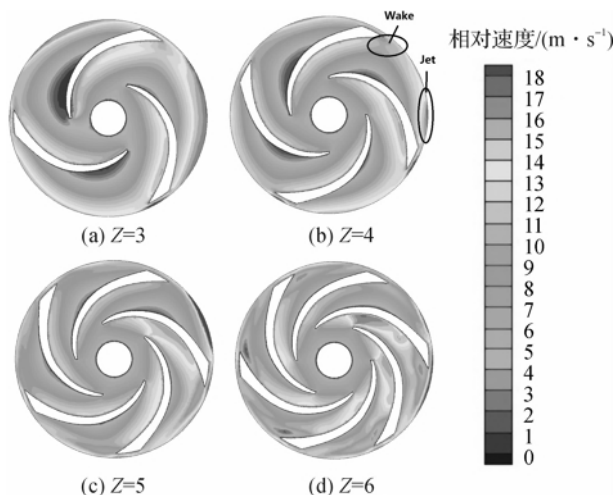


图4 中心平面上叶轮相对速度

2.4 叶轮流道内静压分布

图5为 $1.25Q_d$ 下3、4、5、6叶片离心泵在叶轮中心平面上的压力分布。叶片吸力面部分出现的低压区是空化易发生的部位。叶片数 $Z=3$ 时,3个流道进口吸力面附近均存在低压区。 $Z=4、5$ 时,可以在两个流道内发现低压区。 $Z=6$ 时,流道进口部分存在有很明显的低压区。叶轮入口处低压区的产生是由于水流绕叶片头部时,流体加速转弯,流速加快,导致在叶片进口处形成低压区。随后由于叶轮旋转的作用,使得流体沿叶轮半径的增大,压力逐渐增大。当叶片数增加时,叶轮入口处低压区的面积也在增大,这也表明叶片数的增加容易促进空化的产生,因此需要合理的考虑离心泵叶片数对泵整体性能的影响。

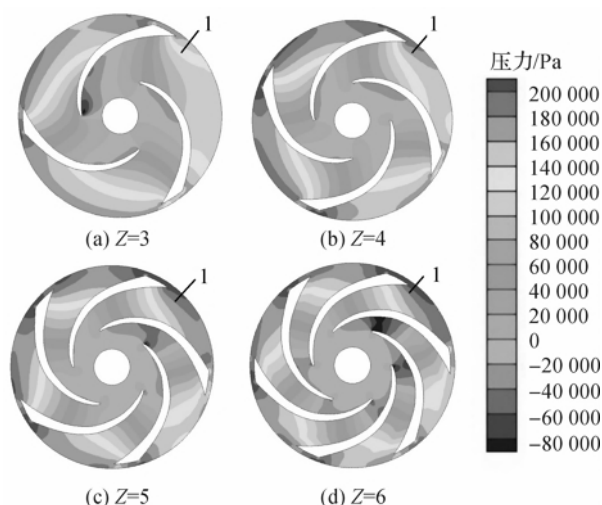


图5 中心平面上叶轮静压

图6中(a)~(d)分别对应图5中(a)~(d)中标注为1的流道压力面和吸力面的压力分布。采用无量纲的压力系数来分析流道两侧的压力情况, $C_p = p/p_{ref}$,其中 p_{ref} 为来流动压。整体上,压力面一侧的压力值大于吸力面一侧的压力值,且均在流道出口处取到最大值。造成这一现象的原因是,叶片压力面对流体做功,流体获得了大量的能量。压力面一侧的压力值随着叶片数的增加而持续缓慢的增大,靠近流道出口区域时,压力面一侧的压力值增长速度有所减缓。叶片头部压力面压力值随着叶片数的增加而减小。整体上,吸力面一侧的压力值也随着叶片数的增加而增大。叶片数 $Z=4、5$ 时,叶片头部吸力面压力值几乎没有变化,随着半径的增大,吸力面一侧的压力值也随之增大。 $Z=6$ 时,叶片头部吸力面压力值随着半径的增大先减小后增大。这说明叶片数增加,叶片头部压力面压力值减小,低压区范围增大,如图6(d)所示。

流道中压力面和吸力面两侧的压力分布越均匀,且两侧的压差越小,表明压升越稳定,流动也越稳定。如果压差过大,容易使得通道截面上二次流变得严重,从而增大能量的损失。图6(c)、(d)曲线中压力面和吸力面一侧的压差较小,这是因为叶片数的增加,使得流道变窄,叶轮内部的流动情况得到了一定的改善。随着叶片数的增加,压力面一侧的逆压梯度持续缓慢的增大,逆压梯度会导致叶片表面流动发生分离,漩涡区域增大,流动损失增大。综上所述,随着叶片数的增加,叶轮部分流道压力分布情况有所改善,叶片数 $Z=5$ 时,流道中压力面和吸力面之间的压差较小,逆压梯度适中,综合性能相对较好。

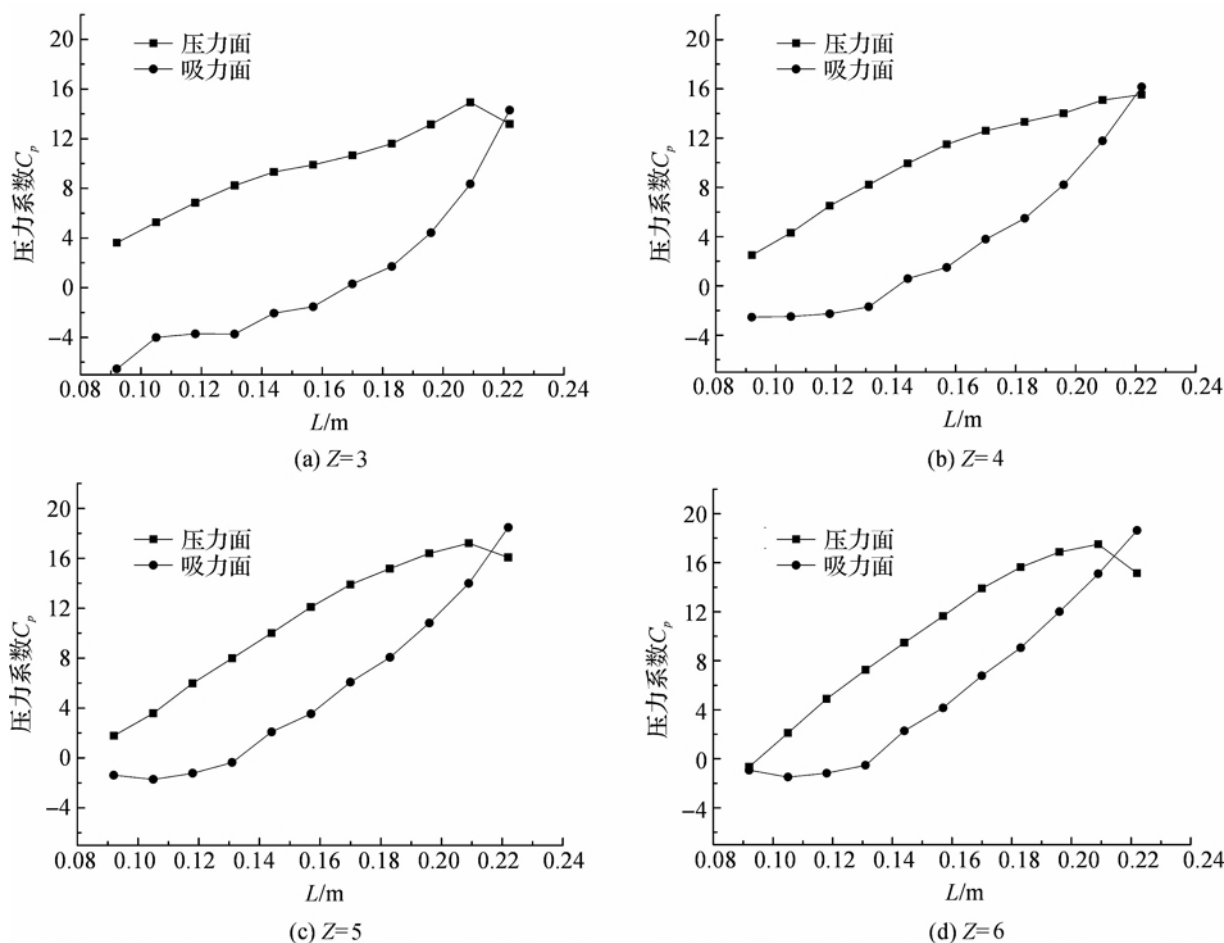


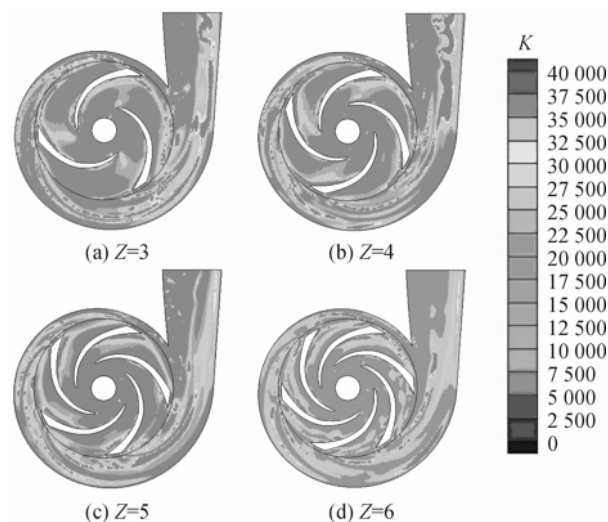
图 6 中心平面上流道压力面吸力面压力曲线

2.5 能量梯度 K 函数分布

图 7 为 $1.25Q_d$ 下 3、4、5、6 叶片离心泵中心平面上的能量梯度 K 函数分布。红色区域为 K 函数值较大的区域, K 函数值越大, 表明湍流强度越大, 流动稳定性越差。大流量工况下离心泵的稳定性的要好, 所以大流量工况下不同叶片数离心泵中心平面上 K 函数值分布规律相似。叶片数 $Z=3、4、6$ 时, 叶轮流道内 K 函数值较大的区域主要分布在流道吸力面附近和流道出口附近, 叶轮出口部分的湍流强度较大, 流动稳定性较差。这说明在叶轮流道中, 流动是最先从流道出口的吸力面附近开始失稳的, 这是因为在扩散通道中, 比较容易形成边界层分离。此外受到隔舌的影响, 隔舌附近的流动也非常复杂, 容易产生涡流。 $Z=5$ 时, 叶轮流道内 K 函数值较大的区域主要分布在叶轮吸力面附近, 蜗壳出口 K 函数值较大的区域最小, 表明蜗壳出口部分流动的稳定性最好。

从上述分析可以得到以下结论: a) 流道中 K 函数值较大的区域主要位于流道出口部分吸力面附近, 说明叶轮部分流动的失稳是从流道出口部分的

吸力面开始的。b) 叶片数 $Z=5$ 时, 叶轮部分能量梯度 K 函数值较大的区域较小, 仅分布在叶轮吸力面附近, 流道出口的稳定性最好。上述分析表明, 将能量梯度方法应用于分析离心泵内部的流动是可行的。能量梯度 K 函数在离心泵内部的分布, 可以为改进叶轮机械的设计提供一定的理论指导作用。

图 7 中心平面上能量梯度 K 函数分布

3 结 论

本文对离心泵内流体流动特性进行了三维数值模拟,计算得到了流场的参数分布,然后应用能量梯度方法对数值模拟的数据进行处理,获得流场能量梯度 K 函数分布,基于能量梯度方法对离心泵流动稳定性进行了研究。数值模拟求得的离心泵性能曲线与实验结果吻合较好。本文主要结论如下:

a) 随着叶片数增多,压力面和吸力面的压差有所减小,流道内的射流-尾迹现象也有所改善,但当叶片数过多时,流道增加,流道内部损失也相应增大,流体获得的总功开始减少,从而引起扬程和效率下降。

b) 在大流量工况下,不同叶片数离心泵中心平面上能量梯度 K 函数分布规律相似。从 K 函数分布可知,叶轮部分流道出口部分吸力面附近的 K 函数值较大,流动主要是先从叶轮出口部分的吸力面开始失稳的。

c) 在大流量工况下,当叶片数为 5 时,效率最高,稳定工作区域大;而在小流量工况下,叶片数的影响不明显。

参考文献:

- [1] 张德胜,施卫东,张华,等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66-71.
- [2] 沙毅,侯丽艳. 叶片厚度对轴流泵性能影响及内部流场分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(18): 75-81.
- [3] 吴登昊,袁寿其,任芸,等. 管道泵不稳定压力及振动特性研究[J]. 农业工程学报, 2013, 29(4): 79-86.
- [4] 张玉良,朱祖超,崔宝玲,等. 离心泵停机过程非定常流动的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(12): 2096-2099.
- [5] TAN L, CAO S L, WANG Y M, et al. Influence of axial distance on pre-whirl regulation by the inlet guide vanes for a centrifugal pump [J]. Science China Technological Sciences, 2012, 55(4): 1037-1043.
- [6] 崔宝玲,朱祖超,林勇刚. 长中短叶片复合叶轮离心泵流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 74-79.
- [7] LI X J, YUAN S Q, PAN Z Y, et al. Numerical simulation of leading edge cavitation within the whole flow passage of a centrifugal pump[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(9): 2156-2162.
- [8] JAFARZADEH B, HAJARI A, ALISHAHI M M, et al. The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump[J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35(1): 242-249.
- [9] 施卫东,吴苏青,张德胜,等. 叶片数对高比转数轴流泵空化特性的影响[J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 72-77.
- [10] 袁寿其,吴登昊,任芸,等. 不同叶片数下管道泵内部流动及振动特性的数值与试验研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(20): 115-122.
- [11] LIU H L, WANG Y, YUAN S Q, et al. Effects of blade number on characteristics of centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(6): 742-747.
- [12] DOU H S. Mechanism of flow instability and transition to turbulence[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2006, 41(4): 512-517.
- [13] DOU H S. Physics of flow instability and turbulent transition in shear flows[J]. International Journal of Physical Science, 2011, 6(6): 1411-1425.
- [14] DOU H S, KHOO B C, YEO K S. Instability of taylor-couette flow between concentric rotating cylinders[J]. Inter J of Therm, 2008, 47(11): 1422-1435.
- [15] 窦华书,肖美娜. 用能量梯度方法研究 180 度弯管内流动失稳[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(4): 658-661.
- [16] DOU H S, KHOO B C. Investigation of turbulent transition in plane couette flows using energy gradient method[J]. Advances in Appl Math and Mech, 2011, 3(2): 165-180.
- [17] 窦华书,牛琳. 基于能量梯度方法的 90°方形弯管内部流动稳定性研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 35(6): 1096-1100.
- [18] 窦华书,蒋威,张玉良,等. 基于能量梯度理论的离心泵内流动不稳定研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 88-92.
- [19] DOU H S, BEN A Q. Simulation and investigation of the flow around a cylinder between two parallel walls [J]. Journal of Thermal Science, 2015, 24(2): 140-148.

Effects of Number of Blades on Stability of Centrifugal Pump Based on Energy Gradient Method

ZHENG Lulu, DOU Huashu, JIANG Wei, CHEN Xiaoping, ZHU Zuchao, CUI Baoling

(Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech

University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to improve the operating efficiency and stability of centrifugal pump, the effect of number of blades on the internal flow field and the external characteristic of centrifugal pump was studied. Numerical simulation of internal flow field was conducted by using RANS method and RNG $k-\epsilon$ turbulence model. According to numerical calculation results and comparison of experiment values, it is found that the relative error of lift is 1.0% and relative error of efficiency is 4.9% in the design conditions. The energy gradient method which is used to study the flow stability was applied to handle the flow field data and gain the distribution of energy gradient function K under different number of blades. The results show that under large flow condition, when the number of blades is 5, the efficiency is the highest; stable operation area is large and comprehensive property is the best; under small flow condition, the effect of the number of blades on the property of centrifugal pump is not obvious; it is found from the distribution of energy gradient function K that, the function K is large near the outlet of suction surface of the flow path, which indicates the instability of flow may initiate at this position.

Key words: centrifugal pump; number of blades; energy gradient method; numerical simulation

(责任编辑: 康 锋)

(上接第 70 页)

Adaptive Active Control of Single Freedom Simple Harmonic Vibration of Electromagnet Bearing

XU Jun, JIANG Kejian, WANG Jun

(School of Information Science and Thechnology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018)

Abstract: To prevent imbalance of electromagnet bearing rotor from affecting stable operation of the rotor, vibration control must be taken to weaken unbalanced vibration. Unbalanced vibration of the rotor can be decomposed to single freedom simple harmonic vibration at two orthogonal directions. Simultaneous execution of adaptive vibration control based on LMS algorithm (least mean square error) at two orthogonal directions can achieve active inhibition of two-dimensional unbalanced vibration at radial direction. Finally, vibration suppression experiment was done on single freedom suspension experiment platform. The results show that the method mentioned is most effective, and can adaptively track the vibration amplitude and phase change while controlling the convergence range. Meanwhile, we analyze effects of the step size factor, noise, initial phase of vibration on vibration suppression property.

Key words: electromagnet bearing; vibration suppression; LMS algorithm; adaptive control

(责任编辑: 陈和榜)