

# 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性\*

张翔 王洋 徐小敏 王洪玉

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**【摘要】** 对比转数为 60 的离心泵内部流场进行数值模拟计算, 从叶轮做功过程和能量损失过程两方面分析了叶轮内能量转换特性。将叶轮按径向尺寸分为 8 个区域, 展示了不同工况、不同区域中压力和粘性力做功大小、功率密度分布、湍动能耗散率分布、能量损失组成及分布等能量转换相关特征。结果表明, 叶轮进口区域能量转换效率相对较低且受叶片进口安放角影响, 叶轮中部区域是叶轮做功和流体获得能量的关键区域, 叶轮出口区域对叶轮性能有显著影响, 壁面摩擦损失是叶轮内能量损失的主要组成部分。

**关键词:** 离心泵 能量转换 低比转数 数值模拟

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)07-0075-07

## Energy Conversion Characteristic within Impeller of Low Specific Speed Centrifugal Pump

Zhang Xiang Wang Yang Xu Xiaomin Wang Hongyu

(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

### Abstract

The flow field of a centrifugal pump with the specific speed of 60 was computed by CFD method, and the analysis was made to the characteristics of energy conversion within impeller from aspects of working process and energy loss process. The impeller was divided into 8 regions by the radius. Under different operating conditions, characteristics in each region were demonstrated the power of pressure and viscous force, distribution of power density and turbulence dissipation rate, composition and distribution of the energy loss. The results indicated that efficiency was poor and it was influenced by the inlet blade angle in inlet region of the impeller, the middle region of impeller was important to the energy conversion, the outlet region of impeller had appreciable impact on the performance, and friction loss was the main component of the energy loss.

**Key words** Centrifugal pump, Energy conversion, Low specific speed, Numerical simulation

### 引言

针对低比转数离心泵效率偏低、流量扬程曲线易出现驼峰等问题, 国内外科研人员进行了大量的理论研究和试验工作, 取得了许多研究成果<sup>[1~2]</sup>。随着计算流体动力学和计算机技术的突飞猛进, 对离心泵内部流动的研究也越来越深入和广泛, 在流道内压力和速度场的分布<sup>[3]</sup>、静止和转动部件间的

动静干涉<sup>[4]</sup>、叶轮内空化空蚀<sup>[5]</sup>、流固耦合特性<sup>[6]</sup>、性能预测<sup>[7]</sup>等方面涌现了大量研究成果。

离心泵的本质是将机械能转换为流体的内能和动能。对能量转换特性的理论分析和经验预测已经从宏观上勾勒出了离心泵能量转换特性<sup>[8~9]</sup>。对于叶轮内部能量转换的过程则因为试验手段的局限等原因开展研究具有很大的难度。本文基于 CFD 技术, 分析低比转数离心泵叶轮内能量的转换特性, 描

收稿日期: 2010-09-14 修回日期: 2010-10-25

\* 江苏省科技服务业发展计划资助项目(BM2008375)和江苏大学博士创新计划资助项目(CX10B\_004X)

作者简介: 张翔, 博士生, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: zx\_impeller@gmail.com

通讯作者: 王洋, 研究员, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: pgwy@ujs.edu.cn

绘定常状态下叶轮内能量转换的特点。

## 1 基本几何参数

采用比转数  $n_s = 60$  的单级端吸悬臂式蜗壳离心泵为研究对象,设计参数:流量  $Q_d = 36 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程  $H_d = 46 \text{ m}$ ,转速  $n = 2\,900 \text{ r}/\text{min}$ 。主要几何尺寸如表 1 所示。

表 1 离心泵主要几何参数

Tab. 1 Main dimensions of centrifugal pump

叶片出口直径	叶片出口宽度	叶片出口安放角
$D_2/\text{mm}$	$b_2/\text{mm}$	$\beta_2/(\text{°})$
209	6	15
叶片进口直径	叶片进口安放角	叶片数 $z$
$D_1/\text{mm}$	$\beta_1/(\text{°})$	
70	22	5
叶片厚度	蜗壳基圆直径	蜗壳第八断面面积
$\delta/\text{mm}$	$D_3/\text{mm}$	$A_8/\text{mm}^2$
2	219	800

叶片工作面型线采用 Hermite 插值绘型的方法<sup>[10]</sup>进行绘型。叶片平面投影及叶轮轴面投影如图 1 所示。

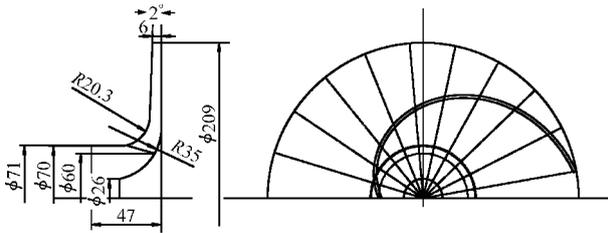


图 1 叶轮投影图

Fig. 1 Projection drawing of impeller

在综合分析了减小叶轮摩擦损失和避免叶片表面脱流两方面的要求后,提出了低比转数离心泵叶轮“少叶片、大包角”的设计原则<sup>[11]</sup>;而且,随着不锈钢冲压焊接技术在低比转数离心泵上的应用,利用大包角、窄出口控制轴功率也成为可能并在现有产品中广泛采用。本文研究所采用的模型即是应用于冲压焊接离心泵的模型,采用了大包角设计。

## 2 数值模拟计算策略

本文数值模拟使用 ANSYS CFX 12 求解雷诺时均方程,其中雷诺应力项采用 RNG  $k-\varepsilon$  双方程模型求解并封闭方程组。壁面为无滑移壁面,近壁区使用伸缩壁面函数处理。叶轮与蜗壳利用“冻结转子法”<sup>[8]</sup>耦合。在 ANSYS CFX 12 中,采用有限元的有限体积法对方程组进行离散,离散过程中的对流项和湍流数值项均采用高分辨率格式。

本文模型进、出口管的延伸长度分别等于进、出

口管径的 3 倍和 5 倍,且使用结构化六面体网格;叶轮和蜗壳流道均采用非结构四面体自适应贴体网格。模型共含有 820 246 个网格单元(图 2)。计算收敛判据有:①所有残差小于  $10^{-5}$ 。②每 100 步迭代进出口总压变化不超过  $10^3 \text{ Pa}$ 。计算工况为  $(0.6 \sim 1.4)Q_d$ 。

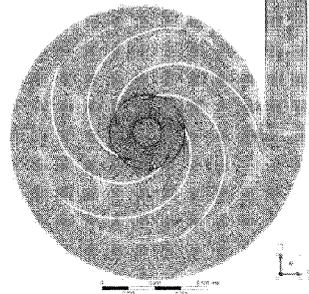


图 2 计算模型网格

Fig. 2 Mesh of computation domain

## 3 能量转换特性分析

### 3.1 离心泵外特性

离心泵扬程、功率、效率的计算方法为:

$$\text{扬程} \quad H = \frac{p_{\text{tout}} - p_{\text{tin}}}{\rho g} \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad p_i = \frac{\int_A p_i \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\dot{m}} \quad (2)$$

式中  $p_i$ ——绝对坐标系下总压

$$\dot{m} = \int_A \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (3)$$

式中  $p_{\text{tout}}, p_{\text{tin}}$ ——离心泵进、出口质量加权平均总压

$$\text{功率} \quad P = P_p + P_{\text{vis}} \quad (4)$$

$$\text{其中} \quad P = M\omega \quad (5)$$

式中  $P_p$ ——压力对叶轮所做功率

$P_{\text{vis}}$ ——粘性力对叶轮所做功率

$M$ ——压力或粘性力对叶轮回转轴的力矩

$\omega$ ——叶轮旋转角速度

$$\text{效率} \quad \eta = \frac{\rho g Q H}{P} \times 100\% \quad (6)$$

式中  $Q$ ——通过离心泵的流量

图 3 所示为 CFD 计算所得模型泵外特性曲线。从图 3 中可以看出,模型泵的最高效率点和设计点流量基本重合,故本文将小于设计点流量工况称为小流量工况,大于设计点流量工况称为大流量工况。

### 3.2 叶轮做功过程

叶轮带动流体旋转,并对之做功,将叶轮具有的机械能传递给流体。叶轮通过两种力对流体做功:

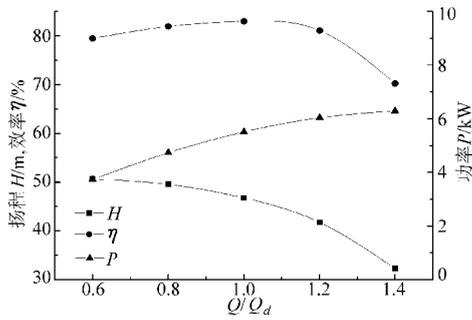


图3 模型泵外特性曲线

Fig. 3 Characteristics of model pump

一是叶轮流道表面的压力；二是由无滑移壁面条件带来的粘性力。

将叶轮按直径大小划分为8份,图4为叶轮区域划分示意图。图5为两种力所做功按图4所示区域分布的柱状图。

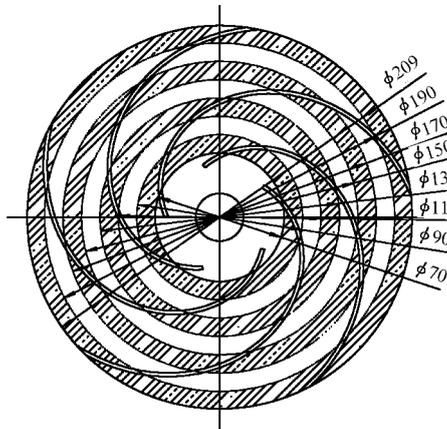


图4 叶轮划分示意图

Fig. 4 Sketch of impeller sections

从图5中可看出,从叶轮进口开始,随着半径增大,叶轮所做功逐渐增加,直到叶轮流道出口喉部位置附近达到顶峰,随后迅速下降。压力所做功的变化规律与叶轮总的做功变化规律近似,而粘性力做功情况则不同,表现为随半径增大而增大,且在叶轮出口喉部以后区域迅速增加。在直径190~209 mm的区域内,粘性力所做功占叶轮总做功量比例最高可达37.83%。

不同工况下,叶轮不同区域的做功分布规律也呈现不同的特点。流量越大,不同半径区域间的差异越明显,叶轮做功量随半径增加上升更快,粘性力做功在叶轮总做功量中所占比例小幅上升。在直径0~70 mm的区域内,仅含有极少部分前伸叶片,在不同工况下做功总量变化微小。

叶轮中的流体由于流动损失的存在,不能完全转换叶轮传递的能量为有用的能量。本文使用以下方法衡量叶轮流道径向过流断面具有的能量

$$P_{sec} = \int_A p_l \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (7)$$

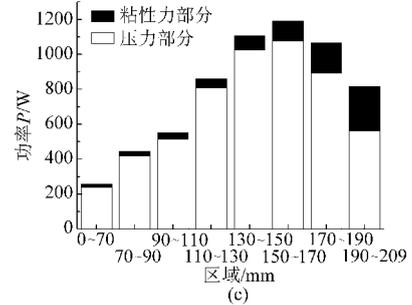
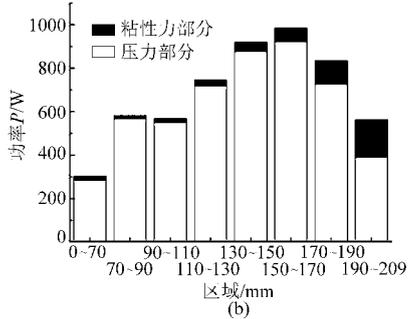
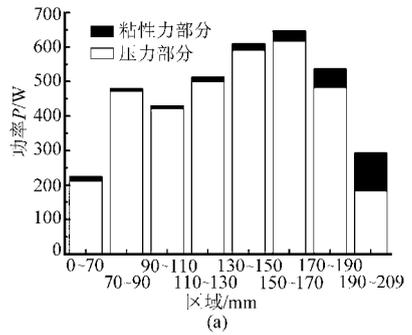


图5 叶轮做功分布

Fig. 5 Histogram of impeller power

(a) 0.6  $Q_d$  (b) 1.0  $Q_d$  (c) 1.4  $Q_d$

式(7)中,积分项为功率密度。壁面控制体速度使用守恒方程求解的速度。

图6为不同工况下,沿半径方向叶轮各过流断面功率变化曲线。

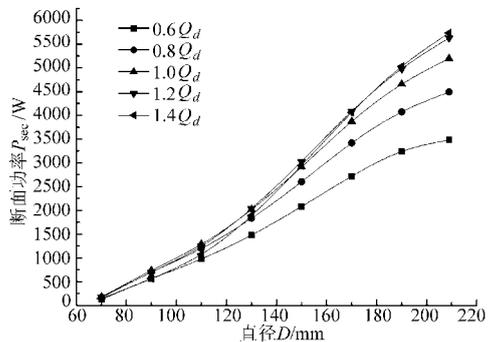


图6 叶轮各过流断面功率

Fig. 6 Power curves of impeller sections

从图6可以看出,各工况下功率沿叶轮半径方向增长的规律类似,叶轮进口部分功率增长慢,中部急剧上升,出口部分增速放缓。在叶轮进口区域,一直到  $D = 110$  mm,各工况下流体具有的能量差别不大,流体的能量主要在叶轮中、后部获得。

图7为叶轮过流断面功率密度云图。为了显示效果更清晰,Z轴方向进行了缩放处理,图中坐标位置关系见图2。

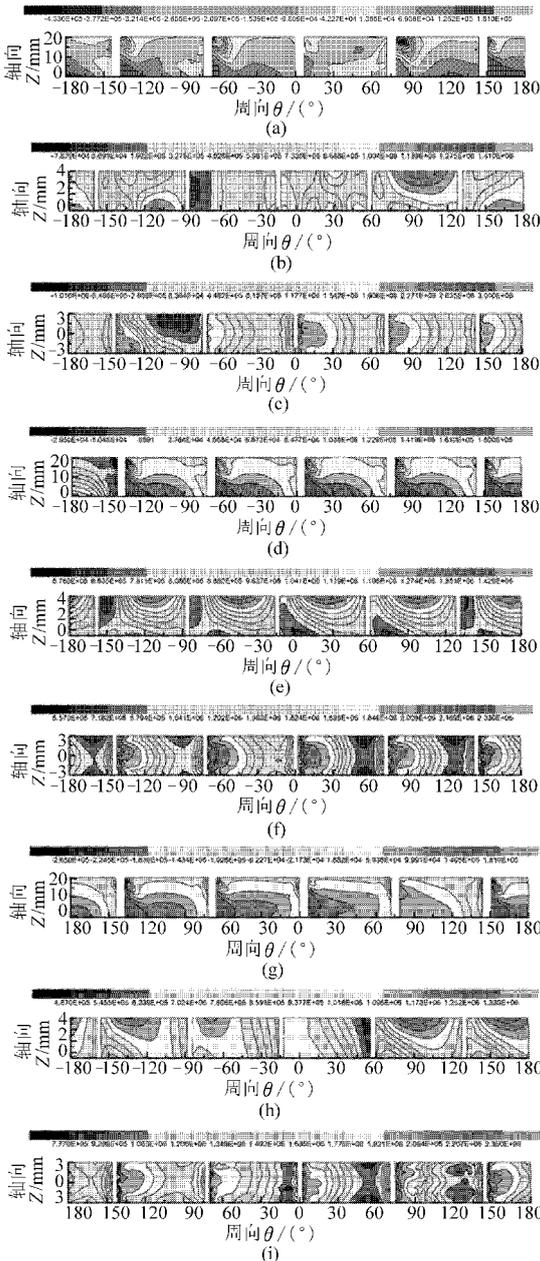


图7 叶轮过流断面功率密度云图( $W/m^2$ )

Fig. 7 Power density contour of cross section

- (a)  $D = 70 \text{ mm}, 0.6Q_d$  (b)  $D = 150 \text{ mm}, 0.6Q_d$   
 (c)  $D = 209 \text{ mm}, 0.6Q_d$  (d)  $D = 70 \text{ mm}, 1.0Q_d$   
 (e)  $D = 150 \text{ mm}, 1.0Q_d$  (f)  $D = 209 \text{ mm}, 1.0Q_d$   
 (g)  $D = 70 \text{ mm}, 1.4Q_d$  (h)  $D = 150 \text{ mm}, 1.4Q_d$   
 (i)  $D = 209 \text{ mm}, 1.4Q_d$

从图7中可以看出,不同工况下叶轮各过流断面功率分布特征总体类似,细节有所不同。总体而言,各断面功率分布不均匀,呈现局部集中的趋势,设计工况分布最有规律。

在叶片进口  $D = 70 \text{ mm}$  处,能量向后盖板和叶片工作面集中,且流量越大,能量在后盖板和叶片工

作面夹角处越集中。在大、中、小3个代表工况下,前盖板与叶片工作面夹角处均存在负功率密度分布,流体在此区域内形成逆主流方向的二次回流,随流量增大,负能量区域减小。

在叶轮中部  $D = 150 \text{ mm}$  处,能量在叶片间的分布逐渐向中央和前盖板集中。小流量工况下,靠近蜗壳隔舌附近的叶轮流道内,叶片工作面附近存在负功率密度区域。随流量增大,此区域逐渐减小,但在设计工况下,叶片工作面附近仍存在低能区,直到大流量工况时,此低能区消失。

在叶轮出口  $D = 209 \text{ mm}$  处,功率密度对  $XY$  平面呈现出对称分布的趋势。在圆周方向,自叶片工作面向叶片背面能量逐渐减小,但变化并不均匀,有类似于“射流-尾迹”的流动结构。小流量工况下,  $\theta = -90^\circ$  附近的叶轮流道出口,在叶片背面和叶轮前盖板间有较大区域的负功率密度区域,此区域发生了强烈的二次回流,和叶轮与蜗壳耦合流动的研究结果<sup>[7]</sup> 相同。

### 3.3 能量损失过程

离心泵叶轮中的流动属于高雷诺数湍流。在湍流运动中,雷诺应力是不能忽略的,而分子粘性应力常常可以忽略(除了极靠近固壁区域外)<sup>[12]</sup>。换言之,除壁面边界层外,流体能量耗散主要以湍动能耗散的形式存在。

图8所示为不同工况下叶轮  $Z = 0$  平面上湍流耗散率分布云图。

从图8可以看出,除叶片进口区域外,叶轮流道内的湍流耗散率沿半径方向增大;叶片背面附近的湍流耗散率高于叶片工作面的湍流耗散率;在叶轮出口区域,湍流耗散率显著提高。造成湍流耗散率这种分布特点的原因可能是,低比转数离心泵叶轮流道狭窄,耗散率受壁面影响很大,故叶轮流道内湍流耗散率的分布和相对速度的分布(图9)呈现出类似的特征,叶片背面附近的量值大于叶片工作面附近的量值。

小流量工况下,湍流耗散率在叶轮各个流道内的分布情况差别很大,主要原因是在小流量工况,通过叶轮各流道的流量差别很大,不同流道处于不同的运行工况<sup>[13]</sup>。

随流量降低,叶片进口区域湍流耗散率向叶片背面集中。产生这种现象的原因可能是由于叶片设计进口安放角采用了正冲角,随流量的降低,叶片进口处的流动冲角增大,在叶片进口背面区域造成了较大的能量损失。

在壁面边界层中,流体粘性力影响大于惯性力,能量耗散率为应变速率张量的函数。精确求解近壁

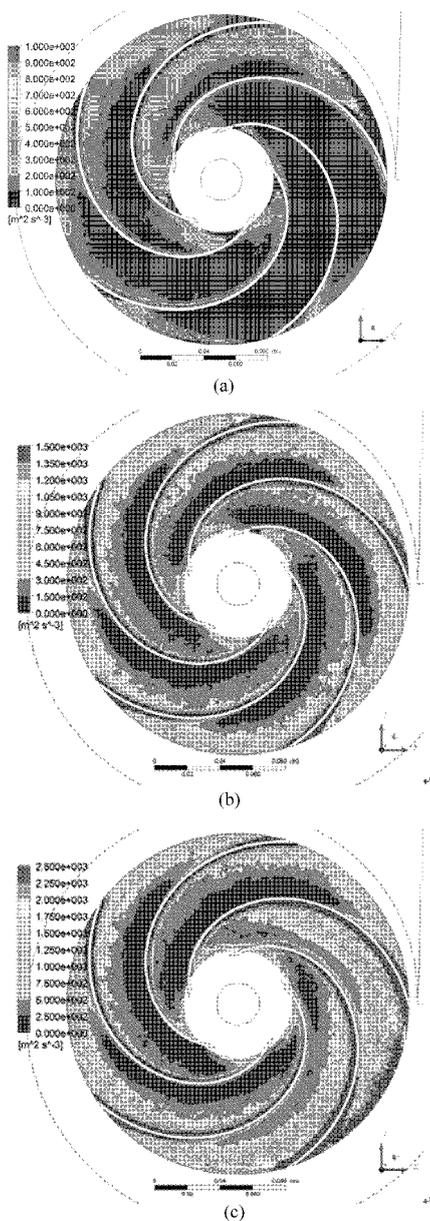


图 8 叶轮  $Z=0$  平面湍流耗散率云图  
Fig. 8 Contour of turbulence dissipation rate  
(a)  $0.6Q_d$  (b)  $1.0Q_d$  (c)  $1.4Q_d$

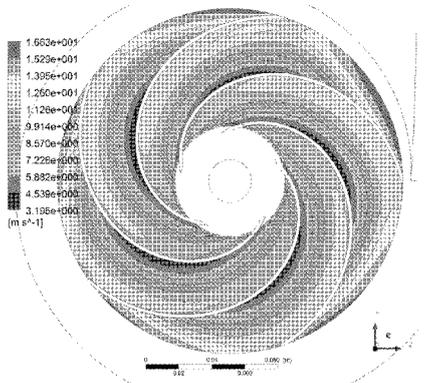


图 9  $1.0Q_d$  叶轮  $Z=0$  平面相对速度云图  
Fig. 9 Contour of relative velocity

区的流动需要极密的网格, 耗费极大的计算资源, 故本文使用壁面函数的方法处理近壁区流动。

将叶轮流道内空间分为两部分: 一部分是由临

近壁面的第一层网格组成的区域, 此区域使用壁面函数求解近壁区流动; 另一部分是除第一部分外的其他区域, 属于高雷诺数流动的核心区, 使用 RNG  $k-\varepsilon$  双方程模型封闭雷诺时均方程。

对于流动核心区, 湍流耗散功率为

$$P_{TE} = \int_V \rho \varepsilon dV \quad (8)$$

对于近壁区, 壁面摩擦损失

$$P_{fri} = F_{fri} \cdot v_{rel} \quad (9)$$

式中  $P_{TE}$  ——湍流耗散功率

$\varepsilon$  ——湍动能耗散率

$P_{fri}$  ——壁面摩擦损失

$F_{fri}$  ——壁面摩擦力

$v_{rel}$  ——近壁区单元按守恒方程计算的相对速度

叶轮功率的对比曲线为

$$P_{contr} = P_{seout} - P_{sein} + P_{fri} + P_{TE} \quad (10)$$

式中  $P_{contr}$  ——对比叶轮功率

$P_{seout}$  ——叶轮出口功率

$P_{sein}$  ——叶轮进口功率

由式(5)力矩方法计算的叶轮功率与式(10)计算的叶轮功率对比曲线如图 10 所示。由图 10 可见, 从  $(0.6 \sim 1.4)Q_d$  工况范围内, 两种计算方法结果非常接近, 最大误差为 3.6%。考虑到数值计算的误差和算法上的近似, 本文计算叶轮内能量损失的方法是可行的。

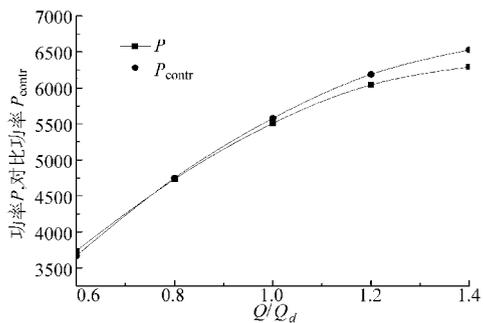


图 10  $P$  和  $P_{contr}$  对比曲线

Fig. 10 Curves of  $P$  and  $P_{contr}$

图 11 为壁面摩擦损失和核心区流动损失在各工况下的分布图。

从图 11 中可以看出, 随着流量增大, 叶轮中各部分损失都等幅度增加, 从  $(0.6 \sim 1.4)Q_d$  工况范围内,  $P_{fri}/P_{TE}$  仅从 0.605 上升至 0.625, 壁面摩擦损失占总损失的比例过半。本文模型的壁面是粗糙度为零的光滑壁面, 考虑到实际叶轮流道表面粗糙度的影响, 在低比转数离心泵叶轮中, 壁面摩擦损失将可能占叶轮总损失的绝大部分。

按图 4 所示分区方案将叶轮分为 8 部分。

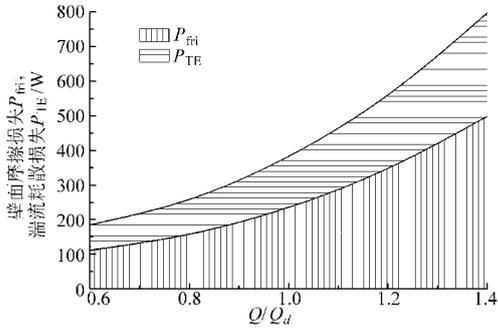


图 11 叶轮损失

Fig. 11 Energy loss of impeller

图 12 显示了 3 个代表工况下叶轮各部分损失的组成。

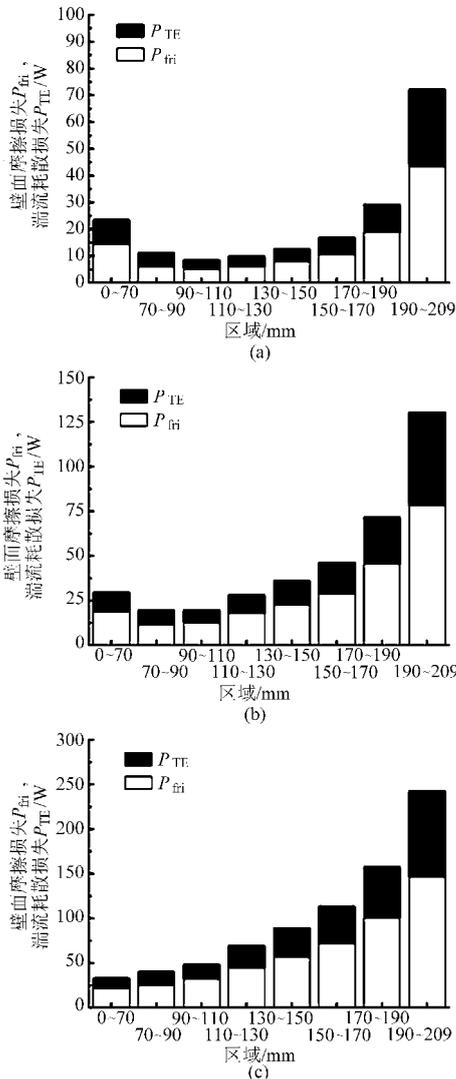


图 12 叶轮损失分布

Fig. 12 Histogram of energy loss

(a)  $0.6Q_d$  (b)  $1.0Q_d$  (c)  $1.4Q_d$

从图 12 中可以看出,除进口区域外,叶轮中的能量损失沿半径方向增加,壁面摩擦损失占总损失的比例在 3 个工况、所有叶轮区域中为 52.58% ~ 65.56%,最高比例出现在  $1.4Q_d$ ,  $D = 190 \sim 209$  mm 区域,最低比例位于  $0.6Q_d$ ,  $D = 70 \sim 90$  mm 区域。

在叶轮出口区域,能量损失突然增加,原因可能是:①在低比转数离心泵的蜗壳中,断面尺寸相对较小,蜗壳各断面内的速度沿径向变化不显著<sup>[14]</sup>,从叶轮出口到蜗壳进口速度梯度较大,流体具有较高的剪切应变速率,引起较大的能量损失。②叶轮出口区域,流体离开叶轮流道出口喉部后,流体受叶片约束减弱,加上此区域内流速高、速度梯度大,由此带来了更大的能量损失。

在叶轮进口区域,随流量减小,相对损失上升,结合叶轮中湍流耗散率的分布,叶片进口冲角是引起相对损失上升的主要原因。

纵观叶轮做功和能量损失过程,图 13 显示了不同工况下叶轮的水力效率,图 14 显示了叶轮不同区域的水力效率。

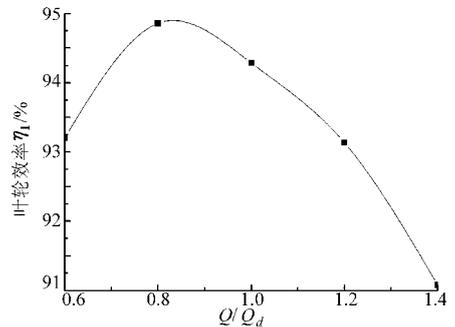


图 13 叶轮水力效率

Fig. 13 Efficiency of impeller

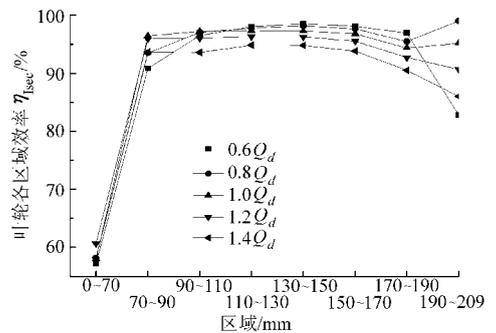


图 14 叶轮各部分效率

Fig. 14 Efficiency of impeller sections

从图 13 中可以看出,叶轮的最高效率点流量和泵的最高效率点流量并不重合。叶轮的最高效率点的流量小于泵的最高效率点流量。

图 14 显示,叶轮进口部分效率远低于叶轮的整体水力效率;在叶轮中部,水力效率一直保持较高的水平;叶轮出口部分的水力效率对叶轮的整体水力效率有决定性的影响,除  $0.6Q_d$  外,出口部分的效率高,则叶轮整体效率也高。

## 4 结论

(1) 叶轮进口区域是整个叶轮流道中效率最低的区域;流体在此区域获得的能量随运行工况改变

变化微弱;叶片进口安放角对此区域的叶轮功率和能量损失有显著影响。

(2)叶轮中部区域是叶轮对流体做功和流体获得能量的关键区域。此区域叶轮做功最多,叶轮区域效率最高。

(3)叶轮出口区域对叶轮性能有显著影响。叶

轮做功量在此区域大幅下降,能量损失急剧上升,叶轮区域效率高低和叶轮整体效率高低基本呈现对应关系。

(4)在不同工况,不同叶轮区域,壁面摩擦损失都是能量损失的主体,且所占总损失的比例基本一致。

#### 参 考 文 献

- 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1997.
- 严敬. 低比转速离心泵——原理、参数优化及绘形[M]. 成都:四川科学技术出版社, 1998.
- 张金凤, 袁寿其, 付跃登, 等. 分流叶片对离心泵流场和性能影响的数值预报[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 131 ~ 137.  
Zhang Jinfeng, Yuan Shouqi, Fu Yuedeng, et al. Numerical forecast of the influence of splitter blades on the flow field and characteristics of a centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 131 ~ 137. (in Chinese)
- 田辉, 郭涛, 孙秀玲, 等. 离心泵内部动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(8): 92 ~ 95.  
Tian Hui, Guo Tao, Sun Xiuling, et al. Numerical simulation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 92 ~ 95. (in Chinese)
- 李军, 刘立军, 李国君, 等. 离心泵叶轮内空化流动的数值预测[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 948 ~ 950.  
Li Jun, Liu Lijun, Li Guojun, et al. Numerical prediction of cavitation flows in a centrifugal pump impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 948 ~ 950. (in Chinese)
- 裴吉, 袁寿其, 袁建平. 流固耦合作用对离心泵内部流场影响的数值计算[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 107 ~ 112.  
Pei Ji, Yuan Shouqi, Yuan Jianping. Numerical calculation for effect of fluid-structure interaction on flow field in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 107 ~ 112. (in Chinese)
- Zhang Xiang, Wang Yang, Fu Jianhui, et al. Effect of the section area of volute in low specific speed centrifugal pumps on hydraulic performance[C]. ASME-FEDSM2009-78061, 2009.
- Johann Friedrich Gülich. Centrifugal pumps [M]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社, 1995.
- 严敬, 曹树森, 严利, 等. 扭曲叶片绘型新方法[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2): 48 ~ 50, 71.  
Yan Jing, Cao Shusen, Yan Li, et al. A new way of distorted blade drawing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(2): 48 ~ 50, 71. (in Chinese)
- 严敬, 杨小林. 低比转速泵叶轮水力设计方法综述[J]. 排灌机械, 2003, 21(3): 6 ~ 9.  
Yan Jing, Yang Xiaolin. Survey on the hydraulic design of low specific speed impellers [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2003, 21(3): 6 ~ 9. (in Chinese)
- 张兆顺. 湍流[M]. 北京:国防工业出版社, 2002.
- Meschkat S, Stoffel B. The local impeller head at different circumferential positions in a volute casing of a centrifugal pump in comparison to the characteristic of the impeller alone [C] // Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium, Lausanne, 2002.
- Kelder J D H, Dijkers R J H, van Esch B P M, et al. Experimental and theoretical study of the flow in the volute of a low specific-speed pump[J]. Fluid Dynamics Research, 2001, 28(4): 267 ~ 280.