



哈尔滨工程大学学报
Journal of Harbin Engineering University
ISSN 1006-7043, CN 23-1390/U

《哈尔滨工程大学学报》网络首发论文

题目: 集流管结构对旋喷泵外特性及尾流影响
作者: 黄祺, 刘在伦, 李琪飞, 权辉, 曾继来
收稿日期: 2019-09-22
网络首发日期: 2021-01-15
引用格式: 黄祺, 刘在伦, 李琪飞, 权辉, 曾继来. 集流管结构对旋喷泵外特性及尾流影响. 哈尔滨工程大学学报.
<https://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1390.U.20210114.1749.008.html>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

集流管结构对旋喷泵外特性及尾流影响

黄祺, 刘在伦, 李琪飞, 权辉, 曾继来

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 针对集流管结构严重影响旋喷泵性能这一问题, 以专用的旋喷泵开式试验台和 5 种安装不同结构集流管的模型泵为研究对象, 分析了集流管结构对旋喷泵内、外特性影响。数值计算为避免各向同性涡粘假设, 选择雷诺应力 RSM linear pressure-strain 模型, 将数值计算结果与试验结果对比以验证其可信度。结果表明: 试验泵集流管进口直径过小或者过大都会导致旋喷泵扬程与效率的下降。集流管外形对旋喷泵的扬程、效率影响明显, 翼形集流管扬程、效率较高。旋喷泵尾流区相对半径 $r' < 0.5$ 与 $r' > 1.0$ 范围内受旋壳效应影响, 高速层和低速层之间动量传递剧烈, 不同结构集流管在同一位置坐标雷诺应力数值差异普遍在 10^{-4} 量级, 研究结果可为集流管结构设计及选型提供重要基础。

关键词: 旋喷泵; 集流管; 测压管; 雷诺应力; 试验; 效率; 数值计算; 尾流

Doi: 10.11990/jheu.201909077

中图分类号: TH311 文献标识码: A

Influence of collecting pipe structure on external characteristics and wake flow of roto-jet pump

HUANG Qi, LIU Zailun, LI Qifei, QUAN Hui, ZENG Jilai

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

Abstract: The structure of the collecting pipe seriously affects the performance of the roto-jet pump, taking the open-type test bench for roto-jet pump and five model pumps with collecting pipe of different structures as the research objects, The influence of the collecting pipe structure on the internal and external characteristics of the roto-jet pump was analyzed. In order to avoid the assumption of isotropic eddy viscosity in the numerical calculation, the Reynolds stress RSM linear pressure-strain model was selected, and the numerical calculation results were compared with the experimental results to verify its credibility. The results show that the test pump collecting pipe inlet diameter is too small or too large will cause the head and efficiency of the roto-jet pump to drop. The shape of the collecting pipe has a significant impact on the head and efficiency of the roto-jet pump, and the wing-shaped collecting pipe has a higher head and efficiency. The relative radius $r' < 0.5$ and $r' > 1.0$ of the wake area of the roto-jet pump is affected by the rotating casing, the momentum transfer between the high-speed layer and the low-speed layer is intense, and the Reynolds stress values of the same position of the collecting pipe of different structures are generally different in the order of 10^{-4} , the research results can provide an important basis for the design and selection of collecting pipe structures.

Key words: Roto-jet pump; Collecting pipe; Piezometer tube; Reynolds stress; Experiment; Efficiency; Numerical calculation; Wake flow

旋喷泵是一种小流量高扬程的极低比转数泵, 其效率较普通离心泵高 10%~25% 左右^[1-4], 由于旋壳与叶轮同步旋转, 这使高速摄像、PIV 等现代测

试设备难以测试转子腔内流场, 数值计算是目前研究旋喷泵的主要方法, 如王晓东^[5]、朱洋^[6]通过数值计算指出集流管的扩散角一般不要超过 5°, 集流管内部加装导流板可以改善集流管的受力。王芸芸^[7]、邓庆健^[8]认为封闭式叶轮更适合旋喷泵, 提出转子腔流场的切向速度和压力在径向方向是变化的, 轴向速度变化不大的定性结论。程云章^[9]、

收稿日期: 2019-09-22.

基金项目: 国家自然科学基金项目(51609113)。

作者简介: 黄祺, 男, 讲师, 博士研究生;

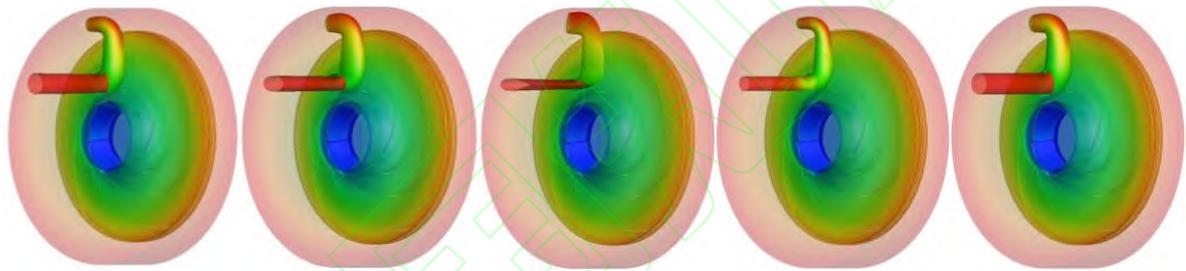
刘在伦, 男, 教授, 博士生导师。

通信作者: 刘在伦, E-mail: liuzl88@sina.com.

刘宜^[10-11]、卢静^[12]、鄂国秀^[13]认为旋喷泵中液体能量损失绝大部分发生在叶轮出口到集流管进口之间。王春林^[14]从减小流道的扩散度和控制尾流区形成的角度，提出叶轮短叶片设计理念。杨军虎^[15]、许洪元^[16]并指出集水管的设计尤为重要。著名的旋喷泵生产企业美国贝克休斯公司通过改变旋喷泵的转速和集流管进口直径来调整旋喷泵的性能^[17]，说明集流管进口直径也是影响旋喷泵性能的关键因素之一，但是集流管进口直径对旋喷泵性能具体如何影响却鲜有文献报道，置于转子腔且固定不动的集流管属于钝体绕流，集流管既是尾迹涡的发生体，又是尾迹涡接受体。因此，研究集流管形状、进口当量直径对转子腔内液体流动特性的影响规律显得格外重要。

1 计算模型的建立

1.1 实体模型



(a)模型 A ($d=15\text{ mm}$) (b)模型 B($d=15\text{ mm}$) (c)模型 C($d=15\text{ mm}$) (d)模型 D ($d=10\text{ mm}$) (e)模型 E ($d=20\text{ mm}$)

图 1 旋喷泵计算模型

Fig.1 Calculation domain model of Roto-jet pump

1.2 网格划分

计算模型采用 ICEM 四面体非结构网格划分，模型 A 生成网格总数为 7911042，（其余模型略有差异）。模型中的关键部件进行局部加密以提高计算精确度，局部网格如图 2 所示。并在额定工况点进行网格无关性试验验证。

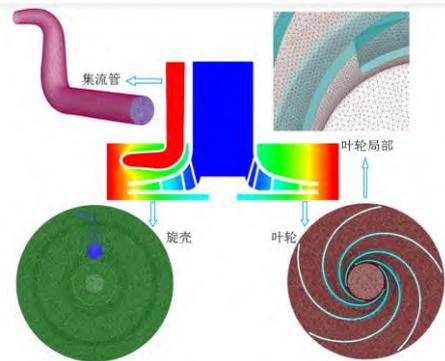


图 2 旋喷泵局部网格

Fig.2 Computing grids of Roto-jet pump

1.3 数值模拟方法及边界条件

以兰州理工大学流体机械中心试验用旋喷泵为对象建立实体模型，该旋喷泵工作介质为清水，额定流量 $Q_0=7.5\text{ m}^3/\text{h}$ ，额定扬程 $H_0=80\text{ m}$ ，额定转速 $n_0=2900\text{ r/min}$ ，额定效率 $\eta_0=25.8\%$ ，必须汽蚀余量 $NPSH_r=1.8\text{ m}$ 。叶轮半径 $r_2=121\text{ mm}$ ，叶片数 $z=5$ ，叶片出口宽度 $b_2=6\text{ mm}$ ，叶片出口角 $\beta_2=25^\circ$ ，转子腔内半径 $r_3=153\text{ mm}$ ，集流管进口直径为 $d=15\text{ mm}$ 的圆形截面。用 solidworks 按照试验泵几何参数 1:1 建模，记为模型 A。在模型 A 的基础上：首先，保持集流管的长度、扩散度以及集流管进口当量直径不变，设计了两种外形整体为椭圆形和翼形的集流管，记为模型 B 和模型 C。其次，保持集流管的长度、扩散度和圆形集流管外形不变，设计了进口直径为 10 mm 和 20 mm 两种集流管，记为模型 D 和模型 E。所有模型计算域如图 1 所示。

旋喷泵内部流动为绕固定轴旋转的三维不可压流动。根据模型特点，选择对复杂流动有更高预测精度的雷诺应力 RSM linear pressure-strain 模型。泵进口采用质量流量进口，无滑移 (no-slip) 壁面假设，标准壁面函数法，采用动静结合双参考系来处理集流管与转子腔内液体流动问题。旋壳与叶轮采用旋转坐标系，集流管采用静止坐标系，出口采用自由出流边界条件，压力与速度耦合 SIMPLE 算法，标准格式压力亚松弛项，动量、湍动能、耗散率均为二阶迎风格式离散差分方程，应用 Fluent 16.0 进行定常数值计算，取残差 10^{-5} 作为评判计算收敛程度的判据之一。

2 集流管对旋喷泵外特性的影响分析

2.1 集流管进口直径对旋喷泵性能的影响

性能试验结果的准确性对验证数值计算结果尤为重要。图 3(a)为旋喷泵性能试验台及其测试系

统, 主要包括试验旋喷泵、电机、精度为 0.5 级的转矩转速传感器, 并配套一台转矩转速仪显示转矩和转速, 精度为 0.5 级压力传感器、精度为 0.5 级智能涡轮流量计、调节阀、管路及其附件组成。为了对比分析集流管进口当量直径对旋喷泵性能数值计算结果与试验结果, 加工了如图 3(b)所示的可更换的集流管进口嘴。



(a) 旋喷泵性能试验台



(b) 集流管进水嘴

图 3 试验台及集流管进口替换头

Fig 3 Test bed for roto-jet pump and replacement collecting pipe joint

试验时分别将内径 $d=10$ mm、15 mm、20 mm 进水嘴安装在集流管, 采用变频器保持旋喷泵转速稳定为 2900 r/min, 对流量为 4.5~10.5 m^3/h ($0.6Q_0$ - $1.4Q_0$)工作区域分别测量泵的扬程、效率等性能参数。试验泵和模型 A、D、E 数值计算得出旋喷泵的水力特性曲线如图 4 所示, 数值计算的结果没有包括机械效率, 该泵机械效率引起的误差最大为 4.22%。

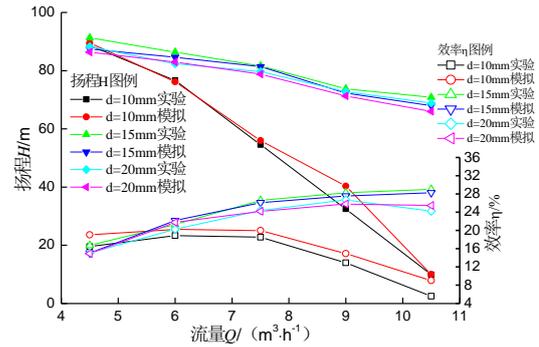


图 4 不同集流管进口水力特性曲线

Fig.4 Test and numerical performance at different collecting pipe joint

由图 4 可知, 在所测试工作区域, 扬程和效率的试验结果与数值计算结果基本吻合, 旋喷泵扬程随着流量的增加均降低, 这符合后弯式叶轮做功规律。流管进口直径 $d=10$ mm 时, 旋喷泵扬程和效率明显较低。其原因是, 液体基本以切向速度进入集流管后, 在集流管进口及其后的转弯处液体流动较为紊乱, 集流管进口直径太小会阻碍腔体内流体介质顺利进入集流管内部, 集流管进口节流阻力损失增大, 集流管效率下降, 引起旋喷泵扬程和效率的降低。集流管进口直径 $d=15$ mm 和 $d=20$ mm 的扬程变化趋势和效率变化趋势都比较接近。同一流量工况下, $d=15$ mm 所对应旋喷泵扬程和效率的试验结果与模拟结果均大于 $d=20$ mm 的试验结果。扩散度和长度不变的情况下, 集流管进口直径过大会使集流管的迎流面积增大, 绕流阻力损失增加, 造成旋喷泵效率降低。这也说明合理的集流管进口直径会改善集流管内流损失, 有利于提高旋喷泵的性能。集流管进口直径过小或者过大都会导致旋喷泵扬程和效率的下降。在 $Q_0=7.5$ m^3/h 设计工况点, 集流管进口直径 $d=10$ mm、15 mm、20 mm 时, 旋喷泵扬程的试验值和数值计算值相对误差分别为 2.53%、1.25%、3.13%, 效率的试验值和数值计算值相对误差分别为 7.7%、3.8%、4.6%, 说明数值计算结果是可信的。

2.2 集流管外形对旋喷泵的影响

集流管外形对旋喷泵外特性曲线的试验和数值计算结果如图 5 所示。为更加直观, 横坐标相对流量 Q' 表示流量 Q 和额定流量 Q_0 的比值。图 5 中 $Q'<1.0$ 小流量工况扬程曲线较平稳, $Q'>1.0$ 大流量工况扬程下降明显。在 $Q'=1.0$ 工况点试验泵和模型 A 扬程相对误差为 1.25%, 最大相对误差出现在 $Q'=1.4$ 工况点, 其值为 4.1%。 $0.6<Q'<1.4$ 所测试工况范围内, 均有模型 C 扬程高于模型 B, 模型 B 扬

程高于模型 A, 说明集流管外形对旋喷泵扬程影响较明显。效率作为旋喷泵性能影响的综合指标, 通过图 5 总结发现, 集流管外形对旋喷泵效率有明显影响。 $Q'=0.6$ 工况点, 模型 A 比试验泵效率低 1.2%, 模型 B、C 分别比试验泵效率低 1.1% 和 0.72%。 $Q'=1.0$ 工况点, 模型 A 比试验泵效率低 0.5%, 模型 B、C 分别比试验泵效率高 0.93% 和 2.3%。 $0.6 < Q' < 1.4$ 所有测试工况点, 三种模型效率从高到低依次排列为模型 C、模型 B 和模型 A。由于集流管在腔内形成高雷诺数钝体绕流, 绕流阻力通常包括摩擦阻力和压差阻力, 摩擦阻力是由液体剪切应力形成并与接触壁面面积成正比。由边界层分离引起的压差阻力是集流管绕流阻力的主要来源, 绕流物体为钝头体时, 边界层分离点越靠后, 绕流前后压强差越小, 压差阻力也越小。文献[18]研究表明, 圆柱截面和流线型的翼形截面阻力系数分别为 1.2 和 0.06, 相差 20 倍之多。本文数值计算也表明, 椭圆形集流管和翼形集流管相对于圆形集流管而言, 有利于减小腔体内部流动损失, 提高旋喷泵的扬程。

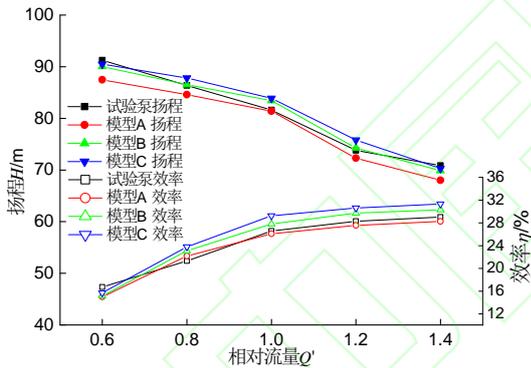


图 5 试验和数值计算水力特性曲线
Fig.5 Test and numerical performance

3 集流管对旋喷泵内流特性的影响

本文选取了垂直于泵轴中心线的 3 个特征横截面, 其中 Z_2 截面通过集流管进口面积的中心点且垂直于泵轴中心线, Z_1 和 Z_3 截面位居 Z_2 截面两侧, 且与 Z_2 截面的轴向距离分别为 -15 mm 和 15 mm。在每个横截面上选取了 7 个极半径, 记为 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7$, 任 2 个极半径之间的夹角为 45° , 如图 6 所示。

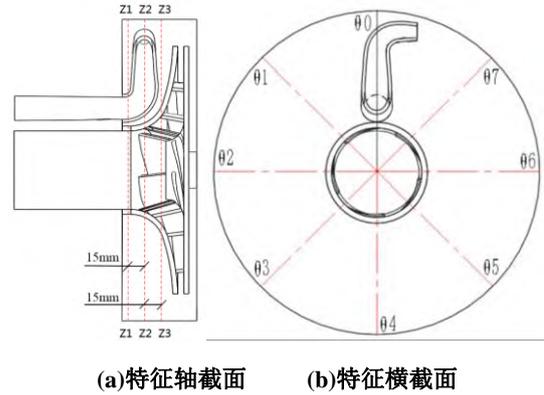


图 6 特征截面及极半径

Fig.6 Characteristic section and polar radius in the chamber

在被测旋喷泵内部设置了一个测压管, 测压管上设有 4 个测压孔, 测压孔直径为 3 mm, 且测压孔对准来流方向, 测压孔中心距泵轴心线的半径 r 分别为 135 mm、114 mm、93 mm 和 72 mm, 如图 7 所示。



图 7 集流管和测压管

Fig.7 Collecting pipe and piezometer tube

3.1 集流管进口直径对转子腔液体压力分布的影响

图 8 为模型 A、D、E 额定转速和流量下 Z_2 截面压力沿 $\theta_1-\theta_7$ 分布的数值计算均值分布, 横坐标 r' 表示半径 r 和叶轮半径 r_2 的比值, 纵坐标表示压力。在额定工况, 液体压力沿径向以抛物线形状以先慢后快的上升趋势, 这是因为旋壳旋转速度对核心流动区液体的旋转效应, 旋转效应是通过液体的内摩擦力传递的, 当半径增大时, 旋壳旋转效应随之增大, 液体受到的压力也随之增大。不同进口直径集流管模型在 $r' > 1.0$ ($r > r_2 = 121$ mm) 范围内, $d=10$ mm、15 mm 和 20 mm 三条曲线融合在一起, 水体压力基本相同, $r' < 1.0$ ($r < r_2 = 121$ mm), 水体压力有所不同, 同一相对半径 $d=10$ mm 压力较大, $d=15$ mm 位居其中, $d=20$ mm 压力最低。额定

工况下压力试验值曲线与模拟曲线变化趋势几乎一致, 试验结果与数值计算结果最大相对误差在半径 r 为 72 mm 处, 分别为 4.1%、5.3%、4.9%, 进一步验证了数值计算的可靠性。这说明集流管进口直径对转子腔内液体压力梯度有细微影响, 但是对旋喷泵的外特性影响较为明显。

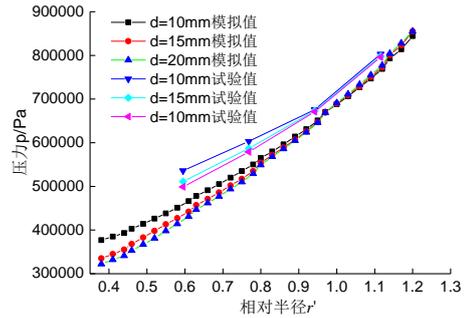


图 8 额定工况压力和相对半径关系曲线

Fig.8 Curve of pressure and relative radius

3.2 集流管外形对转子腔内液体压力分布的影响

三种外形集流管模型 A、B、C 在额定工况下, Z_1 截面、 Z_2 截面 Z_3 截面压力分布如图 9 所示。

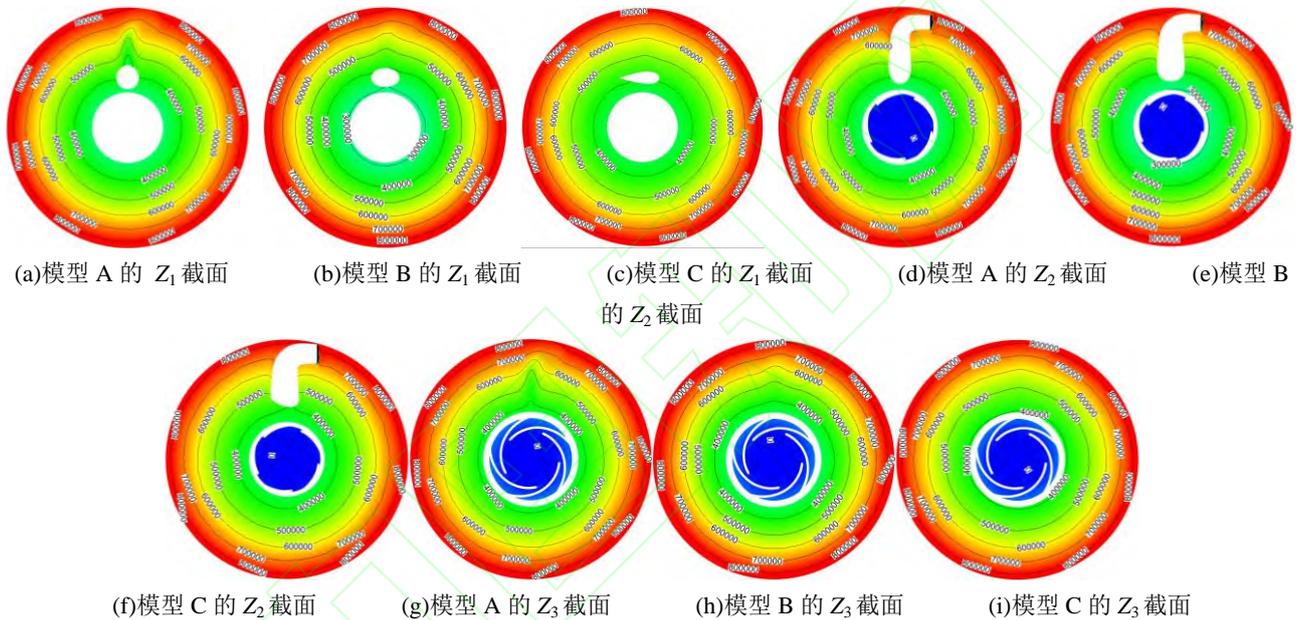


图 9 额定工况不同轴截面压力云图

Fig.9 Contours of static pressure distribution at different section

从图 9 可以看出, 转子腔内压力分布具有规律性。在同一模型中, 3 个特征截面液体压力沿径向随半径的增大而增加, 但相同半径液体压力基本不变, 说明转子腔内液体流动的轴向速度几乎为零, 腔内液体流动可简化为平面流动, Z_1 截面和 Z_3 截面上的等压线形状基本相同, 其原因是, 由旋壳的内侧壁面和叶轮前盖板的外侧壁面构成了一个旋转腔体, 当介质粘性很小时, 旋转腔体液体流动的雷诺数较大, 流体与壁面相对速度降几乎发生在贴近固壁的微薄附面层内, 旋转腔体内液体流动是由附面层和核心区组成, 而 Z_1 截面和 Z_3 截面上位于流动核心区, 导致二者等压线分布近似。对不同的模型泵, 在相同特征横截面上的集流管外壁面附近等压线波峰差别明显, 压力变化大, 装有翼形体集流管的转子腔内等压线波动小, 说明翼形体集流管对改善

转子腔内压力分布、提高泵效率、降低泵振动有积极的作用。

3.3 集流管结构对其尾流雷诺应力的影响

雷诺应力作为流体微元表面脉动动量的运输, 其数学表达式为 $-\rho \langle u_i' u_j' \rangle$, 可以理解为时均速度不同的层之间由于脉动作用引起的动量传递, 它使低速层被加速, 高速层被减速。湍流运动中其数值远大于液体粘性应力, 是反应腔体内部流动状态很好的因素之一。对五种模型按照图 6 在每个极半径上等距离提取 30 个雷诺应力数据, 由于转子腔内液体流动的轴向速度几乎为零, 重点研究 u_x 和 u_y 的速度脉动, 旋喷泵使用均质不可压缩流体, 密度为常数, 将 $-\langle u_x' u_y' \rangle$ 作为雷诺应力标示在横坐标, 如图 10 所示, 纵坐标 r' 表示半径 r 和叶轮半径 r_2 的比值。

由图 10 可知, 五种模型同一 Z 截面从极半径 θ_1 到 θ_7 , 雷诺应力曲线形态各异。同一 θ 极半径从截面 Z_1 到 Z_3 , 雷诺应力曲线形态十分接近。同一 Z 截面同一 θ 极半径, 雷诺应力曲线没有因为集流管结构不同的表现出太大的差异。由此说明集流管结构以及轴向的位置坐标对转子腔内雷诺应力分布影响不明显, 圆周方向的位置坐标对雷诺应力 $\langle u_x' u_y' \rangle$ 分布起决定作用。对雷诺应力数据按照相对半径进一步细分, 在任一 Z 截面, $r' > 1.0$ 范围, u_x' 和 u_y' 从 θ_1 到 θ_7 其值依次呈现负相关、正相关、正相关、负相关、负相关、正相关、正相关, 在 $0.5 < r' < 1.0$ 范围内 $\langle u_x' u_y' \rangle \approx 0$, 在 $r' < 0.5$ 范围, u_x' 和 u_y' 从 θ_1 到 θ_7 其值依次呈现负相关、负相关、正相关、负相关、正相关、负相关、负相关。雷诺应力之所以出现以上这种正负交替的变化形式, 是由于二维剪切流中, 湍流是以雷诺应力 $\langle u_x' u_y' \rangle$ 来维持, 当

$u_x' < 0$ 时, 大部分的 u_y' 必须大于零。当 $u_y' > 0$ 时, 必须有大部分的 u_x' 小于零。也正是由于这种特性, 使得雷诺切应力 $\langle u_x' u_y' \rangle$ 从 θ_1 到 θ_7 正负交替徘徊, 引起低速层和高速层之间的动量传递。相对半径 $0.5 < r' < 1.0$ 范围处于湍流核心区, 旋壳效应影响较小, 动量传递较弱, 在 $r' < 0.5$ 和在 $r' > 1.0$ 范围受边界区流动影响较大, 而边界区流动主要受旋壳效应影响, 造成该区域动量传递剧烈。

五种模型在同一位置坐标的数值大小差异普遍在 10^{-4} 量级, 这种量级本身比较细微, 流体介质的平均运动变形率张量和雷诺应力之间存在线性关系, 由于二者之间的比例系数不恒为常数, 导致雷诺应力梯度关系在相同流动模型中随空间坐标而变, 梯度系数在不同流动形态中也有差异。这种流管结差异是否和集流管结构有关尚不明确。

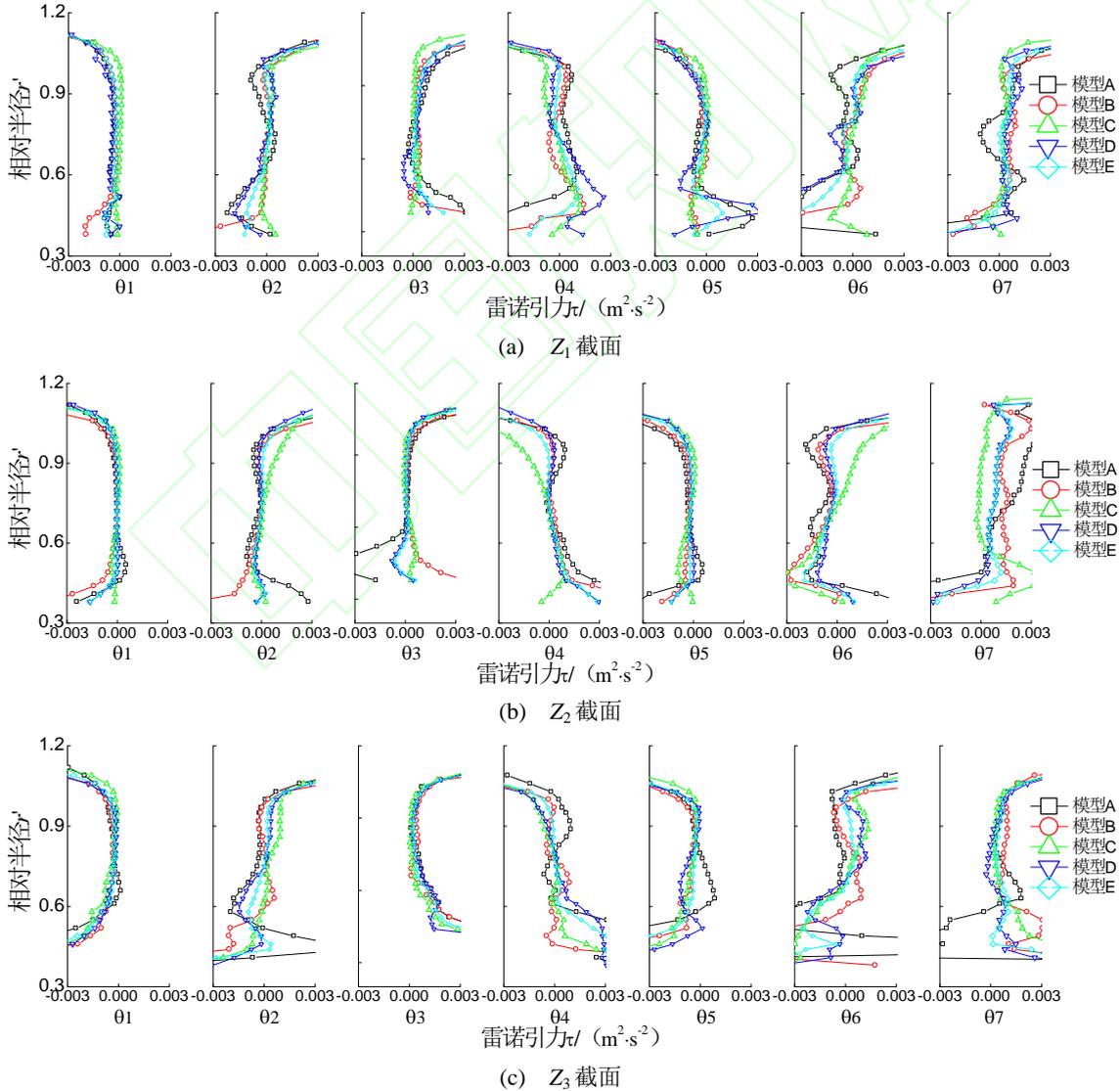


图 10 额定流量下不同轴截面雷诺应力分布

Fig.10 Reynolds stress distribution at different section

4 结论

1)集流管进口直径对旋喷泵的外特性影响显著, 不合理的集流管进口直径会导致试验泵扬程和效率的下降, 但引发原因有所不同, 过小的集流管进口直径阻碍流体介质顺利进入集流管内部, 降低集流管过流效率。过大的集流管进口直径使得集流管迎流面积增大, 增加转子腔内局部绕流损失。

2)受旋壳旋转效应影响, 旋喷泵转子腔内压力沿径向以抛物线形状先慢后快增加, 不同进口直径集流管模型在转子腔内 $r' > 1.0$ ($r > r_2 = 121$ mm) 范围内, 水体压力基本相同, 集流管进口直径对该区域水体压力影响细微, 在 $r' < 1.0$ ($r < r_2 = 121$ mm) 范围内, 集流管出口水平圆柱段直径越大, 区域压力会越低。

3)集流管外形对旋喷泵的扬程、效率影响明显, 翼形集流管扬程、效率较高, 椭圆形集流管其次, 圆形集流管较低。翼形体集流管对改善腔体压力分布、提高泵性能、降低泵振动有积极的作用。

4)旋喷泵尾流区相对半径 $0.5 < r' < 1.0$ 范围内, 雷诺应力 $-u_x' u_y' \approx 0$, 流层之间动量传递比较弱, 在 $r' < 0.5$ 和 $r' > 1.0$ 范围受旋壳效应影响明显, 高速层和低速层之间动量传递剧烈。 u_x' 和 u_y' 的正负相关性由转子腔内圆周方向位置坐标决定的, 与集流管结构无关。不同集流管模型在同一位置坐标雷诺应力数值差异普遍在 10^{-4} 量级, 研究结果可为集流管设计及选型提供重要基础。

参考文献:

- [1] Osborn.The Roto-Jet pump:25 years new[J].World Pumps,1996,1996(363):32-36.
- [2] 杨军虎,齐学义,马希金.旋喷泵的效率分析及集流管的水力设计[J].兰州理工大学学报,1995,21(2):33-36. YANG Junhu,QI Xueyi,MA Xijin.Efficiency analysis of rotary jet pump and hydraulic design of collecting pipe[J].Journal of Lanzhou University of Technology,1995,21(2):33-36.
- [3] Fang Neng Zhu,Dong Liu,Xiao Yong Yang,Chun Lin Wang. Numerical Simulation of the Three-Dimensional Turbulent Flow in Roto-Jet Pump[J]. Applied Mechanics and Materials,2013,2516.
- [4] 徐航.旋喷泵旋转流场特性及计算的研究[D].兰州理工大学,2019. XU Hang.Study on Characteristics and Calculation of Rotating Flow Field on Roto-Jet Pump[D].Lanzhou University of Technology,2019.
- [5] 王晓东.旋喷泵集流管设计及其与转子腔内部流动模拟[D].清华大学,2002. WANG Xiaodong.The Design And Flow Simulation Of The Roto-Jet Pump's Pick-Up Tube And Rotating Case[D].Tsinghua University,2002.
- [6] 朱洋,康灿,毛宁.集液管及其内部导流板对旋喷泵性能的影响[J].流体动力学,2016,4(3):33-42. ZHU Yang, KANG Can *, MAO Ning. Influence of the Collector and the Inner Guide Vane on Roto-Jet Pump Performance International[J].Journal of Fluid Dynamics,2016, 4(3):33-42.
- [7] 王云芸,陈次昌,杨昌明,等.旋转喷射泵叶轮内部流动的研究[J].西华大学学报:自然科学版,2004, 9(23):194-196. WANG Yun-yun, CHEN Ci-chang, YANG Chang-ming, et al. Research of Internal Flow with in the Impeller of Roto-Jet Pump[J].Journal of Xihua University:Natural Science Edition, 2004,9(23):194-196.
- [8] 邓庆健.旋转喷射泵流场分析与性能预测[D].华南理工大学,2010. DENG Qingjian. Analysis about Flow Field and Performance Prediction For Roto-Jet Pump[D]. South China University of Technology,2010.
- [9] 程云章,朱兵,陈红勋,等.旋喷泵内部流动与能量损失分析研究[J].水动力学研究与进展(A 辑), 2004(5): 598-603. CHENG Yunzhang ,ZHU Bing,CHEN Hongxiong,et al.Analysis of energy losses and numerical simulation of flow field in the roto-jet pump[J].JOURNAL OF HYDRODYNAMICS,2004(5):598-603.
- [10] 刘宜,宋怀德,陈建新,等.旋喷泵集流管进口形状对水力性能的影响[J].排灌机械,2009,27(6):367-372. LIU Yi, SONG Huaide, CHEN Jianxin ,et al.Influence of inlet flow of collecting pipe shape on Hydraulic characteristics for roto-jet pump[J].Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2009,27(6):367-372.
- [11] 刘宜,陈文鹏,梁润东,等.旋喷泵转子腔的结构优化及数值模拟计算[J].排灌机械,2015,1(1):26-30. LIU Yi, CHEN Wenpeng, LIANG Rundong ,et al. Structure optimization and flow numerical simulation in rotor cavity of roto-jet pump[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2015, 1(1):26-30.
- [12] 卢静.旋喷泵转子腔及集流管内流动模拟与分析[D].江苏大学,2017. LU Jing. Flow simulation and analysis for the rotor chamber and the collecting tube of a rotor-jet pump[D].Jiangsu university, 2017.
- [13] 邬国秀,付义东,黎义斌,等.旋喷泵内能量损失及流场数值计算[J].甘肃科学学报,2013,25(4):59-62. WU Guoxiu, FU Yidong, LI Yibin, et al. Energy transfer mechanism and numerical calculation of flow field in a roto-jet pump[J].Journal of Gansu sciences,2013,25(4):59-62.
- [14] 王春林,史亚婷,吕亚云,等.旋喷泵复合叶轮型式及性能对比[J].排灌机械工程学报,2010,28(2):103-106+111. WANG Chunlin, SHI Yating,LÜ Yayun, et al. Complex impeller shape and performance comparisons of roto-jet

- pump[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2):103-106+111.
- [15] 杨军虎,唐莲花,马静先.旋转喷射泵的研究开发现状与展望[J].水泵技术,2008(3):1-4.
YANG Junhu, TANG Lianhua, MA Jingxian. Research and development status and prospect of roto-jet pump[J]. Pump Technology,2008(3):1-4.
- [16] 许洪元,王晓东,朱卫华,等.旋转喷射泵的研究开发进展[J].农业工程学报,2002(2):188-190.
XU Hongyuan, WANG Xiaodong, ZHU Weihua, et al.Progress of the Research and Development of Roto-Jet Pump[J].Transactions of the CSAE,2002(2):188-190.
- [17] 董长善.美国贝克休斯公司的旋转喷射泵[J].石油化工设备技术,1994(4):38-39.
DONG Changshan. Baker hughes roto-jet pump[J].Petro-Chemical Equipment Technology , 1994(4):38-39.
- [18] 董曾南.水力学(第4版)[M].北京:高等教育出版社,1995.