

熔盐泵泵腔内流动及能量损失分析

金永鑫¹, 张德胜¹, 石磊¹, 沈熙¹, 施卫东^{1,2}, 王道红³

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 南通大学机械工程学院, 南通 226019;

3. 江苏飞跃机泵集团有限公司, 泰州 214537)

摘 要: 为探究大间隙叶轮泵腔内的流动和能量损失情况,以太阳能热发电用熔盐泵为研究对象,对其首级泵腔内的流场进行分析。基于雷诺时均方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型对模型泵的全流场进行计算,结合实验结果和计算结果对流场进行分析。分析结果显示:叶轮前盖板泵腔内核心旋转区的旋转速度高于前盖板最大半径处的旋转速度一半,且不同流量下变化不大;前后盖板泵腔内径向速度轴向分布在不同流量下变化不大,半径越大边界层分离点径向速度越大,前盖板泵体壁面的边界层分离点径向速度随半径的增大先减小后增大,后盖板泵体壁面边界层分离点径向速度随半径的增大而减小;前后盖板的损失随流量的增加占总耗能和损失能量的比重降低,前盖板损失能量绝对值在不同工况下几乎不变,后盖板内的损失随流量的增加而减小;前盖板泵腔内轴面流动循环呈逆时针循环,后盖板泵腔内轴面流动呈顺时针循环。

关键词: 太阳能热发电; 熔盐泵; 流场结构; 叶轮泵腔; 能量损失

中图分类号: TH311

文献标志码: A

0 引 言

熔盐是一种性能良好的传热介质,常作为导热介质应用于新一代的核电和太阳能光热中,其中熔盐泵作为高温熔盐循环的关键动力设备,在这类能源设施中有大量应用。由于熔盐是在高温条件下工作的,因此对于熔盐泵的性能要求也高于普通泵^[1-2]。熔盐泵部件在高温条件下会出现热膨胀,同时动静部件相对位置会发生改变,因此其结构异于普通泵。研究过程中发现,泵腔内的流动会对泵性能和流场特性产生一定的影响^[3];为研究泵腔内的流动对泵性能产生的影响,可通过粘性流动分析中粘性摩擦力和轴向力叠加作用对流动特性进行分析^[4];在泵腔内的实际流动存在一定的非对称性,圆盘摩擦损失主要产生于湍流边界层区域^[5]。泵腔内的流动对泵性能和内部流动影响较明显,其流动结构具有特殊性,深入了解该部分流动特性可为优化泵腔结构和改善泵性能提供基础。

圆盘摩擦损失在离心泵中是不可避免的,同时其在泵损失中占有较大比重,因此探究泵内的圆盘损失和泵

腔内的流场分布具有重要意义^[6-7];研究研究内容包括:泵腔的三维尺寸、泄漏量和粘性对圆盘损失和泵腔内的流态的影响^[8]和精确圆盘损失估算模型的回归计算^[9]。Daily等^[10]将泵腔内液体流动简化为封闭腔体内绕固定轴的旋转运动,通过实验研究发现:封闭腔体内液体的流动由壁面边界层、核心区、圆盘边界层3个区域组成,以此试验结果建立泵腔内液体运动的3层流动数学物理模型。Senoo等^[11]考虑3层流动模型(但未考虑泵腔内径向流动存在的不足),提出4层流动数学物理模型。李巍等^[12]通过试验发现,圆盘摩擦损失随泵腔内的轴向径向间隙比、液体雷诺数的增大而增大。杨军虎等^[13]基于Senoo提出的模型,考虑雷诺数和泄漏量对泵腔内流动的影响对4层流动数学模型进行验证。

目前对于熔盐泵的研究主要集中在水力性能、密封结构以及结构特性方面^[14-18],鲜有熔盐泵特殊结构的泵腔内的流动和圆盘损失的相关研究。本文通过数值计算对不同工况下泵腔内的流动情况和圆盘损失进行研究,获得该特殊结构泵腔内的流场分布和能量损失情况。

收稿日期: 2018-01-05

基金项目: 江苏省重点研发计划(竞争项目)(BE2015146); 江苏省成果转化项目(BA2016167); 江苏省研究生科研创新计划(KYCX17_1772)

通信作者: 张德胜(1982—), 男, 博士、研究员、博士生导师, 主要从事水力机械内流机理方面的研究。zds@ujs.edu.cn

1 研究模型及数值计算设置

1.1 泵模型及研究流体域

模型泵为一台三级导叶式长轴泵,设计性能参数为 $H=150\text{ m}$, $Q=350\text{ m}^3/\text{h}$, $n=1450\text{ r/min}$ 。由于该泵用于输送高温熔盐介质,考虑到在高温条件下部件的变形,为保证叶轮后盖板和导叶体不发生干涉,后盖板的间隙预留空间较大。为探究加大间隙后泵性能及内部流场特性,对叶轮前后盖板处的间隙进行数值分析,并运用外特性实验结果验证数值计算的准确性后,对不同工况下间隙处的流动进行分析。泵模型和研究流体域如图1所示。

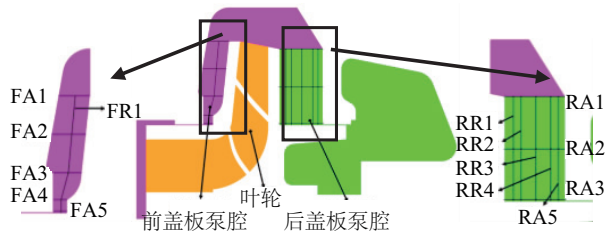


图1 研究流体域

Fig. 1 Calculation domain

1.2 湍流模型选择及网格适应性检查

计算软件为 ANSYS-CFX,采用 RANS 模型进行计算,湍流模型选用通用性较好的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

连续性方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

湍动能与湍动能耗散方程为:

$$\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

$$\rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

式中, u_i —— i 方向的速度; p —— 压力; μ —— 动力粘度; μ_T —— 湍流粘度; k —— 湍动能; ε —— 湍动能耗散率。

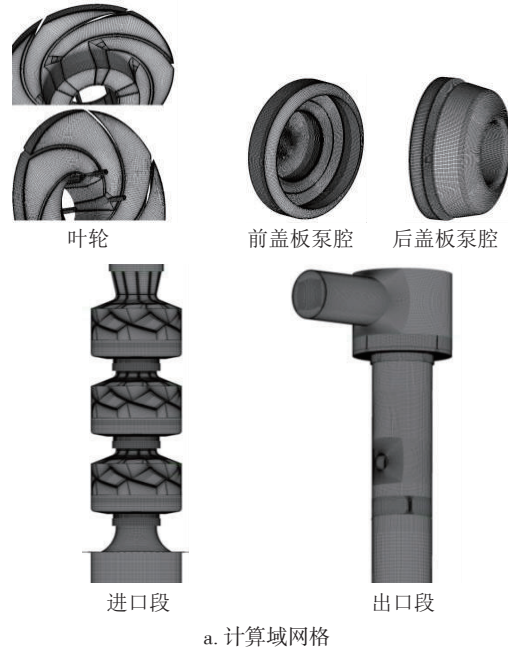
理论上采用的计算网格越多计算精度越高,综合考虑计算机的计算能力和计算时间,选取一套经济型较好的网格是必要的。因此,在设计流量工况对不同网格数量进行数值计算,对网格无关性进行检验,计算网格数分别为 12.5×10^6 、 24.8×10^6 、 28.5×10^6 。根据表1,选取 24.8×10^6 作为计算网格,网格质量在0.4以上,网格最小

角度大于 18° ,如图2所示。

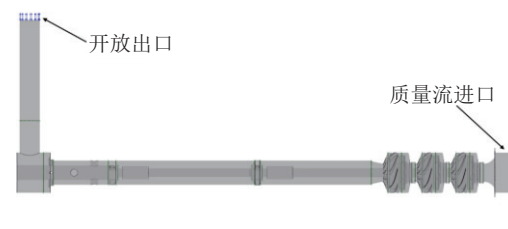
表1 网格无关性计算结果

Table 1 Grid independence results

网格数量	网格节点数量	计算扬程/m	计算效率/%
12.5×10^6	13.3×10^6	152.22	68.18
24.8×10^6	25.2×10^6	151.80	67.93
28.5×10^6	28.9×10^6	151.75	67.87



a. 计算域网格



b. 计算流体域和边界设置

图2 计算域网格及边界条件

Fig. 2 Calculation domain grids and boundary conditions

1.3 边界条件设置

由于实验中介质为清水,所以计算中介质选用清水进行计算。计算域中旋转部件控制的流体域设置为旋转水体,前盖板、后盖板旋转部件贴合面等处于静止水体域中的和旋转部件交界的面设置为旋转面(rotating wall),其旋转速度和旋转部件的旋转速度一致。动静交界面设置为“frozen rotor”,静止部件间的交界面设置为“general connection”。壁面设置为无滑移壁面,进出口边界为:进口质量流(mass flow),出口开放(opening)。

2 计算结果分析

2.1 外特性分析

为更加精确地模拟该熔盐泵的外特性和内流场,本文中的计算模型水体域和实验模型的水体域保持一致。试验系统及测试结果如图3所示。比较数值计算结果和试验结果可知:扬程误差最大为2.4%,效率误差最大为4.43%,说明数值计算结果可信,其中最大误差均出现在小流量工况下。由于计算模型中部分间隙结构和滑动轴承结构做了简化,此外未将滚动轴承部分机械损失考虑在内,使得计算扬程和效率稍高于实验值。

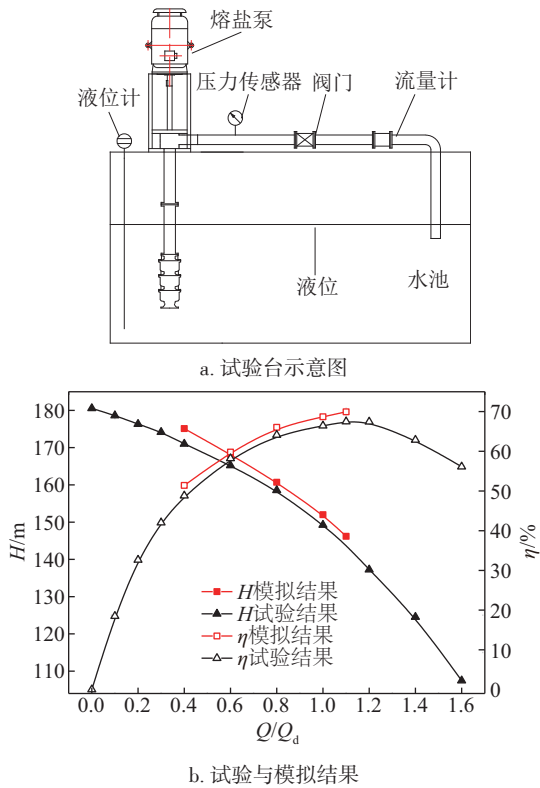


图3 试验台与性能对比

Fig. 3 Test rig and pump performance

2.2 泵腔内圆周速度分析

2.2.1 圆周速度轴向分布

图4和图5为圆周速度分布图。图中 l/L 为轴向断面线相对长度位置, V_u/U 为圆周速度无量纲形式, V_u 为断面线上不同轴向位置的圆周速度, U 为对应断面线上的旋转速度,其中 $U = \omega r$ 。可以看出:前后盖板轴向圆周速度分布随轴向断面半径的减小,旋转核心区的圆周速度和该半径上的诱导速度逐渐接近;这也印证了前后盖板剪切应力分布随半径的增加而增加,说明随着半径的增加,速度变化梯度也在增加。同时在 $0.6Q_d$ 、

$0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.1Q_d$ (Q_d 表示设计流量)工况下圆周速度的分布趋势一致。

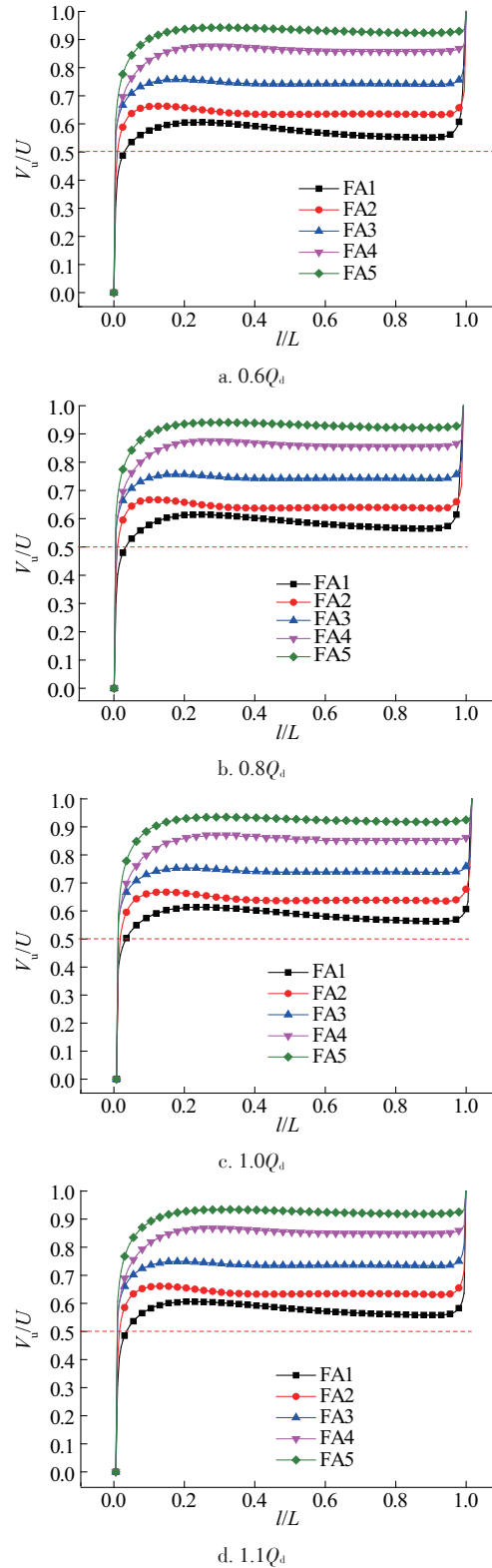


图4 前泵腔圆周速度轴向分布

Fig. 4 Circumferential velocity distribution of front pump chamber at axial direction

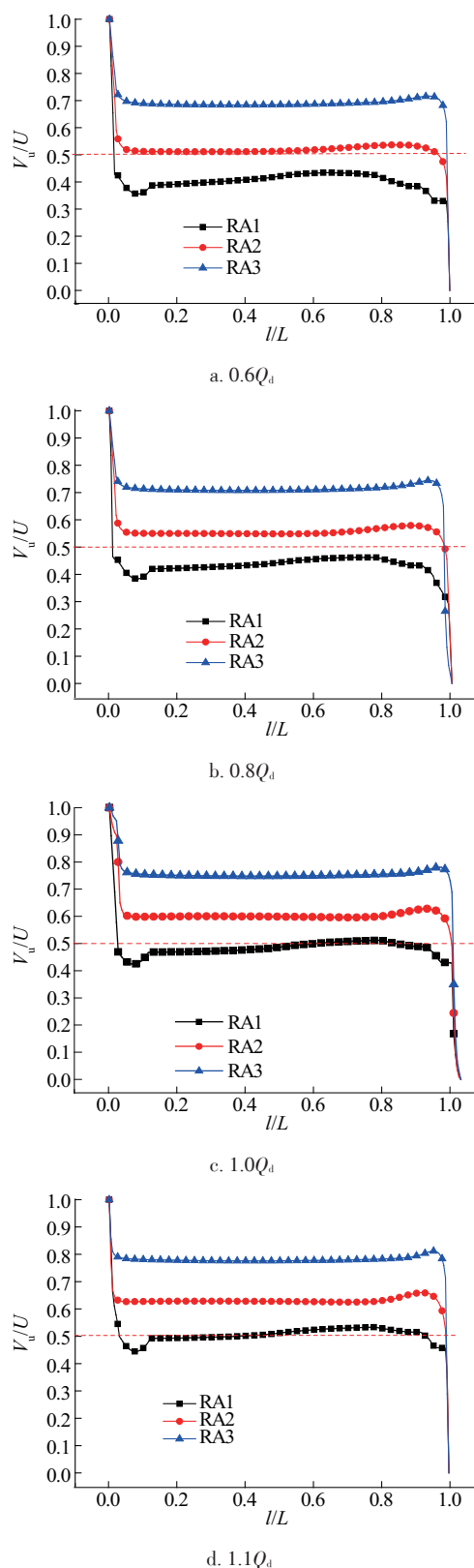


图5 后泵腔核心区圆周速度轴向分布

Fig. 5 Circumferential velocity distribution in core area of rear pump chamber at axial direction

图6为前泵腔核心区圆周速度径向分布图。在靠近叶轮出口处的RA1断面的圆周速度轴向分布起伏相对较大,该断面的圆周速度随流量的加大而上升;随着远离叶轮出口RA2、RA3断面的起伏幅度相对RA1断面要小,同时RA2随流量的加大而上升;RA1断面圆周速度在靠近后盖板处出现小范围的奇异,该现象和文献[11,13]中提出的分布模型吻合。

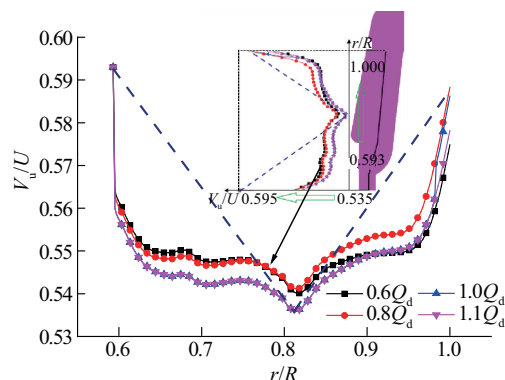


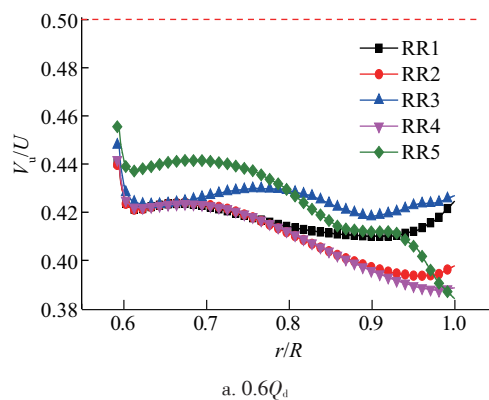
图6 前泵腔核心区圆周速度径向分布

Fig. 6 Circumferential velocity distribution in core area of front pump chamber at radial direction

2.2.2 圆周速度径向分布

前盖板泵腔内圆周速度径向分布呈V型分布。由于靠近叶轮出口处的壁面圆周速度较大,粘性作用诱导产生的圆周速度较高,在靠近叶轮口环处的轴向和径向旋转面同时作用,使靠近叶轮口环处的圆周速度也较高;同时前盖板泵腔的截面积在靠近口环处的间隙相对变小,这对粘性摩擦力诱导内部液体旋转起积极作用,最终使圆周速度径向分布出V型分布,如图6所示。

图7为后盖板的圆周速度径向分布,整体分布较大,4个工况中跨度为0.38~0.54,圆周速度随流量的加大而增大;RR5断面在接近叶轮出口处圆周速度会出现下降趋势,随着靠近叶轮后盖板旋转面的距离逐渐减小,在接近叶轮出口过程中有一定的上升趋势,且越靠



a. \$0.6Q_d\$

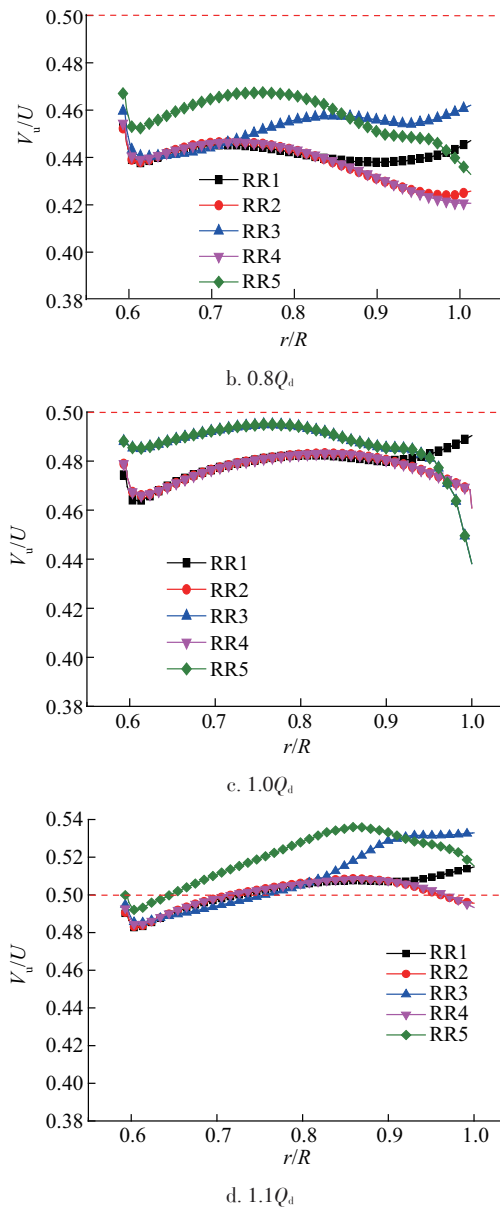


图7 后泵腔核心流动区圆周速度径向分布

Fig. 7 Circumferential velocity distribution in the core area of rear pump chamber at radial direction

近叶轮后盖板旋转面越明显(如 RR1 断面)。在 $0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 工况下前后盖板间隙内的圆周速度分布与文献[8]结论吻合, $1.1Q_d$ 工况下靠近后口环旋转面处的相对圆周速度低于 0.5, 其余部分相对圆周速度均大于 0.5。

根据剪切应力的定义公式: $\tau = \mu \cdot du/dn$, 其中 μ 为介质动力粘度, du/dn 为速度变化梯度, μ 由介质本身物性决定, 因此速度变化梯度决定了剪切应力大小, 其中速度变化梯度主要受泵腔间隙的影响。如图 1 所示泵腔间隙结构, 前盖板泵腔间隙小于后盖板泵腔间隙,

间隙大小会直接影响速度变化梯度的大小。理论上层流状态下间隙越小速度变化梯度越大, 但层流条件下的结论对于湍流状态下不完全适用, 只能定性的对其间隙大小和剪切应力进行归纳。由图 1 可看出, 在叶轮前盖板最大半径处叶轮到泵体壁面的距离是后盖板的 1/2, 在图 8 中显示叶轮前盖板壁面上的剪切应力最大值约为后盖板上的 2 倍; 前盖板受到的剪切应力随流量的变化较小, 后盖板受到的剪切应力随流量的增加而平行降低, 其趋势和文献[19]中的分布吻合。

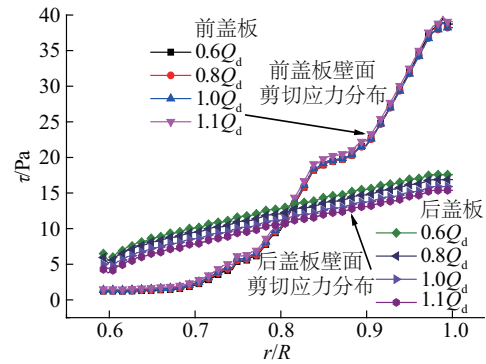
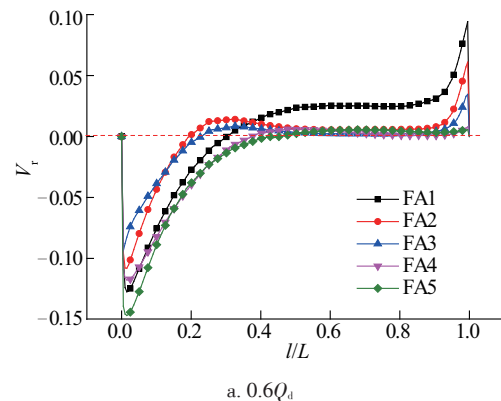


图8 叶轮盖板切应力分布

Fig. 8 Shear stresses distribution on impeller shroud

2.3 泵腔内径向速度分析

前盖板泵腔内径向速度 V_r 的分布如图 9 所示, 叶轮前盖板壁面和泵体壁面上的径向速度均为零。由于前盖板壁面的旋转作用产生离心作用, 半径越大的断面在前盖板边界层分离点的速度越大; 在泵体壁面的边界层分离点速度绝对值随半径的增加先减小后增大, 而半径最小的 FA5 断面在该处的径向速度绝对值最大, 在 4 个工况下均是如此; 半径最大的 FA1 断面上, 在相对位置 0.0~0.3 范围内径向速度沿半径向内流动, 在相对位置 0.3~1.0 范围内径向速度沿半径向外流动; FA2、FA3 断面在相对位置 0.2 附近改变径向速度方向, 由径向向外变为径向向内; FA4、FA5 断面径向速度的转折点在 0.4 附近。

a. $0.6Q_d$

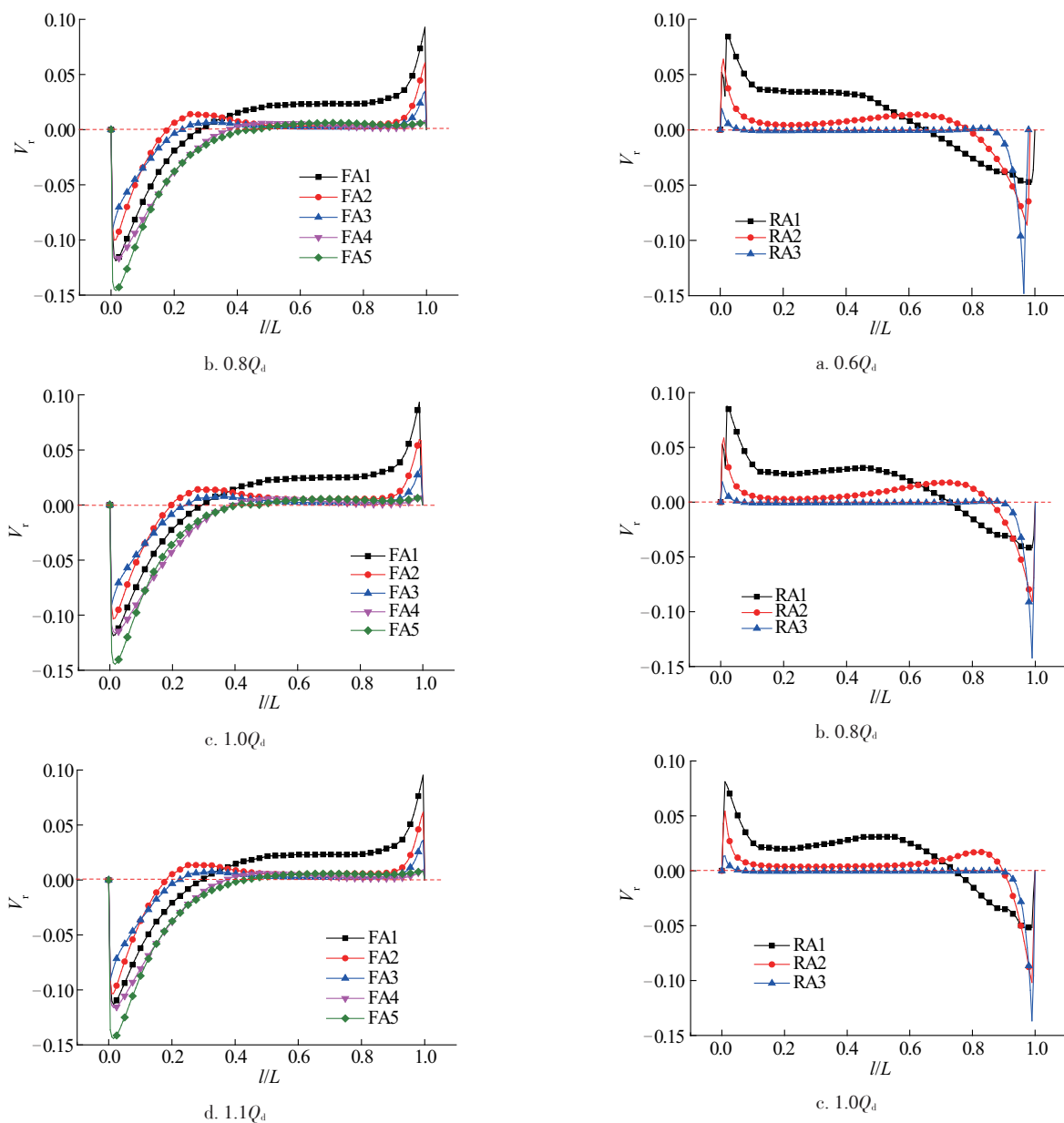


图9 前泵腔径向速度轴向分布
Fig. 9 Radial velocity distribution of front pump chamber at axial direction

后盖板泵腔径向速度分布如图 10 所示, 叶轮后盖板旋转面上边界层分离点速度随着断面所在半径增加而增加, 泵体静止面上的边界层分离速度随着半径增加而降低; 在 RA1 断面上, 相对位置 0.0~0.7 范围内径向速度沿半径向外流动, 相对位置 0.7~1.0 范围内径向速度沿半径向内流动; 3 个断面的径向速度方向分界点随断面所在半径的增大而减小, RA1、RA2、RA3 断面的径向速度分界点相对位置 l/L 在 0.65~0.75、0.80~0.90、0.85~0.93 范围内。

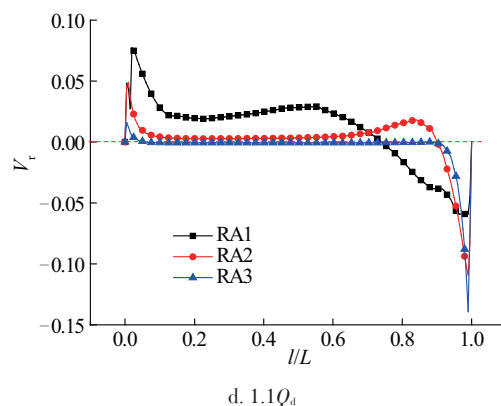


图10 后泵腔径向速度轴向分布

Fig. 10 Radial velocity distribution of rear pump chamber at axial direction

2.4 内部流场结构分析

由轴面流线来看,4个工况下前盖板泵腔内的流动呈逆时针循环,后盖板泵腔内的流动呈顺时针循环,该现象和文献[8]的结论一致;前盖板泵腔内的循环形成涡A,该涡的中心位于叶轮出口靠近前盖板的位置;后盖板腔体内的流动形成的循环形成2个顺时针旋转的涡C、D,C涡心位于叶轮出口后盖板上, D涡心位于导叶进口前靠近导叶体壁面位置,流量变化对涡心位置影响不大;4个工况下在叶轮后口环处的间隙进口处都形成了涡E,涡E随流量的变化改变不大;如图11中B所示位置,随流量的加大叶轮出口涡A和涡C之间形成的通道变大。

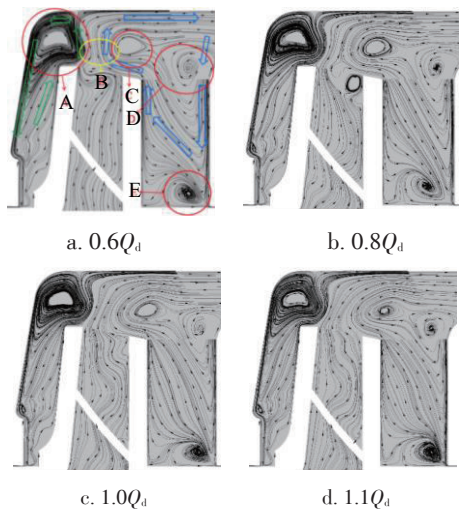


图11 轴面流线图

Fig. 11 Streamlines on meridional plane

3 能量损失分析

由于介质的粘性作用叶轮前后盖板壁面在旋转过程中会诱导介质进行旋转运动,同时伴随一定的离心运动。叶轮盖板壁面诱导介质运动的过程实质就是能量传递的过程,间隙内的介质获得额外的能量就会使能量损失增加。由于前后泵腔的几何特征不同,因此其腔体内的介质运动特性也是不同的,能量损失也会因前后泵腔几何特性不同和工况的改变而随之改变。通过对不同工况下前后盖板的能量损失进行分析,了解能量损失的变化特性以及和泵腔内介质流动的关系。

如图12所示,前后盖板粘性摩擦损失随流量的增加占总耗能和总损失能量比呈下降趋势,占损失能量比下降更明显。从整体来看后盖板损失耗能占总耗能比和损失能量比高于前盖板。随着流量的增加,前盖板的绝对损失值变化不大,而后盖板的绝对损失值出现一定

下降。前盖板受到的剪切应力随流量的变化比较小,后盖板受到的剪切应力随流量的增加而平行降低,其趋势和文献[19]中的分布吻合;因此前盖板的绝对损失值在流量变化下未出现太大的波动,而后盖板剪切应力随流量的增加而降低,使得后盖板的损失绝对值随流量的增加出现一定下降。前盖板处的剪切应力分布部分值高于后盖板上的剪切应力,由于前盖板腔体控制的流体域相当于后盖板的1/2,前后泵腔内以旋转核心域为主,旋转域的旋转动能来自于盖板和介质的粘性摩擦作用。因此后盖板损失能量的绝对值高于前盖板损失。

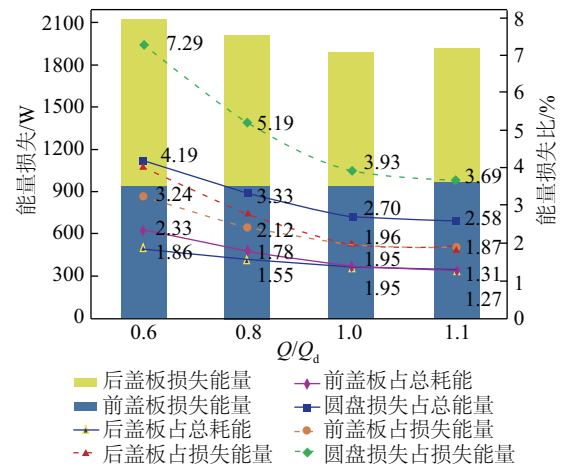


图12 圆盘能量损失及损失比

Fig. 12 Energy loss mapping

4 结 论

通过对熔盐泵全流场进行数值计算,获得熔盐泵内部的流动信息。基于计算结果对首级叶轮前后盖板腔体内的流动情况进行分析,获得熔盐泵叶轮腔体内的流动情况和能量损失情况。得到如下主要结论:

1) 4个工况下前盖板泵腔内旋转核心区内的圆周速度轴向分布较稳定,随着半径的减小核心区圆周速度和同一半径处的叶轮盖板壁面旋转速度差距越小;不同流量下前盖板泵腔内核心旋转区圆周速度径向分布变化不大,且由叶轮进口口环处到叶轮外径最大处圆周速度在径向呈V型分布。

2) 后盖板泵腔内的圆周速度分布和前盖板泵腔内类似;在后盖板最大外径处圆周速度轴向分布在靠近壁面处出现部分奇异,主要是由于叶轮出口处的流动回流干扰引起的;后盖板腔体内圆周速度径向分布整体上随流量的增加而上升。

3) 前盖板泵腔内泵体壁面附近边界层分离径向负速度随半径的增加而先减小后增加,半径最小处径向负速度最大;后盖板泵体静止壁面附近边界层分离径向负

速度随半径增加而减小;叶轮前后盖壁面处边界层分离点径向正速度随着半径增加而增加;后盖板泵腔内叶轮后盖板壁面附近的边界层分离点的向外的径向速度随半径增大而增大,泵体壁面附近的边界层分离速度随着半径增加而减小,靠近后口环处的径向向内的径向速度最大。

4)前盖板泵腔内流动循环呈逆时针循环,后盖板泵腔内流动呈顺时针循环。

5)前后盖板泵腔内的损失占总耗能比和损失能量比随流量增加而降低,前盖板损失能量绝对值在不同工况下几乎不变,后盖板内的损失随着流量增加而减小。

【参考文献】

- [1] ZAVOICO A B. Solar power tower design basis document, revision[R]. Sandia National Laboratories contract DE-AC04-94AL85000, 2001.
- [2] 郭豹. 高温熔盐泵设计及可靠性分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
GUO B. Design and reliability analysis of molten salt pump at high temperature[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016.
- [3] AYAD A F, ABDALLA H M, ALY E A. Effect of semi-open impeller side clearance on the centrifugal pump performance using CFD[J]. Aerospace science & technology, 2015, 47: 247-255.
- [4] WILL B C, BENRA F K, DOHMEN H J. Investigation of the flow in the impeller side clearances of a centrifugal pump with volute casing [J]. Journal of thermal science, 2012, 21(3): 197-208.
- [5] PIESCHE D I H M. Investigation of the flow in the impeller-side space of rotary pumps with superimposed throughflow for the determination of axial force and frictional torque [J]. Acta mechanica, 1989, 78 (3): 175-189.
- [6] 王秀勇, 王灿星, 黎义斌. 离心泵泵腔内流动特征的数值分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 86-90.
WANG X Y, WANG C X, LI Y B. Numerical study of flow characteristics in the impeller side chamber of centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 86-90.
- [7] CAO L, ZHANG Y Y, WANG Z W, et al. Effect of axial clearance on the efficiency of a shrouded centrifugal pump[J]. Journal of fluids engineering, 2015, 137(7): 071101.
- [8] 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报, 2006, 22(12): 107-109.
- LIU H L, TAN M G, YUAN S Q. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(12): 107-109.
- [9] GÜLICH J F. Centrifugal pumps[M]. Berlin, Springer: 2010.
- [10] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. ASME journal of basic engineering, 1960, 82 (3): 217-232.
- [11] SENOO Y, HAYAMI H. An analysis on the flow in a casing induced by a rotating disk using a four-layer flow model[J]. ASME journal of fluids engineering, 1976, 98 (2): 192-198.
- [12] 李巍, 陆逢升, 王彤. 减小圆盘摩擦损失新方法的实验研究[J]. 水动力学研究与进展, 1998, 13(1): 65-70.
LI W, LU F S, WANG T. Experimental study of the new method on reducing friction losses of disk [J]. Chinese journal of hydrodynamics, 1998, 13 (1): 65-70.
- [13] 杨军虎, 王春龙, 李金平. 离心泵泵腔内液体流动数学模型研究[J]. 农业机械学报, 2003, 34(6): 68-72.
YANG J H, WANG C L, LI J P. Mathematical model of flow inside a centrifugal pump casing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(6): 68-72.
- [14] 杨从新, 强盼. 口环间隙对高速泵泵腔内流动特征的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(4): 296-302.
YANG C X, QIANG P. Effects of wear-rings clearance on flow characteristic in impeller side chamber of high-speed centrifugal pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2017, 35 (4): 296-302.
- [15] SHAO C L, ZHOU J F, CHENG W J. Experimental and numerical study of external performance and internal flow of a molten salt pump that transports fluids with different viscosities [J]. International journal of heat & mass transfer, 2015, 89(7): 627-640.
- [16] SHAO C L, ZHOU J F, GU B Q, et al. Experimental investigation of the full flow field in a molten salt pump by particle image velocimetry[J]. Journal of fluids engineering, 2015, 137(10): 104501-1-104501-5.
- [17] HU Y Y, WANG D Z, FU Y, et al. Numerical study on rotor dynamic coefficients of the seal of molten salt pump [J]. Nuclear science and techniques, 2016, 27(5): 168-

- 178.
- [18] 王业芳, 张金凤, 袁寿其, 等. 高温熔盐泵中分流叶片对结构动力特性的影响[J]. 流体机械, 2016, 44(8): 38-44.
- WANG Y F, ZHANG J F, YUAN S Q, et al. Influence of splitter blades in the structural dynamic characteristics on a high-temperature molten salt pump [J]. Fluid machinery, 2016, 44(8): 38-44.
- [19] WANG C, SHI W D, WANG X K, et al. Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics[J]. Applied energy, 2017, 187: 10-26.

NUMERICAL INVESTIGATION OF FLOW STRUCTURE AND ENERGY LOSS IN IMPELLER SIDE CHAMBER OF MOLTEN SALT PUMP

Jin Yongxin¹, Zhang Desheng¹, Shi Lei¹, Shen Xi¹, Shi Weidong^{1,2}, Wang Daohong³

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China;

3. Jiangsu Feiyue Pump Group Co., Ltd., Taizhou 214537, China)

Abstract: In order to investigate the internal flow and energy loss in impeller side chamber of molten salt pump (MSP). The whole flow field of model pump was calculated based on the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equation using standard $k-\varepsilon$ turbulence model. The results indicate that the rotating speed of core flow region is higher than half of the rotating speed at the maximum radius of the shroud, and has little change under different flow rate. Meanwhile, the radial velocity also has little change at different cross section along the axial direction, and the radial velocity of the separation point rise with the increase of radius. The radial velocity of boundary layer separation point at shroud will rise at first and followed by a drop with the increase of the radial, and the radial velocity of the boundary layer separation point on the hub decreases with the increase of the radius. The energy loss of hub and shroud in the proportion of total energy loss decreases with the increase of flow rate. The absolute value of energy loss of shroud is almost unchanged under different operating conditions, and the energy loss of hub decrease with the rise of flow rate. The axial flow at the cross section of shroud in impeller side chamber shows a counter clockwise cycle, and the axial flow at the cross section of hub in pump chamber shows a clockwise cycle.

Keywords: solar thermal power; molten salt pump (MSP); flow structure; impeller side chamber (ISC); energy loss