

长中短叶片复合叶轮离心泵流动数值模拟^{*}

崔宝玲¹ 朱祖超^{1,2} 林勇刚²

(1. 浙江理工大学流体传输及应用实验室, 杭州 310018; 2. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027)

【摘要】 基于雷诺时均 N-S 方程和 S-A 湍流模型对具有长中短叶片的复合叶轮离心泵内部的流动进行了三维紊流数值计算和分析, 获得了过流部件内部的速度场、压力场的分布规律。由于蜗壳和叶轮的联合作用, 叶轮通道内流动都是不对称的, 除了靠近喉部叶轮通道外, 其他两个通道内液流流动的规律和单通道内比较相似, 易产生回流的位置也是在长叶片吸力边进口处, 靠近长叶片压力边的中部, 及靠近吸力边出口处的短叶片通道内; 蜗壳对于靠近喉部流道内的流动影响比较大, 靠近蜗壳喉部叶轮出口处的相对速度较大, 同时在靠近蜗壳喉部的叶轮出口处的通道内较易形成回流区域; 叶轮中的静压和总压从进口到出口逐渐增加; 从叶轮出口流出的液流在进入蜗壳中时, 在蜗壳靠近壁面处有形成旋涡的趋势, 蜗壳中的液流螺旋形地向前运动。

关键词: 离心泵 长中短叶片 复合叶轮 数值模拟 实验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)03-0074-06

Numerical Simulation of Inner Flow in Centrifugal Pump with Long-mid-short Blade Complex Impeller

Cui Baoling¹ Zhu Zuchao^{1,2} Lin Yonggang²

(1. Laboratory of Fluid Transmission and Application, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

Based on the Navier-Stokes equations and the Spalart-Allmaras turbulence model, 3-D turbulent flow field in centrifugal pump with long-mid-short blade complex impeller was calculated and analyzed numerically. The relative velocity and pressure distributions in the flowpart were obtained. It was found that the flow in the channel of the complex impeller was unsymmetrical due to the joint action between the volute and impeller. The flow in other channels was similar to that calculated using the single channel except for the ones near the volute throat. The back-flow region was at inlet of long-blade suction side, near middle part of long-blade pressure side and outlet of short-blade suction side. The flow near volute throat was affected greatly by volute. The relative velocity was biggish and it was easy to bring back flow at outlet of the complex impeller near volute throat. And the static and total pressure rose uniformly from inlet to outlet in the impeller. The flow from the impeller outlet to volute had a trend to form the swirl near the wall of the volute and moved forward in spiral direction.

Key words Centrifugal pump, Long-mid-short blade, Complex impeller, Numerical simulation, Test

引言

离心泵低比转数叶轮有 3 种形式: 闭式复合、半

开式和开式。研究表明^[1-2], 闭式长、中、短叶片的复合叶轮离心泵可以取得小流量稳定性。这是由于复合叶轮出口叶片数增加, 可采用较大的叶片出口

角,从而改善叶轮流道内扩散程度及稳定叶轮液流在叶轮流道的流动,使更高的质量流量可以流经叶轮,使泵取得小流量稳定性;而且复合叶轮进口叶片数较少,减少了进口排挤,降低了进口的动压降;分流叶片在进口段可减少叶片阻塞,改善或防止尾迹的产生和发展。

随着计算机和计算流体力学的发展,许多学者对离心泵内部流场进行了数值计算研究^[3-6]。虽然许多学者对具有分流叶片的离心压缩机或离心泵的离心叶轮进行了实验及数值模拟研究,但是其中研究的复合叶轮都是针对具有一个分流叶片的情况,即长叶片之间只有一个短叶片,对长、中、短复合叶轮却很少涉及。本文采用 Numeca 软件,基于 Navier-Stokes 方程和 Spalart-Allmaras 湍流模型对具有长中短叶片的复合叶轮离心泵内部的三维流动进行数值计算和分析,以揭示叶轮及蜗壳内部流动特性和相互作用,并针对离心泵进行实验研究。

1 几何模型

所研究的低比转数高速离心泵设计点的流量为 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 270 \text{ m}$,转速 $n = 8\,500 \text{ r}/\text{min}$ 。长、中、短相间的复合叶轮的主要几何参数如表 1 所示。复合叶轮的结构示意图如图 1 所示。蜗壳采用螺旋型,基圆直径 $D_3 = 153 \text{ mm}$,蜗壳的宽度 $b_3 = 10 \text{ mm}$,喉部面积为 $F = 10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 。

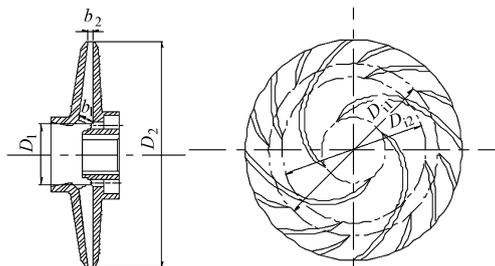


图 1 复合叶轮结构示意图

Fig. 1 Sketch map of complex impeller

表 1 叶轮的主要几何参数

Tab. 1 Main geometrical parameters of impeller

叶片进口 宽度 b_1/mm	叶片出口 宽度 b_2/mm	进口安装角 $\beta_1/(\text{°})$	出口安装角 $\beta_2/(\text{°})$	叶轮进口 直径 D_1/mm	叶轮出口 直径 D_2/mm	短叶片起始 直径 D_{i1}/mm	中叶片起始 直径 D_{i2}/mm	叶片数 z
12	5	18	38	44	148	116	98	16

2 数值模拟

2.1 控制方程

控制方程采用三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程,并假设流体为不可压粘性流体。湍流模型选用 Spalart-Amaras 一方程湍流模型^[7-8]。求解时采用时间推进法计算流场中的各流动参数,离散格式采用中心差分格式。为了提高收敛速度,采用了当地时间步长和多重网格技术。

2.2 计算网格

进行整机数值模拟研究的具有长、中、短复合叶轮离心泵主要结构由叶轮及蜗壳等组件组成,如图 2 所示。因为叶轮为闭式叶轮,所以在数值模拟时没有考虑叶轮前后盖板和前后泵盖的间隙。

网格划分采用多块网格生成方法,将比较复杂的几何形状分割成若干简单的小块,然后将每一个小块区域单独生成结构化六面体网格,最后将所有网格耦合起来。计算网格如图 3 所示,其中图 3a 为叶轮单通道内中间截面的网格图;图 3b 为整机网格图,其网格结点总数为 1 840 069。

2.3 边界条件

进口边界条件:给定进口绝对速度的大小及方

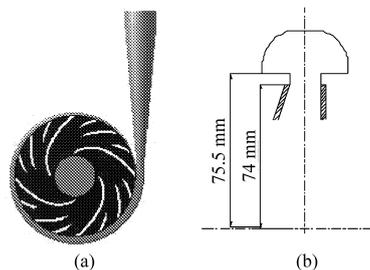


图 2 计算区域

Fig. 2 Computational region

(a) 叶轮和蜗壳 (b) 物理模型简化示意图

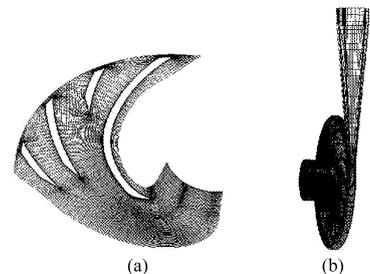


图 3 整机的计算网格图

Fig. 3 Grid of whole passage

(a) 叶轮中间截面网格图 (b) 整机网格图

向,并假定进口边界上绝对速度均匀连续,设计流量点 $10 \text{ m}^3/\text{h}$ 。出口边界条件:给定出口平均静压力为 2.8 MPa 。壁面边界条件:在叶片表面、轮毂和蜗壳等固体壁面上,速度满足无滑移条件,旋转速度为 8

500 r/min。蜗壳为固定部件,叶轮是旋转部件,旋转速度和轴的转速相同。动静结合面:蜗壳的进口和叶轮出口采用冻结转子法。

3 数值模拟结果和分析

3.1 叶轮内的流动分析

在设计点流量时,复合叶轮离心泵内部叶轮前后盖板之间中间截面内部的相对速度分布如图4所示。其中图4a为叶轮靠近喉部第1通道内的相对速度分布图;图4b为整个叶轮通道内部的相对速度矢量图,标记为4个通道;图4c为第4通道局部放大图。从图中可以看出,在叶轮通道内,由于蜗壳的影响,使每个流道内部的相对速度分布不同,靠近喉部通道内的液流受蜗壳影响比较大。通道1内,因为靠近蜗壳喉部,造成叶轮长叶片出口处的相对速度较大,而且使出口的相对速度的方向严重偏离了出口角的方向,所以在此通道内的液流通流质量很

差,并且在靠近蜗壳喉部的出口流道内形成了回流,如图4a中所标记为A的区域,另外在长叶片压力面、短叶片压力面及中叶片压力面标记为B的区域也存在回流区;通道2中,同样由于喉部的影响,在E处形成回流区域,另外在标记为D的长叶片压力面及短叶片压力边的叶片头部各存在一个很小的回流区域,在长叶片吸力边进口处的C处也有回流区域;通道3中,在F处的短叶片的压力面中部存在一个回流区域,而且在G处长叶片吸力边进口处也存在一个回流区域,比通道2相应位置的回流区域大;通道4中的流动最好,只在H处的短叶片吸力边的头部存在一个很小的回流区域,这是由于叶片冲角引起的。从上述分析可以看出,分流叶片可以使叶轮流道中的回流区域向下游的分流叶片的工作面转移,使回流向出口转移并不断缩小,从而减小叶轮流道内部的流动损失,并且使叶轮出口的速度分布更均匀^[7]。

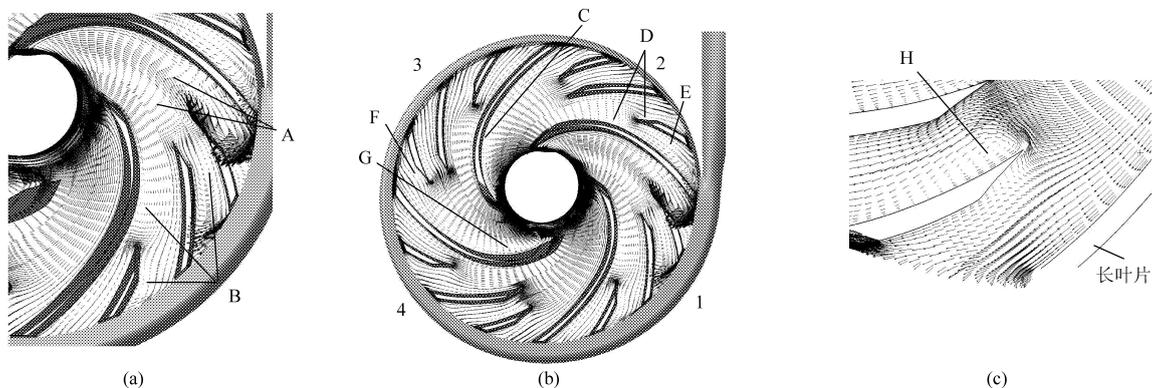


图4 复合叶轮中间截面的相对速度分布

Fig. 4 Relative velocity in middle section of complex impeller

(a) 靠近蜗壳喉部第1通道 (b) 叶轮通道内 (c) 第4通道局部放大

图5所示为叶轮出口($R = 75.5 \text{ mm}$)处的相对速度, $R = 75.5 \text{ mm}$ 为叶轮和蜗壳交接面,所以叶轮的出口也即为蜗壳的进口。其中 θ 的 0° 角从喉部开始,然后按照逆时针(即叶轮转动)方向计算。因为液流在蜗壳中要进行动量、动能等能量交换,即发

生混合,在混合的过程中造成机械能下降,这部分损失即为混合损失,所以此处的整周相对速度变化幅值也较大。从图中可以看出,在 $350^\circ \sim 360^\circ$ 之间的相对速度为最大,而且在喉部附近的相对速度变化幅值也最大。

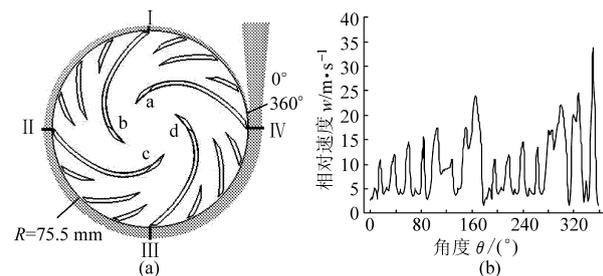


图5 叶轮出口($R = 75.5 \text{ mm}$)处的相对速度

Fig. 5 Relative velocity at outlet of impeller

($R = 75.5 \text{ mm}$)

(a) 角度 θ (b) 相对速度

图6为叶轮前后盖板间中间截面及出口的压力分布,其中图6a和图6b所示分别为叶轮中间截面上的静压和总压分布,图6c和图6d分别为叶轮出口($R = 75.5 \text{ mm}$)的静压和总压。从图6a和图6b可以看出,因为蜗壳的作用,每个流道的静压及总压分布不同;而且由于蜗壳形状的影响,使每个流道内叶片出口的静压和总压分布也不相同。叶轮中静压和总压从进口到出口逐渐增加,但是由于喉部的影响,叶轮出口靠近喉部处的静压和总压大于其他流道半径处的静压及总压。叶轮中的最高静压及总压位置都位于靠近蜗壳喉部的叶片出口处,最低静压

位于吸力边头部前缘位置处。从图 6c 可以看出,在靠近喉部处(大约从 315°~360°)静压迅速增加,而在其他流道中,靠近叶片压力边出口处的静压相应高于靠近吸力边出口处的静压,静压都是从压力边出口处向吸力面出口处逐渐减小的。这是因为叶轮出口($R = 75.5 \text{ mm}$)处即为叶轮和蜗壳的交接面,所以此处的压力将受蜗壳的影响很大,尤其

是靠近喉部处。叶轮出口和蜗壳形成的流道截面从喉部开始(逆时针方向)是渐扩的,液流在蜗壳中是一个由动压向静压逐渐转变的扩压过程。而且蜗壳喉部附近截面的变化也造成此处的压力波动很大。从图 6d 可以看出,叶轮出口的总压变化的幅度比静压大,最大静压和总压都位于喉部附近。

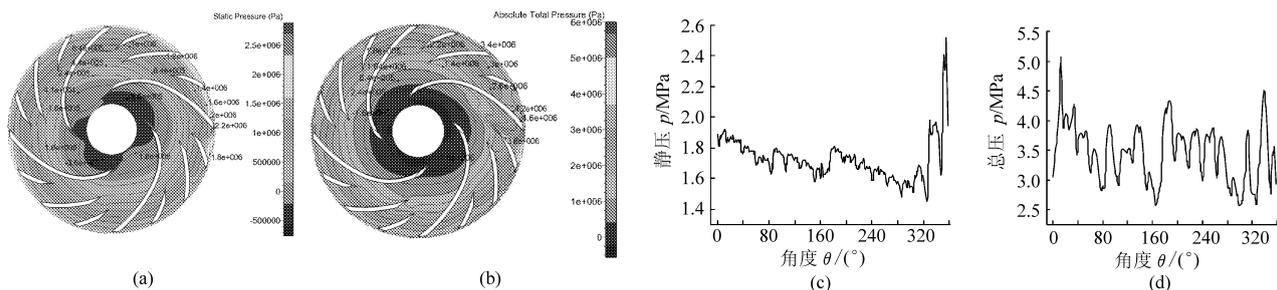


图 6 复合叶轮中间截面及出口的压力分布

Fig. 6 Pressure distribution at middle section and outlet of complex impeller

(a) 中间截面静压分布 (b) 中间截面总压分布 (c) 出口静压分布 (d) 出口总压分布

图 7 所示为设计流量工况下长叶片上的载荷随叶轮半径的变化情况,其中 Δp 为中间截面上长叶片压力面与吸力面的压差,载荷分布与速度分布有

的受力不平衡。其最大载荷向出口方向偏移及出口处载荷的突增,主要是因为此处叶片靠近蜗壳喉部,叶片出口处的吸力面处相对速度增大引起的,造成靠近出口处叶片载荷增加,这也将加重叶轮出口速度的不均匀程度。其他几个叶片上的载荷,沿半径方向变化比较平缓。

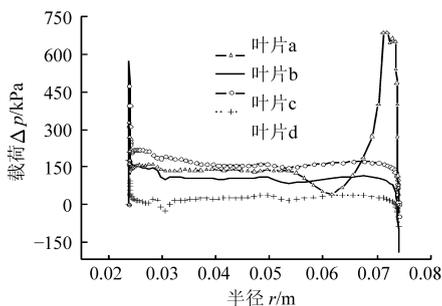


图 7 长叶片的载荷随叶轮半径的变化

Fig. 7 Change of the load at long blade with radius

密切的联系,当最大载荷向叶轮出口方向偏移,将加重叶轮出口速度的不均匀性。其中叶片 a、b、c 和 d 的位置如图 5a 所示。从图 7 中可以看出,叶片 a 上的载荷首先随着半径增加而减小,但是快到叶片出口时又突然增加,叶片上载荷的突然增加将使轴上

3.2 蜗壳内部流动的分析

图 8 所示为蜗壳外壁的压力分布。其中图 8a 与图 8b、图 8c、图 8d 分别为蜗壳外壁与喉部壁面的静压分布及总压分布。从图中可以看出,泵内的能量转换主要是在蜗壳内完成的,叶轮出口的动压先进入螺旋形蜗壳进行转换,但在螺旋形通道内的压力增加并不明显,主要是在扩散段;蜗壳外壁上的最小和最大静压及总压都靠近蜗壳喉部附近(如图中所示的 J 和 K),其中 J 点对应蜗壳螺旋线的起始位置, K 点对应螺旋线结束的位置。

图 9 所示为截面 I、II、III 和 IV 上绝对速度的切向分量。蜗壳和叶轮的联合作用使蜗壳中液流易形

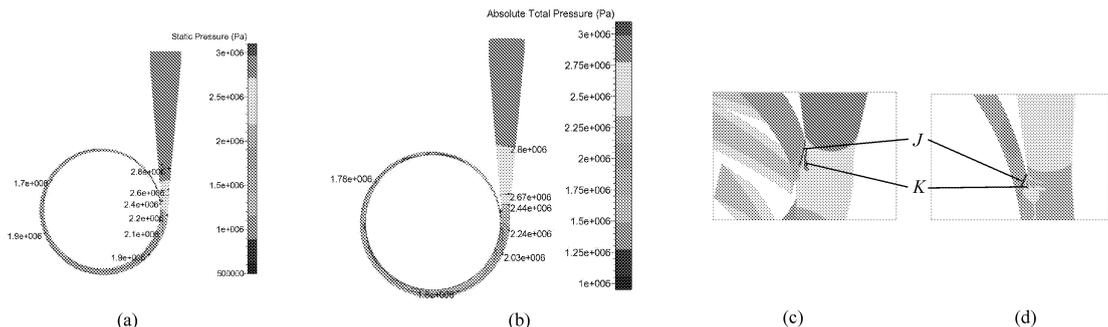


图 8 蜗壳外壁的压力分布

Fig. 8 Pressure distribution at wall of volute

(a) 蜗壳外壁静压分布 (b) 蜗壳外壁总压分布 (c) 喉部的壁面的静压分布 (d) 喉部的壁面总压分布

成二次流、回流。从图中可以看出,从叶轮出口流出的液流在进入蜗壳时,在蜗壳靠近壁面处有形成旋

涡的趋势,所以蜗壳中的液流是螺旋形地向前运动的。

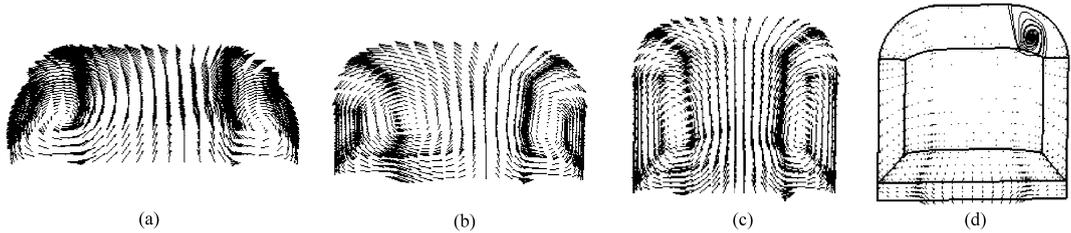


图9 与蜗壳垂直的截面上的绝对速度的切向分量

Fig.9 Tangential component of absolute velocity at vertical section of the volute

(a) 截面 I (b) 截面 II (c) 截面 III (d) 截面 IV

4 实验分析

由于长、中、短叶轮的低比转数高速泵的内部流动比较复杂,在目前条件下进行其内流场的实验研究还存在诸多的困难,所以只进行了泵的外特性实验。图10为转速8500 r/min时的离心泵性能曲线。在设计点,流量 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 276.1 \text{ m}$,效率 $\eta = 32.68\%$,满足设计要求,但是流量-扬程曲线有驼峰,可能是由于小流量时低比转数复合叶轮内部的二次流的能量损失引起的。数值模拟时,将进出口的总压差记为扬程,这与实验中的算法是一致的,进出口断面的选取也参照实验。在设计流量点,数值模拟得到的扬程 $H = 287.5 \text{ m}$,数值模拟和实验扬程相比误差在5%以内。因为在数值计算时,并未考虑叶轮前后盖板和前后泵盖之间的间隙,在数值计算时未考虑叶轮出口的突扩损失、容积损

失等,所以造成数值模拟计算得到的扬程偏高。数值模拟得到的效率和实验相比误差在10%以内,这是因为轮盘摩擦损失及泄漏损失等没有考虑,而且轮盘摩擦损失在低比转数离心泵中的损失占有一定的比例,所以计算得到的效率值偏高。

5 结论

(1)由于蜗壳和叶轮的联合作用,叶轮通道内的流动都是不对称的,除了靠近喉部的叶轮通道外,其他两个通道内的液流流动的规律和单通道内比较相似,易产生回流的位置也是在长叶片吸力边进口处,靠近长叶片压力边的中部,及靠近吸力边出口处的短叶片通道内。

(2)蜗壳对于靠近喉部的流道内的流动影响比较大;靠近蜗壳喉部叶轮出口处的相对速度较大,同时在靠近蜗壳喉部叶轮出口处的通道内较易形成回流区域;除靠近喉部出口流道和叶片头部外,叶轮中的静压和总压从进口到出口逐渐增加。叶轮和蜗壳交接面上的总压波动比静压大。

(3)叶轮出口的液流在进入蜗壳时,在蜗壳靠近壁面处有形成旋涡的趋势,蜗壳中的液流呈螺旋形向前运动。

(4)通过对设计流量点的实验和数值模拟的扬程对比,数值模拟和实验的扬程相比误差在5%以内,说明采用的数值模拟方法是合理可行的。

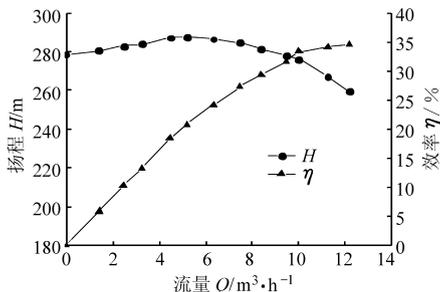


图10 离心泵实验的性能曲线

Fig.10 Experimental performance curves of centrifugal pump

参 考 文 献

- Zhu Zuchao, Chen Ying, Huang Dunhui, et al. Experimental study on high-speed centrifugal pumps with different impellers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 15 (4): 372 ~ 375.
- 朱祖超. 超低比转速高速离心泵的理论研究及工程实现[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 30 ~ 33.
Zhu Zuchao. Theoretical study and engineering implementation of super-low-specific-speed high speed centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36 (4): 30 ~ 33. (in Chinese)
- Delgosha O C, Patella R F, Reboud J L, et al. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with two-dimensional curved blades in cavitating condition [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(6): 970 ~ 978.
- 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]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45 (7): 131 ~ 137. (in Chinese)
- 5 严俊峰, 陈炜. 高速复合叶轮离心泵多相位定常流动数值模拟[J]. 火箭推进, 2007, 33(1): 28 ~ 31.
Yan Junfeng, Chen Wei. Numerical analysis of flow features of a high-speed centrifugal pump with a complex impeller with multi-phase position [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007, 33 (1): 28 ~ 31. (in Chinese)
- 6 沈艳宁, 袁寿其, 陆伟刚, 等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 22 ~ 26.
Shen Yanning, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Orthogonal test design method based on numerical simulation for non-overload centrifugal pump with complex impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 22 ~ 26. (in Chinese)
- 7 Cui Baoling, Zhu Zuchao, Zhang Jianci, et al. The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2006, 14 (4): 435 ~ 441.
- 8 王祖温, 郭晓晨, 包钢, 等. 基于流场的气动换向阀流量特性研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(2): 304 ~ 306.
Wang Zuwen, Guo Xiaochen, Bao Gang, et al. Effect of flow path on flow characteristic of pneumatic spool valves [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40 (2): 304 ~ 306. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 64 页)

- 16 蔺娟, 艾尼瓦尔·买买提, 地里拜尔·苏力坦. 新疆盐渍化区土壤盐分离子的空间变异特征[J]. 水土保持研究, 2007, 14(6): 184 ~ 187.  
Lin Juan, Anwer Mohammed, Dilbar Sultan. Spatial variability of soil saltions in Xinjiang salinization region [J]. Research of Soil and Water Conservation, 2007, 14(6): 184 ~ 187. (in Chinese)
- 17 王学军, 李本纲, 陶澍, 等. 土壤微量金属含量的空间分析[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 29 ~ 31.
- 18 王政权. 地质统计学及其在生态学中的应用[M]. 北京: 科学出版社, 1999: 150 ~ 156.
- 19 李敏. 土壤颗粒分布分形及物理性质的空间变异[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2010.  
Li Min. Spatial variability of fractal dimensions for soil particle size distributions and physical properties [D]. Yangling: Northwest A & F University, 2010. (in Chinese)
- 20 Bauters T W, Steenhuis T S, DiCarlo D A, et al. Physics of water repellent soils [J]. Journal of Hydrology, 2000, 231 ~ 232; 233 ~ 243.
- 21 Hallett P D, Numan N, Douglas J T, et al. Millimeter-scale spatial variability in soil water captivity: scale, surface elevation, and sub critical repellency effects [J]. Soil Science Society of America Journal, 2004, 68 (2): 352 ~ 358.
- 22 Bachmann J, Horton R, Van der Ploeg R R. Isothermal and non-isothermal evaporation from four sandy soils of different water repellency [J]. Soil Science Society of America, 2001, 65(6): 1 599 ~ 1 607.
- 23 Dekker L W, Ritsema J. How water moves in a water repellent sandy soil: potential and actual water repellency [J]. Water Resources Research, 1994, 30 (9): 2 507 ~ 2 517.
- 24 Dekker L W, Ritsema J. How water moves in a water repellent sandy soil: 2 dynamics of fingered flow [J]. Water Resources Research, 1994, 30(9): 2 519 ~ 2 531.
- 25 Yang B, Zeng D C. Simulation of seedbed soil moisture and temperature behavior as effected by tillage operations [C] // Proceedings of the 11th International Conference: Soil and Tillage Research Organization. Edinburgh, 1988: 433 ~ 438.
- 26 高金芳, 李毅, 陈世平, 等. 覆膜开孔蒸发条件下土体高度对水盐运移的影响[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 50 ~ 55.  
Gao Jinfang, Li Yi, Chen Shiping, et al. Effects of soil column heights on movement of soil water and soil salt during evaporation under perforated plastic mulch [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 50 ~ 55. (in Chinese)