

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.025

基于变倾角叶片型线方程的螺旋离心泵轴面速度确定*

李仁年 邓育轩 韩伟 杨文洁
(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

【摘要】 根据固液两相流在螺旋离心泵叶轮内通过螺旋段和离心段的不同运动特性,以及螺旋离心泵的结构特征,推导了螺旋离心泵的变倾角叶片型线方程。该方程避免了螺旋离心泵一元设计理论对设计经验的依赖性和叶轮轴面流线分点的复杂性,可通过改变型线方程中的参数来改变流体从轴向至径向过渡时液流的轴面速度分布,从而找到最佳的轴面速度分布,对该类型泵的计算机辅助设计、内部流场数值模拟以及泵性能改善有重要意义。

关键词: 螺旋离心泵 变倾角 叶片型线方程 固液两相流 轴面速度
中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)11-0134-04

Influence of Dip Angle Changing on Meridian Velocity for
Screw Centrifugal Pump

Li Rennian Deng Yuxuan Han Wei Yang Wenjie
(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract

According to the different movement characters of screw segment and centrifugal segment of liquid-solid two-phase flow in the screw centrifugal impeller and the structure characters of screw centrifugal pump impeller, the vane profile parameter equation group for variable-dip screw centrifugal pump was derived. The meridian velocity distribution can be changed though changing some parameters of the vane profile parameter equation group. Thus the better meridian velocity distribution could be found by using this method. Using the parameter equation group, the CAD and numerical simulation of 3-D flow field were also facilitated for screw centrifugal pump.

Key words Crew centrifugal pump, Changing dip angle, Vane profile equation, Liquid-solid two-phase flow, Meridian velocity

引言

螺旋离心泵是一种将螺旋泵和离心泵融合在一起的杂质泵,于20世纪60年代由秘鲁首先研制成功,最初用来输送鱼类,目前已被广泛应用于输送污水、泥浆、果品蔬菜、高粘性液体以及其他含有固体物的介质。它比普通离心泵、轴流泵抗汽蚀性能好,螺旋离心泵具有开放式的过流通道,使其具有高效率、无堵塞、容易输送固体物及长纤维等介质的优

点。与一般普通杂质泵及旋流泵相比,螺旋离心泵具有诸多优势:较好的无堵塞性能、无损性能好、效率高且高效区宽、功率曲线平坦、良好的调节性能、吸入性能好、优良的抗空化性能、理想的噪声特性等。

螺旋离心泵叶轮由螺旋段和离心段两部分组成,从固液两相流在叶轮内的运动状态来看,螺旋离心泵叶轮使得流体完成从轴向至径向的过渡,液流的轴向速度由大变小,径向速度则相反^[2-3],螺旋离

收稿日期: 2011-12-03 修回日期: 2012-02-09
* 国家自然科学基金资助项目(51079066)
作者简介: 李仁年,教授,主要从事水力机械固液两相流理论及应用研究, E-mail: lirn@lut.cn

心泵应该存在一个最佳的从进口到出口的轴面速度分布。从设计实践看,螺旋离心泵一元设计理论对设计经验的依赖性较强,并且存在着叶轮轴面流线进口端分点过于稠密,以至于方格网上的流线不能充分反映叶片型线变化规律的问题。以往提出的叶片型线设计方法都只是给出一个一般方程,方程中的参数和轴面速度分布不能建立直接的关系,本文提出一种叶片型线的设计方法,通过改变型线方程中的参数来改变流体从轴向至径向过渡时液流的轴面速度分布,从而找到最佳的轴面速度分布,为设计优良水力性能的叶轮提供理论依据。

1 螺旋线的一般方程

在图 1 的圆柱坐标系中,动点 (θ, z, r) 从点 (θ_0, z_0, r_0) 开始,以角速度 $\omega(t)$ 绕 z 轴旋转,同时又以轴向速度 $v(t)$ 在曲面 $r = f(z)$ 上沿 z 轴正方向运动所得的轨迹线即为螺旋线。根据其定义就可以得到螺旋线最一般的参数方程

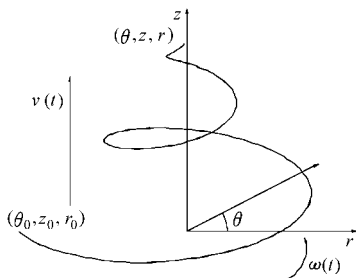
$$\begin{cases} \theta = t\omega(t) + \theta_0 \\ z = tv(t) + z_0 \\ r = f(z) \end{cases} \quad (1)$$


图 1 螺旋线示意图
Fig. 1 Schematic plan of spiral line

2 变倾角螺旋离心泵叶片型线方程

如果螺旋离心泵叶轮轴面流道几何关系(图 2)已知,便可确定一组轮毂线型线方程和一组轮缘线型线方程。为区分轮毂线型线方程与轮缘线型线方程,轮毂线型线方程中的参数下标为 g ,轮缘线型线方程的参数下标为 y 。

轮毂线型线方程为

$$\begin{cases} \theta = t\omega(t) + \theta_g \\ z_g = tv(t) \\ r_g = f_g(z) \end{cases} \quad (2)$$

轮缘线型线方程为

$$\begin{cases} \theta = t\omega(t) + \theta_y \\ z_y = tv(t) + B \\ r_y = f_y(z) \end{cases} \quad (3)$$

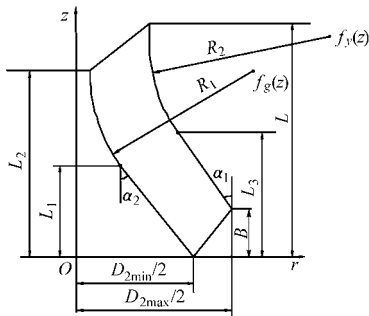


图 2 叶轮轴面流道几何关系图

Fig. 2 Geometrical relationship schematic plan of impeller's axial plane channel

如图 3 所示, a 为轮毂线型线, b 为轮缘线型线, a 、 b 分别与轴面 I 相交于 N 、 O 两点。过 O 作轴线 z 的垂线,垂足为 M ,连接 N 、 O ,则图 3 中 $\angle MON$ 即为叶片倾角 β ,直线 NO 段为叶片在轴面 I 上的轴面宽度。

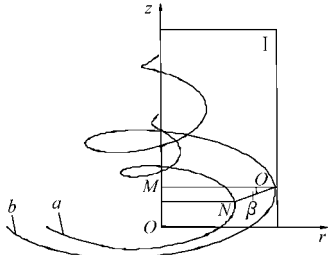


图 3 型线三维视图

Fig. 3 3-D view of profile line

如图 4 所示,先确定一组轮毂线型线和轮缘线型线,在图上分别为 a 和 b ,在轮毂线 a 空间位置不变的情况下均匀地改变叶片倾角,如图 4 中从原倾角 β 变化到倾角 β' ,这样轮缘线的空间位置随之改变,变化后的轮缘线为 c 。在改变倾角的过程中保证每个轴面上的叶片轴面宽度不变,这样可保证叶轮平面展开图上叶轮轴面流道几何关系不发生变化。由此得到变倾角螺旋离心泵的叶片型线方程。具体实施如下:

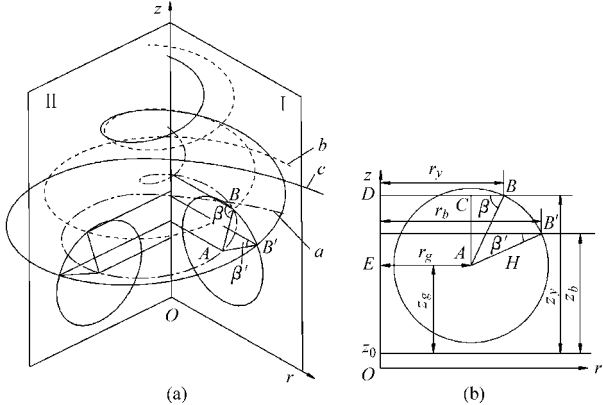


图 4 叶轮轴面图

Fig. 4 Axial plane view of impeller

(a) 叶轮轴面三维视图 (b) 轴面 I 平面视图

如图 4 所示, A 点为轮毂线型线与轴面 I 的交点, B 点为轮缘线型线与轴面 I 的交点, 则 AB 段为叶片在该轴面图上的叶片宽度, 长度为 H 。 z 轴为叶轮的轴线, 过 B 点作 z 轴的垂线, 垂足为 D , 设 $\angle ABC$ 为 β , 即为叶片倾角。在不改变该轴面图上叶片宽度 H 的情况下改变倾角 β 的角度, 显然 B 点轨迹为一圆, 圆心为 A 点, 半径为叶片宽度 H 。过 A 作 DB 的垂线, 垂足为 C 。则 DB 的长度为轮缘线型线上点 B 到 z 轴的径向距离 r_y 。 Z_0D 为轮缘线型线起始点到轮缘线型线与该轴面的相交点 B 的轴向距离 z_y 。相应的 r_g, z_g 为轮毂线型线在 A 点的径向距离和轴向距离。由于任意轴面上叶片宽度 H 不变, 故 BC 及 AC 的长度随倾角 β' 的变化而变化, 两值分别为 $H\cos\beta', H\sin\beta'$ 。

一般螺旋离心泵叶轮的叶片倾角 β 在各个轴面上都有其相应的值, 随着选取轴面的不同其值的大小一般是没有规律的。而随着轴面的绕轴运动, 如图 4 中随着轴面 I 绕轴运动到轴面 II 相应会有规律的改变倾角 β' 的值, 即可得到变倾角螺旋离心泵叶轮的型线方程。

图 4 中 B 点对应的是原螺旋离心泵叶轮轮缘线型线上的点, 而 B' 点对应的是改变倾角 β 之后的轮缘线型线上的点, 即轮缘线型线与该轴面的交点从 B 点沿圆周运动到 B' 点, 则轮缘线型线上 B' 点的径向距离为 r_b , 距起始点的轴向距离为 z_b 。

在得到一组叶轮螺旋线型线方程 (式 (2)、(3)) 后, 其叶片倾角 β 可表示为

$$\beta = \arctan \frac{z_g - z_y}{r_y - r_g} \quad (4)$$

变倾角之后轮缘线型线的径向距离 r_b 和轴向距离 z_b 为

$$r_b = r_y + H\cos\beta' - H\cos\beta = r_y + H(\cos\beta' - \cos\beta) \quad (5)$$

$$z_b = z_y + H\sin\beta - H\sin\beta' = z_y + H(\sin\beta - \sin\beta') \quad (6)$$

倾角 $\beta'(\theta)$ 值的变化轨迹可以是线性的或非线性的, 通常要求光滑变化, 以保证液体的平顺流动。

具体实施时, 可画出二维直角坐标系, 横轴为 β' , 纵轴为圆周角 θ , 然后选择连接两点的线型。选择直线型比较简单, 便于得到函数关系式, 选用曲线型可通过数据拟合或选择规则曲线方法得到函数关系式。

现选两点间为直线连接, 可得 θ 所对应 β 的函数, 通过设置不同叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 的变化幅度可以得到不同叶片型线的变化, 例如倾角从 $\frac{\pi}{2}$ 变到 0 时

θ 所对应 β 的函数为

$$\beta'(\theta) = \frac{\pi(\theta - \theta_0)}{2(\varphi - \theta_0)} \quad (7)$$

式中 φ ——叶片包角

由图 4 中几何关系可得叶片宽度的函数

$$H(\theta) = \sqrt{(r_y - r_g)^2 + (z_g - z_y)^2} \quad (8)$$

由于变倾角前后轮毂线型线不变, 式 (2) 即为变倾角轮毂线型线方程, 故只列出轮缘线型线方程, 将式 (4) ~ (8) 代入式 (3) 便可得到变倾角轮缘线型线方程

$$\begin{cases} \theta = t\omega(t) + \theta_0 \\ z_b = z_y + H(\sin\beta - \sin\beta') \\ r_b = r_y + H(\cos\beta' - \cos\beta) \end{cases} \quad (9)$$

应用三维造型软件中曲面造型工具 (如 Pro/E 中的边界混合命令), 由轮毂线型线和轮缘线型线就可以生成一个叶片。

3 倾角变化对轴面速度分布的影响

以轮缘流线为例, 由式 (9) 可知, 随着叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 的变化, 轮缘线型线随之变化, 故轮缘空间流线所对应的轴面流线也随之变化。而轴面速度的分布和轴面流线的形状有关, 故轴面速度的分布和叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 的变化是有关联的, 以下讨论两者之间的关系。

如图 5 所示, a_1 为轮缘线所对应的空间流线, a_2 为轮缘线所对应的轴面流线, α 为流线上某点的轴面速度矢量和径向速度矢量的夹角, 相应该点轴面速度和轴向速度的夹角为 $\frac{\pi}{2} - \alpha$ 。

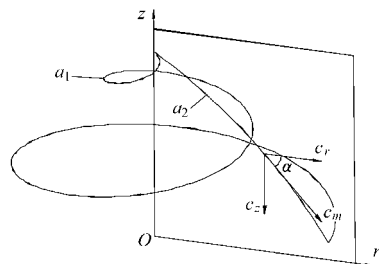


图 5 轮缘流线及其轴面流线

Fig. 5 Flange streamline and corresponding axial streamline

由式 (9) 即变倾角轮缘线型线方程可推导出其轴面投影方程, 此轴面投影方程即为轮缘流线轴面流线方程

$$\begin{cases} z_b = z_y + H(\sin\beta - \sin\beta') \\ r_b = r_y + H(\cos\beta' - \cos\beta) \end{cases} \quad (10)$$

由图 5 所示几何关系并结合式 (10) 可确定轮缘流线上任意点处的 α 值

$$\tan \alpha = \frac{\frac{dz_b}{dt}}{\frac{dr_b}{dt}} = \frac{\frac{dz_y}{dt} + \frac{dH(\sin \beta - \sin \beta')}{dt}}{\frac{dr_y}{dt} + \frac{dH(\cos \beta' - \cos \beta)}{dt}} \quad (11)$$

由于 z_y 、 r_y 、 H 及 β 的值为定值,故式(11)中变量只有 β' ,故可由式(11)得出不同叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 变化幅度下的轴面速度分布。

图 6 为 150 × 100LN - 32 型螺旋浓浆泵叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 在角度为 (90,0)、(90,30)、(90,60)、(60,0)、(60,30)、(30,0) 取值范围下 α 的变化曲线。

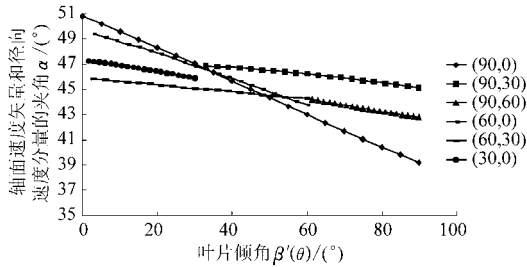


图 6 叶片倾角和轴面速度分布的关系曲线

Fig. 6 Relationship between dip angle and meridian velocity

由图 6 可以看出,通过选取不同的 $\beta'(\theta)$ 变化范围,相应 α 值的变化规律有所不同,即液流轴面速度的分布有所不同。对应同样大小的包角, $\beta'(\theta)$ 的取值范围越大, α 的变化幅度也越大。如图 6 中 $\beta'(\theta)$ 取值范围为 (90,0) 时, α 的变化幅度最大; $\beta'(\theta)$ 取值范围为 (60,0)、(90,30) 时 α 的变化幅度

次之,而 $\beta'(\theta)$ 取值范围为 (90,60)、(60,30)、(30,0) 时 α 变化幅度最小。对应同样大小的 $\beta'(\theta)$ 取值范围, α 的变化幅度大小取决于 $\beta'(\theta)$ 取值范围,较大的 $\beta'(\theta)$ 取值范围下的 α 变化幅度大于较小的 $\beta'(\theta)$ 取值范围下的 α 的变化幅度,如 $\beta'(\theta)$ 的取值范围为 (60,0)、(90,30) 时, $\beta'(\theta)$ 变化范围同样为 60, α 的变化幅度前者明显要大于后者,而 $\beta'(\theta)$ 的取值范围为 (90,60)、(60,30)、(30,0) 时, $\beta'(\theta)$ 变化范围同为 30, 此时 α 的变化幅度则无明显差异。且由式(11)可知,对于靠近轮缘的流线来说,对应同样大小的 $\beta'(\theta)$ 取值范围,所对应的 α 的变化幅度要大于靠近轮毂的流线。

4 结束语

讨论了叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 和叶轮轴面速度分布之间的关系,给出了变倾角螺旋离心泵叶片型线参数方程的确定方法,为螺旋离心泵的设计提供了理论依据。给出了 6 种不同叶片倾角 $\beta'(\theta)$ 变化范围下叶轮轴面速度的分布图,由分布图可以看出,对应同样大小的包角, $\beta'(\theta)$ 的取值范围越大 α 的变化幅度也越大。对应同样大小的 $\beta'(\theta)$ 取值范围, α 的变化幅度大小取决于 $\beta'(\theta)$ 取值范围,较大 $\beta'(\theta)$ 取值范围下 α 的变化幅度大于较小 $\beta'(\theta)$ 取值范围下 α 的变化幅度。对于靠近轮缘的流线来说,对应同样大小的 $\beta'(\theta)$ 取值范围,所对应的 α 变化幅度要大于靠近轮毂的流线。

参 考 文 献

- 李仁年,陈冰,韩伟,等. 变螺距螺旋离心泵叶片型线参数方程的分析[J]. 排灌机械,2007,25(6):1~3.
Li Rennian, Chen Bing, Han Wei, et al. Analysis of vane profile parameter equation for variable-pitch screw centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(6): 1~3. (in Chinese)
- 施卫东,李启锋,陆伟刚,等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(1):60~63.
Shi Weidong, Li Qifeng, Lu Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based of CFD [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering, 2009, 40(1): 60~63. (in Chinese)
- 赵斌娟,袁寿其,李红. 双吸式叶轮内流三维数值模拟及性能预测[J]. 农业工程学报,2006,22(1):93~96.
Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Li Hong. 3D numerical simulation and performance prediction of double-suction impeller [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2006, 22(1): 93~96. (in Chinese)
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
- 张启华,施卫东,陆伟刚. 新型深井离心泵轴向力的数值计算及平衡分析[J]. 排灌机械,2007,25(6):7~10.
Zhang Qihua, Shi Weidong, Lu Weigang. Numerical calculation of axial force and balancing new-type deep well pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(6): 7~10. (in Chinese)
- 袁寿其,李映,何朝辉. 无堵塞离心泵内部三维固液两相湍流场数值模拟[J]. 机械工程学报,2003,39(7):18~22.
Yuan Shouqi, Li Yi, He Zhaohui. 3D calculation of solid-liquid two-phase turbulent flow within a non-clogging centrifugal pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(7): 18~22. (in Chinese)
- 关醒凡,朱荣生,黄道见,等. 新型多级离心泵轴向力平衡装置试验研究[J]. 机械工程学报,1996,32(4):68~72.
Guan Xingfan, Zhu Rongsheng, Huang Daojian, et al. Experimental study on new type force balancing devices multistage centrifugal pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1996, 32(4): 68~72. (in Chinese)

2.3% ;负预旋调节时,离心泵高效率点在较小负预旋角度内向大流量区偏移,在大预旋角时,离心泵扬程提高的同时,效率也明显提高,最高增幅达到 1.8% ,高效区范围比无导叶时宽。

参 考 文 献

1 袁建平,张改成,陈翔. 离心泵运行调节能耗分析[J]. 排灌机械,2006,24(5):44~47.
Yuan Jianping, Zhang Gaicheng, Chen Xiang. Operation adjusting methods for energy consumption of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery,2006,24(5):44~47. (in Chinese)

2 李忠,杨敏官,王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验[J]. 排灌机械,2009,27(1):15~18.
Li Zhong,Yang Minguan,Wang Xiaokun. Experimental study of guide vane influence on performance of axial-flow pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009,27(1):15~18. (in Chinese)

3 Komarov O V, Revzin B S, Brodov Yu M. The effectiveness of using controlled power turbines in gas-turbine units and regenerative-cycle and simple-cycle engines[J]. Thermal Engineering, 2006, 53(2):154~158.

4 陈应华. 前导预旋装置调节离心泵的工况[J]. 武汉城市建设学院学报, 1993, 10(1~2):15~20.
Chen Yinghua. Regulating the discharge of centrifugal pump by the gate regulator[J]. Journal of Wuhan Urban Construction Institute, 1993, 10(1~2):15~20. (in Chinese)

5 桂绍波,曹树良. 离心泵前置导叶预旋调节的理论分析[J]. 水泵技术, 2008, 26(6): 1~6.
Gui Shaobo,Cao Shuliang. Theoretical analysis of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Pump Technology,2008, 26(6): 1~6. (in Chinese)

6 桂绍波,曹树良,谭磊,等. 前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与实验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 101~106.
Gui Shaobo, Cao Shuliang,Tan Lei,et al. Numerical simulation and experiment of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009, 40(12): 101~106. (in Chinese)

7 曹树良,谭磊,桂绍波. 离心泵前置导叶设计与试验[J].农业机械学报, 2010, 41(9): 31~35.
Cao Shuliang,Tan Lei,Gui Shaobo. Design and experiment of inlet guide vane for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 31~35. (in Chinese)

8 沈阳水泵研究所. 叶片泵设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,1983.

9 Swain E. The design of an inlet guide vane assembly for an industrial centrifugal compressor[M]. IMech E. Energy Saving in the Design and Operation of Compressor, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1996:11~22.

10 Part G. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor[J]. Proceedings of the IMechE, Part G; Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(1): 11~28.

(上接第 137 页)

8 Tan Minggao,Yuan Shouqi,Liu Houlin,et al. Numerical research on performance prediction for centrifugal pumps[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2010,23(1):21~26.

9 郭乃龙,关醒凡,高良润. 表面油流法显示螺旋离心泵内部流动的研究[J]. 农业机械学报,1997,28(3):29~34.
Guo Nailong,Guan Xingfan,Gao Langrun. Oil film observation on internal flows in a screw centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,1997,28(3):29~34. (in Chinese)

10 关醒凡,张涛,魏东,等. 无堵塞泵设计及结构研究[J]. 排灌机械,2003(4):1~4.
Guan Xingfan,Zhang Tao,Wei Dong,et al. Advances in non-clogging pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery,2003(4):1~4. (in Chinese)

11 程效锐,李仁年,栗义斌,等. 螺旋离心泵叶片变螺距型线方程[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(3):289~214.
Cheng Xiaorui, Li Rennian, Li Yibin, et al. Variable-pitch profile equation of screw centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012,30(3):289~294. (in Chinese)