

文章编号:1673-5005(2010)01-0109-05

# 多相泵导轮的准三维正反问题研究

赵新学, 李增亮, 苗长山, 王艳红, 金有海

(中国石油大学机电工程学院, 山东 东营 257061)

**摘要:**以速度矩作为控制参数,推导出多相泵导轮中均匀流模型的准三维反问题计算公式;基于两类相对流面理论及气泡的受力分析,推导出气、液两相在多相泵导轮中运动的准三维正问题的计算公式,提出一种对多相泵导轮内流场进行准三维数值计算的方法。通过计算导轮的准三维反问题,对其叶片形状进行了初步设计,并根据计算结果分析了导轮中的流动状况。对计算结果的分析表明,利用准三维方法进行多相泵导轮的正反问题计算是经济且有效的。

**关键词:**多相泵; 导轮; 准三维; 正问题; 反问题

**中图分类号:**TE 863 **文献标志码:**A

## Study of quasi-3D direct problem and inverse problem of guide pulley for multiphase pump

ZHAO Xin-xue, LI Zeng-liang, MIAO Chang-shan, WANG Yan-hong, JIN You-hai

(College of Mechanical and Electronic Engineering in China University of Petroleum, Dongying 257061, China)

**Abstract:** Taking velocity moment as controlled variable, the formulas were deduced to calculate quasi-3D inverse problem for uniform stream model of guide pulley. According to the theory of two relative flow surfaces and the force analysis of air bubble, the formulas were deduced to calculate quasi-3D direct problem while gas and liquid running in the guide pulley of multiphase pump, and a method was provided to carry on quasi-3D numerical calculation of inner flow field. Furthermore, the quasi-3D inverse problem was calculated and the primary design of vane shape for guide pulley was developed. Based on the calculated result, the flow state of guide pulley was analyzed. The analysis results show that quasi-3D method is efficient and viable to be used to solve direct problem and inverse problem of guide pulley for multiphase pump.

**Key words:** multiphase pump; guide pulley; quasi-3D; direct problem; inverse problem

多相泵中的导轮作为流体能量转换的主要元件,存在有效能量的损失。如何设计出具有最小能量损失的高效导轮叶栅,以提高机组的整体运行效率,显得极为重要。目前,多相泵导轮的叶片设计仅停留在一维叶片设计理论的层面<sup>[1-4]</sup>,因此笔者结合准三维流动理论对多相泵导轮的正、反问题进行讨论。

### 1 导轮的准三维反问题设计

本文中考虑的是气液两相流,为了降低反问题的复杂性,作如下假设:①泵中的两相流为气泡均匀

分布于液流中,且气泡与液流之间无相对滑移的均匀流动;②气相可压,液相不可压;③介质无黏性;④气液两相之间无相间质量和热量交换发生;⑤ $S_2$ 流面为中心流面,即存在一个中心流面 $S_{2m}$ ,其形状与叶片骨线一致,其上流动参数可以看作叶片通道内各 $S_1$ 流面的周向平均值。

为了描述泵中的流体运动,本文中采用正交曲线坐标系 $(m, q, \theta)$ 与柱坐标系 $(r, \theta, z)$ 描述导轮内流体运动,两坐标系如图1所示。

由动量方程及基于两类相对流面的通用理论<sup>[5]</sup>可得,在多相泵导轮的准三维反问题中,平均

收稿日期:2009-04-08

基金项目:国家“863”高技术研究发展计划项目(2007AA09Z318)

作者简介:赵新学(1980-),男(汉族),河北邢台人,博士研究生,主要从事多相流分离与输送方面的研究。

$S_{2m}$  流面上沿准正交线  $q$  方向的速度梯度方程为

$$\frac{dv_m}{dq} = Av_m + B + \frac{C}{v_m} \quad (1)$$

其中

$$A = \cos(\varphi - \psi)/r_c,$$

$$B = -\frac{d\theta}{dm} \frac{d(rv_\theta)}{dq} + \frac{d(rv_\theta)}{dm} \frac{d\theta}{dq} + \frac{dv_m}{dm} \sin(\varphi - \psi),$$

$$C = dE_1/dq.$$

式中,  $v_m$  为绝对速度沿子午面流线的分量, m/s;  $\varphi$  为子午流线与轴线的夹角, ( $^\circ$ );  $\psi$  为准正交线与径向的夹角, ( $^\circ$ );  $r$  为径向坐标, m;  $r_c$  为子午面流线的曲率半径, m;  $v_\theta$  为绝对速度的周向分量, m/s;  $rv_\theta$  为速度矩,  $m^2/s$ ;  $E_1$  为导轮进口处的滞止焓,  $m^2/s^2$ ;  $\theta$  为周向坐标, ( $^\circ$ );  $q$  为准正交线方向的坐标, m;  $m$  为子午面流线方向的坐标, m。

图1 两种坐标系示意图

Fig. 1 Figure of two coordinate systems

除上述速度梯度方程外, 所求得的速度必须满足连续性条件:

$$Q = z_d \int_0^q \rho_m v_m \cos(\alpha - \psi) \left( \frac{2\pi r}{z_d} - \delta_\theta \right) dq.$$

式中,  $Q$  为质量流量, kg/s;  $z_d$  为导轮叶片数;  $\delta_\theta$  为叶片厚度;  $\rho_m$  为气液两相流的混合密度。由于在导轮中各处的静压力  $p$  不同, 考虑到气相的可压缩性, 各处的体积含气率  $\alpha$  不同, 所以各处的  $\rho_m$  也是不同的, 这是与普通叶片泵准三维反问题计算的主要不同之处。

$\rho_m$  的计算公式为

$$\rho_m = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l. \quad (2)$$

其中, 气体密度  $\rho_g$  与体积含气率  $\alpha$  的计算公式为

$$\frac{p}{\rho_g^\gamma} = \vartheta^\gamma(\psi), \quad V_g \rho_g = \text{const},$$

$$\alpha = \frac{V_g}{V_g + V_l}.$$

式中,  $\rho_g$  和  $\rho_l$  分别为气体和液体密度,  $kg/m^3$ ;  $\gamma$  为气体的多变指数;  $\vartheta(\psi)$  为依赖于流线号码的积分常数, 代表每一条流线上所包含的熵;  $V_g, V_l$  分别为气

体、液体的体积,  $m^3$ 。

## 2 导轮的准三维正问题设计

与反问题的求解不同, 本文的正问题计算采用双流体模型, 即对液相和气相分别进行计算, 并将两相的计算结果循环迭代, 液相计算为气相计算提供压力场, 气相计算为液相计算提供体积含气率, 从而提供液相的计算区域。除此之外, 反问题中其他的假设保持不变。

### 2.1 液体在 $S_{2m}$ 流面

由动量方程及基于两类相对流面的通用理论<sup>[5-6]</sup>可知, 在多相泵导轮的准三维正问题中, 液体在平均  $S_{2m}$  流面上沿准正交线  $q$  方向的速度梯度方程为

$$\frac{dv}{dq} = Av + B + (Cv + D) \frac{d\theta}{dq} + \frac{1}{v} \frac{dE_1}{dq}.$$

其中

$$A = \frac{\cos^2 \beta (\cos \varphi \cos \psi - \sin \varphi \sin \psi)}{r_c} - \frac{\sin^2 \beta \cos \psi}{r},$$

$$B = \cos \beta (\sin \varphi \cos \psi + \cos \varphi \sin \psi) \frac{dv_\theta}{dm},$$

$$C = \sin \varphi \sin \beta \cos \beta,$$

$$D = r \cos \beta \frac{dv_\theta}{dm}.$$

液体质量守恒连续性方程的积分形式为

$$G_0 = \iint_{S_q} \rho g v_m \cos(\varphi - \psi) r d\theta dq =$$

$$\int_0^q dq \int_{\theta_d(q)}^{\theta_s(q)} \rho g v_m \cos(\varphi - \psi) r d\theta.$$

### 2.2 液体在 $S_1$ 流面

同理可得, 在多相泵导轮的准三维正问题中, 液体在  $S_1$  流面上沿  $\theta$  方向的速度梯度方程为

$$\frac{dv}{d\theta} = Cv + D + \frac{1}{v} \frac{dE_1}{d\theta}. \quad (3)$$

液体质量守恒的连续性方程的积分形式为

$$G_0 = \iint_{S_\theta} \rho g v_m \cos(\alpha - \psi) r d\theta dq =$$

$$\int_{\theta_d(q)}^{\theta_s(q)} d\theta \int_{q_1(\theta)}^{q_2(\theta)} \rho g v_m \cos(\alpha - \psi) r dq.$$

### 2.3 气体的运动方程

对于多相泵导轮中的气泡, 本文中只考虑气泡所受的阻力、压差力和惯性力, 则气泡的运动方程可以写为

$$M_g \frac{dv_g}{dt} = F_D + F_p + F_v. \quad (4)$$

将阻力、压差力和惯性力的表达式代入式(4)并化简可得

$$\frac{dv_g}{dt} = \frac{1}{M_g + C_v M_1} \left[ -\frac{3M_1 C_D}{4d_g} (v_g - v_1) |v_g - v_1| - \frac{M_1}{\rho_1} (1 + C_v) \nabla p \right].$$

将上式在柱坐标系中展开可得

$$\begin{aligned} \frac{dv_{gr}}{dt} &= \frac{1}{M_g + C_v M_1} \times \\ &\left[ -\frac{3M_1 C_D}{4d_g} (v_{gr} - v_{lr}) |v_g - v_1| - \frac{M_1}{\rho_1} (1 + C_v) \frac{\partial p}{\partial r} \right], \\ \frac{dv_{g\theta}}{dt} &= \frac{1}{M_g + C_v M_1} \times \\ &\left[ -\frac{3M_1 C_D}{4d_g} (v_{g\theta} - v_{l\theta}) |v_g - v_1| - \frac{M_1}{\rho_1} (1 + C_v) \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right], \\ \frac{dv_{gz}}{dt} &= \frac{1}{M_g + C_v M_1} \times \\ &\left[ -\frac{3M_1 C_D}{4d_g} (v_{gz} - v_{lz}) |v_g - v_1| - \frac{M_1}{\rho_1} (1 + C_v) \frac{\partial p}{\partial z} \right]. \end{aligned}$$

其中

$$|v_g - v_1| = [(v_{gr} - v_{lr})^2 + (v_{g\theta} - v_{l\theta})^2 + (v_{gz} - v_{lz})^2]^{1/2}.$$

式中,  $M_g, M_1$  分别为气泡、液体的质量, kg;  $F_D$  为气泡在液体中运动时所受到的拖动阻力, N;  $F_p$  为压差力, N;  $F_v$  为附加质量力, N;  $p$  为静压力, Pa;  $d_g$  为气泡直径, m;  $C_D$  为阻力系数;  $C_v$  为质量力系数。

### 3 实例分析

#### 3.1 计算结果分析

对一台多相泵的增压单元进行了反问题设计。该增压单元的设计参数如下: 单级扬程  $H = 0.04$  MPa, 进口处气液体积流量为  $Q_1 = 300 \text{ m}^3/\text{d}$ , 设计转速为  $n = 3000 \text{ r}/\text{min}$ , 进口处的体积含气率为 40%, 进口处压力为大气压, 叶轮叶片数为 3, 导轮叶片数为 10。

导轮的设计是在叶轮设计结果的基础上进行的。以叶轮出口处的速度、压力求出出口能作为导轮进口处的初值, 并假设  $rv_\theta$  在导轮内沿流线也符合线性变化, 且满足进口无冲击、出口梯度为 0 的要求。根据这些条件, 速度矩  $rv_\theta$  沿子午流线方向  $m$  的分布规律如图 2 所示。

图 3 为导轮的子午流线分布图。从图中可以看出, 导轮内流线的分布比叶轮内均匀。轮缘、轮毂处相邻流线间的间距变化不大。这说明在导轮内压力

的分布比较均匀, 轮缘、轮毂处气相的压缩程度相差不大, 流线间的间距主要受通流截面积的影响。

图 2 导轮中  $rv_\theta$  沿  $m$  的分布

Fig. 2 Distribution of  $rv_\theta$  along  $m$  in guide pulley

图 3 反问题得出的导轮子午流线图

Fig. 3 Meridian streamline contours of guide pulley obtained by inverse problem

图 4 ~ 6 分别表示了导轮内设计工况下各绝对速度在子午面上的分布。

图 4 导轮子午面上的总速度分布

Fig. 4 Overall velocity distribution on meridian ellipse of guide pulley

由图 4 可以看出: 总速度在导轮入口处相差较大, 呈 C 形, 即轮毂、轮缘处的总速度比中间流线的总速度大, 并且轮毂处大于轮缘处。随着轴向尺寸的增大, 总速度在所有流线上的值都减小, 并且轮缘处减小最快; 在出口处轮毂的总速度最大, 中间流面次之, 轮缘处最小, 并且各流线间总速度的差值逐渐减小。这是由于导轮内的速度矩在轴向和径向不同的分布趋势造成的。

由图 5 可以看出, 在导轮进口处轮毂的轴面速度和轴向速度比轮缘处大, 并呈 C 形分布, 随着轴向尺寸的增大, 差值越来越大, 且轮毂处始终大于轮缘处, 轮缘与轮毂始终大于中间流线。

轴面速度和轴向速度在导轮的进口处高, 出口处低, 这是由于导轮通流截面的渐开形和气体的压缩造成的。由于采用锥形渐开轮毂, 导轮通流截面是逐渐增大的。随着导轮内流体的动能转化为压力能, 导轮

中压力增大,气体被压缩,流体的总流量逐渐减小,因此导轮内的轴面速度和轴向速度都是逐渐减小的。

图5 导轮子午面的轴面、轴向速度分布

Fig.5 Axial plane and axial velocity distribution on meridian ellipse of guide pulley

图6 导轮子午面的周向速度分布

Fig.6 Circumferential velocity distribution on meridian ellipse of guide pulley

在导轮进口处,轴面速度和轴向速度都出现增大现象,并在离进口不远处达到极值,说明在此处存在负压现象,由于压力减小,气相膨胀,这与导轮内速度矩在此处出现的极值一致。

由图6可以看出,导轮内周向速度的分布与总速度的分布趋势相似。在导轮入口处周向速度相差较大,呈C形,即轮毂、轮缘处的周向速度比中间流线的周向速度大,轮毂处大于轮缘处。随着轴向尺寸的增大,周向速度在所有流线上的值都减小,并且轮缘处减小最快,在出口处轮毂的周向速度最大,中间流面次之,轮缘处最小,并且各流线间周向速度的差值逐渐减小。每条流线在导轮出口处的周向速度都趋于0,这是由于导轮内速度矩沿轴向的分布趋势造成的。

图7为所设计导轮在子午面上实际的速度矩分布。可以看出,在导轮入口轮缘处的 $rv_\theta$ 最大,轮毂次之,中间流线处最小,呈C形分布。随轴向距离的增大,每条流线上的 $rv_\theta$ 都减小,其中轮缘处速度减小最快,并在导轮出口处降为最小,即 $rv_\theta$ 在出口轮毂处最大,轮缘处最小。每条流线在导轮出口处的 $rv_\theta$ 都趋于0。

应该注意的是,在导轮的进口处 $rv_\theta$ 出现增大现

图7 导轮子午面上的速度矩分布

Fig.7 Velocity moment distribution on meridian ellipse of guide pulley

象,并在离进口不远处达到极值,这是造成此处出现负压的主要原因。

图8为根据反问题计算结果得到的导轮叶片的叶型图。可以看出,该叶片流线比较平直,曲率不大,根据前面的理论分析可知该叶片适合于气液混输。另外,该叶片形状较好,角度过渡平滑,叶片间流道通畅,有利于获得较高的效率。

图8 反问题设计的导轮叶型柱面展开图

Fig.8 Cylindrical expanded view of guide pulley blade profile designed by inverse problem

### 3.2 试验验证

为了对设计结果进行验证,利用上述叶型进行了10级多相泵样机的试验研究<sup>[7-8]</sup>。在进口体积含气率为40%时样机的特性曲线如图9所示。

图9 多相泵样机的特性曲线

Fig.9 Characteristic curves of prototype for multiphase pump

由图9可知,样机输送体积含气率40%的介质时,在 $300\text{ m}^3/\text{d}$ 的气液混合流量下,单级扬程约为 $0.04\text{ MPa}$ ,效率大约为40%,且高效区比较宽,试验结果与设计参数吻合良好,充分表明利用准三维方法进行多相泵叶轮的反问题计算是有效的。

## 4 结束语

以速度矩作为控制参数,推导出多相泵导轮中均匀流模型的准三维反问题计算公式,进行了导轮的子午面反问题计算,对多相泵导轮的叶片型状进行了初步设计。基于两类相对流面理论及气泡的受力分析,推导出气、液两相在多相泵导轮中运动的准三维正问题的计算公式,提出一种对多相泵导轮内流场进行准三维数值计算的方法。试验结果证实利用准三维方法进行多相泵导轮的正反问题计算是经济且有效的。

### 参考文献:

- [1] 李清平. 螺旋轴流式多相泵设计初探及其内部气液两相流动的三维数值分析[D]. 北京:石油大学机电工程学院,1998.
- [2] 班耀涛. 螺旋轴流式多相泵性能预测及其实验研究[D]. 北京:石油大学机电工程学院,1999.
- [3] 李清平,薛敦松,朱宏武,等. 螺旋轴流式多相泵的设计与实验研究[J]. 工程热物理学报,2005,26(1):84-87.
- LI Qing-ping, XUE Dun-song, ZHU Hong-wu, et al. Research on hydraulic design concept of an helico-axial multiphase pump and its experimental on performances[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005,26(1):84-87.
- [4] 张武高,薛敦松. 国外多相流泵的研究进展[J]. 水泵技术,1995(6):7-13.
- ZHANG Wu-gao, XUE Dun-song. The development of the multiphase pump in abroad[J]. Pump Technology, 1995(6):7-13.
- [5] 忻孝康,朱士灿,蒋锦良. 叶轮机械三元流动与准正交面法[M]. 上海:复旦大学出版社,1988:71-80.
- [6] 黄思,吴玉林. 叶片式泵内气液两相泡状流的三维数值计算[J]. 水利学报,2001,6:57-61.
- HUANG Si, WU Yu-lin. 3-D calculate of gas-oil flow in rotodynamic pump based on a bubbly flow model[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001,6:57-61.
- [7] 赵新学,李增亮. 井下气液混输泵试验台架设计及试验[J]. 石油机械,2007,35(4):1-4.
- ZHAO Xin-xue, LI Zeng-liang. Design of the test stand for downhole gas-liquid pump and experiment bench[J]. China Petroleum Machinery, 2007,35(4):1-4.
- [8] 苗长山,李增亮,赵新学. 多相混输泵的数值模拟及与实验结果对比[J]. 石油机械,2007,35(11):1-4.
- MIAO Chang-shan, LI Zeng-liang, ZHAO Xin-xue. The numerical simulation of multiphase pump and its comparison with the experimental result[J]. China Petroleum Machinery, 2007, 35(11):1-4.
- (编辑 沈玉英)
- 
- (上接第108页)
- [9] 王芝银,李云鹏,王怡,等. 黄土冲沟陡坡井式穿越管道及井周坡体稳定性研究[R]. 中国石油大学(北京),2008:6.
- [10] 郑颖人,张玉芳,赵尚毅,等. 有限元强度折减法在元磨高速公路高边坡工程中的应用[J]. 岩石力学与工程学报,2005,24(21):3812-3817.
- ZHENG Ying-ren, ZHANG Yu-fang, ZHAO Shang-yi, et al. Application of strength reduction FEM to Yuan-jiang-mohei expressway cut slope stability analysis[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2005,24(21):3812-3817.
- [11] 赵尚毅,郑颖人,张玉芳. 有限元强度折减法中边坡失稳的判据探讨[J]. 岩土力学,2005,26(2):332-336.
- ZHAO Shang-yi, ZHENG Ying-ren, ZHANG Yu-fang. Study on slope failure criterion in strength reduction finite element method[J]. Rock and Soil Mechanics, 2005,26(2):332-336.
- (编辑 沈玉英)