

螺旋离心泵的汽蚀性能研究

¹ 刘成胜, ² 李仁年, ² 韩 伟, ² 李琪飞

(¹ 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100; ² 兰州理工大学流体动力与控制学院, 甘肃 兰州 730050)

摘 要: 以 150×100LN-32 型螺旋离心泵为研究对象, 对其汽蚀方程、汽蚀条件和控制方程进行了分析。采用 CFD 软件 Fluent, 选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 对螺旋离心泵的汽蚀过程进行了模拟, 找出了最容易发生汽蚀的部位。从泵汽蚀基本方程式出发, 通过对螺旋离心泵的结构和汽蚀结果进行分析, 指出其汽蚀部位最容易发生汽蚀的原因和其具有低的必须净正抽吸压头, 即抗蚀性。

关键词: 螺旋离心泵; 汽蚀; 压力

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: (2007) 01-0036-04

Performance study of cavitation in a screw centrifugal pump

¹ Liu Chengsheng, ¹ Li Rennian, ² Han Wei, ² Li Qifei

(¹ Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China;

² College of Fluid Power and Control, Lanzhou Univ. of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The cavitation equation, cavitation condition and control equations are analyzed on the basis of an 150×100LN-32 screw centrifugal pump. The cavitation position is found out by choosing standard $k-\varepsilon$ model and using computational fluid dynamic (CFD) software, Fluent on the basis of simulating cavitation process of the screw centrifugal pump. The reason of cavitation and the cavitation-resistant characteristics are analyzed.

Key words: screw centrifugal pump; cavitation; pressure

收稿日期: 2006-02-21; 修回日期: 2006-09-23。

作者简介: 刘成胜 (1978—), 男, 助理工程师, 研究领域为泵设计与试验。

1 引言

螺旋离心泵作为一种具有特殊结构的固液两相流泵,用途早已超过了其最初开发时用于港口输送鱼的功能,现已发展成为输送含有颗粒、易缠绕固体物的两相流体介质为主的杂质泵和航空航天发动机的增压泵^[1-3]两种类型。杂质泵类型的螺旋离心泵主要应用于冶金、矿山、煤炭、电力、石化、食品、造纸等工业部门以及污水处理、港口河道疏浚等行业,其主要结构是螺旋离心叶轮,进口部分为螺旋叶片,出口部分近似混流式叶片^[4](其叶轮结构如图 1 所示)。

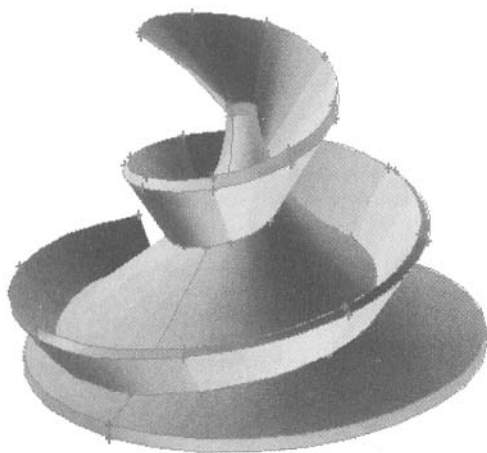


图 1 螺旋离心泵的叶轮结构示意图

Fig.1 The structure of the impeller in a screw centrifugal pump

由于螺旋离心泵的螺旋形叶片进口边向吸入口延伸较大,这样可使流体较早接受叶片的作用,从吸入口到叶片进口边的压降减小,降低了 $NPSH_r$,提高了汽蚀性能。虽然螺旋离心泵有低的净正抽吸压头,但一旦发生汽蚀就会产生噪音和振动,并造成过流部件的腐蚀破坏,所以对其汽蚀研究是非常有必要的。

2 螺旋离心泵的汽蚀过程及汽蚀条件^[5]

螺旋离心泵在运转时,吸入管道中液体的压力从水池液面到叶轮入口逐渐降低,在过流部件

的局部区域,当液体的绝对压力降低到等于或低于当时温度下液体的饱和蒸汽压力时,液体便在该处开始汽化,产生蒸汽、形成气泡。这些气体随液体向前流动,至某高压处时,气泡周围的高压液体致使气泡急骤地缩小以至破裂(凝结)。在气泡凝结的同时,液体质点将以高速填充空穴,发生互相撞击而形成水击。这种现象发生在固体壁面上将使过流部件受到腐蚀破坏。这种产生气泡和气泡破裂使过流部件遭到破坏的过程就是汽蚀。

与一般离心泵一样,螺旋离心泵发生汽蚀的条件是:有效净正抽吸压头 $NPSH_a$ 不大于泵的必需净正抽吸压头 $NPSH_r$, 即 $NPSH_a \leq NPSH_r$, 而

$$NPSH_a = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} = \frac{p_{amb}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} - H_s \quad (1)$$

式中, p_{amb} 为当地环境大气压; ρ 为流体密度; g 为当地重力加速度; v_s 为泵进口 s 处的速度; p_v 为汽化压力; p_s 为泵进口 s 处的压力; H_s 为泵进口 s 处以水柱计的真空表读数。

$$NPSH_r = \frac{v_0^2}{2g} + \lambda \frac{w_0^2}{2g} \quad (2)$$

其中

$$\lambda = \left(\frac{w_k}{w_0} \right)^2 - 1 \quad (3)$$

式中, v_0 为叶片进口稍前的绝对速度; w_0 为叶片进口稍前的相对速度; λ 为叶片进口绕流压降系数; w_k 为叶轮内压力最低点的相对速度。

3 汽蚀的控制方程

在水力机械流道中,单个气泡体积关于空间和时间的变化为

$$\Phi(\vec{r}, t) = \frac{4}{3} \pi R^3 \quad (4)$$

式中, R 为气泡的半径。

蒸发的体积份额定义为

$$\alpha_v = \frac{\Phi \eta}{1 + \Phi \eta} \quad (5)$$

式中, η 为单位流体容积内的气泡数量。

假定不可压缩的液体为 1, 汽液混合相为 m, 从连续性方程可以得到体积分方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (a_v) + \nabla \cdot (a_v \vec{v}_m) = \frac{\rho_l}{\rho_m} \frac{\eta}{(1+\Phi\eta)^2} \cdot \frac{d\Phi}{dt} + \frac{a_v \rho_v}{\rho_m} \cdot \frac{d\rho_v}{dt} \quad (6)$$

由于蒸发的液体比例相当小, 这样可以忽略蒸发潜热, 认为是等温流动。Rayleigh-Plesset 方程与压力和气泡容积 Φ 相关:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_B - p}{\rho_l} - \frac{2\sigma}{\rho_l R} - 4 \frac{\mu_l}{\rho_l R} \cdot \frac{dR}{dt} \quad (7)$$

其中

$$p_B = p_v + p,$$

式中, p_B 为气泡内的压力; p_v 为蒸发的部分压力; p 为非凝结气体的部分压力; σ 为表面张力系数。

4 螺旋离心泵的汽蚀模拟及抗汽蚀性分析^[6,7]

螺旋离心泵包含旋转的动边界和静止不动的静边界, 因此将整个计算域划分成定子和转子两个区域。本文中旋转叶轮和静止蜗壳之间的耦合采用了多旋转坐标系模型 (Multiple Reference Frame)。由于离心泵内的流动大多为湍流运动, 在 Fluent 计算中, 目前采用最多的湍流模型为 $k-\varepsilon$ 模型^[5]。本文采用了标准 $k-\varepsilon$ 模型对螺旋离心泵的内部流场进行模拟, 并加入了汽蚀模型 (计算域如图 2 所示), 对螺旋离心泵的内部流场进行了模拟。

对一般离心泵而言, 其汽蚀发生部位是叶轮进口处和压水室进口处, 对于螺旋离心泵而言, 由图 3 可以看出, 螺旋离心泵的压力最低点约 2763.1 Pa, 位于工作面叶片头部 (此处已发生汽蚀)。此处容易发生汽蚀与其结构有关, 螺旋离心泵的叶轮进口部分为螺旋形叶片, 包角大, 轴

向距离长, 此段具有诱导轮的作用和多级加能的作用。



图 2 计算域

Fig.2 Zones of calculation

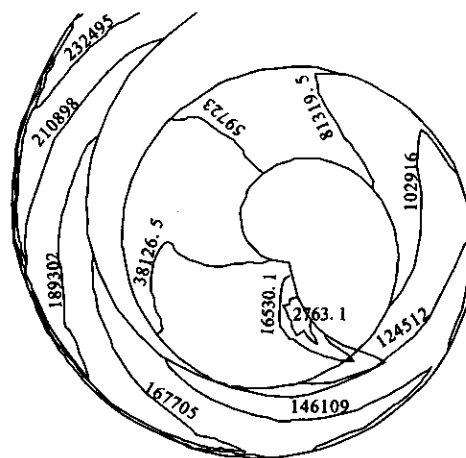


图 3 工作面压力分布

Fig.3 Pressure distribution of working surface

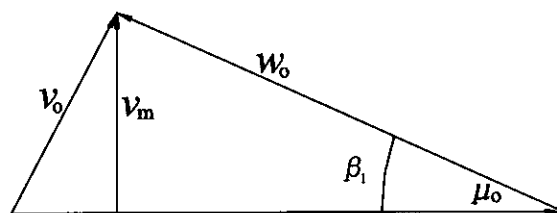


图 4 进口速度三角形

Fig.4 Triangle of velocity on inlet of impeller

式 (2) 为螺旋离心泵的汽蚀方程, 当进口无旋时, 由式 (2)、式 (3) 与叶轮进口速度三角形 (见图 4) 得

$$NPSH_r = \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^{\frac{4}{3}} n^{\frac{4}{3}} D_1^{\frac{4}{3}} \cdot \left[(1+\lambda) \left(\frac{v_0}{u_0} \right)^{\frac{4}{3}} + \lambda \left(\frac{u_0}{v_0} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot v_0^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

叶轮叶尖流量系数

$$\phi = \frac{v_m}{u_0} = \frac{v_0}{u_0} = \frac{240Q}{n\pi D_1^3 (1-\mu^2)} \quad (9)$$

将式 (7) 代入式 (8) 中并整理得

$$NPSH_r = \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{30} \right)^{\frac{4}{3}} \pi^{\frac{2}{3}} (1-\mu^2)^{-\frac{2}{3}} Q^{\frac{2}{3}} n^{\frac{4}{3}} D_1^{\frac{4}{3}} \left[(1+\lambda) \phi^{\frac{4}{3}} + \lambda \phi^{\frac{2}{3}} \right] \quad (10)$$

其中

$$\mu = \frac{D_{h1}}{D_1}$$

式中, Q 为流量; n 为转速; D_{h1} 为进口轮毂直径; D_1 为进口轮缘直径; μ 为轮毂比; ϕ 为叶尖流量系数。

从式 (10) 可以看出, 泵的必须净正抽吸压头是流量、转速、轮毂比、叶片进口绕流压降系数及叶尖流量系数的函数。从图 1 可以看出, 螺旋离心泵的轮毂成锥形, 在进口部分轮毂直径很小。由于螺旋离心泵的叶片进口安放角 β_1 比较小, 一般为 $9^\circ \sim 21^\circ$, 同时螺旋离心泵流道光滑, 从泵进口到压力最低点相对速度变化不大, w_k 和 w_0 比较接近, λ 值较小, 因此由式 (10) 可知, 在流量和转速相同的情况下, 螺旋离心泵具有较

小的必须净正抽吸压头。

5 结论

综上所述, 我们可以得出:

(1) 使用 Fluent 软件能有效模拟螺旋离心泵的汽蚀。

(2) 螺旋离心泵的螺旋段具有诱导轮的作用, 其汽蚀发生在工作面的头部。

(3) 由于叶轮结构的特殊性, 螺旋离心泵具有抗汽蚀性。

参考文献:

- [1] 何海强. 某型航空螺旋离心泵性能计算研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2004.
- [2] 封俊. 螺旋离心泵的研究现状与应用前景[J]. 水泵技术, 1992, (3).
- [3] 李仁年, 刘成胜, 王秋红. 影响螺旋离心泵扬程的因素分析[J]. 兰州理工大学学报, 2005, 31(1).
- [4] 李仁年, 王丽晶. 杂质泵的研究概况与发展趋势[J]. 水泵技术, 2001, (6).
- [5] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [6] 刘成胜, 李仁年. 螺旋离心泵的外特性试验与流场数值分析[J]. 火箭推进, 2005, 31(5).
- [7] 李仁年, 李兵, 韩伟. 螺旋离心泵工作特性理论分析[J]. 农业机械学报, 2005, (6).

(编辑: 马 杰)