

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.022

预旋调节对离心泵空化影响的试验与数值模拟*

张永学 宋鹏飞 许 聪 田 原 张金亚
(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249)

摘要: 为探究前置导叶不同预旋角度对离心泵空化性能的影响规律,对带有自主设计前置导叶的 IS 150-125-250 型离心泵进行了空化性能试验,选用 Zwart-Gerber-Belamri 空化模型进行 3D 非稳态全流道空化流动数值模拟,结果表明:在一定的角度范围内,负预旋调节可以改善离心泵的空化性能,但超过某一角度后,空化性能将快速恶化;正预旋调节会恶化离心泵的空化性能,正预旋角度越大,恶化程度越明显。对不同预旋角度下叶轮内空泡率分布规律的分析发现,一定范围内的负预旋角会减小叶轮内空化区域,正预旋会增大叶轮内空化区域。

关键词: 离心泵 前置导叶 预旋调节 空化性能 试验 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0131-07

引言

近几十年来前置导叶预旋调节技术已在风机和压缩机中普遍应用,国内外一些学者开始研究前置导叶在叶片泵上的预旋调节。拉扎尔基维茨^[1]认为:叶片泵前置导叶调节能够改善泵的扬程曲线和功率消耗,有利于改善泵的空化和振动特性。吴炳洪^[2]对混流泵前置导叶调节进行了试验研究,对于前置导叶调节的基本原理作了初步的讨论。桂邵波、谭磊等^[3-4]对带有前置导叶的离心泵进行了空化试验,发现预旋调节可以改善叶轮进口流态,对空化性能影响较小。近些年关于前置导叶预旋调节研究主要集中于混流泵和轴流泵,已有的研究表明,预旋调节可以改善扬程特性曲线和功率消耗,减小或防止泵叶轮内发生明显脱流和泵体振动^[5-13]。

空化直接影响离心泵的腐蚀、噪声和振动,导致离心泵水力性能恶化,目前预旋调节对离心泵空化性能的影响研究还少见,关于预旋调节引起空化性能的变化规律尚没有明确的研究成果。本文对加装自主设计的前置导叶 IS 150-125-250 型离心泵进行空化性能试验,得到流量系数 $\varphi = 0.103$ 下,导叶预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = \pm 12^\circ$ 空化性能曲线。为更全面探究预旋角度对离心泵空化性能的影响规律,采用流动计算软件 Fluent,基于均相流假设的 Zwart-Gerber-Belamri 空化模型,对前置导叶角度为 0° 、 $\pm 12^\circ$ 、 $\pm 24^\circ$ 、 $\pm 36^\circ$ 和 -42° 的 IS 150-125-250 型离心泵在流量系数 $\varphi = 0.103$ 工况下进行全流道空

化流场的数值模拟。

1 离心泵空化试验装置与过程

离心泵空化性能试验台如图 1 所示。试验采用 IS 150-125-250 型离心泵,比转数 130,转速 1 450 r/min,设计流量 $200\text{ m}^3/\text{h}$;进口压力由真空压力表测量,精度 0.4 级;出口压力由压力表测量,精度 0.4 级,转速和扭矩由扭矩传感仪测量,精度 0.5 级;流量由电磁流量计测量,精度 0.5 级;前置导叶装在进口有机玻璃段;储水罐容积为 3.2 m^3 。

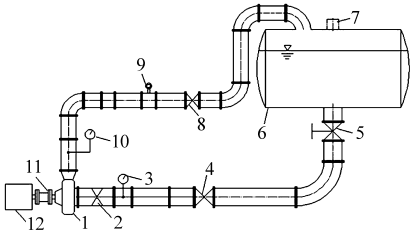


图 1 离心泵空化性能试验装置示意图

Fig. 1 Test rig for centrifugal pump cavitation experiment

1. 离心泵 2. 前置导叶 3. 真空压力表 4. 进口阀 5. 总闸阀
6. 出水槽 7. 注水口 8. 出口阀 9. 电磁流量计 10. 压力表
11. 扭矩仪 12. 电动机

具体试验过程如下:离心泵启动后,通过出口阀调节流量,使之达到流量系数 $\varphi = 0.103$ 对应的流量,待运行稳定后,保持离心泵转速不变,通过调节进口阀逐步降低进口压力,实现离心泵内部空化程度的逐渐增大,调节一次进口阀,记录当时进出口压力、流量和转速。

收稿日期: 2014-03-11 修回日期: 2014-04-15
* 国家自然科学基金资助项目(51209217)和中国石油创新基金资助项目(2012D-5006-0611)
作者简介: 张永学,副教授,主要从事流体机械及工程研究,E-mail: zhyx@cup.edu.cn

2 数值模拟的数学模型

2.1 流体连续和动量方程

在基于均质多相传输方程的模型中,所有相具有相同的速度,流体的质量守恒、动量守恒方程和气相体积分数的输运方程分别为

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla (\rho_m \mathbf{u}_m) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho_m \mathbf{u}_m}{\partial t} + \nabla (\rho_m \mathbf{u}_m \mathbf{u}_m) = - \nabla p +$$

$$\nabla [(\mu_m + \mu_l) \nabla \mathbf{u}_m] + \frac{1}{3} \nabla [(\mu_m + \mu_l) \nabla \mathbf{u}_m]$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_v \alpha_v) + \nabla (\rho_v \mathbf{u}_v \alpha_v) = R \tag{3}$$

其中 $\rho_m = \rho_v \alpha_v + \rho_l (1 - \alpha_v) \tag{4}$

$\mathbf{u}_m = \mathbf{u}_v \alpha_v + \mathbf{u}_l (1 - \alpha_v) \tag{5}$

$\mu = \mu_v \alpha_v + \mu_l (1 - \alpha_v) \tag{6}$

式中 ρ_m ——混合密度, kg/m³

ρ_v ——气相密度, kg/m³

α_v ——气相体积分数 p ——流场压力, Pa

$\mathbf{u}_m, \mathbf{u}_v$ ——质量平均速度和气相速度, m/s

μ_m, μ_l ——混合介质动力粘度和湍流粘度, kg/(m·s)

t ——时间, s

μ ——混合介质粘度, kg/(m·s)

$\mathbf{u}_l$ ——液相的速度, m/s

ρ_l ——液相密度, kg/m³

μ_v, μ_l ——气相和液相的动力粘度, kg/(m·s)

相间质量传输率 R 计算公式为

$$R = R_e - R_c \tag{7}$$

式中 R_e, R_c ——蒸汽生成率和蒸汽凝结率

2.2 空泡动力学方程

Zwart - Gerber - Belamri 空化模型^[14-15] 假定系统中所有空泡半径相同, 相间质量传输率表达式为

$$R = n \left(4 \pi R_B^2 \rho_v \frac{dR_B}{dt} \right) \tag{8}$$

式中 R_B ——空泡半径, m

气相体积分数的计算公式为

$$\alpha_v = n \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) \tag{9}$$

式中 n ——空泡密度

将式(9)代入式(8)中, 可得

$$R = \frac{3 \alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_B - P}{\rho_l}} \tag{10}$$

式中 P_B, P ——空泡内部压力和外部压力, Pa

考虑空泡的生长和溃灭, 式(10)可改成

$$R = F \frac{3 \alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_B - P|}{\rho_l}} \text{sign}(P_B - P) \tag{11}$$

式中 F ——实际校正系数

Zwart - Gerber - Belamri 空化模型表达式为

$$R_e = F_{vap} \frac{3 \alpha_{nuc} (1 - \alpha_v) \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \tag{12}$$

$$R_c = F_{cond} \frac{3 \alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}} \tag{13}$$

式中 α_{nuc} ——成核位置体积分数

p_v ——气化压力, Pa

F_{vap} ——蒸发过程经验校正系数

F_{cond} ——凝结过程经验校正系数

当 $p \leq p_v$ 时, 式(12)表示蒸汽生成率, 当 $p > p_v$ 时, 式(13)表示蒸汽凝结率。

2.3 湍流模型方程

RNG $k - \varepsilon$ 双方程湍流模型, k 和 ε 方程为

$$\frac{\partial (\rho_m k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i k)}{\partial x_i} = G_k + G_b -$$

$\rho_m \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha (\mu_m + \mu_l) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - Y_M + S_k \tag{14}$

$$\frac{\partial (\rho_m \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) -$$

$$C_{2\varepsilon} \rho_m \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon (\mu_m + \mu_l) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - R_\varepsilon + S_\varepsilon \tag{15}$$

$$\mu_t = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{16}$$

式中 u_i ——速度分量

$\alpha_k, \alpha_\varepsilon, \alpha_\mu$ ——经验常数

S_k, S_ε ——用户自定义源项

ε ——湍流耗散率

Y_M ——可压缩湍流脉动耗散

下角标 i, j 表示坐标方向, $C_\mu = 0.0845, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ 为经验常数, G_k, G_b 为由速度梯度和浮力生成的湍动能项。

2.4 网格划分和边界条件

加装前置导叶的离心泵计算域三维模型如图 2 所示, 计算域由 5 部分组成, 分别是带前置导叶的进口延伸段、叶轮、叶轮与蜗壳之间的间隙、蜗壳和出口延伸段。为提高计算精度, 流体区域在划分网格时采用混合结构网格, 在叶片和导叶附近进行适当的加密, 网格总数为 140 万。

边界条件设置如下: 入口边界采用质量流量, 进口处的蒸汽相初始质量流量为 0。出口边界采用压力出口, 壁面采用无滑移边界。叶轮区域与其他区域网格耦合采用 Mesh Motion。

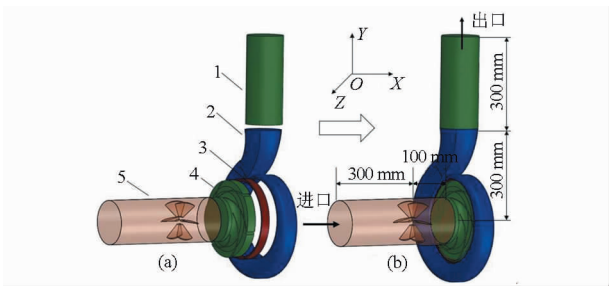


图2 IS 150-125-250型离心泵计算域三维模型
Fig.2 3D model of IS 150-125-250 centrifugal pump
simulating region

(a) 计算域5部分 (b) 计算域三维模型

1. 出口延伸段 2. 蜗壳 3. 叶轮蜗壳间隙 4. 叶轮 5. 带前置导叶进口延伸段

3 离心泵空化性能试验

3.1 相关参数定义

为便于数据处理,引入无量纲数:

空化数 $\sigma = (p_{\infty} - p_v) / (0.5 \rho_l U_2^2)$

扬程系数 $\psi = H / [U_2^2 / (2g)]$

流量系数 $\varphi = Q / (\pi D_2 b_2 U_2)$

式中 p_{∞} ——进口静压,Pa H ——泵的扬程,m

ρ ——流体密度,kg/m³

Q ——流量,m³/h

D_2 ——叶轮直径,m

U_2 ——叶轮出口圆周速度,m/s

b_2 ——叶轮出口宽度,m

3.2 正预旋对离心泵空化性能的影响

流量系数 $\varphi = 0.103$, 预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 时离心泵空化性能试验结果如图3所示。图中A点是扬程初始下降点,B点是工程上离心泵临界空化点(扬程下降3%处)。从图中可以看出,离心泵在A'和A点,预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 对应的扬程系数分别为0.925和0.91,对应的空化数分别为0.326和0.376。相比预旋角 $\gamma = 0^\circ$, $\gamma = 12^\circ$ 预旋角使离心泵的扬程系数降低了1.6%,使扬程初始下降点对应的空化数增大了15.3%。在B点临界空化位置,预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 对应的临界空化数分别为0.22和0.237, 12° 预旋使临界空化数增大了7.7%。从这两个特征可以得出结论, 12° 预旋不仅降低了离心泵的扬程特性,而且削弱了离心泵的空化性能。

3.3 负预旋对离心泵空化性能的影响

流量系数 $\varphi = 0.103$, 预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = -12^\circ$ 时离心泵空化性能试验结果如图4所示,图中A点是扬程初始下降点,B点是临界空化点。从图中可以看出,离心泵在A和A''点,预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = -12^\circ$ 对应的扬程系数分别为0.925和0.937,对应的空化数分别为0.376和0.311,相比预旋角 $\gamma =$

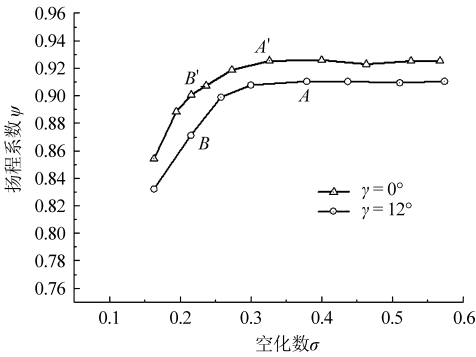


图3 正预旋角的离心泵空化试验结果
Fig.3 Cavitation experiment result of centrifugal pump with positive pre-whirl angle

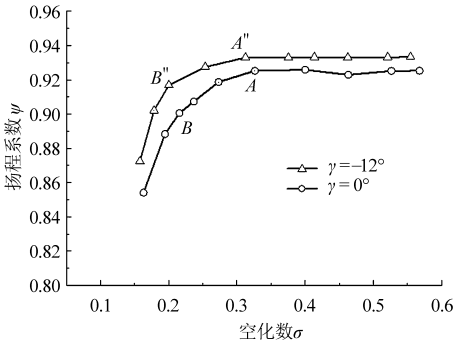


图4 负预旋角的离心泵空化试验结果
Fig.4 Cavitation experiment result of centrifugal pump with negative pre-whirl angle

0° , $\gamma = -12^\circ$ 预旋角使离心泵的扬程系数增大了1.3%,使对应空化数减小了17.3%。在B点临界空化位置,预旋角 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = -12^\circ$ 对应的临界空化数分别为0.22和0.186, -12° 预旋使临界空化数减小了15.4%。从这两个特征可以得出结论, -12° 预旋不仅提升了离心泵无空化时的扬程特性,而且改善了离心泵空化性能。

4 离心泵空化性能数值模拟

4.1 数值模拟可靠性验证

图5给出了前置导叶预旋角 $\gamma = 0^\circ$, 流量系数 $\varphi = 0.103$ 工况下,离心泵空化试验和数值模拟得到

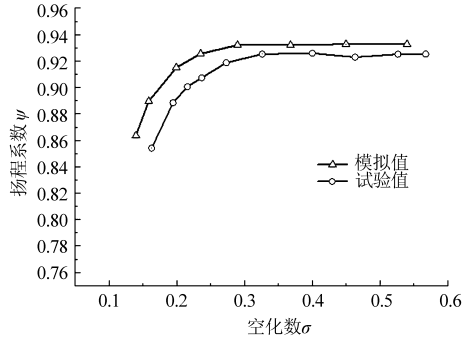


图5 离心泵空化试验与数值模拟的空化性能曲线
Fig.5 Cavitation performance curve of centrifugal pump cavitation experiment and simulation

的空化性能曲线。从图中可以看出在扬程没有降低前(即无空化时),扬程系数的试验值和模拟值分别为 0.926 和 0.933,偏差是 0.64%。在扬程下降段,取相同的进口空化数 $\sigma = 0.2$,试验值、模拟值对应的扬程系数分别为 0.891 和 0.914,相比试验值,模拟值偏差仅 2.6%。由此可知,数值模拟与试验值能很好地吻合,说明本文采用数值模拟的可行性。

4.2 正预旋模拟结果分析

为研究更大范围正预旋角对离心泵空化性能的影响规律,在流量系数 $\varphi = 0.103$ 工况下采用数值模拟方法对预旋角 0° 、 12° 、 24° 和 36° 离心泵的空化流动进行模拟计算。计算结果如图 6 所示,图中虚线 1 是每个预旋角度下的扬程初始下降点连线,虚线 2 是每个预旋角度下的临界空化点连线。从虚线 1 和虚线 2 的倾斜方向可明显看出,随着正预旋角度的增大,扬程初始下降点对应的空化数和临界空化数逐渐增大,说明随着正预旋角度的增大,离心泵的空化性能逐渐变差。这与分析试验结果得到的规律完全一致,即正预旋削弱离心泵空化性能,且正预旋角度越大,削弱程度越明显。

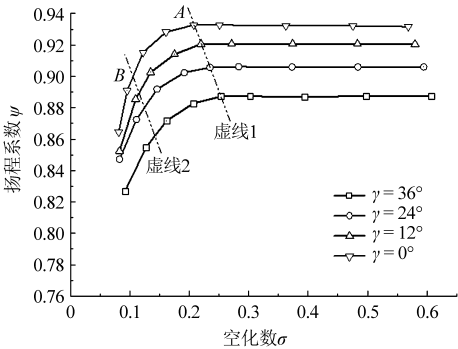


图 6 正预旋角的离心泵空化数值模拟结果
Fig.6 Cavitation simulation result of centrifugal pump with positive pre-whirl angle

4.3 负预旋模拟结果分析

为更大范围地探究负预旋对离心泵空化性能影响规律,在流量系数 $\varphi = 0.103$ 工况下采用数值模拟方法对预旋角 0° 、 -12° 、 -24° 、 -36° 和 -42° 离心泵的空化流动进行模拟计算。计算结果如图 7 所示,图中过 A 点的虚线是每个预旋角度下扬程初始下降点连线。从虚线的倾斜方向看出,随着负预旋角度的增大,扬程初始下降点 A 对应的空化数逐渐减小,说明离心泵的空化性能越来越好。

图 8 给出了临界空化数与所有预旋角度的关系,相比 $\gamma = 0^\circ$ 预旋角,所有正预旋角均使临界空化数增大, $\gamma = -12^\circ$ 预旋角使临界空化数减小 7.08%, $\gamma = -16^\circ$ 预旋角使临界空化数减小 8.03%, $\gamma = -20^\circ$ 预旋角使临界空化数减小

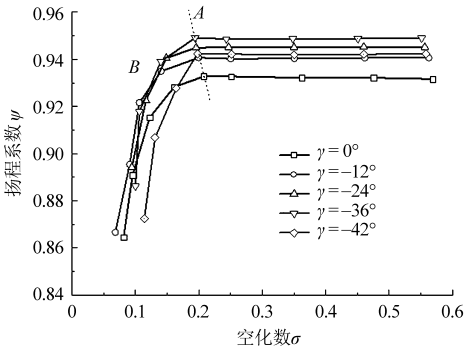


图 7 负预旋角的离心泵空化数值模拟结果
Fig.7 Cavitation simulation result of centrifugal pump with negative pre-whirl angle

16.13%, $\gamma = -24^\circ$ 预旋角使临界空化数减小 15.93%,而 $\gamma = -36^\circ$ 预旋角使临界空化数增大 0.8%, $\gamma = -42^\circ$ 预旋角使临界空化数增大 29.2%,分析可知预旋角约为 $\gamma = -20^\circ$ 时,其对应临界空化数最小。由此可得,在流量系数 $\varphi = 0.103$ 工况下,负预旋使临界空化数最大程度上减小 16.13%。结合上述分析数据和图 8 所示曲线可知,在负预旋角度小于 20° 范围内可以改善离心泵的空化性能,否则会降低离心泵的空化性能。

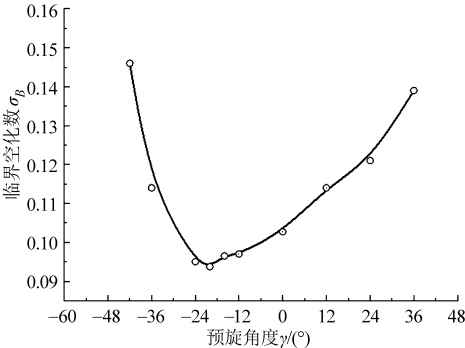


图 8 预旋角度与临界空化数关系曲线
Fig.8 Relationship between pre-whirl angle and critical cavitation number

4.4 预旋对离心泵叶轮内部空化影响分析

(1)离心泵空化性能曲线与叶轮内部空化程度对应关系

图 9 给出了离心泵空化性能曲线与叶轮内部空化程度对应关系,图中取无空化点 O、扬程初始下降

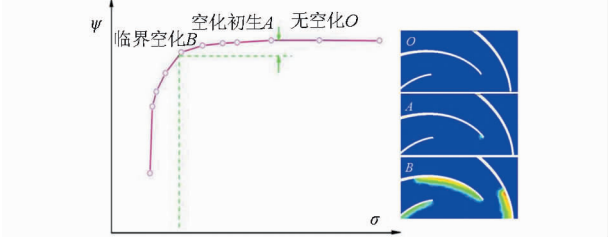


图 9 离心泵外特性与叶轮内部空化区域对应关系
Fig.9 Relationship between cavitation zone of impeller channels and external characteristics of centrifugal pump

点 A 和临界空化点 B 3 个特征点具体说明。从图中可以看出,在流量、输入功率等条件不变的情况下,导致离心泵扬程下降的因素就是叶轮内部发生的空化。一方面是因为随着空化程度的增大,叶轮流道内空泡所占空间越来越大,导致液相流道变窄,流速增大,从而导致摩擦损失增大;另一方面,随着空化程度的增大,气液两相流所造成的湍流强度越来越大,同样也造成能量损失变大。

(2)不同预旋角下叶轮内部空泡的分布

研究不同预旋角对叶轮内部空泡分布的影响,需保证其他因素不变,即选取相同的流量系数 $\varphi = 0.103$ 和进口空化数 $\sigma = 0.13$ 。在此条件下,对预旋角度 $\gamma = 0^\circ$ 、 $\gamma = -12^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 分别进行离心泵的空化流动数值模拟计算,结果如图 10 所示。图中虚线分别与 3 个预旋角对应的空化性能曲线交于 a 、 b 和 c 点,三点对应的进口空化数为 0.13,其对应的叶轮内部空泡分布如图 10 所示,可以直观地看出 $\gamma = -12^\circ$ 、 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 预旋角空泡分布的区域逐渐变大,说明 $\gamma = -12^\circ$ 预旋削弱了叶轮内部的空化程度,而 $\gamma = 12^\circ$ 预旋恶化了叶轮内部的空化。这一规律与试验和数值模拟的空化性能曲线所表现的规律是一致的,进一步证明负预旋改善离心泵的空化性能,正预旋恶化离心泵空化性能这一结论。

(3)不同预旋角度下叶轮内部空化流场分析

在流体机械中,影响空化的尺寸、空化区域在流

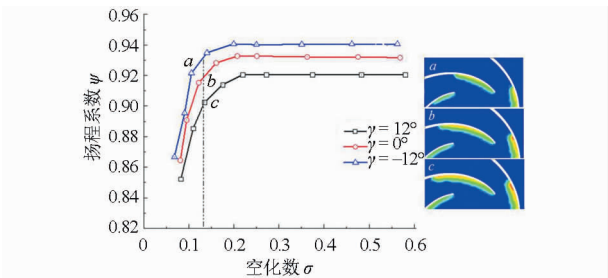


图 10 不同预旋角下叶轮内部空泡的分布

Fig. 10 Vapor volume fraction distribution in impeller channels with different pre-whirl angles

体中的分布位置、发生的周期和存在的持续时间等都取决于压力和速度脉动,而流道中低压区(低于该温度下液体饱和蒸汽压)的大小和叶片表面脱流对压力和速度脉动的影响最直接。图 10 的结果表明 $\gamma = -12^\circ$ 、 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 预旋角空泡分布的区域逐渐变大,空化区域所占比例的增大意味着液相流道变窄,流速增大,速度脉动变强,促使空化程度变大。图 11、图 12 分别给出了在相同的流量系数 $\varphi = 0.103$ 和进口空化数 $\sigma = 0.13$ 条件下,预旋角度 $\gamma = 12^\circ$ 、 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = -12^\circ$ 的叶轮内部压力分布和空化流场,图中带箭头黑线是流体迹线。从图 11 中可以看出, $\gamma = -12^\circ$ 、 $\gamma = 0^\circ$ 和 $\gamma = 12^\circ$ 预旋角对应的低压区逐渐变大,与图 11 中所示的空化区域刚好相对应,说明正预旋增大了流道中的低压区,进而促使液相汽化区域变大。从图 12 可以看出, $\gamma = 0^\circ$ 和

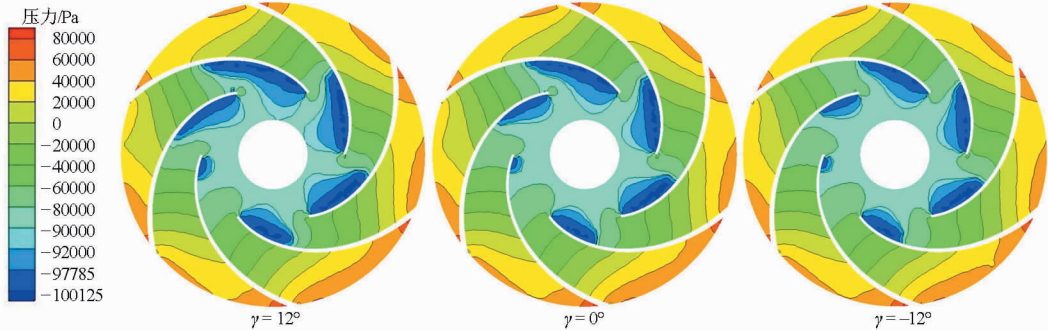


图 11 不同预旋角度叶轮内部压力分布

Fig. 11 Pressure distribution in impeller channels with different pre-whirl angles

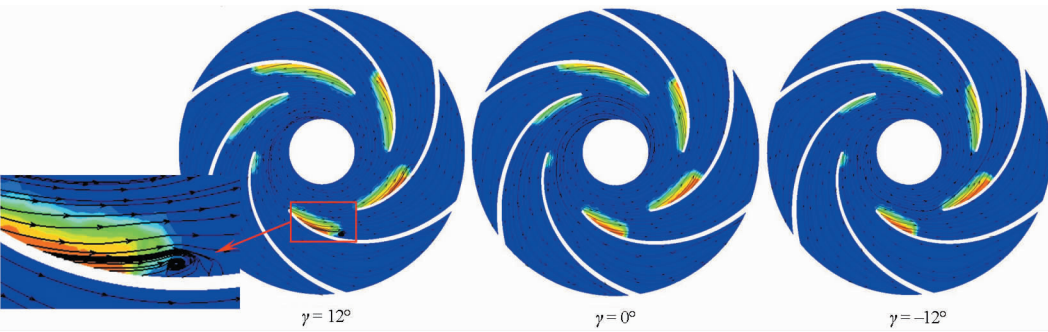


图 12 不同预旋角度叶轮内部空化流场

Fig. 12 Cavitation flow distribution in impeller channels with different pre-whirl angles

$\gamma = -12^\circ$ 下叶片表面没有脱流,而预旋角 $\gamma = 12^\circ$ 对应的叶轮内部空化流场中,其叶片表面明显有脱流发生,形成局部的涡流,促使空化程度进一步的发展。分析结果表明, $\gamma = 12^\circ$ 预旋促使叶轮内部低压区的增大和叶片表面的脱流,从而削弱离心泵空化性能。

5 结 论

(1)带有前置导叶预旋调节的离心泵空化性能试验结果表明,与无预旋调节相比, $\gamma = 12^\circ$ 预旋角时

离心泵临界空化数增大 7.7%, $\gamma = -12^\circ$ 时离心泵临界空化数减小 15.4%。

(2)正预旋使离心泵扬程初始下降点对应的空化数和临界空化数增大;而一定范围内的负预旋使扬程下降点对应的空化数和临界空化数减小。但超过某一负预旋角度后,离心泵空化性能会迅速恶化。

(3)基于数值模拟结果,发现一定范围内的负预旋会减小叶轮内空化区域,而正预旋会增大叶轮内空化区域,促使叶轮内部低压区的增大和叶片表面的脱流,不利于泵的空化性能。

参 考 文 献

1 拉扎尔基维茨 S,特罗斯科兰斯基 A T. 叶片泵计算与结构[M]. 北京:机械工业出版社,1976.

2 吴炳洪. 混流泵和轴流泵的叶片调节与调节机构[J]. 排灌机械,1991(2):3.

3 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试验[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)

4 谭磊,曹树良,桂绍波,等. 带有前置导叶离心泵空化性能的试验及数值模拟[J]. 机械工程学报,2010,46(18):177-182.

5 Fukutomi J, Nakamura R. Performance and internal flow of cross-flow fan with inlet guide vane[J]. JSME International Journal Series B, 2005, 48(4):763-769.

6 Kong Fanyu, Wang Wenting, Huang Daojian, et al. Numerical simulation of inlet guide vane regulation for mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(10):124-128.

7 Cui B, Xu W, Zhu Z, et al. Unsteady flow characteristics in low-specific-speed centrifugal pump with complex impeller[J]. CIESC Journal, 2011, 62(11):3093-3100.

8 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)

9 Tan Lei, Cao Shuliang, Wang Yuming, et al. Influence of axial distance on pre-whirl regulation by the inlet guide vanes for a centrifugal pump[J]. Science China Technological Sciences, 2012, 55(4):1037-1043.

10 杨从新,杜媛英,黎义斌. 导叶参数对混流泵水阻系数及效率的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(5):538-542.

11 Hergt P, Krieger P. Radial forces in centrifugal pumps with guide vanes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1969, 184(14):101-107.

12 Li Yaojun, Wang Fujun. Numerical investigation of performance of an axial-flow pump with inducer [J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2007, 19(6):705-711.

13 Zierke W C, Straka W A, Taylor P D. An experimental investigation of the flow through an axial-flow pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(3):485-490.

14 Zwart P J, Gerber A G, Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics [C] // Fifth International Conference on Multiphase Flow, 2004.

15 Mejri I, Belamri T, Bakir F, et al. Comparison of computational results obtained from a homogeneous cavitation model with experimental investigations of three inducers[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(6):1308-1323.

16 施卫东,李辉,陆伟刚,等. 进口预旋对低比速离心泵无过载性能的影响[J]. 农业机械学报,2013,44(5):50-54,112.

Shi Weidong, Li Hui, Lu Weigang, et al. Effect of prewhirl flow on non-overload performance of low-specific-speed centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(5):50-54,112. (in Chinese)

Experimental and Numerical Investigations of Cavitation
in a Centrifugal Pump with Pre-whirl Regulation

Zhang Yongxue Song Pengfei Xu Cong Tian Yuan Zhang Jinya

(College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China)

Abstract: With the aim to explore the influence of inlet guide vane on the cavitation performance of centrifugal pump, the cavitation experiment on IS 150 – 125 – 250 centrifugal pumps with original design inlet guide vane has been conducted. Using the Zwart – Gerber – Belamri cavitation model, the 3D unsteady cavitation flow in centrifugal pump flow channels has been simulated. The result shows that the negative pre-whirl by guide vane regulation could improve the cavitation performance of centrifugal pump in a certain angle range, and the cavitation performance was deteriorated when the angle exceeds the certain value. The positive pre-whirl regulation deteriorated the cavitation performance of centrifugal pump, and it become even more serious with the increasing positive pre-whirl angle. The analysis of the vapor volume fraction distribution in impeller channels indicates that the negative pre-whirl angle reduced the cavitation zones in impeller, and the positive pre-whirl angle expanded the cavitation zones in impeller channels.

Key words: Centrifugal pump Inlet guide vane Pre-whirl regulation Cavitation performance
Experiment Numerical simulation

(上接第 111 页)

3D Dynamic Characteristics of Rotor System of Pump Storage Generator Set

Zhai Liming¹ Yao Ze² Huang Qingsong² Yan Zongguo³ Wang Zhengwei¹

(1. State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

2. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080, China

3. China Power Complete Equipment Co. , Ltd. , Beijing 100080, China)

Abstract: Analysis on shaft critical speed of pumped storage generator set is a complex problem in rotor dynamics under the influences of mechanical, electromagnetic and hydraulic factors. A 3D finite element model of a rotor-bearing-electromagnetic coupled system for pumped storage generator set was built in SAMCEF ROTOR. The stiffness coefficients of unbalanced magnetic pull, the shaft critical speeds and the modes of vibration were calculated. The effects of the stiffness change of unbalanced magnetic pull in generator, turbine guide bearing and generator guide bearings on the critical speed were also discussed. The results show that the unbalanced magnetic pull increases nonlinearly as the excitation current and rotor eccentricity increase, and decreases the first order lateral critical speed. The lateral critical speed increases with the stiffness of the guide bearings, among which the turbine guide bearing mainly affects the second order critical speed, while the upper and lower generator guide bearing mainly influence the first and third critical speeds.

Key words: Pump storage generator Critical speed Bearing Unbalanced magnetic pull FEM