

旋流泵的特性分析与设计方法探讨

沙毅, 杨敏官, 康 灿, 王军锋, 陈汇龙

(江苏大学能动学院, 镇江 212013)

摘 要: 在旋流泵流场计算及测试基础上, 通过试验分析研究了旋流泵的水力结构参数对其性能的影响; 对 15 种优秀的水力模型进行归纳总结, 推导出旋流泵统计系数设计方法。设计实例表明了该设计方法的实用性与优越性。同时, 针对旋流泵的性能曲线和汽蚀问题与同比转数普通离心泵进行了对比分析。

关键词: 旋流泵; 性能; 设计方法; 试验; 汽蚀

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2004)01-0124-04

0 引 言

旋流泵属于无堵塞自由流泵 (Free Flow Pump), 其发展历史远比离心泵要短, 但国外已将它作为污水浆液输送泵的主要品种^[1], 其结构特点是叶轮退缩至无叶腔后面, 如图 1 所示。在应用方面, 主要有以下几个特点: 1) 不堵塞性, 可以输送粒径为泵出口直径 90% 的固体颗粒或含细长介质的固液混合物, 如含垃圾、短纤维物质或粪便的两相流体; 2) 适用于输送气、液、固三相混合流体, 由于化学和机械作用, 污水在输送过程中会产生气体, 离心式固液泵常因气囊堵塞而失去泵送能力, 而旋流泵对气体不敏感, 当流体中空气含量达 15% 时, 仍能正常运行; 3) 泵效率偏低, 一般 $\eta = 50\%$, 泵扬程低, 一般 $H = 100\text{ m}$ 。

近 20 年来, 国内外学者对旋流泵进行了一系列的研究^[2,3], 但在理论上尚无突出进展, 内部流动和设计过程仍无法用精确的数学方程表达出来。针对这样的现状, 本文通过试验、分析和统计相结合的方法揭示旋流泵流动中的一些规律, 提出旋流泵统计系数设计方法。文中试验工作在江苏大学流体中心闭式、开式水泵试验台和现场完成, 试验方法按 GB3216-89 和 GB/T12785-91 执行。

1 旋流泵内部流动的观察实验

旋流泵内部流动分为贯通流和循环流, 其工作原理的定性描述笔者通过观察输送红萝卜试验得到验证。将泵蜗室进口盖板改成可透入灯光的有机玻璃材料。萝卜随贯通流进入蜗室。由于叶片旋转的圆周线速度远大于萝卜的轴向速度, 要进入叶轮的萝卜被扫回蜗室, 萝卜随循环径向流动, 然后流出蜗室。当小流量时, 萝卜几乎不循环就快速流出蜗室。随着流量加大, 萝卜循环圈数明显增多。

2 旋流泵含气混输观察实验

在同一试验台上将进口管道加一通大气的 $\frac{1}{4}$ 铜球

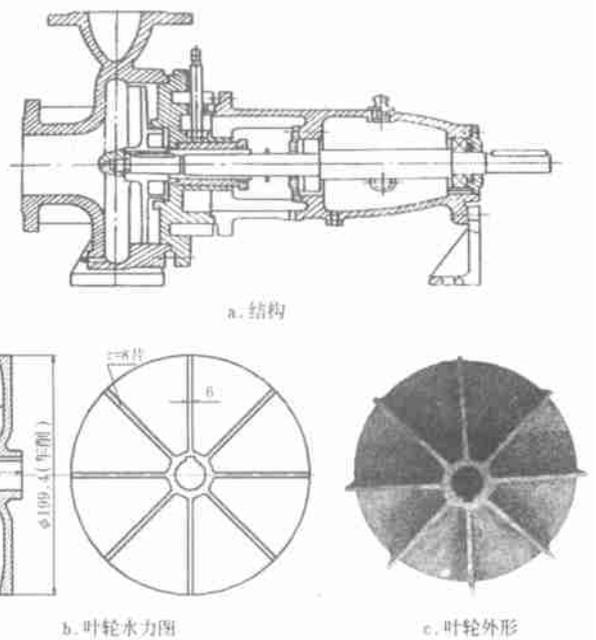


图 1 旋流泵结构及叶轮形式

Fig 1 Structure and impeller of vortex pump

阀。当阀开度为 10% 左右时, 旋流泵正常运行。在蜗室轴线上中央处形成一固定的气泡集群, 随着再循环流外圈气泡被带走而消失泯灭, 进口又不断补充气泡。随着流量增大, 气泡集群缩小。阀开度为 30% 时, 泵进口发生虹吸式的噪声, 运行不稳定。泵流量减小, 出现断断续续的波动。

3 旋流泵结构参数对其性能的影响

目前从理论上还无法建立泵主要水力几何参数与泵性能之间的函数关系, 只能采用最简单的改变几何参数, 分析研究外特性的变化规律, 从而为归纳经验系数打下基础。

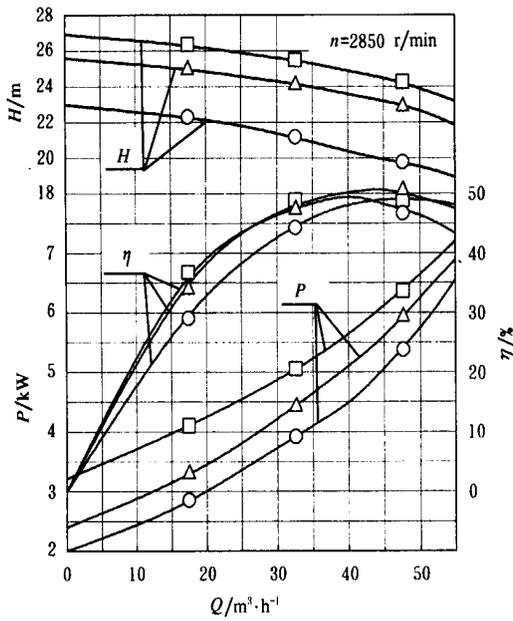
3.1 叶轮外径 D_2 对泵性能的影响

与离心泵一样, D_2 是影响泵性能的一个重要几何参数。试验在其它结构参数固定的条件下, 分别以 3 个不同 D_2 叶轮装入同一台泵进行试验。试验结果如图 2。随 D_2 增大, 扬程与其功率曲线几乎平行上升。且 D_2 增

收稿日期: 2003-04-24 修订日期: 2003-10-25

作者简介: 沙毅 (1961-), 男, 副研究员, 江苏省镇江市 江苏大学能源与动力工程学院, 212013

幅越大, 曲线上升幅度也越大。对于其他结构尺寸参数固定匹配情况下, D_2 以一个中间值所表现出的性能为最佳, 泵效达最高值。旋流泵无叶腔的旋涡水力损失是泵效偏低的主体, 叶轮外径增大, 圆盘摩擦损失增大, 一特定的 D_2 值使旋涡运动处于最小水力损失状态更为重要, 这一方面与离心泵有较大的区别。



泵型号 50WX40×22
几何参数: $D_2=135$ mm, $b_2=26$ mm, $Z=7$ 片, $B=40$ mm
—○— $D_2=125$ mm —△— $D_2=135$ mm —□— $D_2=140$ mm

图 2 叶轮外径对性能的影响

Fig 2 Influence of outside diameter on performance

3.2 叶轮叶片宽度 b_2 对泵性能的影响

在泵其它几何参数不变下, 分别以 4 个不同 b_2 尺寸的叶轮装入同一台泵中试验。试验结果见图 3, b_2 等比增大, 扬程曲线几乎平行上升且变得较为平坦, 功率曲线上升幅度没有 D_2 那么大, 泵效率亦上升。但增大至最佳叶片宽度范围内, 进一步增加 b_2 并不显著影响泵的效率。 b_2 增大有利于提高泵最大流量, 这与离心泵一致。

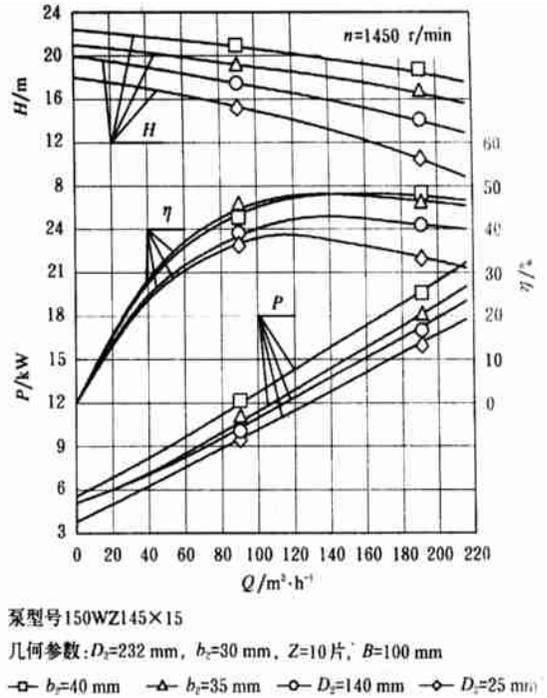
3.3 叶轮叶片数 Z 及叶片形状对泵性能的影响

对潜水旋流泵叶片数的试验表明^[3]: 叶片数 Z 增多, 扬程和效率显著提高, 但达到一定数量后扬程和效率不再增加。文献[4]对 $\beta_2 = 90^\circ$ 叶型叶片数 $Z = 6, 8, 10, 12$ 时进行对比试验, 阐明叶片数最佳范围为 $Z = 8 \sim 10$ 片; 潜水旋流泵通常在 $Z = 6 \sim 10$ 片范围内。文献[5]认为 $Z = 9$ 片时为最佳。

在泵其它几何参数均不变的情况下, 单独设计了三种叶片形状: 前弯 ($\beta_1 = 90^\circ, \beta_2 = 135^\circ$), 直形 ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$) 和后弯 ($\beta_1 = 90^\circ, \beta_2 = 45^\circ$)。将三种叶轮分别装入同一台泵进行试验, 试验结果见图 4。

前弯叶片扬程及泵效均最高 ($V_{u2} > U_2$), 其功率曲线上升较快。由于叶轮出口环量 λ 较大, 旋涡强度较大, 泵扬程高且水力损失小, 但容易造成泵超载运行。直形叶片 ($V_{u2} = U_2$), 结构简单, 功率曲线上升较慢, 泵效

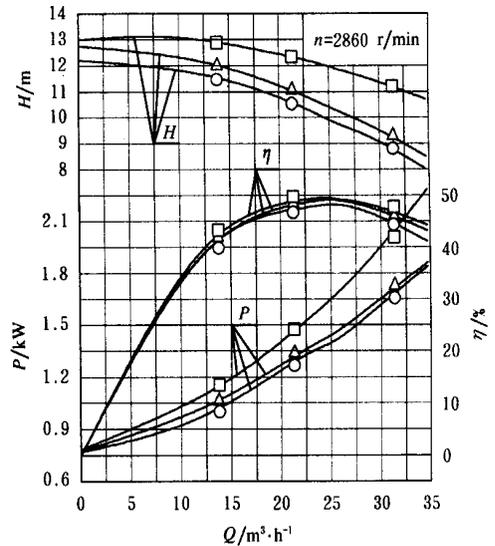
率居中, 设计中优先采用。后弯叶片 ($V_{u2} < U_2$) 泵效率及扬程最低, 且功率曲线上升较快。



泵型号 150WZ145×15
几何参数: $D_2=232$ mm, $b_2=30$ mm, $Z=10$ 片, $B=100$ mm
—□— $b_2=40$ mm —△— $b_2=35$ mm —○— $b_2=25$ mm

图 3 叶片宽度对性能的影响

Fig 3 Influence of blade width on performance



泵型号 WQ×25-10-2.2
几何参数: $D_2=105$ mm, $h_2=23$ mm, $Z=7$ 片, $B=45$ mm

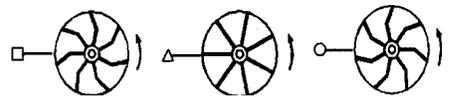
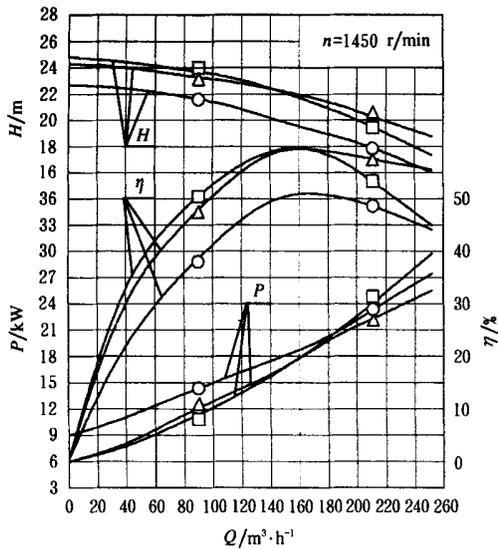


图 4 叶片形状对性能的影响

Fig 4 Influence of blade profile on performance

3.4 涡室宽度 B 对泵性能的影响

无叶腔涡室宽度 B 对泵性能的影响见图 5。 B 增大, 泵流量增大, 通过性能提高。但 B 过大, 扬程曲线及泵效率曲线明显下降。 B 过小, 泵效率也下降, 且通过性能变差, 抽送大径软颗粒受到限制。



泵型号 150WZD150×22
几何参数: $D_2=268$ mm, $b_2=50$ mm, $Z=8$ 片, $B=100$ mm
—□— $B=80$ mm —△— $B=100$ mm —○— $B=125$ mm

图 5 蜗室宽度 B 对性能的影响

Fig. 5 Influence of volute width on performance

4 旋流泵主要水力参数设计计算方法

对旋流泵进行试验研究的主要目的是提出设计方法,改进或提高其性能,通过研究可以看出叶轮 D_2 与 b_2 是决定泵型的两个最基本的水力参数,其他参数可以此而生。本文在归纳总结优秀模型的基础上,提出旋流泵主要水力参数经验系数设计计算方法。

4.1 叶轮外径 D_2

旋流泵以无叶腔中旋涡而得名,无叶腔中贯通流和回流的旋涡运动是产生扬程的主体,叶片泵基本方程式在旋流泵中的环量表达式为

$$H_t = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_{2\text{满}} - \Gamma_{1\text{满}}) \quad (1)$$

式中 H_t ——理论扬程, m; ω ——旋转角速度, rad/s; $\Gamma_{1\text{满}}, \Gamma_{2\text{满}}$ ——无叶腔蜗室进出口速度环量。由于 $\Gamma_{1\text{满}}$ 较小,可忽略不计,则(1)式可变为

$$H_t = \frac{\omega}{2\pi g} \Gamma_{2\text{满}} = \frac{n_{\text{满}} \Gamma_{2\text{满}}}{60g} \quad (2)$$

式中 $n_{\text{满}}$ ——蜗室流体转速,可近似取为叶轮转速 n , r/min。

旋涡理论指出:沿封闭围线的速度环量等于穿过其面上的旋涡强度。分别在叶轮外圆和蜗室出口取两封闭曲线,计算各自速度环量

$$\Gamma_{2\text{叶}} = \frac{1}{2} \pi \omega D_{\text{叶}}^2 = \frac{\pi^2}{60} n D_2^2 \quad (3)$$

$$\text{由(3)式} \quad \Gamma_{2\text{满}} = \frac{\pi^2}{60} n_{\text{满}} d_{2\text{满}}^2 = \frac{60gH_t}{n} \quad (4)$$

从叶轮外圆到蜗室出口取一条流线,其能量关系为

$$\Gamma_{2\text{满}} = (1 - k) \Gamma_{\text{叶}} \quad (5)$$

将式(3)、(4)代入式(5)整理得

$$D_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{gH_t}{1 - K}} \quad (6)$$

将 $H = uH_t$ 代入(6)式,并令 $\varphi = (1 - K)u$, 则(6)式为

$$D_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{gH}{\varphi}} \quad (7)$$

式中 H ——旋流泵扬程, m; D_2 ——叶轮外径, m; n ——泵转速, r/min; u ——滑移系数; K ——旋涡强度损失系数; φ ——扬程系数,由泵的比转数 n_s 从图 6 中查取。笔者对 15 种旋流泵样机水力模型进行统计分析,剔除个别奇点,归纳出 φ 与 ξ 曲线,如图 6 所示。

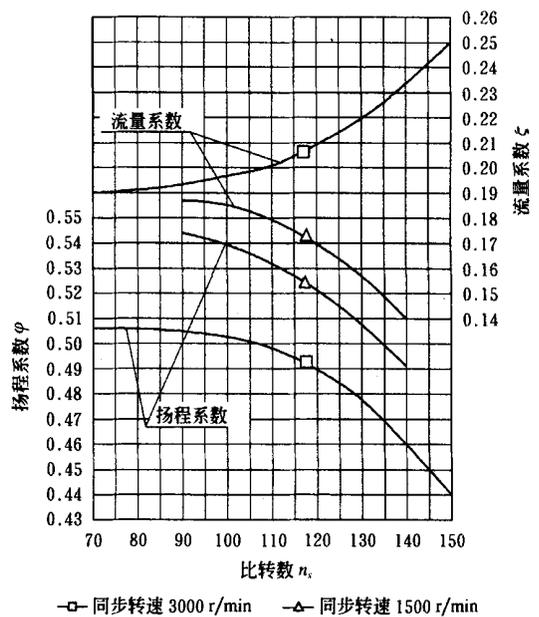


图 6 设计系数曲线

Fig. 6 Curves of coefficients for designing

4.2 叶轮叶片宽度 b_2

由试验结果可知,旋流泵叶轮叶片宽度是影响泵流量的主要几何参数,其值可按下式计算

$$b_2 = \xi D_2 \quad (8)$$

式中 b_2 ——叶轮叶片宽度, m; ξ ——流量系数,根据比转数 n_s 从图 6 中查取。

5 旋流泵设计实例

5.1 泵设计参数及设计结果

设计旋流泵的型号为 80W X60-12, 其额定参数及用上述设计方法得出的设计结果如表 1 所示。

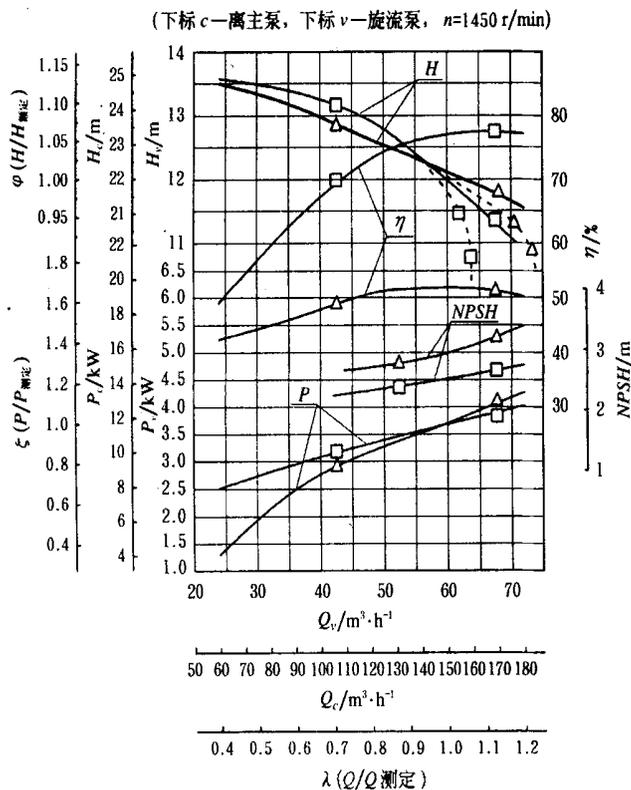
5.2 样机型式试验结果

图 7 为样泵与同比转数离心泵性能试验曲线。

表 1 80W X60 x 12 旋流泵设计实例

Table 1 Case of designing of 80W X60 x 12 vortex pump

泵额定参数		泵水力计算参数					
流量 $Q/m^3 \cdot h^{-1}$	60	1	比转速 n_s	105.794	6	流量系数 ξ	0.116
扬程 H/m	12	2	扬程系数 φ	0.508	7	叶片宽度 b_2/m	0.0401
转速 $n/r \cdot \min^{-1}$	1450	3	叶轮外径 D_2/m	0.2005	8	涡室宽度 B/m	0.050
泵效率 $\eta/\%$	52	4	叶片数 $Z/\text{片}$	8	9	涡室型线	螺旋形
汽蚀余量 $NPSH/m$	3.5	5	叶型线	直射形	10	涡室基圆 D_3/m	0.200



▲ 旋流泵 80WZ60x12 ($n=1450$)
 □ 离心泵 GB150-125-260 ($n=106$), 额定参数: $Q=150 \text{ m}^3/\text{h}$,
 $H=22 \text{ m}$, $n=1450 \text{ r/min}$, $NPSH=2.8 \text{ m}$
 几何参数: $D_2=268 \text{ mm}$, $b_2=25 \text{ mm}$, $\beta_2=28^\circ$, $D_c=132 \text{ mm}$,
 $Z=6 \text{ 片}$, $b_3=48 \text{ mm}$, $D_3=280 \text{ mm}$

图 7 旋流泵与离心泵性能曲线对比

Fig. 7 Comparison of performance curves of vortex pump and common centrifugal pump

5.3 旋流泵与普通离心泵性能对比分析

从图 7 可以看出: 相近比转数的离心泵最大效率值较旋流泵高出 20% 左右。旋流泵扬程曲线较平缓, 不会出现驼峰形状。旋流泵具有优越的汽蚀性能, 与离心泵

相近。离心泵汽蚀区域一般发生在叶轮叶片进口边背面, 由于流道狭窄, 气泡堵塞流道而造成断流, 使扬程、效率急剧下降, 如图 7 中虚线所示。由于旋流泵其独特的运行机理, 涡壳旋涡中心压力最低, 为泵汽蚀发生区域, 故表现出旋流泵汽蚀性能的特殊性, 流道为无叶片的宽敞涡室, 气泡不可能布满流道, 故泵 $H_s = 9.5 \text{ m}$ 时扬程曲线才会急剧下降, 且不会出现汽蚀的其他特征: 噪声和振动。旋流泵轴功率曲线在小流量区域较离心泵上升慢, 在大流量区域较离心泵上升快。

6 结 论

1) 从图 7 中可以看出, 样泵额定效率值达 54.78%, 比中国长沙水泵厂引进的日本荏原公司同类产品 80DV55.5 ($Q = 72 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 10.7 \text{ m}$, $\eta = 47.5\%$, $n_s = 126.5$) 的效率高出 7% 左右, 证明设计本方法有一定的准确性和优越性。

2) 到目前为止, 旋流泵实验研究基本上还停留在以清水为介质, 固液两相介质在泵中的真实流动及其性能换算方法的研究十分重要, 有待于进一步探索。

3) 旋流泵内部流场目前还只能定性描述, 进一步的研究应借助先进的 PIV (粒子图像速度仪) 进行测试和计算分析研究。

[参 考 文 献]

[1] 李世煌, 封俊. 旋流泵的研究现状及其发展建议[J]. 北京农业工程大学学报, 1987, (3): 55-63

[2] 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场测试[J]. 农业机械学报, 1996, 27(4): 49-54

[3] 机械工业技术发展基金项目, 污水污物潜水电泵设计方法的研究试验研究报告[R]. 江苏工学院, 1988

[4] 骆仙凤. 输送污水的涡流泵性能探讨[J]. 水泵技术, 1990, 79(3): 42-48

[5] Rutschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen [J]. Schweizerische Bauzeitung, 1968, (8): 26-32

Design method and characteristic analysis of Vortex pump

Sha Yi, Yang Minguan, Kang Can, Wang Junfeng, Chen Huilong

(College of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract Based on calculation and measuring of the flow in vortex pump, the analysis of the influence of hydraulic and structural parameters on vortex pump's performance was carried out through experiment. Fifteen excellent hydraulic models were summarized and the design method involving statistical coefficient were obtained. The case of designing proved that the design method was practical and satisfying. Comparing of performance curves and cavitation property with common centrifugal pump of same specific speed was presented in this paper.

Key words: vortex pump; performance; design method; experiment; cavitation