

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.07.008

# 低比转数潜水电泵无过载设计\*

施卫东<sup>1</sup> 孙新庆<sup>1</sup> 陆伟刚<sup>1</sup> 刘 强<sup>2</sup> 董国庆<sup>2</sup>

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 济宁安泰矿山设备制造有限公司, 济宁 272300)

**【摘要】** 结合 BQS80-180/3-90 型低比转数潜水电泵的设计, 分析叶轮结构参数对泵轴功率特性的影响。在保证泵运行时最大轴功率不超过配套电动机输入功率的前提下, 为了能够减小配套电动机功率, 进一步研究减小泵最大轴功率的方法, 提出了叶轮结构参数设计判别公式。利用 Fluent 软件对轴功率进行预测, 结果表明: 利用该判别公式设计的叶轮, 最大轴功率与额定设计工况下轴功率的比值小于 1.2。通过样机试验, 各项参数均达到额定要求, 且最大轴功率大幅度降低, 验证了判别式的实际应用效果。

**关键词:** 潜水电泵 低比转数 无过载 数值模拟 设计 试验

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)07-0036-04

## Non-overload Designing Research on Low Specific Speed Submersible Pump

Shi Weidong<sup>1</sup> Sun Xinqing<sup>1</sup> Lu Weigang<sup>1</sup> Liu Qiang<sup>2</sup> Dong Guoqing<sup>2</sup>

(1. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Jining Antai Mine Equipment Manufacturing Co., Ltd., Jining 272300, China)

### Abstract

Based on the design of low specific speed submersible pump, the influence of impeller structure parameters on shaft power of pump was analyzed. Under the condition of the maximum value of shaft power being no more than the input power of matching electromotor, the method of reducing the maximum value of pump was further researched in order to reduce the power of the matching electromotor. Then the design discriminated formula of the structure parameters of impeller was presented. The value of shaft power was predicted by the Fluent software. The results indicated that the ratio of maximum power of pump to the power in designing condition was less than 1.2 when the presented discriminated formula was used in design. The results of the experimentation of prototype showed that every parameter met the rating requirements; the maximum value of shaft power of pump was reduced greatly. The results demonstrated the guiding role of the discriminated formula in practice.

**Key words** Submersible pump, Low specific speed, Non-overload, Numerical simulation, Design, Experiment

### 引言

低比转数潜水电泵是抽取地下水的主要设备, 在农村、矿山、自来水公司、铁路、地热开发等领域都有广泛的应用。然而目前低比转数潜水电泵在实际运行时性能很不稳定, 寿命较短, 其中泵过载烧毁电

动机是其中一个重要原因。

低比转数潜水电泵的轴功率曲线会随着流量的增大而不断上升, 比转数越低, 轴功率曲线的上升趋势就越明显<sup>[1-2]</sup>。目前国内低比转数潜水电泵配套电动机功率一般为额定工况轴功率的 1.2~1.3 倍, 当扬程很低时, 最大轴功率有可能超过额定工况轴

收稿日期: 2009-05-25 修回日期: 2009-06-19

\* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2007AA05Z207)、江苏省“333 工程”资助项目和江苏省科技服务业务计划资助项目(BM2008375)

作者简介: 施卫东, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

功率的 1.5 倍。因此,高扬程的低比转数潜水电泵在低扬程工况使用时会导致过载烧毁电动机。所以,无过载低比转数潜水电泵的研究对于提高泵的使用寿命、可靠性等有重要的现实意义。

## 1 设计方法

经试验研究发现,叶轮的设计对泵无过载性能影响较大,通过叶轮设计技术的创新,使泵的轴功率特性曲线变得更加平坦,尽量减小最大轴功率值,使其小于额定工况轴功率的 1.2 倍。在泵的全部扬程范围内都不会出现过载问题的同时还可以减小配套电动机功率,达到节能的目的。

低比转数潜水电泵叶轮设计时,结构参数的确定要受到最大轴功率值、叶片泵基本方程式、两相流原理 3 个方面的制约。

### 1.1 设计判别公式的提出

叶轮结构参数对清水离心泵轴功率的影响,已经做过不少研究,文献[1]推导出清水离心泵最大轴功率值及其位置的关系式为

$$P_{\max} = \frac{1}{4\eta_m} \rho \sigma^2 u_2^3 \pi D_2 b_2 \Psi_2 \tan \beta_2 \quad (1)$$

$$Q_{\max} = \frac{1}{2} \sigma \tan \beta_2 \eta_c \pi D_2 b_2 \Psi_2 u_2 \quad (2)$$

而在低比转数潜水电泵试验研究中发现其最大轴功率一般都大于清水泵  $P_{\max}$  计算值,但不大于  $0.275 \rho \sigma^2 u_2^3 \pi D_2 b_2 \Psi_2 \tan \beta_2 / \eta_m$ 。因此,要满足低比转数潜水电泵轴功率的极值不大于额定设计工况下轴功率 1.2 倍的要求,设定参数判别公式为

$$0.275 \rho \sigma^2 u_2^3 \pi D_2 b_2 \Psi_2 \tan \beta_2 / \eta_m \leq 1.2 \rho g Q_c H_e / \eta_c \quad (3)$$

式中  $\rho$ ——泵送介质的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $\sigma$ ——滑移系数  $D_2$ ——叶轮出口直径,  $\text{m}$   
 $u_2$ ——叶轮出口圆周速度,  $\text{m}/\text{s}$   
 $b_2$ ——叶轮出口宽度,  $\text{m}$   
 $\Psi_2$ ——叶片出口排挤系数  
 $\beta_2$ ——叶片出口安放角, ( $^\circ$ )  
 $\eta_m$ ——泵的机械效率, %  
 $g$ ——重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$   
 $Q_c$ ——泵额定工况下的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$   
 $H_e$ ——泵额定工况下的单级扬程,  $\text{m}$   
 $\eta_c$ ——泵额定工况下的效率, %

### 1.2 扬程公式对参数选择的要求

叶轮结构参数的选择还要满足在额定流量下扬程的设计要求,即满足叶片泵基本方程式为

$$\frac{gH}{\eta_h} = u_2 \left( \sigma u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan \beta_2} \right) - u_1 v_{u1} \quad (4)$$

式中  $H$ ——泵的单级扬程,  $\text{m}$

$\eta_h$ ——泵的水力效率, %

$v_{m2}$ ——叶轮出口轴面速度,  $\text{m}/\text{s}$

$u_1$ ——叶片进口圆周速度,  $\text{m}/\text{s}$

$v_{u1}$ ——叶片进口圆周分速度,  $\text{m}/\text{s}$

叶轮结构参数选择时,只要满足式(3)、(4)两个参数式的要求,就可以在达到额定参数要求的前提下,实现泵的全扬程无过载性能,并且泵的最大轴功率可以控制在额定轴功率的 1.2 倍之内。

### 1.3 固体相对参数选择的影响

应用于煤矿的低比转数潜水电泵不同于普通清水泵,叶轮设计时要考虑到固体颗粒对液体介质流动的影响。由两相流理论可知:在叶轮进口处,固体颗粒的运动速度小于液体水流速度,固体颗粒对水流产生“相对堵塞”,相反在叶轮出口处,固体颗粒的运动速度大于水流速度而对水流产生“相对抽吸”<sup>[3-4]</sup>。因此,无过载设计时,叶轮叶片进口冲角  $\Delta\beta_1$  要适当加大,叶片出口安放角  $\beta_2$  要减小。为了满足低比转数潜水电泵对污水通过能力的要求,叶片出口宽度  $b_2$  要适当增大。

## 2 设计实例及试验分析

### 2.1 设计实例

根据上述设计要点,以 BQS80-180/3-90 型低比转数潜水电泵设计为例,叶轮结构参数选择如下:叶轮进口直径  $D_j = 0.105 \text{ m}$ ,叶轮出口直径  $D_2 = 0.238 \text{ m}$ ,叶轮出口宽度  $b_2 = 0.02 \text{ m}$ ,叶片出口安放角  $\beta_2 = 9^\circ$ ,叶片数  $z = 4$ ,叶片出口厚度  $s_2 = 0.005 \text{ m}$ ,估计泵的机械效率  $\eta_m = 70\%$ ,判别公式(3)的左端为

$$0.275 \rho \sigma^2 u_2^3 \pi D_2 b_2 \Psi_2 \tan \beta_2 / \eta_m = 29484 \text{ W}$$

泵额定工况下的参数为:流量  $Q_c = 80/3600 = 0.022 \text{ m}^3/\text{s}$ ,单级扬程  $H_e = 60 \text{ m}$ ,泵效率  $\eta_c = 52.1\%$ <sup>[5]</sup>,判别公式(3)的右端为  $1.2 \rho g Q_c H_e / \eta_c = 30114 \text{ W}$ 。

显然,式(3)的左端值小于右端值,即最大轴功率值不会超过额定轴功率的 1.2 倍。

参数代入叶片泵基本方程式(4),式中  $v_{u1}$  按导叶出口圆周速度计算值,得单级扬程  $H = 61.03 \text{ m}$ ,符合额定设计要求。

叶轮水力设计图和去除前盖板后的三维实体造型图分别如图 1 和图 2 所示。

叶轮水力设计的主要特征分析:

(1) 叶轮的出口安放角比普通泵小,这是实现全扬程无过载的关键,但这会增加制造难度,对泵效率不利,采用了较大的叶轮出口宽度  $b_2 = 0.02 \text{ m}$ ,适

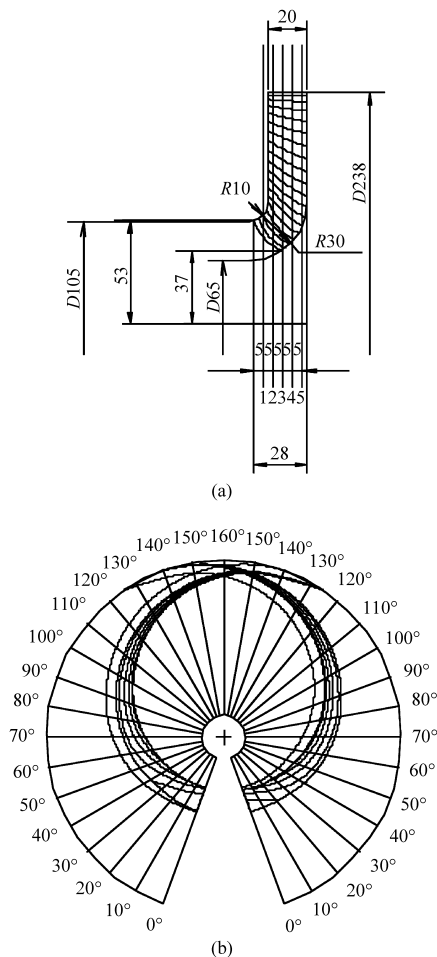


图1 叶轮水力图

Fig.1 Impeller hydraulic drawing

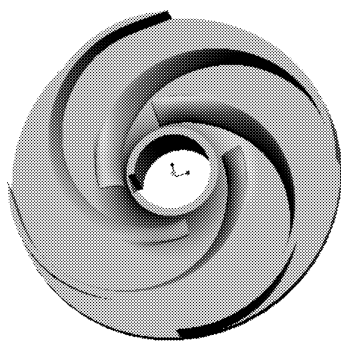


图2 叶轮三维造型

Fig.2 3-D model of impeller

当减少叶片数  $z$  到 4 片等措施,提高了泵效率。

(2) 叶轮的出口宽度比常规设计大,这是为了满足排污排沙无堵塞的要求,对全扬程无过载实际是不利的,但对提高泵效率还是有利的。

(3) 叶轮的叶片包角比普通泵大,这是为了获得较平坦的功率曲线<sup>[6]</sup>,是实现全扬程无过载的重要措施,叶片包角  $\varphi$  为  $180^\circ$ 。

(4) 叶轮的进口安放角比常规设计大,这是为了降低叶轮的制造难度。而且加大进口安放角,减小出口安放角也是两相流泵的设计技巧,也就是说,

加大叶轮的进口安放角,在清水中泵效率会降低,但在排污排沙时,其泵效率会提高,这就可以把全扬程无过载设计理论与两相流泵设计理论有机地统一。

## 2.2 数值模拟计算及分析

叶轮和导叶的三维水体造型如图 3 所示,对单级叶轮和导叶的耦合进行 CFD 数值模拟计算,得到单级叶轮的轴功率曲线<sup>[7]</sup>,如图 4 所示。数值计算显示,在流量为  $110 \text{ m}^3/\text{h}$  时,单级叶轮下的轴功率出现最大值,此时  $P_{2\text{max}} = 24.5 \text{ kW}$ ,整台泵(3 级)的最大轴功率为  $73.5 \text{ kW}$ ,小于电动机的配套功率  $90 \text{ kW}$ 。随着流量进一步增大,轴功率曲线呈下降趋势,则泵在全部扬程范围内无过载。在额定流量下,单级叶轮下的轴功率  $P_{2e}$  为  $22.6 \text{ kW}$ ,  $P_{2\text{max}}/P_{2e} = 24.5 \text{ kW}/22.6 \text{ kW} = 1.08 < 1.2$ ,达到了减小最大轴功率的目的。

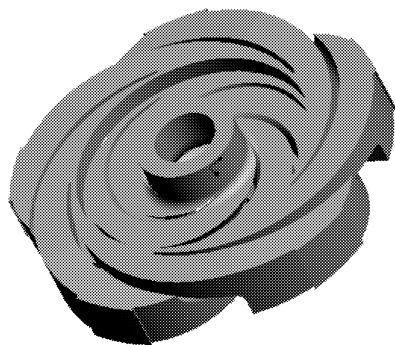
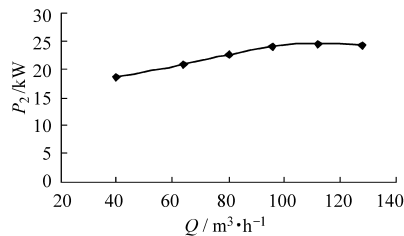


图3 叶轮与导叶三维水体造型

Fig.3 3-D model of impeller and diffuser

截取叶轮和导叶中间回转面,得到叶轮内部流场的相对速度矢量图、叶轮和导叶内部流动的湍动能分布图,分别如图 5 和图 6 所示。

图4  $P_2 - Q$  曲线Fig.4  $P_2 - Q$  curve

由图 5 可以看出,叶轮内部速度场均匀、流畅,没有流动扩散现象,无明显回流区。由图 6 可以看出,叶轮和导叶内部流动的湍动能分布均匀,没有大的湍流脉动,湍流损失较小,说明叶轮设计符合流体的流动规律。

## 2.3 试验及分析

BQS80-180/3-90 型低比速潜水电泵试验结果分别如表 1 所示,其中转速为  $2950 \text{ r/min}$ 。

从实测数据可看出,泵最大轴功率为  $76.9 \text{ kW}$ ,

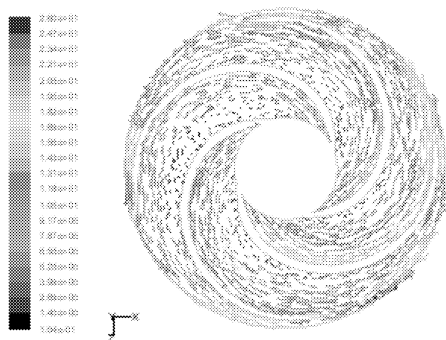


图 5 相对速度矢量图

Fig. 5 Relative vector magnitude

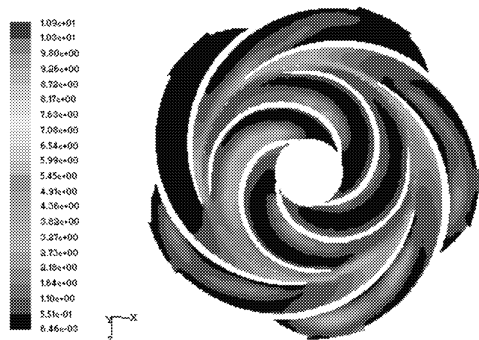


图 6 湍动能分布图

Fig. 6 Turbulent kinetic energy distribution

低于电动机配套功率 90 kW, 达到无过载要求。在额定设计流量  $Q_e = 80 \text{ m}^3/\text{h}$  时, 轴功率约为 74.0 kW, 最大轴功率与设计点工况轴功率的比值为  $76.9/74.0 = 1.04$ , 低于设计要求的 1.2 倍目标, Fluent 数值计算与试验结果基本吻合。由表 1 可知, 泵在额定流量工况下的效率为 58.2%, 高于规

定效率 52.1%。说明按照提出的参数判别公式设计叶轮, 能够满足设计要求。

表 1 泵的性能试验结果

Tab. 1 Testing results of the pump performance

流量 / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	扬程 /m	轴功率 /kW	电动机输入 功率/kW	泵效 率/%
0	236.8	42.9	48.1	0
32.8	227.3	54.2	60.3	37.4
54.6	217.7	63.9	71.2	50.6
60.4	216.1	65.3	72.6	54.4
69.2	207.0	69.7	77.6	55.9
74.8	200.4	72.3	80.4	56.5
81.7	193.6	74.0	82.3	58.2
85.9	188.1	74.6	83.0	58.9
90.2	181.1	76.9	85.5	57.8
96.1	157.9	76.6	85.4	53.9

### 3 结论

(1) 确定了叶轮结构参数对低比转数水泵轴功率特性的影响, 并给出了无过载叶轮设计控制公式:  $0.275\rho\sigma^2u_2^3\pi D_2b_2\Psi_2\tan\beta_2/\eta_m \leq 1.2\rho gQ_e H_e/\eta_e$ , 根据该公式设计的低比转数潜水电泵可以实现最大轴功率小于额定工况轴功率 1.2 倍的要求。

(2) 通过泵最大轴功率值的减小, 可使配套电动机功率适当减小, 改变以往用“大马拉小车”的方式来实现无过载的方法, 节约了能源。

### 参 考 文 献

- 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- 沈宗沼. 国内液固两相流泵的设计研究综述[J]. 流体机械, 2006, 34(3): 32~37.  
Shen Zongzhao. Design summary of liquid-solid two-phase flow pump[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(3): 32~37. (in Chinese)
- Hazra S B, Steiner K. Computation of dilute two-phase flow in a pump[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2007, 203(2): 444~460.
- MT/T671—2005 煤矿用隔爆型潜水电泵[S].  
MT/T671—2005 Flameproof submerge electric pump for coal mine[S]. (in Chinese)
- 施卫东, 刘厚林, 张荣标, 等. 小流量低比转速潜水排污泵的设计[J]. 农业工程学报, 2002, 18(2): 65~67.  
Shi Weidong, Liu Houlin, Zhang Rongbiao, et al. Design of small-discharge low-specific-speed submersible sewage pump[J]. Transactions of the CSAE, 2002, 18(2): 65~67. (in Chinese)
- 施卫东, 张启华, 陆伟刚. 新型井泵水力设计及内部流动的数值模拟[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2006, 27(6): 528~531.  
Shi Weidong, Zhang Qihua, Lu Weigang. Hydraulic design of new-type deep well pump and its flow calculation[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2006, 27(6): 528~531. (in Chinese)