

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.09.009

叶片泵相对性能曲线与比转数的理论关系研究*

李明思 蓝明菊 吕廷波

(石河子大学水利建筑工程学院, 石河子 832003)

摘要: 为了从理论上探讨比转数对叶片泵水力性能的影响,以叶片泵基本方程为基础,推导出在理想流体条件下的相对扬程-流量方程和相对轴功率-流量方程,并对方程与比转数的关系以及方程的应用意义进行了分析和讨论。分析结果表明:叶片泵相对性能曲线方程是高效工况集内关于比转数的泛函数,与穿过额定工况点的等效曲线的斜率有关;相对扬程-流量曲线是关于比转数的二次抛物线;相对轴功率-流量曲线是关于比转数的三次抛物线;当相对流量不等于1时,随着比转数的增大,水泵相对效率降低。比转数越大,穿过额定工况点的等效曲线就越平缓,水泵高效工况区在型谱图中的位置越靠近流量轴,反之,则越靠近扬程轴。

关键词: 叶片泵 相对性能曲线 比转数 型谱图

中图分类号: S277.9; TH31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)09-0046-05

Theoretical Relations between Relative Characteristics of Impeller Pumps and Specific Speed

Li Mingsi Lan Mingjü Lü Tingbo

(College of Water Conservancy and Architectural Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China)

Abstract: In order to analyze the effects of specific speed n_s of impeller pumps on hydraulic performance theoretically, relative head-flow equation and shaft power-flow equation were deduced under the ideal fluid condition based on the basic equation of impeller pumps. The relations between the equations and n_s were analyzed as well as the equations application. The results showed that the equations of relative characteristic curves of impeller pumps were functional set of high efficient operation relevant to n_s and the slope of iso-efficiency curve (IeC) passing the nominal operation point (NOP). The characteristic curve describing the relation of relative head to relative capacity (RC) was the quadratic parabola of n_s and the curve describing the relation of relative shaft power to RC is the cubic parabola of n_s ; for the RC unequal 1, pump efficiency is decreasing with increased n_s . A high n_s causes gentle slope of IeC passing NOP, consequent on the high efficient operation range of impeller pump approaching the capacity axis in the comprehensive characteristic curves charts; conversely, the high efficient operation range approaching the head axis for a low n_s .

Key words: Impeller pumps Relative characteristic curves Specific speed Comprehensive characteristic curve charts

引言

叶片泵相对性能曲线(或无量纲性能曲线)表示的是具有某个比转数的同一类型叶片泵的相对扬

程与相对流量、相对轴功率与相对流量、相对效率与相对流量的关系曲线,曲线的形状随着比转数发生变化^[1]。生产实践中,叶片泵相对性能曲线不仅用以评价某个类型泵的性能特征,还被用来换算该类

收稿日期:2012-09-03 修回日期:2012-10-21

* 国家节水灌溉工程技术研究中心(新疆)联合基金资助项目(Z200901)和石河子大学“263”计划资助项目(SJ08014)

作者简介:李明思,教授,博士,主要从事节水灌溉理论与技术研究,E-mail:leemince-709@163.com

型泵的实际性能曲线,具有明确的使用价值,因此,关于叶片泵相对性能曲线的研究也很多。Timar 分析得出,离心泵相对性能曲线不随叶轮转速变化,而是随液体粘性变化^[2]。Derakhshan 针对离心泵用作水轮机的情况对比了两种工况的相对性能曲线,得出水泵的相对性能曲线随着比转数变化,而水轮机工况的相对性能曲线也是随比转数变化,但是后者的水头曲线和功率曲线变化趋势与水泵工况下的相应曲线的变化趋势相反^[3]。众多关于叶片泵相对性能曲线的研究工作关注的是曲线变化形式,而对于叶片泵相对性能曲线与比转数之间的理论关系和数学模型的研究成果不多,这不利于对叶片泵理论的完善。本文依据叶片泵基本方程和比转数的定义,推演出叶片泵相对性能曲线与比转数之间的数理关系,有利于分析叶片泵高效区变化特点以及分析叶片泵型谱图结构特点。

1 理论推导

以离心泵叶轮为例,考虑理想流体,忽略水流在叶槽中的旋流影响,但是,考虑叶轮在泵壳水体中旋转所产生的摩擦损失。

1.1 基本方程

根据离心泵叶轮速度三角形(图1)和动量矩定理,可以得到以 Euler 方程为基础的叶片泵基本方程^[4]

$$N_{T_w} = \frac{\rho \pi^2 D_2^2}{3600} n^2 Q_T - \frac{\rho \cot \beta_2}{60 b_2 \phi_2} n Q_T^2 \quad (1)$$

$$H_T = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600 g} n^2 - \frac{\cot \beta_2}{60 g b_2 \phi_2} n Q_T \quad (2)$$

式中 N_{T_w} ——理想流体的理论功率,也是叶轮传给水体的功率(或称水功率^[5]),W

ρ ——流体密度,常温下清水取 1000 kg/m^3

g ——重力加速度,取 9.81 m/s^2

D_2 ——叶轮外径,m

n ——叶轮转速,r/min

b_2 ——叶轮出口宽度,m

ϕ_2 ——由叶片厚度引起的叶轮出口截面减少的排挤系数

β_2 ——叶片出水角度

Q_T ——通过叶轮的理論流量, m^3/s

H_T ——理想流体通过叶轮所获得的理論扬程,m

基本方程反映出,水泵的理論特性曲线都与叶轮转速有关,是关于转速 n 的泛函。根据比例律可知,水泵转速 n 变化并不改变其比转数的值,而比转数对应的是最高效率工况,参与计算比转数的参数

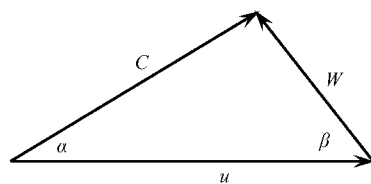


图1 离心泵叶轮速度三角形

Fig. 1 Velocity triangle of centrifugal pump impeller

都是水泵的額定工况参数。对于每一个转速都存在高效工况,因此可以将式(1)和(2)中的转速代换成比转数和額定工况值,由此可得到相对性能曲线。

1.2 相对扬程-流量性能曲线

对式(2)两边同时除以額定工况扬程 H_{T_0} 并整理得到

$$\frac{H_T}{H_{T_0}} = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600 g} n^2 \frac{1}{H_{T_0}} - \frac{\cot \beta_2}{60 g b_2 \phi_2} n \frac{Q_T}{H_{T_0} Q_{T_0}} \quad (3)$$

考虑比转数的表达式

$$n_s = \frac{3.65 n Q_{T_0}^{\frac{1}{2}}}{H_{T_0}^{\frac{3}{4}}} \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)得

$$\frac{H_T}{H_{T_0}} = \frac{\pi^2 D_2^2}{47961 g} \frac{H_{T_0}^{\frac{1}{2}}}{Q_{T_0} n_s} - \frac{\cot \beta_2}{219 g b_2 \phi_2} \left(\frac{Q_{T_0}}{H_{T_0}^{\frac{1}{2}}} \right)^{\frac{1}{2}} n_s \frac{Q_T}{Q_{T_0}} \quad (5)$$

式中 n_s ——相应于理想流体的比转数

H_{T_0} ——理想流体高效工况下額定扬程,m

Q_{T_0} ——理想流体高效工况下額定流量, m^3/s

由水泵等效曲线可知

$$K_{T_0} = \frac{H_{T_0}}{Q_{T_0}^2} \quad (6)$$

式中 K_{T_0} ——理想流体条件下,穿过額定工况点的等效曲线系数

将式(6)代入式(5)整理得到

$$\frac{H_T}{H_{T_0}} = \xi_1 D_2^2 K_{T_0}^{\frac{1}{2}} n_s^2 - \frac{\cot \beta_2}{\xi_2 b_2 \phi_2} K_{T_0}^{-\frac{1}{4}} n_s \frac{Q_T}{Q_{T_0}} \quad (7)$$

其中, $\xi_1 = 2.0977 \times 10^{-5}$, $\xi_2 = 2148.39$ 。

可知相对扬程-流量性能曲线与叶轮转速无关,理論上它是关于比转数的泛函数,其每一个函数元素都是关于比转数的二次抛物线函数。由于函数中含有 K_{T_0} 项,所以函数集表达的是高效工况下的相对扬程与相对流量之间的关系。由于考虑的是理想流体,忽略了水流在泵壳内的冲击损失和摩擦损失,所以,式(7)是关于相对流量的线性函数,如果考虑了上述各项损失,则式(7)应该是关于相对流量的二次抛物线函数,并且开口向下^[6]。

1.3 相对轴功率-流量性能曲线

轴功率是轴承(及填料函)的摩擦损失功率、叶

轮圆盘摩擦损失功率与水功率之和^[7],然而,轴承(及填料函)的摩擦损失功率远小于叶轮与水体之间的摩擦损失功率^[8]。文献[7]认为轴承(及填料函)的摩擦损失功率一般仅为轴功率的1%~3%。对于理想流体而言,由于不考虑水体与叶轮之间的摩擦损失,所以,轴功率近似等于水功率。本文以考虑叶轮与水体摩擦损失和考虑该损失的两种情况推导相对轴功率-流量性能曲线方程。

1.3.1 不考虑叶轮与水体间的摩擦损失情况

根据轴功率的表达式^[1]

$$N_T = \frac{\rho g Q_T H_T}{\eta} \quad (8)$$

式中 N_T ——理想流体条件下的轴功率, W

η ——水泵效率

当水泵在额定工况下工作时其效率最大^[9];又因为考虑的是理想流体,不计叶轮与水体之间的摩擦损失,因此,轴功率等于水功率,此时 $\eta_{\max} = 1$,则轴功率可表示为

$$N_{T0} = \rho g Q_{T0} H_{T0} \quad (9)$$

式中 N_{T0} ——理想流体、额定工况下水泵轴功率, W

将式(9)代入式(1)并考虑比转数的表达式,得

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = \frac{N_{T0}}{N_{T0}} = \xi_1 D_2^2 \left(\frac{H_{T0}}{Q_{T0}^2} \right)^{\frac{1}{2}} n_s^2 \frac{Q_T}{Q_{T0}} - \frac{\cot \beta_2}{\xi_2 \phi_2 b_2} \left(\frac{Q_{T0}}{H_{T0}} \right)^{\frac{1}{4}} n_s \left(\frac{Q_T}{Q_{T0}} \right)^2 \quad (10)$$

将式(6)代入式(10)得

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = \xi_1 D_2^2 K_{T0}^{\frac{1}{2}} \frac{Q_T}{Q_{T0}} n_s^2 - \frac{\cot \beta_2}{\xi_2 \phi_2 b_2} K_{T0}^{-\frac{1}{4}} \left(\frac{Q_T}{Q_{T0}} \right)^2 n_s \quad (11)$$

相对轴功率曲线也是个泛函数,在理想流体条件下,它是关于比转数的二次抛物线,开口向上,截距为0,即相同相对流量条件下,比转数越大,相对轴功率也越高。另外,泛函数表达的是高效运行集中的轴功率与流量的关系。

1.3.2 考虑叶轮与水体间的摩擦损失情况

考虑叶轮与水体之间的摩擦损失功率,由于它比轴承与填料函之间的摩擦损失功率大很多倍^[7-8],所以,以前者近似代替机械损失功率,则轴功率为

$$N_T = N_m + N_{T0} \quad (12)$$

式中 N_m ——叶轮与水体间摩擦损失功率, W

在额定工况下工作的轴功率如式(9)所示,但此时应考虑最大工作效率 η_{\max} 。根据文献[7~8, 10]可知

$$N_m = \xi_3 n^3 D_2^5 \quad (13)$$

式中 ξ_3 ——常数,文献[8]显示 $\xi_3 = 1.3 \times 10^{-5}$

对式(12)两端同时除以额定工作时的轴功率表达式,得到相对轴功率曲线方程

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = N_m \frac{\eta_{\max}}{\rho g Q_{T0} H_{T0}} + N_{T0} \frac{\eta_{\max}}{\rho g Q_{T0} H_{T0}} \quad (14)$$

将式(4)和(6)代入式(14),整理得到

$$\frac{1}{\eta_{\max}} \frac{N_T}{N_{T0}} = \xi_4 D_2^5 K_{T0}^{\frac{5}{4}} n_s^3 + \frac{N_{T0}}{N_{T0}} \quad (15)$$

式中 ξ_4 ——常数,取 2.6211×10^{-10}

因为方程右边第2项正是式(11)所表达的函数,最后得到相对轴功率曲线表达式

$$\frac{1}{\eta_{\max}} \frac{N_T}{N_{T0}} = \xi_4 D_2^5 K_{T0}^{\frac{5}{4}} n_s^3 + \xi_1 D_2^2 K_{T0}^{\frac{1}{2}} n_s^2 \frac{Q_T}{Q_{T0}} - \frac{\cot \beta_2}{\xi_3 \phi_2 b_2} K_{T0}^{-\frac{1}{4}} n_s \left(\frac{Q_T}{Q_{T0}} \right)^2 \quad (16)$$

考虑了叶轮与水体之间的摩擦损失功率以后,得到的相对轴功率性能曲线的截距不为0,而且截距随比转数增大而增大。整个性能曲线是关于比转数的三次抛物线。

2 分析与讨论

由以上推导可知,不论是相对扬程-流量曲线还是相对轴功率-流量曲线,其函数都是由比转数 n_s 和穿过额定工况点的等效曲线方程的系数 K_{T0} 所建立,作为泛函数,相对性能曲线给出的是水泵的高效运行集,也就是生产实践中的高效运行区。随着比转数变化,这个高效运行区的位置也发生变化,因此,相对性能曲线实际上反映了叶片泵型谱图的理论结构。

2.1 相对性能曲线随比转数变化的特点

考察式(7)和(16)发现,理论上,相对扬程-流量曲线和相对轴功率-流量曲线都是关于相对流量的二次抛物线,而且都是开口向下。但是,它们与比转数的关系却明显不同,前者是比转数的二次抛物线;后者是比转数的三次抛物线,而且都是开口向上。当流量 $Q_T \neq Q_{T0}$ 时,相对功率随比转数的变化率大于相对扬程随比转数的变化率。

$$\frac{\partial}{\partial n_s} \left(\frac{N_T}{N_{T0}} \right) = \xi_5 n_s^2 + \xi_6 n_s - \xi_7 \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial n_s} \left(\frac{H_T}{H_{T0}} \right) = \xi_8 n_s - \xi_9 \quad (18)$$

式中 $\xi_5, \xi_6, \xi_7, \xi_8, \xi_9$ ——关于 D_2 和 K_{T0} 以及 $\frac{Q_T}{Q_{T0}}$ 的

常数,且都大于0

表明在理想流体条件下,叶片泵相对轴功率和相对扬程随比转数的增长方式不同。

由式(8)可知,水泵效率与水泵扬程成正比,与

轴功率成反比。根据式(17)和(18)的分析结果,当 $Q_T \neq Q_{70}$ 时,随着比转数 n_s 的增大,相对轴功率的增速大于相对扬程的增速,导致水泵的相对效率降低,因此,在 $Q_T \neq Q_{70}$ 条件下,对于同一相对流量,水泵效率随着比转数的增大而降低,这与关醒凡介绍的实验结论相一致^[1]。另外,从这一分析结果可以推知,比转数越大的叶片泵,其高效工况区的范围也越窄,越不合作变速调节。

根据相对性能曲线的定义,当 $Q_T = Q_{70}$ 时,相对扬程和相对轴功率都应该等于 1,则相应的水泵相对效率也为 1,相对性能曲线不随比转数而变化。

2.2 相对性能曲线与型谱图结构的关系

水泵型谱图描绘的是不同型号的同类水泵的高效工况区范围^[1],这些高效工况区在扬程-流量坐标系中的排列遵循一定的规律。

由于水泵在额定工况下运行时效率最高,所以当 $Q_T = Q_{70}$ 时, $H_T = H_{70}$,则由式(7)可以得到

$$\xi_1 D_2^2 K_{70}^{\frac{1}{2}} n_s^2 - \frac{\cot\beta_2}{\xi_2 b_2 \phi_2} K_{70}^{-1} n_s = 1 \quad (19)$$

解得

$$n_s = \frac{\cot\beta_2 + \sqrt{\cot^2\beta_2 + 387.284 D_2^2 K_{70}}}{0.090134 D_2^2 b_2^2 \phi_2^2 K_{70}^{\frac{3}{4}}} \quad (20)$$

对于离心泵来说,一般情况下 $K_{70} > 1$,所以

$$K_{70}^{\frac{3}{4}} > K_{70}^{\frac{1}{4}} \quad (21)$$

随着 K_{70} 的增大,水泵比转数 n_s 变小;反之则水泵比转数 n_s 增大。如果离心泵型谱图上各泵的效率接近,当等效曲线系数 K_{70} 越小,穿过额定工况点的等效曲线的斜率就越缓,则高效工况区越靠近横坐标(Q 坐标)分布,而且相应的水泵比转数较大;当等效曲线系数 K_{70} 越大,穿过额定工况点的等效曲线的斜率就越陡,则高效工况区越靠近纵坐标(H 坐标)分布,相应的水泵比转数较小。这一结果与文献[5, 11~12]提供的资料相一致。为了计算比转数方便和保证分析结果的代表性,本文以单级单吸清水离心泵(IS 系列)型谱图^[1]为例进行分析。表 1 是额定转速分别为 1 450 r/min 和 2 900 r/min 的单级单吸离心泵的水力性能参数。

表 1 单级单吸清水离心泵 (IS 系列) 水力性能参数

Tab. 1 Hydraulic property parameters of single-stage single-suction centrifugal pump (IS series)

转速 1 450 r/min				转速 2 900 r/min			
型号	$Q/m^3 \cdot s^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	型号	$Q/m^3 \cdot s^{-1}$	H/m	$\eta/\%$
100-80-125	0.013 9	5	75	50-32-200	0.003 5	50	48
200-150-250	0.111 1	20	82	65-40-250	0.006 9	80	50
80-65-125	0.006 9	5	71	80-50-315	0.013 9	125	54
100-80-160	0.013 9	8	75	50-32-160	0.003 5	32	54
125-100-200	0.027 8	12.5	76	65-40-200	0.006 9	50	60
150-125-250	0.055 6	20	81	80-50-250	0.013 9	80	63
200-150-315	0.111 1	32	82	100-65-315	0.027 8	125	66
50-32-125	0.001 7	5	54	50-32-125	0.003 5	20	60
65-50-160	0.003 5	8	60	65-50-160	0.006 9	32	65
80-50-200	0.006 9	12.5	65	80-50-200	0.013 9	50	69
100-65-250	0.013 9	20	68	65-50-125	0.006 9	20	69
150-125-400	0.051 9	44	75	125-100-250	0.055 6	80	78
				80-65-160	0.013 9	32	73

分别计算出各泵的比转数 n_s 和等效曲线系数 K_0 。计算结果如图 2 所示。

从图 2a、2c 可以发现,随着比转数的增大,型谱图上水泵高效工况区的位置近似以原点为中心由靠近扬程轴逐步向流量轴偏转。等效曲线系数的变化规律正相反(图 2b、2d),靠近扬程轴的 K_0 值都较大,而偏向流量轴的 K_0 值最小。

由于表 1 中各泵的效率差别较大,甚至有些泵的效率很低,而式(14)~(16)的推导中考虑的是理想流体状态下的水泵效率,是最高效率,所以根据文献[11]提供的实际叶片泵性能参数计算出的等效

曲线系数的分布规律与理论分析结果有差别,但是整体规律是一致的。

上述分析表明,叶片泵相对性能曲线不仅可用以换算水泵实际性能曲线,帮助理解叶片泵性能变化特点,同时也揭示了叶片泵型谱图结构的规律。

3 结论

(1) 叶片泵相对性能曲线方程是关于比转数的泛函数,而且是高效运行集中的函数,与穿过额定工况点的等效曲线的斜率有关,其相对扬程-流量曲线是关于比转数的二次抛物线,而相对轴功率-流量曲

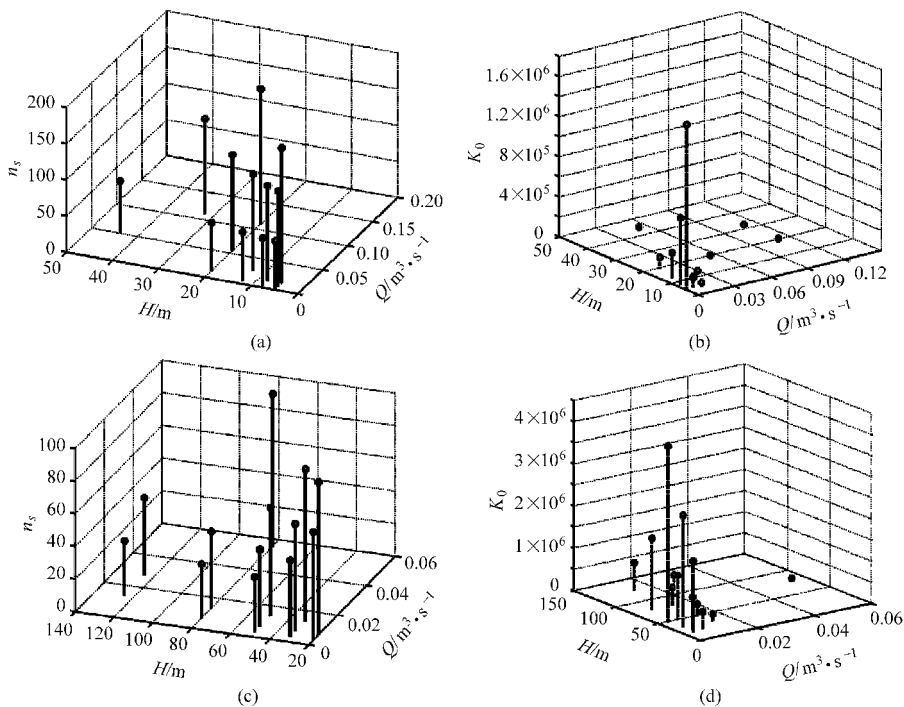


图2 型谱图与比转数、等效曲线斜率的关系

Fig. 2 Relations between pump's comprehensive characteristic curve and specific speed as well as the slope of iso-efficiency curve
 (a) 转速 1450 r/min 时的 n_s . (b) 转速 1450 r/min 时的 K_0 (c) 转速 2900 r/min 时的 n_s . (d) 转速 2900 r/min 时的 K_0

线是关于比转数的三次抛物线。

(2) 当相对流量不等于 1 时, 相对轴功率随比转数的增加速度大于相对扬程随比转数的增加速度, 因此, 水泵相对效率随比转数增加而降低。

(3) 相对扬程-流量曲线所表达的比转数和高

效工况点等效曲线斜率的关系反映了叶片泵型谱图的结构原理。比转数越大, 相应的等效曲线斜率越小, 水泵高效工况区越靠近流量轴; 反之, 水泵高效工况区越靠近扬程轴。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- 2 Timúr P. Dimensionless characteristics of centrifugal pump[C] // Proceedings of the 32nd International Conference of the Slovak Society of Chemical Engineering, 2005: 500 ~ 503.
- 3 Derakhshan S, Nourbakhsh A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(3): 800 ~ 807.
- 4 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵理论扬程的计算[J]. 农业机械学报, 2006, 37(12): 87 ~ 90.
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi. Research on calibration of theoretical head of centrifugal pumps [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12): 87 ~ 90. (in Chinese)
- 5 Volk M. Pump characteristics and applications [M]. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, Taylor and Francis Group, 2005.
- 6 张德胜, 施卫东, 陈斌, 等. 低比转数离心泵内部流畅分析及试验[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 108 ~ 113.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(11): 108 ~ 113. (in Chinese)
- 7 王凯, 刘厚林, 袁寿其, 等. 离心泵多工况水力性能优化设计方法[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 20 ~ 24.
Wang Kai, Liu Houlin, Yuan Shouqi, et al. Optimization method for hydraulic performance of centrifugal pump at multi-operation points [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 20 ~ 24. (in Chinese)
- 8 Lazarkiewicz S, Troskolanski A T. Impeller pumps [M]. Oxford: Pergamon Press, 1965.
- 9 Alfayez L, Mba D, Dyson G. The application of acoustic emission for detecting incipient cavitation and the best efficiency point of a 60 kW centrifugal pump; case study [J]. NDT & T International, 2005, 38(5): 354 ~ 358.
- 10 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报, 2006, 22(12): 107 ~ 109.
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(12): 107 ~ 109. (in Chinese)
- 11 李金根. 给水排水工程快速设计手册(4) 给水排水设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1996.
- 12 Menon E S, Menon P S. Working guide to pumps and pumping stations calculations and simulations [M]. Burlington: Gulf Professional Publishing, Elsevier Inc., 2010.