

引用格式: Yang Junhu, Luo Yutong, Ma Qihang, *et al.* Conversion Relation of Pump Reversal as Turbine in Viscous Media[J]. Journal of Gansu Sciences, 2020, 32(3): 84-89, 100. [杨军虎, 罗钰铜, 马琦航, 等. 黏性介质下泵反转作透平的换算关系[J]. 甘肃科学学报, 2020, 32(3): 84-89, 100.]  
doi: 10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2020.03.016.

## 黏性介质下泵反转作透平的换算关系

杨军虎, 罗钰铜, 马琦航, 林 彬, 姬亚亚

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要** 为了研究黏性介质下泵反转作透平的换算关系, 选用 5 台不同比转速离心泵反转作透平, 在 5 种不同的介质黏度下, 对透平工况进行数值计算。为了验证数值计算的准确性, 对离心泵反转作透平在清水介质下进行实验, 实例表明数值模拟结果与实验结果吻合较好。通过引入以透平叶轮进口圆周速度为特征速度, 进口半径为特征长度的叶轮雷诺数, 得到某一比转速下泵作透平流量换算系数、压头/扬程换算系数随叶轮雷诺数变化的规律, 以及流量换算系数、压头/扬程换算系数与叶轮雷诺数、比转速的关系。结果表明: 对于同一比转速下泵反转作透平, 流量、压头/扬程换算系数随叶轮雷诺数的增大而减小; 随着黏度的增加, 透平最优效率点向大流量工况偏移; 基于泵和透平在最优效率点数据, 采用拟合方式将流量、压头/扬程换算系数表示成仅与比转速、叶轮雷诺数有关的关系式。实例表明: 在研究范围内, 所得关系式可比较准确地计算任一比转速、任一黏度的流量、压头/扬程换算系数。

**关键词** 透平; 黏性介质; 数值计算; 叶轮雷诺数; 换算系数

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1004-0366(2020)03-0084-07

在化工过程工业中有大量一定压力、流量的高压液体。利用液力透平可回收这部分高压液体的能量来驱动一台泵、风机或辅助电机做功。目前, 大多数液力透平是将离心泵反转运行, 因为泵反转作液力透平(PAT, pump as turbine)具有结构简单、维修方便等特点<sup>[1-3]</sup>。

泵反转作液力透平的换算系数研究重点在于泵和液力透平在最优工况下的流量、压头/扬程、功率、效率之间的换算关系, 以用于液力透平的选型。一些学者采用理论推导、试验和数值模拟的方式, 研究离心泵反转用作液力透平的换算关系<sup>[4-11]</sup>, 但这些研究都是基于运动黏度为  $1 \text{ mm}^2/\text{s}$  的常温清水, 而在实际应用中, 一般工作介质不为水, 黏度各有不同。文献<sup>[12]</sup>中采用 CFD 方法以一台比转速为 93 的泵反转作透平为研究对象, 建立了 5 种黏度下 5 个不同工况点的流量、压头/扬程换算系数与叶轮雷诺数的关系。文献<sup>[13]</sup>中选取了 5 台不同比转速的离心泵在 5 种不同黏度介质下反转作透平, 采用

数值模拟的方法研究流量、压头/扬程换算系数随黏度、比转速的变化规律。文献<sup>[14]</sup>中选用一台泵在 5 种较小黏度下反转作透平外特性试验, 得到了该透平最优效率与其叶轮雷诺数、流量系数的关系。

虽然在黏性介质下泵反转作透平换算关系的研究取得了一定成果, 但是对于任一种黏度、任一比转速下如何选取泵的流量、扬程, 仍未见报道。为此, 研究选取 5 台不同低比转速离心泵在 5 种不同黏度介质下反转作透平为研究对象, 引入以透平叶轮进口圆周速度为特征速度, 进口半径为特征长度的叶轮雷诺数, 以期在研究范围内得到任一黏度、任一比转速下最优工况点的泵反转作透平的性能换算关系。

### 1 研究对象确定

选取沈阳水泵研究所 1996 年出版的水力模型汇编中的 5 台单级单吸蜗壳式离心泵反转作液力透平作为研究对象, 这 5 台泵的比转速分别为 34、46、55.7、69、84.5。5 台泵的几何参数见表 1。5 台不同

收稿日期: 2019-01-13; 修回日期: 2019-03-05

基金项目: 国家自然科学基金(51569013)

作者简介: 杨军虎(1962-), 男, 陕西蒲城人, 教授, 博导, 研究方向为流体机械内流理论。E-mail: LZYangJh@lut.cn

比转速离心泵的三维模型见图 1。最优工况的性能参数见表 2。选取 5 种不同的黏性介质作为泵反转

作透平的工作介质,不同黏性介质的物理参数见表 3。

表 1 离心泵几何参数

Table 1 Geometrical parameters of centrifugal pump

参数	离心泵				
	1	2	3	4	5
比转速	34	46	55.7	69	84.5
叶轮进口直径 $D_1$ /mm	70	50	98	62	132
叶轮出口直径 $D_2$ /mm	290	209	272	160	328
进口安放角 $\beta_1/(\circ)$	8	21	17	17	9
出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	31	41	26	37	33
蜗壳基圆直径 $D_3$ /mm	325	214	280	176	340
蜗壳进口宽度 $b_3$ /mm	20	12	26	20	44
蜗壳出口直径 $D_d$ /mm	50	40	80	50	100
叶片数 $Z$	5	5	6	5	6

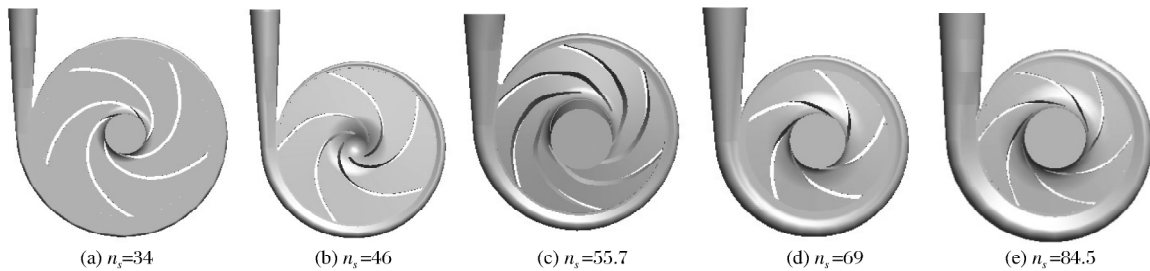


图 1 不同比转速离心泵的三维模型

Fig.1 3D model of centrifugal pumps with different specific speed

表 2 离心泵最优工况下的性能参数

Table 2 Performance parameters of centrifugal pump under optimal operating conditions

比转速 $n_s$	流量 $q_V/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	扬程 $H/\text{m}$	效率 $\eta/\%$	转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	轴功率 $P/\text{kW}$
34.0	37.32	106.96	53.10	2 960	18.3
46.0	21.30	57.56	61.80	2 900	5.6
55.7	90.00	93.60	69.60	2 900	69.6
69.0	30.00	33.50	69.49	2 900	3.2
84.5	170.00	33.00	76.50	1 450	19.7

表 3 不同黏度介质的物理参数

Table 3 The physical parameters of media with different viscosity

介质	密度 $\rho$ $/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	运动黏度 $\nu$ $/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	动力黏度 $\mu$ $/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$
水	998.2	1.00	$1.003 \times 10^{-3}$
黏油 1	845.6	13.40	$1.133 \times 10^{-2}$
黏油 2	839.0	24.47	$5.053 \times 10^{-2}$
黏油 3	851.0	48.48	$4.125 6 \times 10^{-2}$
黏油 4	859.0	60.70	$5.208 1 \times 10^{-2}$

## 2 数值计算

采用 Pro/E 建立蜗壳、叶轮的三维模型,用

ICEM 软件对模型划分网格,并进行网格无关性检查,采用 ANSYS-Fluent 对透平进行数值模拟,设置透平边界条件。

### 2.1 网格无关性检查

采用 ICEM 软件生成四面体非结构化网格,各个区域的网格质量均在 0.3 左右,同时对网格数量做无关性检查,以比转速 55.7 的离心泵反转作透平为例说明,发现当该模型网格数约在 13 万时,计算得到的水力效率变化在 0.2% 以内,因此最终确定网格数为 1 283 399,分别为进口段 221 870、叶轮 444 596、蜗壳 437 069、出口段 104 422,其余离心泵网格生成均与比转速为 55.7 的离心泵反转作透平类似。

### 2.2 边界条件设定

采用 ANSYS-Fluent 软件对透平内部流动进行数值模拟,设置透平进口边界条件为速度进口,出口采用压力出口边界条件,出口压力根据工艺要求设为 0.5 MPa。选用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法,设置残差精度为  $10^{-4}$ ,壁面为无滑移条件。以泵设计流量的 0.8~2.0 倍的 7 个工况点计算透平的进口速度。

## 3 计算结果与分析

### 3.1 数值计算与试验结果比较

为了验证数值计算的准确性,分别对 5 种不同比转速的离心泵反转作透平在清水介质下进行数值计算和试验。液力透平试验台示意图见图 2。 $n_s = 55.7$  的泵反转作透平在清水介质下的试验数据与数值模拟得到的外特性曲线见图 3。由图 3 可知,透平

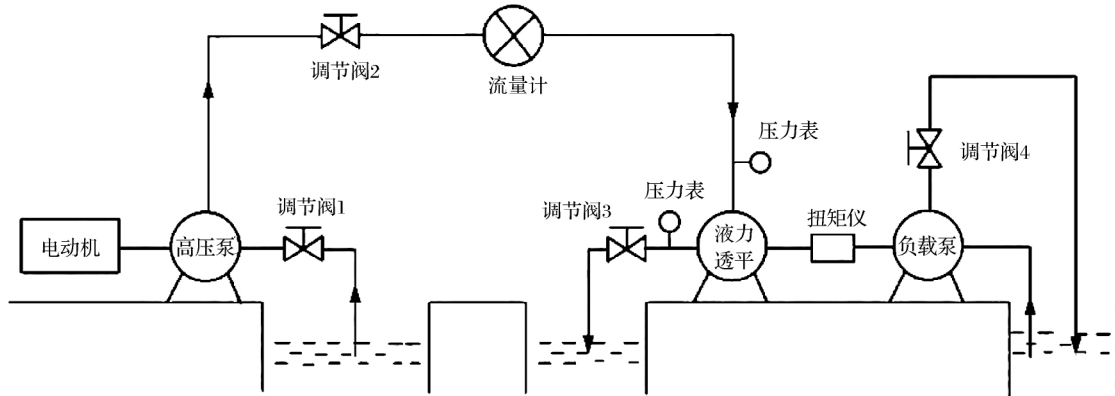


图 2 液力透平试验台

Fig.2 Liquid turbine test table

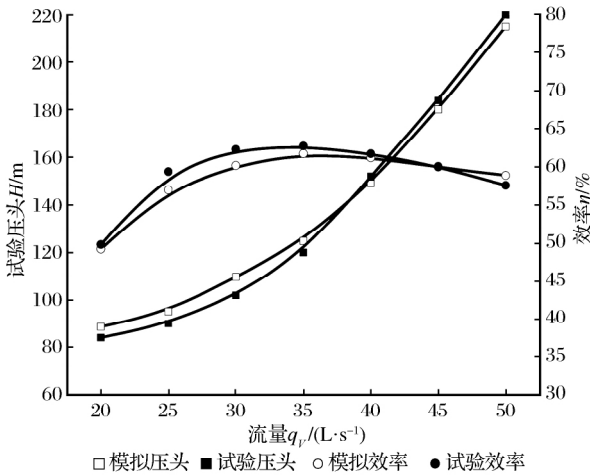


图 3 比转速为 55.7 的离心泵反转作透平试验与数值计算结果分析

Fig.3 Test of the reversal of centrifuge pump with specific speed of 55.7 as turbine and analysis on numerical calculation results

的数值模拟结果与试验结果趋势较吻合,误差较小。因此可在此基础上研究黏度对泵反转作透平换算系数的影响。

### 3.2 黏度对泵反转作透平外特性的影响

在 ANSYS-Fluent 软件里设置不同的动力黏度和密度,并分别按照泵设计工况流量的 0.8~2.0 倍的 7 个工况点进行数值模拟,得到各个比转速 PAT 在

5 种黏度下  $\eta-q_v$  和  $H-q_v$  性能曲线。以  $n_s = 55.7$  的离心泵作透平为例说明黏度对其外特性的影响。 $n_s = 55.7$  的离心泵作透平在透平工况下  $\eta-q_v$  和  $H-q_v$  性能曲线如图 4 所示。

由图 4(a)可知,同一流量下,随着介质黏度的增大,透平工况的效率下降;大流量工况效率下降值小于小流量工况效率下降值;在清水介质下,透平最优工况点在  $q_v = 34$  L/s 处,随着黏度增加到  $60 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,最优工况点在  $q_v = 45.46$  L/s 处。可见随着黏度的增加,透平最优工况点向大流量工况偏移。这导致 PAT 的流量换算系数随黏度的增大而增大。由图 4(b)知,流量  $< 25$  L/s 时,黏度对透平压头影响很小,当流量  $> 25$  L/s,压头随流量的增大而增大。

### 3.3 泵反转作透平换算系数的计算

根据各个比转速泵作透平在 5 种黏度下透平工况的  $\eta-q_v$  性能曲线,可读取各个黏度下透平最优效率对应的最优流量,在  $H-q_v$  性能曲线中读取最优流量对应的压头;将透平在 5 种黏度下最优工况点的流量、压头分别与相应泵在清水介质下最优工况点的流量、扬程相比,可得到各个比转速泵作透平在 5 种黏度下的流量、压头/扬程换算系数。具体数据见表 4。

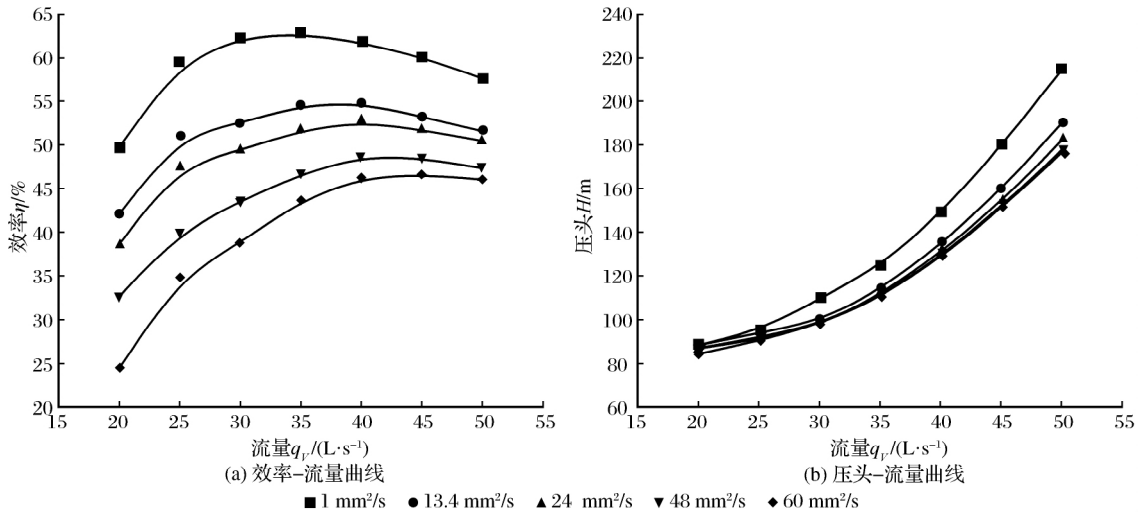


图 4 不同黏度下  $n_s = 55.7$  的泵作透平的外特性曲线

Fig.4 The external characteristic curve of the pump with  $n_s = 55.7$  under different viscosity and as turbine

表 4 换算系数

Table 4 Table of conversion coefficient

项目	运动黏度/( $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )	$K_{q,34}$	$K_{h,34}$	$K_{q,46}$	$K_{h,46}$	$K_{q,55.7}$	$K_{h,55.7}$	$K_{q,69}$	$K_{h,69}$	$K_{q,84.5}$	$K_{h,84.5}$
比值	$\nu = 1.00$	1.261	1.243	1.515	1.599	1.515	1.415	1.453	1.670	1.037	1.100
	$\nu = 13.40$	1.400	1.262	1.642	1.685	1.681	1.418	1.518	1.680	1.049	1.125
	$\nu = 24.47$	1.400	1.262	1.642	1.685	1.681	1.418	1.518	1.680	1.049	1.125
	$\nu = 48.48$	1.560	1.330	1.700	1.750	1.800	1.534	1.655	1.880	1.072	1.155
	$\nu = 60.70$	1.740	1.584	1.950	2.060	1.946	1.664	1.836	2.147	1.175	1.340

注:表中  $K_{q,55.7}$ 、 $K_{h,55.7}$  分别表示比转速为 55.7 时最优效率点的流量、压头/扬程换算系数,其他符号含义与之类似。

流量、压头/扬程换算系数计算公式如下:

流量换算系数为

$$K_q = \frac{q_{V,t}}{q_{V,p,w}} \quad (1)$$

扬程换算系数为

$$K_h = \frac{H_t}{H_{p,w}} \quad (2)$$

其中: $q_{V,t}$ 、 $H_t$  分别为不同黏性介质下透平工况最优效率点的流量、压头; $K_q$ 、 $K_h$  分别为泵反转作透平的流量、压头 / 扬程换算系数; $q_{V,p,w}$ 、 $H_{p,w}$  分别为泵工况输送清水介质( $\nu = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$ )时最优效率点处流量、扬程。

### 3.4 泵作透平换算系数随叶轮雷诺数的变化规律

同一比转速的不同形式泵反转作透平由于其几何尺寸、运动参数不同,使得以某一黏性介质为工作介质时换算系数不同,导致直接以黏度为变量来表达泵反转作透平换算系数会很复杂。而无量纲化的雷诺数包含描述流动过程的几何参数、运动参数和流体本身的物理属性  $\nu$ ,可概括为一个系列的泵反转作透平性能随其变化的关系。为此,以透平叶轮

进口圆周速度为特征速度,进口半径为特征尺寸定义叶轮雷诺数:

$$Re = \frac{U_{1t} R_{1t}}{\nu} \quad (3)$$

其中: $U_{1t}$  为透平叶轮进口圆周速度; $R_{1t}$  为透平叶轮进口半径。

根据式(3),对于某一给定的泵反转作透平,叶轮雷诺数只与黏度成正比是成立的。结合表 3 中的数据,可得到其流量、压头/扬程换算系数随叶轮雷诺数的变化曲线,如图 5 所示。

由图 5 可知,同一比转速下换算系数  $K_q$ 、 $K_h$  随着叶轮雷诺数的增大而减小。

### 3.5 泵作透平换算系数的关系式

为了得到泵作透平在每一黏度、每一比转速的换算系数,将得到的 5 种不同比转速泵反转作透平流量、压头/扬程换算系数随叶轮雷诺数的变化曲线分别拟合为

$$K_q = a - b \times \ln\left(\frac{Re - Re_{60}}{10^5} + 0.05\right) \quad (4)$$

$$K_h = c - d \times \ln\left(\frac{Re - Re_{60}}{10^5} + 0.005\right) \quad (5)$$

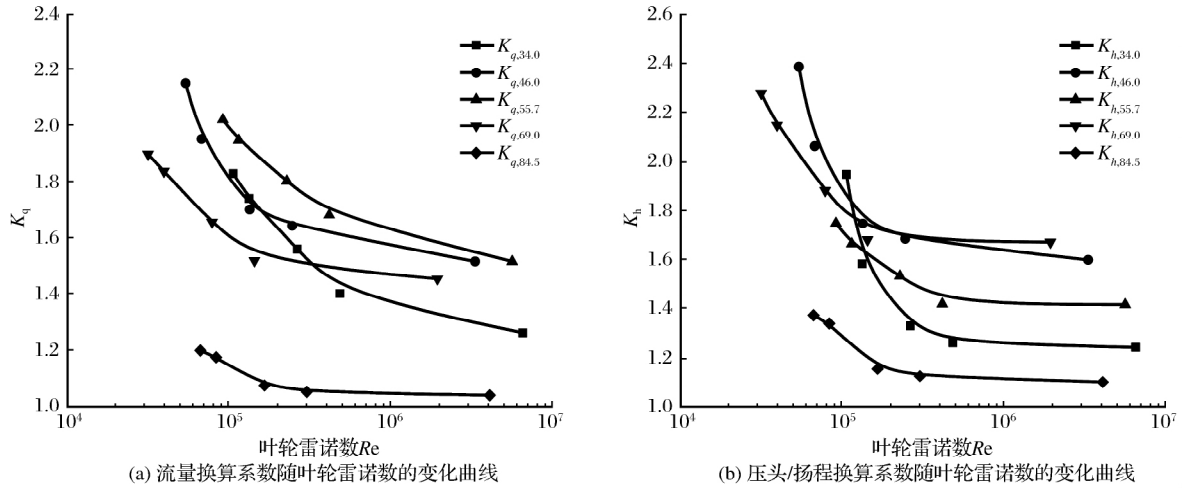


图5 泵作透平换算系数随叶轮雷诺数的变化曲线

Fig.5 Change curve of the conversion coefficient of pump as turbine with the Reynolds number of impeller

其中:  $Re_{60}$  为透平工作介质运动黏度为  $60 \text{ mm}^2/\text{s}$  时的叶轮雷诺数;  $a, b$  是流量换算系数拟合参数;  $c, d$  是压头/扬程换算系数拟合参数。

不同比转速下泵作透平的  $a, b, c, d$  值见表5。

表5 换算系数拟合曲线参数

Table 5 Parameters of fitting curve of conversion coefficient

比转速	拟合参数			
	$a$	$b$	$c$	$d$
34.0	1.596 71	0.088 25	1.421 42	0.057 50
46.0	1.739 09	0.075 42	1.811 24	0.078 69
55.7	1.824 56	0.081 27	1.580 35	0.043 51
69.0	1.578 16	0.046 57	1.893 54	0.082 56
84.5	1.059 86	0.008 18	1.138 07	0.013 23

$a, b, c, d$  仅是泵比转速的函数, 将其以比转速为自变量拟合得到

$$a = -0.018 42 + 0.070 4 \times n_s - 6.822 51 \times 10^{-4} \times n_s^2, \quad (6)$$

$$b = 0.044 86 + 0.002 34 \times n_s - 3.283 65 \times 10^{-5} \times n_s^2, \quad (7)$$

$$c = -2 \times 10^{-5} \times n_s^3 + 0.002 6 \times n_s^2 - 0.098 4 \times n_s + 2.575 7, \quad (8)$$

$$d = -2 \times 10^{-6} \times n_s^3 + 0.000 4 \times n_s^2 - 0.019 3 \times n_s + 0.367 4. \quad (9)$$

这样不同黏度、比转速下泵反转透平的换算系数仅为叶轮雷诺数和比转速的函数, 即

$$K_q, K_h = f(Re, n_s). \quad (10)$$

由于研究对象是以5种不同黏性介质为工作介质的5台不同比转速泵作透平, 因此式(10)有其特定的范围, 即选取泵作透平的比转速范围是34~85, 泵反转作透平的工作介质运动黏度范围是1~60  $\text{mm}^2/\text{s}$ 。

### 3.6 换算系数关系式验证

为了验证得到换算系数和比转速、叶轮雷诺数关系式的准确度, 选取一台比转速为47的IS80-50-250型单级单吸蜗壳式离心泵反转作透平为研究对象。这台泵的参数是: 设计流量  $25 \text{ m}^3/\text{h}$ , 设计扬程  $22.6 \text{ m}$ , 转速  $1 450 \text{ r}/\text{min}$ ; 最优工况点  $q_{v,p} = 27.5 \text{ m}^3/\text{h}, H_p = 22.62 \text{ m}$ 。工作介质参数: 介质1的密度  $842 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 运动黏度  $18 \text{ mm}^2/\text{s}$ ; 介质2的密度  $845 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 运动黏度  $36 \text{ mm}^2/\text{s}$ ; 介质3的密度  $845 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 运动黏度  $50.4 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。利用得到的流量、压头/扬程系数关系式计算  $n_s = 47$  泵作透平换算系数与CFD模拟结果的比较见表6。

由表6可知, 与CFD模拟结果相比, 由新的关系式计算得到的这台泵反转作透平流量换算系数在3种黏度下相对误差最大达到-1.8%, 相对误差

表6 利用得到关系式的计算结果与数值模拟结果的比较

Table 6 Comparison between the results of the relation and the numerical simulation results

介质黏度 / $(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	$K_q$			$K_h$		
	预测的 $K_q$	数值模拟 $K_q$	$K_q$ 相对误差 /%	预测 $K_h$	数值模拟 $K_h$	$K_h$ 相对误差 /%
18.0	1.784	1.73	+1.3	1.63	1.71	-4.7
36.0	1.876	1.91	-1.8	1.79	1.90	-5.8
50.4	1.940	1.96	-1.0	1.95	2.00	-2.5

在±3%内,压头/扬程换算系数相对误差最大达到-5.8%,其相对误差均在±6%内。压头/扬程换算系数相对误差大于流量换算系数的相对误差,主要原因是,同一比转速泵作透平在不同黏度下的压头/扬程换算系数比流量换算系数更加离散,导致拟合误差增大。由此可见,得到的流量、压头/扬程系数关系式可较为准确地计算低比转速泵作透平时在任一黏度、任一比转速下的流量、压头/扬程换算系数。

#### 4 结论

(1) 对于同一比转速泵反转作透平,随着工作介质黏度的增加,透平最优效率点向大流量工况偏移,流量、压头/扬程换算系数随叶轮雷诺数的增大而减小。

(2) 将流量、压头/扬程换算系数表示为仅和比转速、叶轮雷诺数有关的关系式。在研究范围内,所得关系式可比较准确地得到任一比转速、任一黏度的流量、压头/扬程换算系数。

#### 参考文献:

[1] 杨孙圣,孔繁余,宿向辉,等.泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验[J].西安交通大学学报,2012,46(3):36-41.  
 [2] PRADEEP Bansal, NICK Marshall. Feasibility of Hydraulic Power Recovery from Waste Energy[J]. Applied Energy, 2010, 87: 1048-1053.  
 [3] 王晓晖,杨军虎,史凤霞.能量回收液力透平的研究现状及展望[J].排灌机械工程学报,2014,32(9):742-747.

[4] Williams A A. The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: A Comparison of Prediction Methods[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1994, 208(1): 59-66.  
 [5] 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.  
 [6] Singh P, Nestmann F. An Optimization Routine on a Prediction and Selection Model for the Turbine Operation of Centrifugal Pumps[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2): 152-164.  
 [7] 杨孙圣,李强,黄志攀,等.不同比转数离心泵作透平研究[J].农业机械学报,2013,44(3):69-72.  
 [8] 袁亚飞.基于离心泵的水力透平的流场分析及性能预测[D].兰州:兰州理工大学,2010.  
 [9] 周榕,唐晓晨,王辉,等.离心泵作液力透平的数值模拟[J].化工机械,2013,40(5):642-647.  
 [10] 王晓晖,杨军虎,夏正廷,等.泵反转液力透平速度滑移的计算与分析[J].华中科技大学学报:自然科学版,2017,45(9):64-68.  
 [11] 史广泰,杨军虎.离心泵用作液力透平叶轮出口滑移系数的计算方法[J].农业工程学报,2014,30(13):68-77.  
 [12] Li Wenguang. Optimising Prediction Model of Centrifugal Pump as Turbine with Viscosity Effects[J]. Applied Mathematical Modelling, 2017, 41(1): 375-398.  
 [13] 杨军虎,雷蕾,张书玮,等.介质黏度对泵作透平时性能换算的影响[J].排灌机械工程学报,2017,35(7):553-557.  
 [14] Sina Abazariyan, Roohollah Rafee, Shahram Derakhshan. Experimental Study of Viscosity Effects on a Pump as Turbine Performance[J]. Renewable Energy, 2018, 127(11): 539-547.

## Conversion Relation of Pump Reversal as Turbine in Viscous Media

Yang Junhu, Luo Yutong, Ma Qihang, Lin Bin, Ji Yaya

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract** In order to study the conversion relation of pump reversing as turbine in viscous medium, the author selected 5 centrifugal pumps with different specific speed to reverse as the turbine and calculated the values of turbine condition in 5 different media viscosity. The experiment of centrifugal pump reversal as turbine was carried out in clear water medium to verify the accuracy of numerical calculation. It turned out that the numerical simulation results are identical to the test results. By introducing the Reynolds number of turbine with peripheral speed of turbine impeller inlet as reference speed and the radius of inlet as characteristic length, it's able to obtain the changing laws of the flow conversion coefficient of pump as turbine and the conversion coefficient of pressure head/ pump lift in certain specific speed with Reynolds number of turbine, and the relation between the flow conversion coefficient, the conversion coefficient of pressure head/pump lift and Reynolds number of turbine, the specific speed. The results show that, for pump reversal as turbine at the same specific speed, the conversion coefficient of flow and pressure (下转第 100 页)

## Study on the Hydration Heat and Temperature Control Technology for Mass Concrete of the Bridge Bearing Platform

Ai Jianjie, Luo Qingbo, Cai Haiyan, Feng Xiaoxin

(City College, Southwest University of Science and Technology, Mianyang 621000, China)

**Abstract** With the continuous development and expansion of bridge engineering construction in China, the mass concrete is more and more widely used. In order to solve the problem of internal temperature field caused by the hydration heat of mass concrete, taking the mass concrete of the main piers bearing platform of the Ju River super-large bridge as the research object, used the finite element software to make numerical simulation calculation on the hydration heat temperature field after the platform was cast. This paper studied the effect of cooling water flow rate, cooling time and initial temperature on the hydration heat temperature field of the bearing platform, and through the comparative analysis of the measured data, obtained the scheme of achieving the best results by adjusting the cooling water flow rate with time, and concluded that the cooling time of water should be no less than 10 days, which provide reference for the construction of mass concrete in bridge project in the future.

**Key words** Bridge engineering; Bearing platform; Mass concrete; Temperature control; Finite element method

---

(上接第 89 页)

head/pump lift decrease with the increasing Reynolds number of turbine; the point of the highest efficiency of turbine moves to condition with high flow, as the viscosity grows; based on the data of pump and turbine in ; numerical the point with the highest efficiency, the conversion coefficient of flow and pressure head/pump lift is expressed as the correlation related to the specific speed and Reynolds number of turbine, by means of fit method. The examples indicate that, to the extent of research, the obtained equation can accurately calculate the conversion coefficient of flow and pressure head/pump lift at any specific speed and in any viscosity.

**Key words** Turbine; Viscous medium; Numerical calculation; Reynolds number of impeller; Conversion coefficient