

# 转速对导叶式液力回收透平性能的影响

毕智高<sup>1</sup>, 梁颖<sup>1</sup>, 仪云云<sup>2</sup>, 张玉鹤<sup>3</sup>

(1. 榆林学院 化学与化工学院, 陕西 榆林 719000; 2. 东营区科正石油技术服务部, 山东 东营 257061;  
3. 中国交通建设股份有限公司, 北京 100017)

**摘要:** 为了研究转速对导叶式液力回收透平性能影响的特征和规律, 采用 CFD 方法对 960 ~ 2 960 r/min (间隔 500 r/min 共 5 组) 转速下运行的含导叶部件的离心泵反转作液力透平进行了数值计算。结果表明: 不同转速下透平的外特性曲线变化趋势基本一致, 最佳工况的效率及比转速较为接近, 改变转速对提高透平在偏工况下的运行效率效果显著; 降低转速在外部流量和压差均降低的条件下较为适宜, 提高转速在外部流量和压差均升高的条件下较为适宜, 当调节转速不能完全适应外部条件的变化时, 需采取其他调节方式配合实施; 提高转速后透平的工作流量范围变宽, 该范围内扬程和功率曲线变陡; 降低转速工作流量范围缩小, 该范围内的扬程与功率曲线相对平坦; 随着转速的提高, 流量换算系数  $K_Q$ 、扬程换算系数  $K_H$  及功率换算系数  $K_P$  均呈先增大后减小的趋势, 各换算系数均接近于 1, 表明比例定律能够较好地预测导叶式液力透平的最佳工况性能。

**关键词:** 转速; 导叶; 泵作液力透平; 性能曲线; 计算流体力学

中图分类号: TH311 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.07.008

[引用本文格式] 毕智高, 梁颖, 仪云云, 等. 转速对导叶式液力回收透平性能的影响[J]. 热能动力工程, 2021, 36(7): 46-53. BI Zhi-gao, LIANG Ying, YI Yun-yun, et al. Influence of rotating speed on the performance of hydraulic turbine with guide vane[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7): 46-53.

## Influence of Rotating Speed on the Performance of Hydraulic Turbine with Guide Vane

BI Zhi-gao<sup>1</sup>, LIANG Ying<sup>1</sup>, YI Yun-yun<sup>2</sup>, ZHANG Yu-he<sup>3</sup>

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Yulin University, Yulin, China, Post Code: 719000;  
2. Dongying District Kezheng Petroleum Technical Service Department, Dongying, China, Post Code: 257061;  
3. China Communications Construction Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100017)

**Abstract:** In order to study the influence of rotating speed on the performance of hydraulic turbine with guide vane, the computational fluid dynamics (CFD) method is used to calculate the pump as turbine (PAT) with guide vane operating at five rotating speeds from 960 to 2 960 r/min with a step of 500 r/min. The results show that the variation trend of the external characteristic curve of PAT is basically the same at different rotating speeds, the efficiency and specific speed of the Best Efficiency Point (BEP) are close to each other, the effect of changing rotating speed on improving the efficiency of the PAT is remarkable at partial operating conditions. It is better to run at reduced speed when the external flow and differential pressure decrease, while increasing the rotational speed is more suitable when the external flow and differential pressure increase, when speed adjustment can not adapt to the changes of external process parameters, other adjustment methods should be adopted. The working flow range of PAT becomes wider, and the head and power curves of this area are relatively steep when increasing the rotating speed, while

收稿日期: 2020-07-15; 修订日期: 2020-08-27

基金项目: 陕西省教育厅重点实验室项目(18JS122); 榆林市科技局项目(2019-84-1)

**Fund-supported Project:** Key Laboratory Project of Shaanxi Provincial Department of Education(18JS122); Project of Yulin Science and Technology Bureau(2019-84-1)

作者简介: 毕智高(1982-), 男, 陕西咸阳人, 榆林学院讲师.



reducing the speed is opposite. With the increase of rotating speed, discharge conversion coefficient  $K_Q$ , head conversion coefficient  $K_H$  and power conversion coefficient  $K_P$  increase at first and then decrease, the values of each conversion coefficient are close to 1, which shows that the law of proportion can make a good prediction of the performance parameters under the BEP conditions.

**Key words:** rotating speed, guide vane, pump as turbine, performance curve, computational fluid dynamics

## 引言

离心泵反转作液力透平(pump as turbine, PAT)在油气储运、化工、冶金、海水淡化等工业余压回收系统及偏远地区微型水电(< 100 kW)资源的开发利用中应用广泛<sup>[1-7]</sup>。对于某系列和型号的离心泵而言,供货商所提供的产品样本中仅含有泵工况下的性能曲线图和参数表,而相应 PAT 工况下的性能却不得而知。对于既定的余压回收条件(流量  $Q$ 、压差  $\Delta p$ ),高效选择 PAT 使其既具有较高的回收效率又能稳定运行,便成为了 PAT 设计选型和工程应用等面临的首要问题。针对该问题,国内、外学者开展了大量有价值的研究工作<sup>[8-13]</sup>。然而,由于离心泵结构形式和规格型号的多样性及其内部流动的复杂性,不同学者给出的结论往往差异较大<sup>[14-15]</sup>,缺乏普适性,难以用于工程实际当中。因此,每台 PAT 在技术验收和交付使用前,都需进行试验测试以获得可靠的性能参数。

在典型的液力透平试验装置<sup>[16]</sup>中,高压液体由电动机驱动的供压泵提供,而供压泵的轴功率和被测透平的输出功率均随着流量的增大而增大,因此势必会对试验场所的电力容量有所要求,这一点在大功率液力透平的试验测试中更为突显,并且工业生产流程中工艺条件的变化或外界水力资源的不稳定性均会导致液力透平在偏离额定工况下运行,致使其效率降低和能耗增大。随着变频调速技术的发展,通过降速试验来预估额定转速下的性能及改变转速调节运行工况,在离心泵的试验测试和生产运行中已比较普遍,国内、外学者也进行了较为丰富的相关研究<sup>[17-22]</sup>。而目前与 PAT 转速相关的研究报道则相对少见,杨军虎等人<sup>[23]</sup>采用定扬程变转速模拟方案研究了不同转速下多级泵反转作透平时的性能,得出随转速增加,透平扬程、功率曲线随流量变化依次降低及最高效率基本相同的结论。苗森春等人<sup>[24]</sup>采用数值模拟的方法获得了不同转速下液力

透平的外特性曲线,表明小流量工况下降速对提高液力透平的效率有显著作用,大流量工况下增加转速可以提高液力透平的回收能力。王桃等人<sup>[25]</sup>通过试验与数值模拟研究表明转速对透平效率有明显影响,认为低比转速离心泵作透平尽量维持或高于额定转速运行有利于能源的高效利用。Yang S S 等人<sup>[26]</sup>通过理论推导提出了预测 PAT 在不同转速下性能的方法,并利用试验与数值模拟对该方法的有效性进行了验证。Jain S V 等人<sup>[27]</sup>试验研究了7种转速下叶轮切割和叶片进口边修圆对 PAT 性能的影响。以上研究成果为 PAT 的经济运行和优化设计提供了有益参考。研究表明,导叶能有效改善 PAT 水力性能、提高效率和运转稳定性<sup>[28-31]</sup>,但上述关于 PAT 转速的文献报道中所采用的研究对象均未含导叶部件。因此,开展转速对导叶式 PAT 性能影响的研究具有重要意义。

本文以含导叶部件的单级单吸 PAT 作为研究对象,以常温清水为液力回收工质,在 960 ~ 2 960 r/min(间隔 500 r/min 共 5 组)转速下进行数值计算,获得其在不同转速下的外特性曲线,分析转速对其性能影响的特征与规律,研究调速过程中比例定律的适应性等。

## 1 数值计算

### 1.1 研究方案

PAT 的主要几何参数及数值计算方法见文献<sup>[32]</sup>,其中边界条件采用质量流量进口,压力出口;叶轮流体域设为旋转,其余计算域设为静止,动静交接面设为 Frozen Rotor 模式,用于本次研究的计算域模型如图 1 所示。

### 1.2 试验验证

在透平试验台上,对未含导叶的原型 PAT 在泵工况额定转速 2 960 r/min 下进行试验研究。试验台如图 2 所示。图 3 为透平性能数值计算与试验对比图。由图 3 可知,数值模拟和试验结果之间存在



误差,分析原因主要是数值模拟未考虑 PAT 内部前、后腔体流动,且忽略了轴承和轴封引起的机械损失等。但两者在不同工况点总体吻合较好,误差也在可接受的范围内,表明文中所采用的数值计算方法可以对 PAT 的性能进行较好的预测。

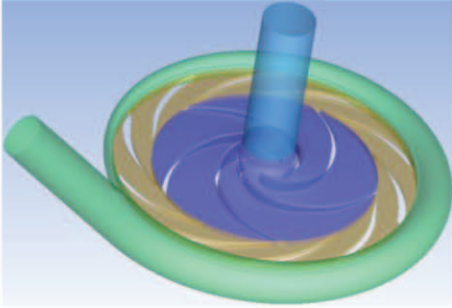


图 1 计算域模型

Fig.1 Calculation domain model



图 2 液力透平试验台

Fig.2 Test rig of PAT

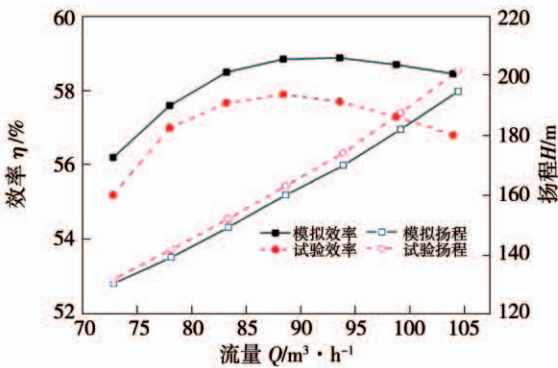


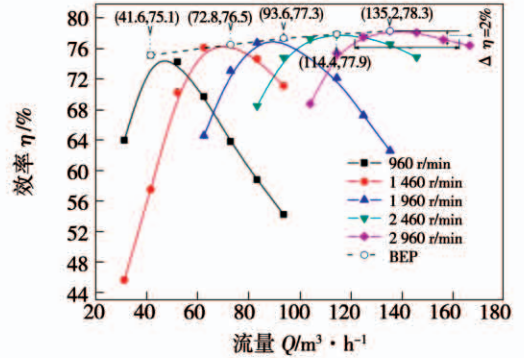
图 3 透平性能数值计算与试验对比

Fig.3 Comparison between numerical calculation and test of PAT performance

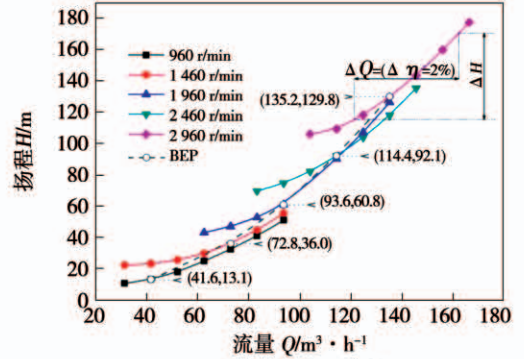
## 2 计算结果与分析

### 2.1 外特性

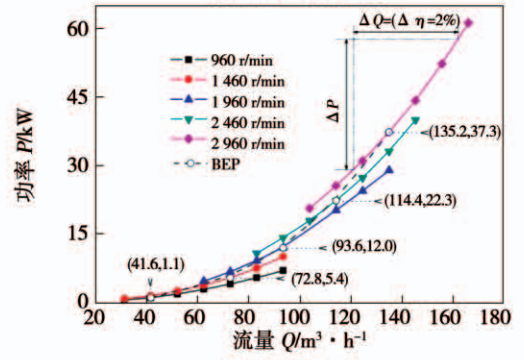
对 PAT 在不同转速下进行数值计算,得到其在不同转速下的外特性曲线,如图 4 所示。



(a) 流量—效率曲线



(b) 流量—扬程曲线



(c) 流量—功率曲线

图 4 不同转速下 PAT 外特性曲线

Fig.4 External characteristic curves of PAT at different rotating speeds

由图 4 可以看出, PAT 在不同转速下的外特性曲线变化趋势基本一致。由图 4(a)可知,随着流量的增大,流量效率曲线均先快速上升到达 BEP (Best Efficiency Point) 后较缓下降,该快速上升与较缓下降的幅度随着转速的提高而减弱;随着转速的依次增大, BEP 对应的效率和流量均升高,不同转速下



BEP 流量效率曲线近似呈线性关系;以 1 960 r/min 下的 BEP 坐标作为基准,则其它转速下效率的相对变化率依次为 -2.8%, -1.0%, 0.78% 和 1.3%, 流量的相对变化率依次为 -55.6%, -22.2%, 22.2% 和 44.4%。可见变转速运行对其 BEP 效率影响微弱,但会引起 BEP 流量的较大幅度变化。由图 4(b) 可知,不同转速下的流量扬程曲线和 BEP 流量扬程曲线均呈单调递增趋势;以 1 960 r/min 下的 BEP 扬程作为基准,则其它转速下扬程的相对变化率依次为 -78.5%, -40.8%, 51.5% 和 113.5%, 可见变转速运行将引起 BEP 扬程的大幅度变化。由图 4(c) 可知,不同转速下的流量功率曲线及 BEP 流量功率曲线均呈单调递增趋势;以 1 960 r/min 下的 BEP 功率作为基准,则其它转速下的 BEP 功率相对变化率依次为 -90.8%, -55.0%, 85.8% 和 210.8%, 可见变转速运行将引起 BEP 输出功率的大幅度变化。

综上所述,导叶式 PAT 变转速运行,其 BEP 效率基本不变,改变转速有利于提高其在偏工况下的运行效率;降低转速运行适宜于小流量、低扬程和低负载条件,而提高运行转速则适宜于大流量、高扬程和大负载条件;若实际工艺条件中流量和压差之一发生大幅变化,除了相应调节转速外,尚需配合进口节流调节或旁路调节等以适应工艺要求。

关醒凡<sup>[33]</sup>指出,通常以效率下降 5% ~ 8% 的区域作为泵的工作范围。为方便对比,如图 4 所示,文中以效率降低  $\Delta\eta = 2\%$  作为 PAT 的工作范围,表 1 列出了该范围内不同转速下的流量、扬程和功率的变化值  $\Delta Q$ 、 $\Delta H$  和  $\Delta P$ 。

表 1 不同转速下 PAT 性能参数变化 ( $\Delta\eta = 2\%$ )

Tab. 1 Variation of PAT performance parameters at different rotating speeds ( $\Delta\eta = 2\%$ )

转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	流量差 $\Delta Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	扬程差 $\Delta H/\text{m}$	功率差 $\Delta P/\text{kW}$
960	11.9	5.3	0.9
1 460	18.6	12.7	3.2
1 960	17.3	16.5	6.8
2 460	35.7	40.3	17.2
2 960	41.0	55.2	28.5

由表 1 可知,转速越大, PAT 的工作流量范围越

大,可回收的扬程范围越大,输出功率的范围也越大;当转速等于或低于 1 960 r/min 时, PAT 的工作流量范围基本相当,在此流量范围内 PAT 可回收的扬程及输出功率也相差不大;当转速高于 1 960 r/min 时, PAT 的工作流量范围基本相当,但其可回收的扬程及输出功率的范围变化较大。以上分析表明,提高 PAT 转速并维持其在高效区运行,尽管工作流量范围持续变宽,但由于在此区域内扬程与功率曲线均变陡,从而流量的波动会引起扬程和输出功率的大幅变化,这一点在 PAT 设计优化和运行调节时不宜忽视。在高效区内降速运行,虽然工作流量范围持续缩小,但由于在该范围内其扬程和功率曲线相对平坦,因此降低转速反而利于整个装置的平稳运行。

## 2.2 性能预测与分析

对数值计算的外特性结果进行多项式拟合,可得到不同转速下 PAT 的  $\eta - Q$ 、 $H - Q$  和  $P - Q$  的关系式,以  $n = 2 960 \text{ r/min}$  为例,即:

$$\eta = -1 065.362 99 + 30.488 32Q - 0.304 65Q^2 + 0.001 35Q^3 - 0.000 002 263 29Q^4 \quad (1)$$

$$H = 469.455 71 - 8.360 77Q + 0.058 59Q^2 - 0.000 113 594Q^3 \quad (2)$$

$$P = -23.074 69 + 0.577 04Q - 0.003 32Q^2 + 0.000 017 401 9Q^3 \quad (3)$$

式(1) ~ 式(3)中的校正决定系数 (Adj. R-Square) 均大于 0.998,表明拟合曲线能够解释 99.8% 以上响应值的变化,仅有低于总变异的 0.2% 不能解释,曲线拟合度很高,可以代替数值计算结果,其它转速下采用同样方法拟合,均能达到高度拟合的结果。

对式(1)求导,令  $\frac{d\eta}{dQ} = 0$ ,求得 PAT 的 BEP 流量  $Q$ ,将其代入式(1) ~ 式(3),可得到对应的 BEP 效率  $\eta$ 、扬程  $H$  和功率  $P$ 。比转速按式(4)计算,即:

$$n_s = \frac{3.65n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4)$$

式中:  $Q$ —BEP 流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $n$ —转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;  $H$ —BEP 扬程,  $\text{m}$ 。

表 2 为不同转速下的 BEP 性能参数和比转速拟合计算的结果。

表 2 不同转速下的 BEP 性能参数及比转速拟  
合计算值

Tab.2 Fitting calculation values of BEP performance  
parameters and specific speed at different rotating speeds

转速 $n/$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	流量 $Q/$ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	扬程 $H/\text{m}$	功率 $P/\text{kW}$	效率 $\eta/\%$	比转速 $n_s$
960	45.5	14.8	1.4	75.7	52.2
1 460	69.3	33.6	4.9	77.4	53.0
1 960	90.2	58.6	11.2	77.5	53.5
2 460	114.9	92.3	22.5	77.8	53.9
2 960	139.1	139.5	39.8	78.3	52.3

引入无因次系数,如式(5)~式(7)<sup>[9]</sup>,即:

$$\phi = \frac{Q}{nD^3} \quad (5)$$

$$\psi = \frac{gH}{n^2D^2} \quad (6)$$

$$\pi = \frac{P}{\rho n^3D^5} \quad (7)$$

式中: $\phi$ —流量系数; $\psi$ —扬程系数; $\pi$ —功率系数; $g$ —重力加速度,  $\text{m/s}^2$ , 取 9.8; $D$ —叶轮外径  $\text{m}$ , 取 0.285; $\rho$ —工质密度,  $\text{m}^3/\text{kg}$ , 取 997。

将表 2 中相应的值代入式(5)~式(7),可获得无因次系数与转速的关系曲线,如图 5 所示。

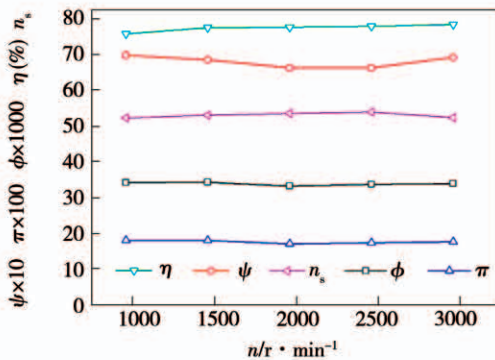


图 5 不同转速下 BEP 无因次特性曲线

Fig.5 Non-dimensional characteristic curves  
of BEP at different rotating speeds

结合表 2 与图 5 可知,不同转速下 BEP 同名无因次特性参数值均比较接近,其中最大差值为 5.1% (扬程系数  $\psi$ ),比转速最大相差 3.2%,表明在试验转速范围内 PAT 的性能符合相似准则,其 BEP 比转速具有普适意义。

文献[34]指出如果试验转速  $n$  与规定转速  $n_{sp}$  有差异,则有关流量  $Q$ 、扬程  $H$  与输出功率  $P$  可按式(8)~式(10)换算,其实质为比例定律。

$$Q_T = Q \frac{n_{sp}}{n} \quad (8)$$

$$H_T = H \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2 \quad (9)$$

$$P_T = P \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_{sp}}{\rho}\right) \quad (10)$$

式中: $n_{sp}$ —规定转速,  $\text{r/min}$ ;  $n$ —试验转速,  $\text{r/min}$ ;  $Q_T$ —规定转速下的 BEP 流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H_T$ —规定转速下的 BEP 扬程,  $\text{m}$ ;  $P_T$ —规定转速下的 BEP 功率,  $\text{kW}$ ;  $P$ —试验转速下的 BEP 功率,  $\text{kW}$ ;  $\rho_{sp}$ ,  $\rho$ —工质密度,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;由于计算采用同一工质,故  $\rho_{sp} = \rho$ 。

以 2 960  $\text{r/min}$  作为规定转速,将该转速下对应的性能参数作为基准,按照式(8)~式(10)分别计算其它转速下的 BEP 流量、扬程和功率,并将计算结果与相同转速下表 2 中拟合得到的 BEP 同名参数相除,即可得到相应的性能参数换算系数,如式(11)所示。将结果列于表 3,并绘制成曲线,如图 6 所示。

$$\begin{cases} K_Q = \left(\frac{n}{n_{sp}}\right) \left(\frac{Q_T}{Q}\right) \\ K_H = \left(\frac{n}{n_{sp}}\right)^2 \left(\frac{H_T}{H}\right) \\ K_P = \left(\frac{n}{n_{sp}}\right)^3 \left(\frac{P_T}{P}\right) \end{cases} \quad (11)$$

式中: $K_Q$ —流量换算系数; $K_H$ —扬程换算系数; $K_P$ —功率换算系数。

表 3 不同转速下 BEP 性能参数换算系数

Tab.3 Conversion coefficients of BEP performance  
parameters at different rotating speeds

转速 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	流量换算 系数 $K_Q$	扬程换算 系数 $K_H$	功率换算 系数 $K_P$
960	0.99	0.99	0.98
1 460	0.99	1.01	0.98
1 960	1.02	1.04	1.03
2 460	1.01	1.04	1.02
2 960	1.00	1.00	1.00



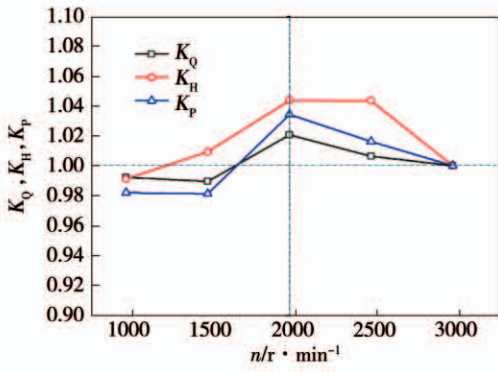


图 6 不同转速下 BEP 性能参数换算系数曲线

Fig. 6 Conversion coefficient curves of BEP performance parameters at different rotating speeds

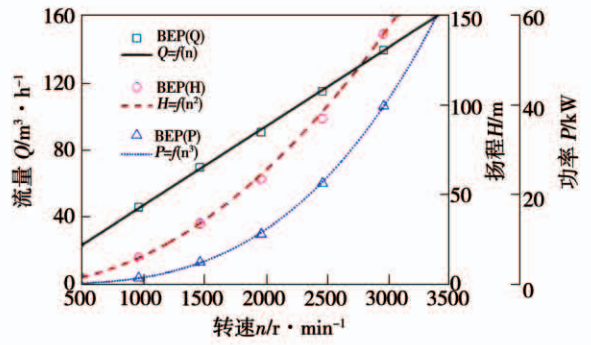


图 7 BEP 参数与转速理论曲线

Fig. 7 Theoretical curves of BEP parameters with rotating speeds

结合表 3 和图 6 可知,各参数换算曲线基本相似,均随着转速的增大呈先增大,在转速 1 960 r/min 达到最大后减小的趋势;换算系数越接近 1,表明换算偏差越小;当转速高于 1 960 r/min 时,换算系数均大于 1 (换算结果偏大);当转速低于 1 960 r/min 时,除 1 460 r/min 下的扬程换算系数外,其余的换算系数均小于 1 (换算结果偏小);各换算系数的最大相对偏差均位于 1 960 r/min 下,其中  $K_H(4\%) > K_P(3\%) > K_Q(2\%)$ 。由式(11)可知, $K_Q$ 、 $K_H$ 和  $K_P$ 与转速分别呈 1 次方、2 次方和 3 次方的关系,因而理论上转速变化对  $K_H$ 和  $K_P$ 的影响较之  $K_Q$ 会更加显著,且  $n$  偏离  $n_{sp}$  越远,对同名换算系数的影响也越大,但转速变化对换算系数的最终影响结果还取决于规定转速  $n_{sp}$  下的 BEP 性能参数与试验转速  $n$  下的 BEP 同名参数之比。将式(11)进一步变形为式(12),由于规定转速  $n_{sp}$  与其相应 BEP 性能参数已知,易知在试验转速范围内,BEP 的试验性能参数若越接近图 7 中对应的理论函数曲线并随转速变化,则换算系数越接近于 1,比例定律预测的结果就越精确。

由于采用了简化的数值模型,研究结果的可靠性尚需通过试验进一步验证,且试验转速有待于向高于额定转速 2 960 r/min 的工况下拓宽。

$$\begin{cases} K_Q Q = \left(\frac{Q_T}{n_{SP}}\right)n = f(n) \\ K_H H = \left(\frac{H_T}{n_{SP}^2}\right)n^2 = f(n^2) \\ K_P P = \left(\frac{P_T}{n_{SP}^3}\right)n^3 = f(n^3) \end{cases} \quad (12)$$

### 3 结 论

(1) 随着转速的提高,导叶式 PAT 的 BEP 流量、扬程、功率和效率均增大,其最大增幅率分别为 225%、891%、3 291% 及 4.3%;降低转速适合小流量、低扬程和低负载条件,提高转速适合大流量、高扬程和大负载条件。

(2) 随着转速的提高,导叶式 PAT 的工作流量范围变宽,由 11.9 增至 41.0 m<sup>3</sup>/h,对应扬程范围由 5.3 增至 55.2 m,功率范围由 0.9 增至 28.5 kW,扬程和功率曲线变陡。

(3) 各换算系数的最大相对偏差均位于 1 960 r/min 下,其中  $K_H(4\%) > K_P(3\%) > K_Q(2\%)$ 。

### 参考文献:

[1] 余良俭,陈允中. 液力能量回收透平在石化行业中的应用[J]. 石油化工设备技术,1996,17(4):27-31.  
YU Liang-jian, CHEN Yun-zhong. Application of hydraulic energy recovery turbine in petrochemical industry[J]. Petro-chemical Equipment Technology, 1996, 17(4): 27-31.

[2] 鞠茂伟,常宇清,周一卉. 工业中液体压力能回收技术综述[J]. 节能技术,2005,23(6):518-521,528.  
JU Mao-wei, CHANG Yu-qing, ZHOU Yi-hui. Review on technology of liquid pressure energy utilization[J]. Energy Conservation Technology, 2005, 23(6): 518-521, 528.

[3] 杨军虎,张雪宁,王晓晖,等. 能量回收液力透平研究综述[J]. 流体机械,2011,39(6):29-33.  
YANG Jun-hu, ZHANG Xue-ning, WANG Xiao-hui, et al. Overview of research on energy recovery hydraulic turbine[J]. Fluid

- Machinery, 2011, 39(6): 29 - 33.
- [4] 杨孙圣, 孔繁余, 薛玲, 等. 长短叶片对液力透平性能的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 104 - 107.  
YANG Sun-sheng, KONG Fan-yu, XUE Ling, et al. Effect of splitter blade on the performance of pump as turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 104 - 107.
- [5] 张杰. 离心泵作透平的水力特性研究和分析[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.  
ZHANG Jie. Study on hydraulic characteristic and simulation analysis of pump as turbine[D]. Guang zhou: South China University of Technology, 2016.
- [6] Li W G, Zhang Y L. Numerical simulation of cavitating flow in a centrifugal pump as turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2018, 232(2): 135 - 154.
- [7] Maleki A, Ghorani M M, Haghghi M H, et al. Numerical study on the effect of viscosity on a multistage pump running in reverse mode[J]. Renewable Energy, 2020, 150: 234 - 254.
- [8] Williams A A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods[J]. Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1994, 208(1): 59 - 66.
- [9] 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.
- [10] 杨军虎, 袁亚飞, 蒋云国, 等. 离心泵反转作为能量回收透平的性能预测[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(1): 54 - 56.  
YANG Jun-hu, YUAN Ya-fei, JIANG Yun-guo, et al. Performance predictions of reversed centrifugal pumps working as energy recovery turbines[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36(1): 54 - 56.
- [11] Nautiyal H, Varun V, Kumar A, et al. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems[J]. Energy Science and Technology, 2011, 1(1): 79 - 86.
- [12] Rossi M, Renzi M. Analytical prediction models for evaluating pumps-as-turbines (PaTs) performance[J]. Energy Procedia, 2017, 118: 238 - 242.
- [13] Barbarelli S, Aurelio M, Florio G. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 149: 781 - 797.
- [14] Jain S V, Patel R N. Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 30: 841 - 868.
- [15] Fecarotta O, Carravetta A, Ramos H M. CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns[J]. International Journal of Energy and Environment, 2011, 2(1): 39 - 48.
- [16] HG/T 4591 - 2014, 化工液力透平[S]. 北京: 化学工业出版社, 2014.  
HG/T 4591 - 2014, Chemical hydraulic turbines[S]. Beijing: Chemical industry Press, 2014.
- [17] 陈晓玲, 张武高, 朱宏武, 等. 输送粘性油时转速对离心泵性能的影响[J]. 石油机械, 1999, 27(1): 28 - 31.  
CHEN Xiao-ling, ZHANG Wu-gao, ZHU Hong-wu, et al. Influence of rotating speed of centrifugal pump on its performance[J]. China Petroleum Machinery, 1999, 27(1): 28 - 31.
- [18] 董亮, 谈明高, 王勇, 等. 转速对离心泵内部流动的影响[J]. 农机化研究, 2009, 31(11): 49 - 51, 54.  
DONG Liang, TAN Ming-gao, WANG Yong, et al. The effect of rotation rate on the flow field in the centrifugal pump[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(11): 49 - 51, 54.
- [19] 裴毅, 田莉, 杨晓珍, 等. 转速变化对离心泵性能的影响[J]. 排灌机械, 2007, 25(4): 9 - 13.  
PEI Yi, TIAN Li, YANG Xiao-zhen, et al. Influence of rotating speed change to the performance of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(4): 9 - 13.
- [20] 齐济, 河星武. 离心泵转速对工作点参数的影响[J]. 大连民族大学学报, 2016, 18(5): 478 - 481.  
QI Ji, HE Xing-wu. Influence of rotating speed of centrifugal pump on its parameters at operating point[J]. Journal of Dalian Minzu University, 2016, 18(5): 478 - 481.
- [21] Suh S, Rakibuzzaman, Kim K, et al. A study on energy saving rate for variable speed condition of multistage centrifugal pump[J]. Journal of Thermal Science, 2015, 24(6): 566 - 573.
- [22] Wang Z Y, Qian Z D, Lu J, et al. Effects of flow rate and rotational speed on pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. Energy, 2019, 170: 212 - 227.
- [23] 杨军虎, 张雪宁, 王晓晖. 基于离心泵的多级液力透平的性能预测与数值模拟[J]. 兰州理工大学学报, 2012, 38(2): 42 - 46.  
YANG Jun-hu, ZHANG Xue-ning, WANG Xiao-hui. Performance prediction and numerical simulation of hydraulic turbine based on multi-stage centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2012, 38(2): 42 - 46.
- [24] 苗森春, 杨军虎, 王晓晖, 等. 不同转速下液体透平的性能研究[J]. 流体机械, 2017, 45(10): 7 - 11.  
MIAO Sen-chun, YANG Jun-hu, WANG Xiao-hui, et al. Effect of



- blade number on performance of pump as turbine[J]. Fluid Machinery,2017,45(10):7-11.
- [25] 王桃,孔繁余,陈凯,等.转速对离心泵作透平性能影响的试验与分析[J].农业工程学报,2016,32(15):67-74.  
WANG Tao,KONG Fan-yu,CHEN Kai,et al. Experiment and analysis of effects of rotational speed on performance of pump as turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2016,32(15):67-74.
- [26] Yang S S, Kong F Y, Jiang W M, et al. Research on rotational speed to the influence of pump as turbine[J]. IOP Conference Series Earth and Environmental Science,2012,15(4):2023.
- [27] Jain S V, Swarnkar A, Motwani K H, et al. Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode[J]. Energy Conversion and Management,2015,89(89):808-824.
- [28] 杨军虎,龚朝晖,夏书强,等.导叶对液力透平性能影响的数值分析[J].排灌机械工程学报,2014,32(2):113-118.  
YANG Jun-hu,GONG Zhao-hui,XIA Shu-qiang,et al. Numerical analysis on influence of guide vanes on performance of centrifugal pump acting as hydraulic turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2014,32(2):113-118.
- [29] Giosio D R, Henderson A D, Walker J M, et al. Design and performance evaluation of a pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control[J]. Renewable Energy,2015,78:1-6.
- [30] 史广泰,杨军虎,刘小兵,等.导叶对液力透平机组工作稳定性的影响[J].振动工程学报,2016,29(4):609-615.  
SHI Guang-tai, YANG Jun-hu, LIU Xiao-bing, et al. Effect of guide vane on the stability of a set of hydraulic turbine runs[J]. Journal of Vibration Engineering,2016,29(4):609-615.
- [31] 史凤霞.离心泵作液力透平的水力学特性及其压力脉动研究[D].兰州:兰州理工大学,2017.  
SHI Feng-xia. Investigation on hydrodynamic characteristics and pressure fluctuation for pump as turbine[D]. Lan zhou: Lanzhou University of Technology,2017.
- [32] 毕智高,孙琪,相玉琳,等.粘性条件下含不同导叶数的液力透平水力损失分析[J].化工机械,2020,47(3):338-343,374.  
BI Zhi-gao,SUN Qi,XIANG Yu-lin,et al. Hydraulic loss analysis of turbine with different number of guide vanes under viscous conditions[J]. Chemical Engineering and Machinery,2020,47(3):338-343,374.
- [33] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.  
GUAN Xing-fan. Modern pumps theory and design[M]. Bei jing: China Astronautic Publishing House,2011.
- [34] JB/T 13364-2018,液力回收透平试验方法[S].北京:机械工业出版社,2018.  
JB/T 13364-2018, Test methods of testing for hydraulic power recovery turbines[S]. Bei jing: China Machine Press,2018.

(孙嘉忆 编辑)