

双流道泵叶轮切割定律方程的建立与试验*

张德胜 王川 施卫东 潘大志 张光建

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为了找出适用于双流道泵叶轮的切割定律, 选用比转数为 77 和 122 的两种双流道泵, 分别对其叶轮进行了 5 次切割, 并进行了泵外特性试验。通过分析双流道泵在最优工况及关死点工况下性能参数与叶轮直径的变化规律, 确定了相应的切割指数取值范围, 最终建立了双流道泵叶轮的切割定律指数方程。研究结果表明, 双流道泵的流量、扬程、轴功率和效率随叶轮直径的减小而降低, 但随叶轮切割百分比的增加, 最优工况性能参数的变化规律及下降幅度并不相同, 关死点扬程和轴功率随叶轮直径的减小下降明显; 双流道泵关死工况点的切割指数可以近似认为与比转数的变化无关; 最优工况和一般工况点的流量切割指数随比转数的变化较明显。建立的双流道泵叶轮切割定律预测值与试验值吻合性好。

关键词: 双流道泵 叶轮 性能曲线 切割定律

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0073-06

引言

双流道泵广泛应用于农电灌溉、农村排污和工业污水处理等领域^[1-3], 双流道泵叶轮与常规的叶片式离心泵有较大区别, 其从进口到叶轮出口是 2 个弯曲的流道, 适合于输送大颗粒或含纤维的两相流介质。在双流道泵的设计过程中, 经常会出现泵的试验流量、扬程偏高或者同一台泵要安装数种不同直径的叶轮以提高产品通用性的情况。此时, 切割叶轮外径是解决这类问题的有效方法之一。然而, 目前泵的切割定律是在研究一般离心泵叶轮与部分混流式叶轮的基础上发展而来的, 很多学者对此作了相关研究。姜永梅等^[4]基于相似理论, 对 250QJ125 型并用潜水泵叶轮进行了叶轮切割计算及试验, 发现可通过叶轮切割小范围内调整泵的流量和扬程, 获得所需的泵参数; 王洋等^[5]采用数值模拟方法得到了不同叶轮直径下的泵内部流场的压力与速度分布, 研究了低比转数离心泵叶轮直径切割量与泵性能变化的关系; 江明^[6]基于叶轮切割定律对混流式叶轮进行切割改造, 不仅满足了循环水系统调节运行要求, 还降低了循环泵电机运行电流; 李辉等^[7]利用数据和系统的统计曲线设计双流道泵叶轮和泵体的几何参数, 并认为双流道泵的切割定律与一般离心泵叶轮相同。

由于设计方法、叶轮结构型式不同以及内部流动的复杂性, 对于双流道泵来说, 叶轮切割对泵性能影响的规律, 目前尚未完全掌握。现有两种切割定律主要针对普通叶片式离心泵叶轮切割的理论关系式, 显然不能十分准确地描述双流道叶轮切割后泵性能的变化。为此本文采用试验研究和数据回归分析方法^[8-10], 建立双流道泵的切割定律。

1 双流道泵试验模型

在进行双流道泵叶轮切割定律的试验研究时, 试验用泵为 2 台不同比转数的双流道潜水排污泵, 其型号为 100QW110-15-11 与 80QW50-16-5.5, 其主要性能见表 1, 典型结构如图 1 所示。

表 1 双流道泵的主要性能

Tab. 1 Main performance of double channel pump

泵型号	流量 Q / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	扬程 H/m	转速 n / $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	功率 P/kW	比转 数 n_s
80QW50-16-5.5	50	16	1 440	5.5	77
100QW110-15-11	110	15	1 460	11	122

分别对上述 2 台双流道泵泵叶轮各切割 5 次, 切割的方式是将流道及前后盖板一次全部切掉。

为了讨论方便, 本文定义叶轮切割直径比 λ 和叶轮切割百分比 δ 为

收稿日期: 2013-01-08 修回日期: 2013-03-07

*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01、2012BAB17B02-4)、江苏省科技成果转化专项资金资助项目(BA2011126)、江苏大学高层次人才启动基金资助项目(11JDG038)、安徽省科技攻关资助项目(12070203019)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 张德胜, 副研究员, 博士, 主要从事泵理论及其流动特性研究, E-mail: zds@ujs.edu.cn

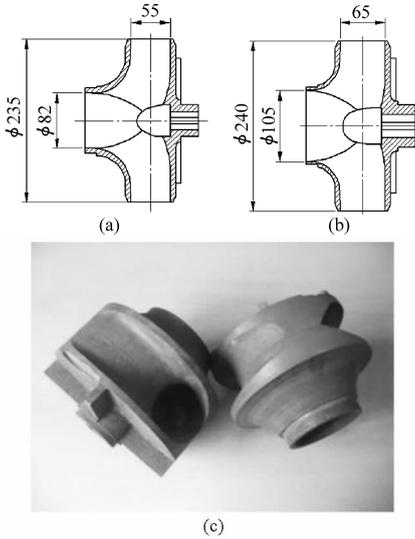


图1 叶轮结构

Fig.1 Structure of impeller

(a) 100QW110-15-11 (b) 80QW50-16-5.5 (c) 叶轮实物图

$$\begin{cases} \lambda = \frac{D_{2i}}{D_2} \\ \delta = \frac{D_2 - D_{2i}}{D_2} \times 100\% = (1 - \lambda) \times 100\% \end{cases} \quad (1)$$

式中 D_2 ——叶轮切割前(原始)直径 D_{2i} ——叶轮切割后直径下标 i 表示切割次数, $i = 1, 2, 3, 4, 5$, $i = 0$ 表示未切割。

表2分别给出了切割后的叶轮直径、直径比、切割百分比和流道几何参数的变化,其最大切割百分比均达到了20%以上,因此具有较好的普遍意义和广泛的适应性。叶轮切割后,流道的几何参数,特别是流道出口宽度 b_2 、中线包角 φ_0 、中线出口角 β_{20} 、外流道包角 φ 、外流道出口角 β_2 将发生变化。

双流道叶轮的切割试验研究是在江苏大学的机械工业排灌机械产品质量检测中心(镇江)的潜水电泵试验台上进行,试验用介质为常温清水。

表2 叶轮切割后流道几何参数

Tab.2 Geometrical parameters of runner after cutting the impeller

泵型号	参数	切割次数 i					
		0	1	2	3	4	5
	D_{2i}/mm	235	225	215	205	195	185
80QW50-16-5.5	λ	1	0.975	0.915	0.872	0.830	0.787
	$\delta_i/\%$	0	4.3	8.5	12.8	17.0	21.3
	b_2/mm	55	55.26	55.52	55.79	56.05	56.31
	D_{2i}/mm	240	230	220	210	200	190
100QW110-15-11	λ	1	0.958	0.917	0.875	0.833	0.792
	$\delta_i/\%$	0	4.2	8.3	12.5	16.7	20.8
	b_2/mm	65	65.26	65.52	65.79	66.05	66.31

2 试验结果与讨论

2.1 双流道泵切割后性能曲线变化

双流道泵叶轮直径被切割以后,其性能参数将发生明显变化。图2、3表示100QW110-15-11型泵和80QW50-16-5.5型泵在额定转速下,叶轮切割前后的扬程 H 、轴功率 P 和泵效率 η 随流量 Q 的变化曲线。由图可见,随着叶轮直径的减小,其性能曲线发生了如下变化:① 扬程、轴功率和效率逐渐减少,尤其是轴功率下降幅度较大。这是因为随着叶轮直径的减小,叶轮的理論扬程和水力功率明显减小,水力损失增大。② $P-Q$ 曲线的斜率变小。这是因为随着叶轮直径的减小,效率虽然下降,但是叶轮圆盘摩擦损失减少,因此轴功率增长缓慢。③ 高效区变窄。这是因为叶轮直径减小,流道长度

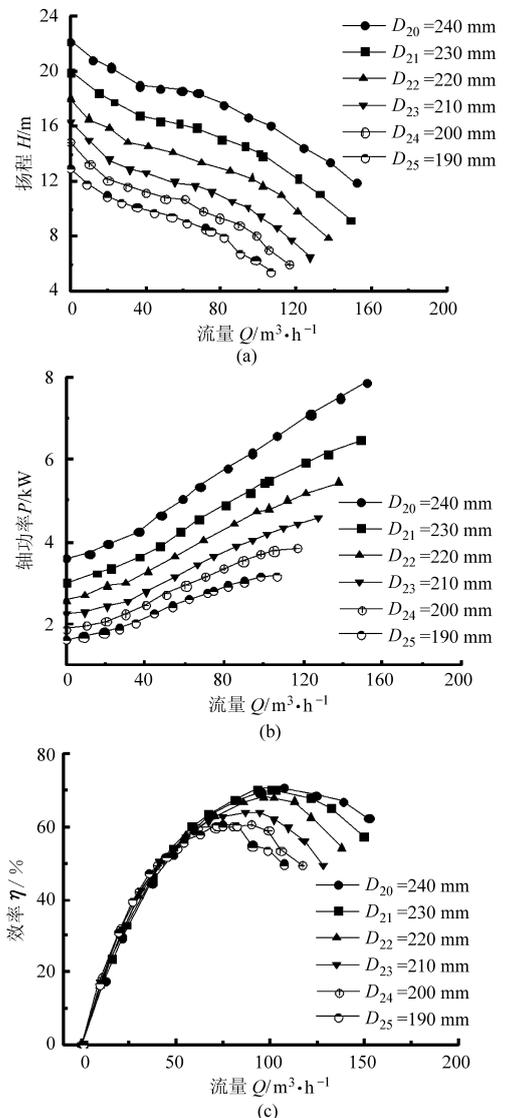


图2 100QW110-15-1型泵叶轮切割性能对比

Fig.2 Performance of impeller cutting on 100QW110-15-1 pump

(a) $H-Q$ 曲线 (b) $P-Q$ 曲线 (c) $\eta-Q$ 曲线

缩短,相同流量下,流道工作面 and 背面压力差增加,产生脱流,泵效率下降,从而使高效区变窄。④ 由于双流道叶轮特殊的结构型式,随着叶轮直径的减小,工作面对流体的作用明显减弱,比一般叶片式泵的作用要小得多。因此,在相同切割百分比情况下,双流道泵的性能参数比一般叶片式泵下降的幅度要大。

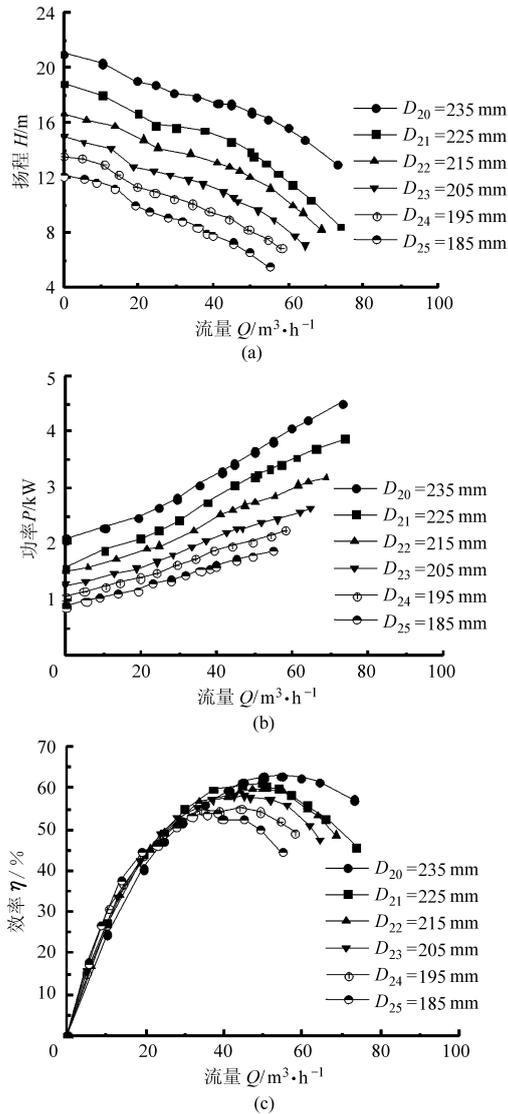


图 3 80QW50-16-5.5 型泵叶轮切割前后性能对比
Fig.3 Performance of impeller before and after cutting on 80QW50-16-5.5 pump
(a) H-Q 曲线 (b) P-Q 曲线 (c) η-Q 曲线

2.2 双流道泵额定及关死工况性能参数的变化

随着叶轮被切割、直径减小,泵最优工况点及关死点工况的性能参数也随之发生变化,如表 3 所示。总体来说,流量、扬程、轴功率和泵效率随叶轮直径的减小而降低。但是,随着切割百分比的增加,最优工况性能参数的变化规律并不完全相同,下降幅度也不完全一样,而关死点扬程和轴功率随叶轮直径的减小下降明显。

表 3 双流道泵最优工况及关死点工况性能参数
Tab.3 Performance parameters of double channel pump at optimal point and dead point

泵型号	参数	切割次数 <i>i</i>					
		0	1	2	3	4	5
80QW50-16-5.5	$Q_{opt}/m^3 \cdot h^{-1}$	54.6	49.75	47.25	45.50	44.19	38.11
	H_{opt}/m	16.25	13.90	12.47	10.58	9.02	8.02
	P_{opt}/kW	3.84	3.21	2.69	2.26	1.97	1.54
	$\eta_{opt}/\%$	63.0	61.1	59.65	57.98	55.02	53.96
	H_0/m	21.02	18.82	16.63	15.02	13.59	12.13
	P_0/kW	2.09	1.75	1.52	1.26	1.06	0.88
100QW110-15-11	$Q_{opt}/m^3 \cdot h^{-1}$	106.52	100.23	96.56	94.41	89.39	74.25
	H_{opt}/m	16.0	14.05	12.21	10.06	8.85	8.42
	P_{opt}/kW	6.56	5.44	4.71	4.03	3.54	2.81
	$\eta_{opt}/\%$	70.79	70.48	68.22	64.13	60.82	60.41
	H_0/m	22.15	19.90	17.97	16.26	14.83	12.90
	P_0/kW	3.59	3.01	2.58	2.26	1.90	1.64

3 切割定律指数方程的建立与确定

3.1 切割指数的计算公式

假设双流道泵双流道叶轮切割前后的流量、扬程、轴功率和泵效率与叶轮切割直径比存在指数函数关系

$$\begin{cases} \lambda^{n_1} = \frac{Q_i}{Q} \\ \lambda^{n_2} = \frac{H_i}{H} \\ \lambda^{n_3} = \frac{P_i}{P} \\ \lambda^{n_4} = \frac{\eta_i}{\eta} \end{cases} \quad (2)$$

式中 n_1, n_2, n_3, n_4 —— 叶轮切割后与切割前的流量比、扬程比、轴功率比和泵效率比随叶轮切割直径比变化的指数,称切割指数

Q, H, P, η —— 叶轮切割前的流量、扬程、轴功率和泵效率

Q_i, H_i, P_i, η_i —— 叶轮切割后的流量、扬程、轴功率和泵效率

式(2)即为双流道叶轮切割定律的一般表达形式。将式(2)两端取自然对数,整理后可得计算切割指数的方程

$$\begin{cases} n_1 = \frac{\ln(Q_i/Q)}{\ln \lambda} \\ n_2 = \frac{\ln(H_i/H)}{\ln \lambda} \\ n_3 = \frac{\ln(P_i/P)}{\ln \lambda} \\ n_4 = \frac{\ln(\eta_i/\eta)}{\ln \lambda} \end{cases} \quad (3)$$

3.2 最优工况点切割指数的变化

切割定律的核心是确定切割指数。把最优工况点的试验值分别代入式(3),就可以计算出这4个切割指数。表4分别给出了100QW110-15-11、80QW50-16-5.5型双流道泵在不同切割次数下其最优工况点的切割指数。

表4 最优工况点切割指数的变化

Tab.4 Change of impeller cutting index at optimal point

参数	泵型号	切割次数 i					均值
		1	2	3	4	5	
λ	100QW110-15-11	0.958	0.917	0.875	0.833	0.792	-
	80QW50-16-5.5	0.957	0.915	0.872	0.830	0.787	-
n_1	100QW110-15-11	1.446	1.133	0.904	0.960	1.548	1.198
	80QW50-16-5.5	2.116	1.628	1.331	1.135	1.501	1.542
n_2	100QW110-15-11	3.029	3.120	3.475	3.241	2.753	3.124
	80QW50-16-5.5	3.554	2.981	3.133	3.159	2.948	3.155
n_3	100QW110-15-11	4.329	3.818	3.642	3.371	3.633	3.759
	80QW50-16-5.5	4.506	3.985	3.853	3.567	3.800	3.942
n_4	100QW110-15-11	0.102	0.427	0.740	0.831	0.665	0.553
	80QW50-16-5.5	0.697	0.615	0.606	0.727	0.647	0.658

随着叶轮的切割,一方面使流道长度缩短,流道扩散增加,使流道表面容易形成脱流,产生死水区,从而导致最优工况下的流量减小,扬程降低,效率下降。另一方面流道长度缩短会减少叶轮流道的摩擦损失,改善涡壳内部的流动状态,对性能也有有利的一面。但是总的来说,随着叶轮的切割其性能还是下降的。

3.3 关死工况点切割指数的变化

在关死工况下,不存在流量和效率切割指数,只有扬程和轴功率切割指数。参照切割指数计算的函数关系式(3),可以得到关死工况的切割指数方程为

$$\begin{cases} n_{20} = \frac{\ln(H_i/H_0)}{\ln\lambda} \\ n_{30} = \frac{\ln(P_i/P_0)}{\ln\lambda} \end{cases} \quad (4)$$

式中 n_{20} 、 n_{30} ——关死工况点的扬程切割指数和轴功率切割指数

H_0 、 P_0 ——叶轮切割前关死工况点泵的扬程和轴功率

表5分别给出了100QW110-15-11型、80QW50-16-5.5型双流道泵在不同切割次数下,其关死工况点的切割指数及其变化情况。由表可见,关死工况点的切割指数基本不随比转数的变化而变化;而随着叶轮切割量的变化略有变化,但变化幅度不大。就扬程切割指数 n_{20} 而言,其算术

平均值稳定在2.3~2.5之间,这与最优工况点的 n_2 相比,相差较大;就轴功率切割指数 n_{30} 而言,其算术平均值稳定在3.7左右,这与最优工况点的 n_3 相近。

表5 关死工况点切割指数的变化

Tab.5 Change of impeller cutting index at dead point

参数	泵型号	切割次数 i				
		1	2	3	4	5
λ	100QW110-15-11	0.958	0.917	0.875	0.833	0.792
	80QW50-16-5.5	0.957	0.915	0.872	0.830	0.787
n_{20}	100QW110-15-11	2.496	2.414	2.315	2.196	2.318
	80QW50-16-5.5	2.515	2.637	2.454	2.341	2.295
n_{30}	100QW110-15-11	4.131	3.816	3.476	3.497	3.366
	80QW50-16-5.5	3.991	3.566	3.658	3.631	3.587

3.4 指数方程的建立与指数确定

叶轮的切割指数主要包括最优工况点的4个指数 n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 以及关死工况点的2个指数 n_{20} 、 n_{30} , 而一般工况点的切割指数可以参照最优工况点给出。因此,对双流道泵来说,如果上述切割指数被确定了,叶轮切割定律就得到了。所以切割定律仅仅取决于这些切割指数。

参照离心泵切割定律的一般形式,可以得到双流道泵双流道叶轮切割定律的一般形式为

$$\begin{cases} \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_1} = \lambda^{n_1} \\ \frac{H'}{H} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_2} = \lambda^{n_2} \\ \frac{P'}{P} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_3} = \lambda^{n_3} \\ \frac{\eta'}{\eta} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_4} = \lambda^{n_4} \\ \frac{H'_0}{H_0} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_{20}} = \lambda^{n_{20}} \\ \frac{P'_0}{P_0} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^{n_{30}} = \lambda^{n_{30}} \end{cases} \quad (5)$$

式中 Q' 、 H' 、 P' 、 η' ——叶轮切割后的流量、扬程、轴功率及效率

H'_0 、 P'_0 、 D'_2 ——叶轮切割后关死点扬程、轴功率及叶轮直径

采用最小二乘法的二次多项式对试验值进行拟合,得到表6中切割指数二次拟合系数。在不同比转数下,切割指数与叶轮切割直径比的经验公式可以统一写为

$$n_i = a_i \lambda^2 + b_i \lambda + c_i \quad (i=1,2,3,4,20,30) \quad (6)$$

式中 n_i ——一般工况及关死工况点的切割指数

a_i 、 b_i 、 c_i ——试验值拟合系数,由表6确定

表 6 切割指数二次拟合系数
Tab.6 Quadratic fitting coefficients of impeller cutting index

工况	适用范围	切割指数	拟合系数		
			a_i	b_i	c_i
关死	扬程指数 n_{20}		16.116 7	-26.821 4	13.421 4
工况	轴功率指数 n_{30}		30.442 4	-48.831 1	22.971 5
一般 工况 (最 优工 况)	流量指数 n_1		71.831 7	-121.237	52.380 5
	$n_3 \leq$ 扬程指数 n_2		23.384 7	-38.357	18.736
	80 轴功率指数 n_3		53.759 5	-89.465 4	40.883 1
	效率指数 n_4		-0.179 8	0.176 4	0.647 5
	流量指数 n_1		86.848 3	-152.054	67.451 5
	$n_3 >$ 扬程指数 n_2		-72.841 4	128.503	-53.294 8
	80 轴功率指数 n_3		60.263 1	-101.038	45.818 9
	效率指数 n_4		-50.126 4	84.040 6	-34.431

3.5 工程实验验证

为了验证高效无堵塞泵双流道叶轮切割定律的正确性与实用性,对 150QW145-10-7.5 型潜水排污泵的双流道叶轮直径进行了 3 次切割,同时进行了切割试验,并与本文方法进行了比较。经 3 次切割以后的叶轮直径分别为 200、185、170 mm,其对应的叶轮直径切割比 λ 分别为 0.926、0.856、0.787。

采用二次拟合的经验公式,由式(6)、表 6 计算得到的对应 λ 下的切割指数见表 7。

表 7 150QW145-10-7.5 型潜水排污泵的切割指数
Tab.7 Fitting cutting index of submerge sewage pump 150QW145-10-7.5

叶轮直径	切割比 λ	切割指数					
		n_{20}	n_{30}	n_1	n_2	n_3	n_4
200	0.926	2.404	3.858	1.120	3.239	3.932	0.408
185	0.856	2.272	3.478	0.934	3.330	3.487	0.778
170	0.787	2.295	3.397	1.576	2.721	3.627	0.662
算术平均值		2.324	3.578	1.210	3.100	3.682	0.616

图 4 分别给出了该泵叶轮直径经 3 次切割以后的性能试验曲线与采用本文提出的高效无堵塞泵双流道叶轮切割定律计算的理论预测曲线的比较情况。由图 4 可见,本文提出的高效无堵塞泵双流道叶轮切割定律计算的理论预测值与试验值吻合性好,说明该切割定律切实可行,具有很好的推广应用前景。

4 结论

(1) 选用 2 台型号分别为 100QW110-15-11 与 80QW50-16-5.5 的典型双流道泵,对其叶轮进行了 5 次切割试验,得到了双流道泵的性能变化曲线。

(2) 双流道叶轮切割后,随着叶轮直径的减小,叶轮的扬程和功率明显减小,水力损失增大;此外,流道长度缩短,相同流量下,流道工作面和

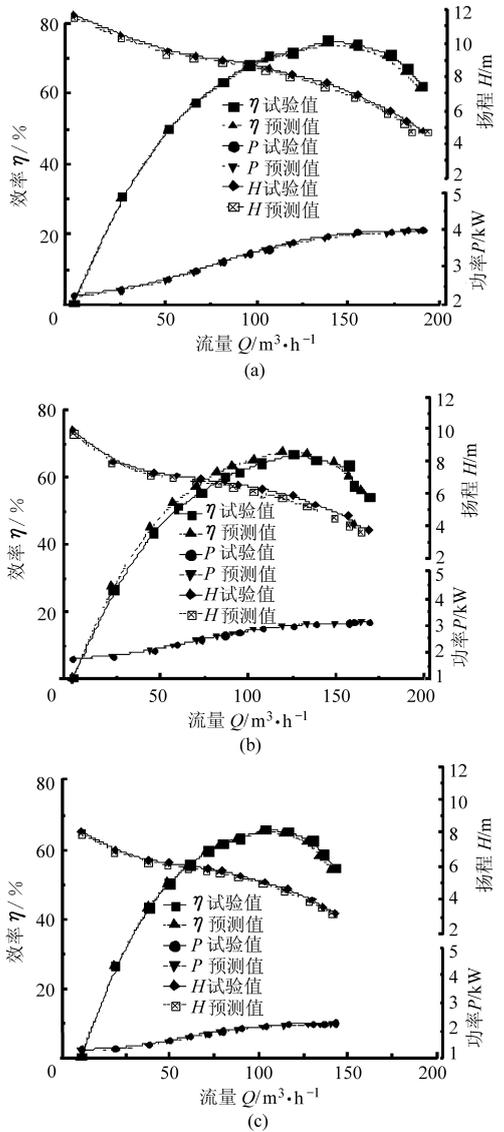


图 4 150QW145-10-7.5 型泵切割后试验曲线与理论预测曲线的比较

Fig.4 Performance comparison of experimental and theoretical results of impeller after cutting on

150QW145-10-7.5 pump

- (a) 第 1 次切割 ($D_2 = 200$ mm)
- (b) 第 2 次切割 ($D_2 = 185$ mm)
- (c) 第 3 次切割 ($D_2 = 170$ mm)

背面压力差增加,产生脱流,泵效率下降,从而使高效区变窄;在相同切割百分比的情况下,双流道泵的性能参数比一般叶片式泵下降的幅度要大。

(3) 不同比转数下,双流道泵关死工况点切割指数的变化很小,且变化趋势基本一致,故近似认为双流道泵切割指数与比转数的变化无关。

(4) 通过建立双流道叶轮的切割指数计算公式,提出了适用于双流道叶轮的切割公式,并通过大量的试验研究确定了切割指数合理的取值范围。应用实例表明试验值与计算的理论预测值吻合性好,表明该切割定律具有很好的实用性和推广应用前景。

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,2010:404~408.
- 2 刘厚林,谈明高. 双流道泵[M]. 镇江:江苏大学出版社,2012:1~2.
- 3 刘厚林,袁寿其,施卫东. 双流道泵水力设计的研究[J]. 农业工程学报,2005, 21(1):76~78.
Liu Houlin, Yuan Shouqi, Shi Weidong. Improves method for hydraulic design of double-channel pump[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(1):76~78. (in Chinese)
- 4 姜永梅,夏广岚. 叶轮切割技术在井用潜水泵设计中的应用[J]. 林业机械与木工设备,2010, 38(5):47~50.
Jiang Yongmei, Xia Guanglan. Continuous cold-pressing process key equipment for solid wood composite flooring [J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2010, 38(5):47~50. (in Chinese)
- 5 王洋,刘洁琼. 超低转数离心泵叶轮切割的三维流场数值模拟[J]. 农业机械学报,2012, 43(5):79~83.
Wang Yang, Liu Jieqiong. Impeller trim of super-low specific centrifugal pump based on numerical simulation of 3D flow field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5):79~83. (in Chinese)
- 6 江明. 混流式水泵叶轮切割技术的应用[J]. 科技风,2011(2):270~271.
- 7 李辉,黄国强. 双流道泵无堵塞泵叶轮与泵体的设计[J]. 水泵技术,2002(4):16~20.
- 8 Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Regression test of stain steel stainless well-pump based on numerical simulation [J]. Advanced Materials Research, 2011, 354:847~852.
- 9 Shi Weidong, Wang Chuan, Lu Weigang, et al. Numerical calculation of stainless steel stamping well pump based on regression orthogonal test [J]. International Journal of Comprehensive Engineering, 2012, 1(1):39~49.
- 10 Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang. Orthogonal test design and numerical simulation of 100QJ10 deep-well pump[C]. 2011 International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, New Delhi, India, 2011.
- 11 Shi Weidong, Wang Chuan, Lu Weigang, et al. Optimization design of stainless steel stamping multistage pump based on orthogonal test[J]. International Journal of Fluid Machinery and System, 2010, 3(4):309~314.
- 12 杨焕民,贾永全,李士泽. 生物试验的二次回归正交试验的模糊处理[J]. 黑龙江八一农垦大学学报,1998, 10(2):55~58.
Yang Huanmin, Jia Yongquan, Li Shize. The application of a fuzzy analysis to analyze the experimental results by square regression orthogonal experimental design for biological experiment [J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 1998, 10(2):55~58. (in Chinese)
- 13 朱洪梅,赵猛. 响应面法优化沙棘色素提取及抗氧化性研究[J]. 林产化学与工业,2010,30(4):78~84.
Zhu Hongmei, Zhao Meng. Extraction and ant-oxidation properties of seabuckthorn pigment[J]. Chemistry and Industry of Forest Products, 2010, 30(4):78~84. (in Chinese)
- 14 Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Regression test of stain steel stainless well-pump based on numerical simulation [C]//2011ICEESD, 2011: 847~852.
- 15 Wang Chuan, Shi Weidong, Xu Jing, et al. Optimization design and internal flow field research on low specific speed agricultural centrifugal pump [J]. INFORMATION-An International Interdisciplinary Journal, 2013, 16(5): 3 211~3 228.

Establishment and Experiment of Impeller Cutting Law of Double Channel Pump

Zhang Desheng Wang Chuan Shi Weidong Pan Dazhi Zhang Guangjian

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to put forward the impeller cutting law of double channel pump, two kinds of double channel pumps with the specific speed of 77 and 122 were selected as research objects. The impeller was cut as five times respectively and the performance experiments of double channel pumps were conducted. By investigating the change law between the performance parameters and the impeller diameter at optimal point and dead point, the corresponding value range and equation of cutting index were obtained. Results show that the flow rate, head, shaft power and efficiency reduce with the decrease of the impeller diameter. However, as the increase of impeller cutting percentage, the change law and the reducing amplitude of performance parameters at optimal point are different, and head and shaft power obviously decrease with the decreasing of the impeller diameter at dead point. The cutting index number of double channel pump at dead point can be viewed independent of the specific speed while the change of the cutting index number is obvious with the change of the specific speed at the optimum and common points. The predicted value of the cutting law according to the impeller cutting law established agrees with the experimental value well.

Key words: Double channel pump Impeller Performance curves Cutting law