# 扩散器结构与喉管长度对喷射泵性能的影响

杨雪龙<sup>1,2</sup>,龙新平<sup>1,2</sup>,康 勇<sup>1,2</sup>、肖龙洲<sup>1,2</sup>

(1. 武汉大学 动力与机械学院, 430072 武汉; 2. 水射流理论与新技术湖北省重点实验室, 430072 武汉)

摘 要:为了改进喷射泵性能,采用等速度或等压力变化方法设计喷射泵的扩散器,利用正交试验设计方法设计喷射泵 的喉管长度、扩散器角度和型线等3种参数,每种参数取3种水平并考虑交互作用,得到27种组合.数值模拟得到每种结 构组合下喷射泵的性能,并进行流场分析,研究结构参数对内部流场的影响.方差分析表明,结构参数间交互作用对喷射 泵性能具有显著影响,在喷射泵的设计中应予以重视;和传统锥形扩散器相比,等速度或等压力变化扩散器均能产生较 为均匀的速度和压力梯度,能获得较好的性能并显著缩短喷射泵的长度;喉管和扩散器的最优组合为:喉管长度为其直 径的6倍,扩散器型线选择锥形,扩散角取8°.

# Effect of diffuser structure and throat length on jet pump performance

YANG Xuelong<sup>1, 2</sup>, LONG Xinping<sup>1, 2</sup>, KANG Yong<sup>1, 2</sup>, XIAO Longzhou<sup>1, 2</sup>

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, 430072 Wuhan, China;

2. Key Laboratory of Hubei Province for Water Jet Theory & New Technology, 430072 Wuhan, China)

**Abstract**: New diffuser profiles designed by constant rate of velocity or pressure change method (CRVC/CRPC) were adopted to improve the jet pump performance. The orthogonal design was used to arrange the structure combinations of jet pump. The throat length, diffuser angle and profile were chosen and each factor had three levels. Considering the interactions between factors, 27 combinations were obtained and simulated to gain their performance. The effect of structure parameters on the flow details was studied. The results from the variance analysis show that all the factors and interactions have great influence on the pump performance. The interactions among the geometric parameters should be considered during jet pump optimization. The CRVC or CRPC diffuser produces a smoother and more uniform velocity and pressure gradient along the axis than the conical diffuser. Combining with appropriate throat length, the CRVC or CRPC diffuser could improve the pump performance and shorten the total pump length considerably. The most desirable combination consists of a throat with its length 6 times of its diameter and a conical diffuser with angle of 8°.

Keywords: jet pump; diffuser; orthogonal design; structure optimization; variance analysis

喷射泵,又称射流泵,是一种利用高速流体作 为工作动力,对低速流体进行抽吸、混合和输送的 特色流体机械.喷射泵本身没有运动部件,具有结 构简单,密封性好,可靠性高,易于加工和维护等 优点,在放射、高温、易燃、易爆等特殊场合具有不

- 基金项目:国家自然科学基金资助项目(51179134).
- 作者简介:杨雪龙(1988—),男,博士研究生;
- 龙新平(1967—),男,教授,博士生导师

可替代的优势<sup>[1-2]</sup>.喷射泵主要由喷嘴、吸入室、 喉管和扩散器几部分组成.关于喷射泵结构对其 性能和内部流动细节影响的研究很多,主要有喷 嘴形状、数量、喉嘴距、面积比、喉管长度以及扩散 器角度等<sup>[3-6]</sup>.传统喷射泵的扩散器多采用锥形 型线,而关于其他类型扩散器型线对喷射泵性能 影响的研究较少.Henderson<sup>[7]</sup>在对扩散器的研究 中发现:在相同长度和进出口面积比下,当扩散器 较短时,由等速度或等压力变化方法设计的喇叭 型扩散器效率要高于传统锥形扩散器.陆宏圻<sup>[8]</sup>

收稿日期: 2013-01-07.

通信作者:龙新平, xplong@ whu.edu.cn.

认为采用喇叭型扩散器也是提升喷射泵性能较好 途径.由于喇叭型、等速度和等压力变化扩散器较 难加工,关于采用这些扩散器的喷射泵的试验研 究较少.近年来,CFD(computational fluid dynamics)技术以其诸多优势在喷射泵流场分析 和性能预测方面发挥重要作用<sup>[1-4]</sup>.

本文利用 CFD 技术对采用新型扩散器的喷 射泵进行性能预测和流场分析.采用正交试验设 计方法安排结构参数的组合,并通过差方分析以 研究结构参数及其交互作用的重要程度.分析不 同扩散器对喷射泵性能和内部流动的影响,以确 定新型扩散器的优劣.

1 建模与模拟

## 1.1 CFD 模型与验证

喷射泵结构和尺寸如图 1 所示. 高压工作流 体通过喷嘴降压加速, 射入吸入室然后卷吸被吸 流体.两股流体在喉管里面通过湍流混合进行动 量、能量和质量交换. 然后混合流体通过扩散管, 动能转化为压能并最终被排出. 喷射泵性能参数 为流量比  $q = Q_s/Q_o$ 、压力比  $h = (p_c - p_s)/(p_o - p_c)$ 和效率  $\eta = qh$ .其中:  $Q_{,p}$ 分别为体积流量和 总压; 下标 c、o、s 分别表示喷射泵出口、喷嘴入口 和吸入室入口位置.



# 图 1 喷射泵结构尺寸<sup>[1]</sup>(mm)

喷射泵内流动可设定为定常不可压缩流动, 控制方程为雷诺平均 Navier-Stokes 方程和连续性 方程.采用二维轴对称模型,吸入室的影响采用损 失系数修正.在模拟中,进口边界条件为质量流 量,出口边界条件为压力出口(图2),壁面附近区 域通过标准壁面函数求解,轴线采用轴对称边界. 采用 Fluent 软件进行模拟计算.与文献[2,4]相 同,本文采用 Realizable  $k - \varepsilon$  模型模拟湍流特征. 在射流泵的模拟中,采用 Realizable  $k - \varepsilon$  模型结 合标准壁面函数能够获得准确的性能预测和内部 流场细节<sup>[9]</sup>.控制方程采用有限体积法离散,空间 离散采用 QUICK 格式, SIMPLE 算法用于求解压 力与速度的耦合.网格数量由初始的40000增加 至 70 000, 确保计算结果的网格无关性; 壁面  $\gamma^+$ 值在100以内,大部分壁面区域在36左右,确保了 近壁区域求解的准确性.具体网格细节详见图 2.模 拟得到的效率随流量比变化的曲线与试验数据<sup>[10]</sup> 符合较好,验证了模拟方案的有效性.本部分的详 细细节已在文献[11]中给出,因此不再赘述.



#### 1.2 等速度变化扩散器设计

按照等速度变化(constant rate of velocity change, CRVC)方法设计的扩散器,在理论上能够产生均匀速度梯度,并使得截面平均速度从扩散器入口到出口之间线性增长.该方法基于假设: $dv/dx = k_v$ ,其中 v 是各截面平均速度, $k_v$  是常数.

参照图 3 可获得该假设的边界条件:在x = 0处, $v_x = v_1$ ;在x = L处 $v_x = v_2$ .于是得到 $v_x - v_1 = (x/L)(v_2 - v_1)$ .由于 $v = Q/A = Q/\pi r^2$ ,且各截面流 量 Q 相等,因此得



# 图 3 等速度或等压力变化扩散器示意图

# 1.3 等压力变化扩散器设计

按照等压力变化(constant rate of pressure change, CRPC)方法设计的扩散器,理论上能够 产生均匀压力梯度,并使各截面平均压力从扩散 器入口到出口之间线性增长.该方法基于假设:  $dp/dx = k_{o}$ ,其中 p 是各截面平均压力, $k_{o}$ 是常数.

参照图 3 可获得该假设的边界条件:在 x = 0处, $p_x = p_1$ ;在 x = L 处  $p_x = p_2$ .于是得到  $p_x - p_1 = (x/L)(p_2 - p_1)$ .假设沿流向总压 P 守恒,则得  $p = P - 0.5\rho v^2$ .由于  $v = Q/A = Q/\pi r^2$ ,且各截面流量 Q 相等,因此得到方程(2):

 $r_x^{-4} - r_1^{-4} = (x/L)(r_2^{-4} - r_1^{-4}).$ (2) 整合方程(1)和(2)可得

 $r_x^{-n} - r_1^{-n} = (x/L)(r_2^{-n} - r_1^{-n}).$  (3) 其中,当n = 1时,对应锥形扩散器;当n = 2时,对 应 CRVC 扩散器;当n = 3时,介于等速度和等压 力变化之间的扩散器;当n = 4时,对应 CRPC 扩 散器;除喷射泵外,其他用到扩散器的场合如航空 发动机、风洞和空调系统等也可根据实际情况选 择不同的 n 值,或者可以加入摩擦损失等因素的 影响对方程(3)进行修正.该理论也可用于各种喷 嘴或者收缩通道的设计.

当 $r_1$ 、 $r_2$ 和L已知时,即可根据方程(1)和 (2)得到扩散器型线.如图4所示,CRVC和CRPC 散器在入口处面积变化率较低,在相同位置处,其 直径小于锥形扩散器.



2 正交试验设计

许多结构参数都会对喷射泵性能和内部流场 产生影响<sup>[1-6]</sup>.本文选取喉管长度、扩散器角度或 长度(对于 CRCV 和 CRPC 扩散器,进出口直径和 长度与锥形扩散器相同)和型线 3 个参数,各参数 分别根据前人研究结果选取 3 个水平(见表 1). 表 1 中, A 为喉管长度与喉管直径之比( $L_1/D_1$ ), B 为扩散管角度  $\beta(\circ), C$  为扩散器型线.考虑两两 参数间的交互作用,根据正交试验设计方法得到  $L_{27}(3^{13})$  正交表(表 2). 第 9、10、12 和 13 列没有 列出,为误差列.

表1 因素和水平

→k T		因素	
小十	A	<i>B</i> ∕(°)	С
1	5	6	Conical
2	6	8	CRVC
3	7	10	CRPC

表 2 中按照  $\eta_{max}$  的大小给出了不同结构组合 的优劣排名. 最大效率  $\eta_{max}$  均在流量比 q = 1.5 时 获得; $L_{total}$  指喉管与扩散器长度总和; $K_{ij}$ 是第j列上 第i个水平的试验结果总和,其中i = 1,2,3, j =1,2,…,13; $S_i$ 是第j列因素的偏差平方和.

表 2 计算结果

试					列号							<b>.</b> ,
- 验	A	В	$(A \times B)_1$	$(A \times B)_2$	С	$(A \times C)_1$	$(A \times C)_2$	$(B \times C)_1$	$(B \times C)_2$	$\eta_{ m max}$	排名	$L_{\rm total}$ /
号	1	2	3	4	5	6	7	8	11	-		mm
1	1(5)	1(6)	1	1	1(Conical)	1	1	1	1	0.313 5	8	581
2	1	1	1	1	2(CRVC)	2	2	2	2	0.311 5	14	581
3	1	1	1	1	3(CRPC)	3	3	3	3	0.305 6	22	581
4	1	2(8)	2	2	1	1	1	2	3	0.311 9	11	486
5	1	2	2	2	2	2	2	3	1	0.314 9	4	486
6	1	2	2	2	3	3	3	1	2	0.311 8	13	486
7	1	3(10)	3	3	1	1	1	3	2	0.3079	18	429
8	1	3	3	3	2	2	2	1	3	0.315 1	3	429
9	1	3	3	3	3	3	3	2	1	0.3139	7	429
10	2(6)	1	2	3	1	2	3	1	1	0.314 8	5	621
11	2	1	2	3	2	3	1	2	2	0.307 8	19	621
12	2	1	2	3	3	1	2	3	3	0.300 5	26	621
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	0.316 1	1	526
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	0.312 5	10	526
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	0.3074	20	526
16	2	3	1	2	1	2	3	3	2	0.3159	2	469
17	2	3	1	2	2	3	1	1	3	0.314 3	6	469
18	2	3	1	2	3	1	2	2	1	0.3108	15	469
19	3(7)	1	3	2	1	3	2	1	1	0.3101	16	661
20	3	1	3	2	2	1	3	2	2	0.3017	24	661
21	3	1	3	2	3	2	1	3	3	0.294 0	27	661
22	3	2	1	3	1	3	2	2	3	0.311 9	12	566
23	3	2	1	3	2	1	3	3	1	0.3067	21	566
24	3	2	1	3	3	2	1	1	2	0.300 6	25	566
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	0.312 9	9	509
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	0.308 9	17	509
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	0.304 3	23	509
$K_{1j}$	2.806 1	2.7594	2.7908	2.7927	2.815 0	2.7693	2.7667	2.7964	2.801 5			
$K_{2j}$	2.7999	2.793 8	2.7877	2.785 3	2.793 4	2.782 4	2.795 0	2.789 9	2.777 3			
$K_{3j}$	2.751 2	2.803 9	2.7787	2.7791	2.748 8	2.800 9	2.795 5	2.7708	2.778 3			
$S_j \times 10^4$	2.013 0	1.209 2	0.088 0	0.103 3	2.530 2	0.5572	0.605 2	0.3929	0.415 9			

# 3 结果和讨论

## 3.1 方差分析

检验表 2 中第 *j* 列因素对试验结果是否有显 著影响的统计量是  $F_j = (S_j/f_j)/(S_e/f_e)$ ,其中  $S_e$ 为误差平方和,方差分析表见表 3.查 *F* 分布表得  $F_{0.95}(2,8) = 4.46, F_{0.99}(2,8) = 8.65, F_{0.95}(4,8) =$ 3.84,  $F_{0.99}(4,8) = 7.01$ .表 3 中各 *F* 值与 *F* 分布表 的值相比得知,因素 *A*、*B*、*C*、*A* × *C* 以及 *B* × *C* 对试 验结果的影响是高度显著的;*A* × *B* 的影响是显 著的.

表 3 方差分析表

方差来源	平方和	自由度	<i>F</i> 值	显著性
Α	2.01	2	132.05	* *
В	1.21	2	79.32	* *
С	2.53	2	165.98	* *
$A \times B$	0.19	4	6.27	*
$A \times C$	1.16	4	38.13	* *
$B \times C$	0.81	4	26.53	* *
e	0.06	8		

由于所选因素及其相互作用对试验的影响 都是显著的,需要通过二元表得到A×C和B×C 最优搭配水平(见表4和5),表中数据为A<sub>i</sub>C<sub>j</sub>、 B<sub>i</sub>C<sub>j</sub>条件下所对应的各试验结果的平均值.表3和 表4中最大值对应的组合分别是A<sub>2</sub>C<sub>1</sub>和B<sub>2</sub>C<sub>1</sub>,从 而得到最优组合为A<sub>2</sub>B<sub>2</sub>C<sub>1</sub>,即表2中第13组试验 方案,其对应的最大效率值也正是所有组合中最 大值;反之,得到最差组合为A<sub>3</sub>B<sub>1</sub>C<sub>3</sub>即表2中第 21组试验方案,其对应的最大效率值也正是所有 组合中最小值,从而验证了方差分析在喷射泵结 构优化中的适用性和可靠性.该方法也可用于获 得喷射泵其他结构参数间的最优组合.

	$C_1$	$C_2$	$C_3$
$A_1$	0.311 1	0.313 8	0.310 5
$A_2$	0.315 6	0.311 5	0.306 2
$A_3$	0.311 6	0.305 8	0.2996
	表5 因素	B、C的二元表	
	$C_1$	$C_2$	$C_3$
$B_1$	0.312 8	0.307 0	0.300 0
$B_2$	0.313 3	0.311 4	0.306 6
$B_3$	0.312 2	0.3128	0.3097

表 4 因素 A、C 的二元表

## 3.2 效率变化分析

由于原模型的喉管长径比L<sub>1</sub>/D<sub>1</sub> = 7.2 大于常 规的 7.0(对应第 22 号试验),使得效率有所降低. 为便于对比,本文以与原模型最为接近的第 22 号 试验为参照.表6给出了最大效率高于22 号(在表6 中排名第 12)的组合(数字和符号分别对应表 1

中 A - B - C),以及其他组合相对于 22 号组合的 效率提升百分比.

表 6 效率较高的组合

排名	组合	试验号	$\pmb{\eta}_{ ext{max}}$	$L_{\rm total}$ /mm	$\eta_{ m  extsf{ heta} heta}$ / %
1	6-8-CO	13	0.316 1	526	1.36
2	6-10-CO	16	0.3159	469	1.27
3	5-10-CV	8	0.315 1	429	1.02
4	5-8-CV	5	0.314 9	486	0.95
5	6-6-CO	10	0.314 8	621	0.91
6	6-10-CV	17	0.3143	469	0.77
7	5-10-CP	9	0.3139	429	0.65
8	5-6-CO	1	0.313 5	581	0.51
9	7-10-CO	25	0.3129	509	0.32
10	6-8-CV	14	0.312 5	526	0.19
11	5-8-CO	4	0.3119	486	0.01
12	7-8-CO	22	0.3119	566	0

组合 6-8-CO 和 6-10-CO 的效率高于组合 6-6-CO,组合 7-10-CO 的效率高于组合 7-8-CO,表 明锥形扩散器在喉管较长的情况下宜采用较大扩 散角.因为较长的喉管长度能够产生较为均匀的 扩散器入口速度分布,所以在较大扩散角时也不 易发生分离,而且较大的扩散角使相同轴向位置 处的直径较大,且扩散器总长较短,从而降低摩擦 损失.组合 5-6-CO 的效率高于组合 5-8-CO,不同 于组合 6-6-CO 的效率低于组合 6-8-CO,表明当喉 管长度较短时,扩散器宜采用较小扩散角,以降低 入口速度不均匀引起的扩散损失.从表 6 可知,当 采用锥形扩散器时,组合 6-8-CO 和 6-10-CO 较优.

然而,组合 5-10-CV 和 5-10-CP 具有喉管长 度最短,扩散器角度最大的特点,且其效率高于同 类型的在其他喉管长度和扩散器角度下的组合. 这是由于该类型扩散器的入口面积变化率较小, 弥补了喉管长度的不足,但其渐渐增加的面积相 对于喉管又能降低摩擦损失.当扩散器角度较小 时,扩散器较长,相同轴向位置处的直径较小,产 生较大摩擦损失.总之,当采用 CRVC/CRPC 扩散 器时,宜采用较短的喉管和较大的扩散器角度,在 保证效率的同时大幅度缩短喷射泵的整体长度和 质量,适用于具有空间限制和质量要求的特殊 场合.

CRPC 扩散器整体表现比 CRVC 扩散器稍差,这是由于在相同轴向位置处,CRPC 扩散器直径小于 CRVC 扩散器,引起较大摩擦损失,且其出口扩散角度较大易产生流动分离.

## 3.3 内部流动分析

图 5 给出壁面静压系数  $C_p = (p - p_s)/0.5\rho v_1^2$  分布,其中 p 是喷射泵壁面静压, $p_s$  是被吸流体静

压, $v_1$  是混合流体在喉管内的平均速度.所有试验 组合在相同流量比下, $p_s$ 和 $v_1$ 分别相同.为便于分 析,图中只给出性能较优的6组结果.对于 $L_1/D_1 =$ 7的传统喷射泵内压力曲线在喉管后段趋于平 缓,而 $L_1/D_1 = 5$ 、6时曲线在喉管后段仍在增长,并 在趋于平缓之前进入喇叭形扩散器.整体来看,采 用 CRVC/CRPC 扩散器的喷射泵内压力增长较为 均匀,且 CRPC 扩散器内压力呈线性增长.进入扩 散器之前的曲线完全重合,表明扩散器的型线和 角度对扩散器之前的压力变化不产生影响.



图 5 壁面静压系数分布(q=1.5)

为便于分析,图 6 中只给出部分试验组合的 轴线速度 v。的变化曲线. 锥形扩散器内部速度变 化在入口部分较为剧烈,而在靠近出口部分时又 变得平缓,相比之下,CRVC/CRPC 扩散器内部速 度变化则较为均匀.由于各截面的速度不均匀, CRVC 扩散器内轴线速度没有呈线性变化.进入 扩散器之前的曲线完全重合,表明扩散器的型线 和角度对扩散器之前的速度变化也不产生影响.



4 结 论

1)在喷射泵的设计中,喉管长度和扩散器型 线的交互作用最为重要,其次是扩散器角度与型 线的交互作用.

2) 喉管和扩散器的最优组合为  $L_t/D_t = 6$  的 喉管和扩散角  $\beta = 8^{\circ}$  的锥形扩散器. 3)等压力或等速度变化扩散器适用于短喉 管和大扩散角的情况,能够大幅缩短喷射泵的长 度并减轻质量.

4)在最高效率工况下,等速度变化扩散器对 于喷射泵性能的提升优于等压力变化扩散器.

5)等速度或等压力扩散器均能使其内部压 力和速度变化较为均匀,且等压力扩散器能够使 其内部压力呈线性变化.

参考文献

- [1] 龙新平,程茜,韩宁,等. 射流泵最佳喉嘴距的数值模 拟[J].核动力工程,2008,29(1):35-38.
- [2] 龙新平,王丰景,俞志军.喷射泵内部流动模拟与其 扩散角优化[J].核动力工程,2011,32(1):53-57.
- [3] LONG Xinping, HAN Ning, CHENG Qian. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10): 1959-1965.
- [4] MALLELA R, CHATTERJEE D. Numerical investigation of the effect of geometry on the performance of a jet pump[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225: 1614–1625.
- [5] NARABAYASHI T, YAMAZAKI Y, KOBAYASHI H, et al. Flow analysis for single and multi nozzle jet pump
   [J]. JSME Ser B, 2006, 49(4): 933–939.
- [6] GUILLAUME D W, JUDGE T A. Improving the efficiency of a jet pump using an elliptical nozzle [J]. Review of Scientific Instruments, 1999, 70(12):4727-4729.
- [7] HENDERSON F D. Effect of profile and length on the efficiency of pump diffusers. Rocket Propulsion Establishment[R]. Westcott, UK:[s.n.], 1959.
- [8] 陆宏圻. 喷射技术理论及应用[M]. 武汉: 武汉大学 出版社, 2004.
- [9] YANG Xuelong, LONG Xinping. Numerical investigation on the jet pump performance based on different turbulence models [C]//IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. Bristol BS16BE, United Kingdon: Institute of Physics Publishing, 2012:052019.
- [10]蔡标华. 射流泵初生空化的研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2005.
- [11] LONG Xinping, YANG Xuelong. Application of the constant rate of pressure change method to improve jet pump performance [C]//IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. Bristol BS16BE, United Kingdom: Institute of Physics Publishing, 2012;032019.

(编辑 杨 波)