

射流泵内部流动的实验研究

何培杰¹, 龙新平¹, 梁爱国¹, 刘厚林²

(1. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072; 2. 江苏大学 流体机械研究所, 江苏 镇江 212014)

摘 要: 实验研究射流泵内有限空间水射流与其周围低速水流间的紊动混合。在射流泵 11 个轴向位置上布置了测压点: 1 个在渐缩锥形喉管入口, 6 个在喉管, 4 个在扩散管。用 U 型管测量 11 个测压点的壁面压强。用粒子图像速度场仪 (PIV) 对射流泵喉管入口和喉管内有限空间水射流进行测量。获得了 4 种流量比情况下射流泵对称面流场的速度矢量和轴心速度分布。测量结果为射流泵内部流动分析提供了可靠依据。

关 键 词: 粒子图像速度场仪 (PIV); 射流泵; 流速测量

中图分类号: O358 文献标识码: A

1 引 言

射流泵是一种利用湍射流的紊动扩散作用来传递能量与质量的流体机械及混合反应设备^[1]。由于它具有结构简单、维护方便以及可靠性高等一系列独特的优点, 在核反应堆喷淋系统、飞机燃油供输系统和石油钻采等方面得到了大量应用。Hiroshi Narui 和 Susumu Inagaki 用热线风速仪测定了气体射流泵渐缩锥形入口和等径直管内流速及其脉动值^[2]。由于该方法在测定流场时会干扰流场, 因而所测之值并非流场真实的参数分布。罗卫民^[3]、孙殿雨^[4]、龙新平^[5] 对水射流泵内流场进行了 LDA 测

试, 由于没有采用实时信号处理系统, 因而仅测出了时均流场的分布。文献[6]采用 LDA 技术对水-空气射流泵渐缩锥形混合室内蒸汽流流速进行了测试; 用毕托管对水流流速进行了测试; 用 LDA 技术对射流泵内流场进行测试。总的来说做了大量工作, 但还不够完整和全面。

本文利用 PIV 技术对射流泵渐缩锥形喉管入口和喉管内有限空间水射流进行测量研究。

2 实验装置

实验所用的射流泵模型结构如图 1 所示。除喷嘴用 45 号钢制作外, 射流泵其它部分都用有机玻璃制成。由于射流泵加工工艺的限制, 射流泵喉管入口段和喉管段不是一体的, 喉管入口段和喉管段是用胶粘接的。所以, 本次实验只能测量射流泵喷嘴出口到射流泵喉管出口范围内 (0 ~ 250 mm) 的有限空间射流流场。在该结构中, 采用了两种特殊的结构形式, 分别介绍如下。

2.1 矩形水槽结构

测试时在所测圆管区域周边做了一个矩形水槽以消除光折射对测试的影响。

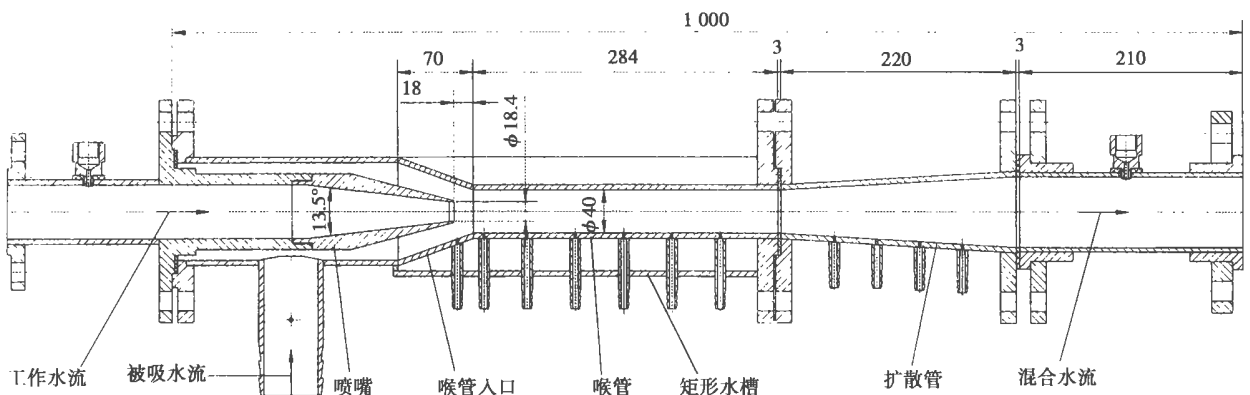


图 1 射流泵模型

收稿日期: 2003-03-25; 修订日期: 2003-05-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (59879020)

作者简介: 何培杰 (1968-) 男, 湖北孝感人, 武汉大学博士后

2.2 测压点结构

测试时在射流泵轴向位置布置了 11 个测压点, 以便测出射流泵壁面压强沿轴向的分布。测压点轴向位置以射流泵喷嘴出口为参照, 具体尺寸见表 1。

表 1 测压点轴向位置

编 号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
相对位置/mm	3	28	68	113	158	203	248	353	458	498	538

试验中采用一闭式循环系统模拟射流泵的吸水过程。用 IFS4000 型电磁流量传感器及其相应的 IFC090F 信号转换器测量射流泵工作流量 Q_0 和混合流量 Q_c ; 用 U 形管测量射流泵壁面压强; 用粒子图像速度场仪 (PIV) 对射流泵渐缩锥形喉管入口和喉管内的混合流进行测量。

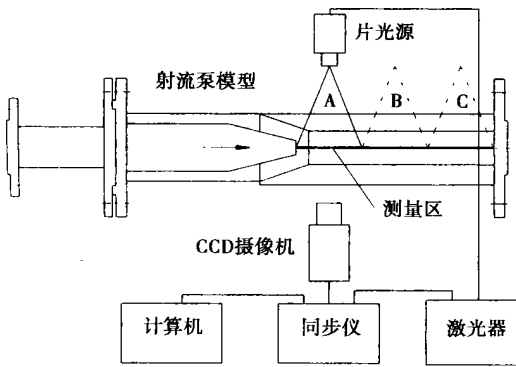


图 2 PIV 系统示意图

实验所用的 PIV 测试系统如图 2 所示。由脉冲激光器通过柱面镜和球面镜形成的片光源, 照亮流场中的一个很薄的 (约 1 mm 厚) 流场层片; 在与片光源相垂直方向的 CCD 摄像机摄下流场层片中的流动粒子的图像, 然后把图像数字化送入计算机, 利用互相关原理进行图像处理。

3 数值计算

为了将实验数据与数值计算结果进行对比, 利用贴体坐标变换技术, 结合混合有限分析法和 $\kappa-\epsilon$ 两方程紊流模型, 全面考虑射流泵的喉管入口段、喉管段、扩散段、出口段对射流泵性能的影响, 对射流泵全流场进行了数值计算。在柱坐标下, 采用 $\kappa-\epsilon$ 模型计算时, 控制方程包括连续方程、动量方程及 κ, ϵ 方程。

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho UV) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U}{\partial x} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U}{\partial r} \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U}{\partial x} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \mu_{\text{eff}} \frac{\partial V}{\partial r} \right\} - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho UV) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V^2) = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu_{\text{eff}} \frac{\partial V}{\partial x} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \mu_{\text{eff}} \frac{\partial V}{\partial r} \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U}{\partial x} \right\} - 2 \mu_{\text{eff}} \frac{V}{r^2} - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (3)$$

紊动能 k 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V k) = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right\} + G - \rho \epsilon \quad (4)$$

耗散率 ϵ 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \epsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right\} + \frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon) \quad (5)$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu = C_\mu \rho k^2 / \epsilon + \mu \quad (6)$$

$$G = \mu_{\text{eff}} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (7)$$

式中: U, V — 轴向、径向时均速度;

P, ρ — 压强、流体密度;

$\mu_{\text{eff}}, \mu_t, \mu$ — 有效粘性系数、紊流粘性系数和分子粘性系数;

$C_1, C_2, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ — 模型常数。 $\kappa-\epsilon$ 模型中的常数按文献[7] 确定: $C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.22$ 。

射流泵内部流动属不规则区域的有限空间射流流动。其求解区域为有收缩和扩张的不规则区域。为此利用贴体网格变换技术建立原坐标系 $x-y$ 与新坐标系 $\xi-\eta$ 之间的一一对应关系, 并根据网格与边界线的夹角修正调节因子中的函数 ϕ 和 Ψ , 以提高生成网格的正交性能。

为了解决压强项的求解, 采用了交错网格和 SIMPLE 算法。用混合有限分析法离散上述方程组, 并用 TDMA 解相应的代数方程。结合相应的边界条件就可得出速度场和压强场。详细步骤和过程可见文献[8]。

4 实验结果及分析

实验结果示于图 3 ~ 图 5。所有结果均以射流泵喷嘴出口流速 U_0 无量纲化, 此时, 以喷嘴半径 R 和 U_0 计

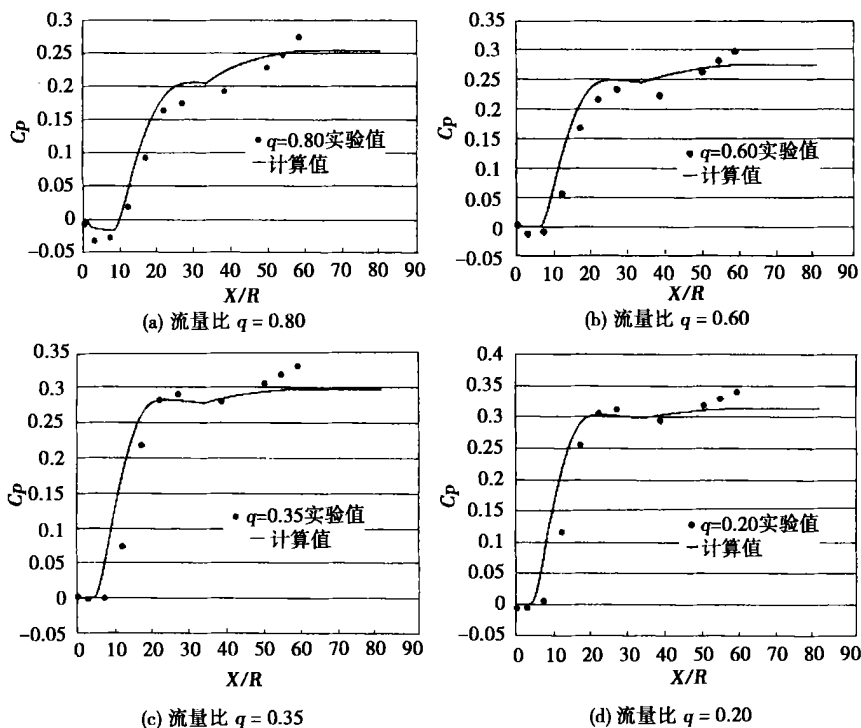


图3 射流泵内壁面压强轴向分布曲线

4.1 壁面压强分布

图3为射流泵在不同流量比 q 工况下,泵内壁面压强轴向分布曲线,其中流量比 $q = (Q_c - Q_0) / Q_0$,压强系数 $C_p = (P - P_s) / 0.5 \rho U_0^2$, P 为壁面压强, P_s 为吸水口压强。从图3中可以看出,4种不同流量比 q 工况下计算所得壁面压强实验值与计算值吻合得很好。

由图3可知:壁面压强是沿程变化的,在喉管入口段由于工作流本身的能量还未较多地传递给被吸流,再加上管道渐缩,故压强梯度为负值,壁面压强逐渐减小;在喉管段,管径不变,但由于工作流能量向被吸流传递,管道内总动能下降而壁面压强是递增的。

图3也清楚表明:流量比对于壁面压强在喉管中停止上升

的轴向位置没有明显影响;流量比的主要作用是随着流量比的增大,壁面压强曲线向下移动,随之而来的结果是大流量比时易发生汽蚀。

4.2 速度矢量

射流泵轴截面流场速度矢量图如图4所示。在射流泵喉管入口段和喉管段,速度矢量图显示流动具有射流特征,射流核心区内轴向时均速度近似相等,对应喷嘴边缘的径向位置处出现最大的时均速度径向梯度。由于湍流混合和射流卷吸,随流动的发展,速度剖面不断扩展,而剖面峰值则不断降低,至 $X/R = 26.0$,整个速度剖面已基本稳定。

4.3 轴心速度分布

图5为除流量比($q = 0.80, 0.60, 0.35$ 和 0.20)不同外,其它条件均相同的情况下,射流泵流场轴心速度分布图。从图5中可以看出,4种不同流量比 q 工况下计算所得轴心速度分布实验值与计算值吻合得较好。在图5中也可以看到,射流出流后,其轴心线上的速度不是渐次衰减的,而是有一明显的加速段,然后再衰减,这已为实验所证实。

从图4和图5可以看出,射流泵内有限空间射流流动与无限空间的伴随射流的流动很类似。即工作射流与被吸流体在起始断面的流速均近似为均匀分

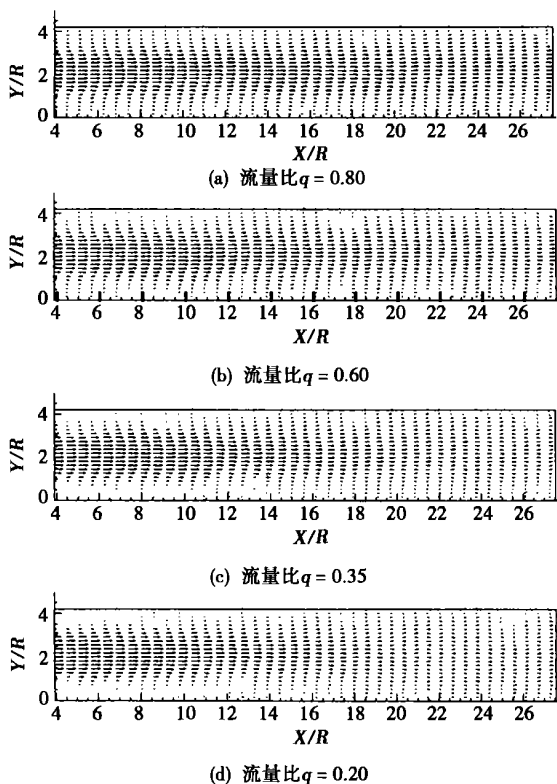


图4 射流泵轴截面流场速度矢量图

算的雷诺数为 1.84×10^5 。

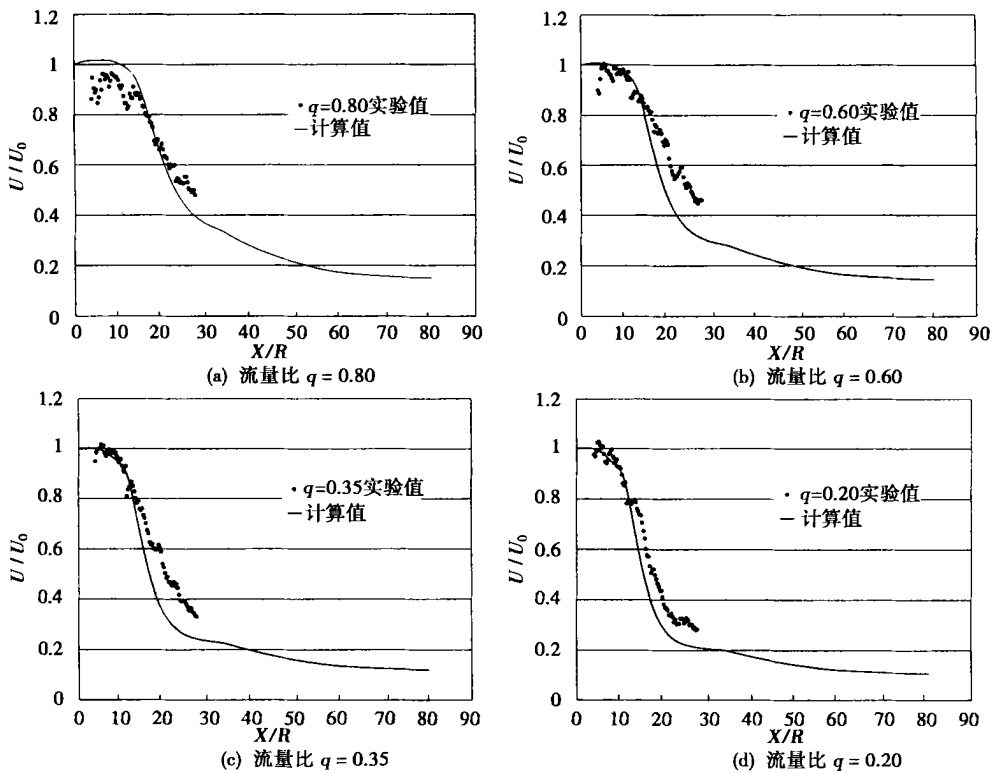


图 5 轴心速度分布

布, 随着流动向下游的发展, 工作射流与被吸流体之间发生动量交换, 工作流体将能量传递给被吸流体, 形成射流边界层, 射流边界层随着流动的发展变得越来越厚, 直至扩展到壁面(图中在壁面附近区域, 由于光折射和反射的原因, 测试结果不是太理想), 而且边界层近似为线形分布。但有限空间射流流动由于受到固体边壁的约束, 存在轴向压强梯度, 又在某些方面表现与伴随射流的流动不同。首先, 当射流边界层扩展到壁面后, 两股流体基本混合一致, 而后呈现出管流的分布; 其次, 流动的结构与 C_t 有关。当射流泵的喉管和喷嘴的尺寸已定后(即射流泵喉管面积与喷嘴面积比 m 确定后), 流动的结构只与工作射流和被吸流体的速度比有关(即与射流泵的流量比有关)。在大流量比情况下, 即工作射流和被吸流体的速度比较小的情况下, 两股流体要混合一致, 工作射流所付出的能量较少, 射流衰减就越慢, 因此高速射流区域就保持的越长。另外, 在小流量比情况下(图 4(d)), 射流在扩展到壁面之前, 如果被吸流体不能供给工作射流卷吸所需要的流体, 则射流要从下游卷吸流体, 从而形成回流。

因此, 从上述图中可以看出, 射流泵内部流动的结构可大致分为以下几个区域: 流核区; 射流边界层区; 回流区(只在有些工况下出现); 管流区。

5 结 论

从已有的 PIV 测试成果来看, 在圆型断面进行的并不多; 而射流泵内工作流体和被吸流体的速度差很大(如射流泵面积比 $m = 4.75$ 、 $q = 0.20$ 时, 喷嘴出口处工作流体和被吸流体的速度比近似为 34), 而在边界层内流速更小。因此, 一幅图像内, 不同点的速度差可能要超过 100 倍。要跟踪如此大范围内的速度, 这无疑是对仪器的一个考验, 而对这个问题进行测试也是一个挑战。

本文利用 PIV 技术对改型的射流泵内渐缩锥形入口和等径

直管内有限空间水射流进行实验研究。研究结果为射流泵内部流动分析提供了可靠依据。

参考文献:

- [1] 陆宏圻, 曾祥金. 液体射流泵理论的研究[J]. 中国科学, 1981(1): 117-128.
- [2] NARUI HIROSHI, INAGAKI SUSUMU. An experiment study on the flows in the jet pump[J]. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu*. 1985, 52(477): 2032-2037.
- [3] 罗为民. 射流泵内部流动的数值模拟及试验研究[D]. 武汉: 武汉水利电力大学, 1988.
- [4] 孙殿雨. 采油喷射泵理论计算与实验研究[D]. 北京: 石油大学, 1994.
- [5] 龙新平. 定常及脉冲有限空间射流的研究[D]. 武汉: 武汉水利电力大学, 1995.
- [6] TADASHI NARA BAYASHI, WATARU MIZUMACHI, MICHITUGU MORI. Study on two-phase flow dynamics in steam injectors[J]. *Nuclear Engineering and Design*. 1997, 175(1): 147-156.
- [7] KANG Y, SUZUKI K. Numerical study of confined jets I prediction of flow pattern and turbulence quantities with a two equation model of turbulence[J]. *Memoirs of the Faculty of Engineering*. 1978, XL(2): 41-61.
- [8] 龙新平, 朱劲木. 射流泵内部流动的数值模拟[J]. 武汉大学学报(工学版), 2002 35(6): 1-6.

(何静芳 编辑)

新型热管技术开发及应用 = **Development and Application of Innovative Heat Pipe Technology** [刊, 汉] / CHEN Yan-ze, DING Xin-wei, YU Jian-liang, et al (Institute of Chemical Engineering under the Dalian University of Science & Technology, Dalian, China, Post Code: 116012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 1~3

The theory of innovative heat pipe technology, such as refrigeration heat pipes (RHP) and thermosyphon Rankine (TSR) engines as well as current study results are described with an emphasis on the TSR technology, which integrates the technology of heat pipes with that of turbines. The TSR technology represents a new approach to energy utilization and recovery, and offers wide prospects for engineering applications. The refinement and in-depth research of the TSR technology can be conducive to enhancing the conversion efficiency of heat energy to mechanical power. **Key words:** heat pipe, thermosyphon, Rankine engine, refrigerating heat-pipe

微小通道内流动沸腾压降特性实验研究 = **Experimental Investigation of Pressure Drop Characteristics of Flow Boiling in Mini-channels** [刊, 汉] / WANG Xu, CHEN Hong, KUANG Bo, et al (Institute of Mechanical and Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 4~9

In the wake of experimental tests of flow boiling in rectangular mini-channels discussions are held concerning the steady and dynamic characteristics of pressure drop in the channels and a method for stable domain discrimination. After a frequency domain analysis of pressure-drop time series under various experimental operating conditions it is found that the emergence of pressure-drop oscillations in mini-channels can mainly be attributed to vapor generation, transmission and the coupling of mini-channels with inlet compressible or flexible space. Moreover, based on an autoregression model of time-series analysis a model for testing pressure drop oscillations along a test section has been set up. The test results indicate that during a relatively great flow rate the pressure-drop oscillations in the presence of a restricted and deformed steam-bubble flow and an annular flow was found to be relatively stable. However, in the case of a small flow rate the unstable condition of the pressure drop is rather complicated, tending to set up an unstable zone. **Key words:** mini-channel, flow boiling, pressure drop, pressure drop oscillation

射流泵内部流动的实验研究 = **Experimental Study of Flows in a Jet Pump** [刊, 汉] / HE Pei-jie, LONG Xin-ping, LIANG Ai-guo (Institute of Power & Mechanical Engineering under the Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072), LIU Hou-lin (Research Institute of Fluid Machinery under the Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu Province, China, Post Code: 212014) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 10~13

For carrying out the experimental study of the turbulent mixing between water jets in a jet-pump confined space and its surrounding low-velocity water-flow streams, static pressure taps were arranged at 11 axial locations. The pressure taps assume the following layout: one tap at the inlet of a converging conical throat, 6 taps in the throat, and the remaining 4 in a diffuser pipe. Wall-surface static pressure was measured at 11 pressure measuring points by using a U-type tube. Measurements were taken of the water jets in a confined space at the jet pump throat inlet and inside the throat by using a particle image velocimetry device. As a result, the distribution of velocity vector and axial velocity on the symmetrical flow field was obtained under four flow-rate ratios. The measurement results may provide a reliable basis for the analysis of internal flows of a jet pump. **Key words:** particle image velocimetry, jet pump, flow velocity measurement

气液两相流横掠错列圆柱形成旋涡脱落诱发管束振动的试验研究 = **Experimental Investigation of Tube Bundle Vibrations Induced by a Vortex Shedding Generated by Gas-liquid Two-phase Flows Sweeping Across Staggered Tube Arrays** [刊, 汉] / SU Xin-jun, ZHANG Xiu-gang, WANG Dong, et al (Institute of Energy and Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 14~16, 51