

DOI: 10.3901/JME.2009.12.059

射流泵极限工况下空化流动*

龙新平¹ 姚昊^{1,2} 赵建福³

- (1. 武汉大学动力与机械学院 武汉 430072;
2. 秦山核电联营有限公司机械动力处 海盐 314300;
3. 中国科学院力学研究所国家微重力实验室 北京 100190)

摘要: 极限工况发生时, 液体射流泵喉管中段至末端的汽液两相空化流动为均相泡状流。基于定常、等温及水平流动假设和 Wood 声速公式, 导出极限工况发生时射流泵喉管中段至末端一维均相泡状流的控制方程组。依据该控制方程结合射流泵壁面沿程压力测试结果, 计算喉管中段至末端液汽两相流动的 Mach 数。从喉管的中段至末端液汽两相流动的 Mach 数逐渐增加, 在压力最低点附近达到最大, 其最大值为 0.94, 十分接近 1。进一步分析表明, 极限工况发生时, 射流泵喉管中段至末端液汽两相空化流表现为两相临界流动, 其流速达到当地液汽两相流声速, 流动出现阻塞, 从而导致一定工作压力下吸入流量不再随出口压力的降低而增加, 而是保持不变。揭示射流泵极限工况发生的机理, 对其深入研究具有重要意义。

关键词: 射流泵 空化 极限工况 汽液两相流 临界流 Wood 声速公式

中图分类号: TH38

Cavitating Flow in Jet Pump under the Operating Limits

LONG Xinping¹ YAO Hao^{1,2} ZHAO Jianfu³

- (1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072;
2. Department of Machine and Power, Nuclear Power Qinshan Joint Venture Company Limited, Haiyan 314300;
3. National Microgravity Laboratory, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190)

Abstract: The liquid-vapor two-phase cavitating flow from the middle section to the end of throat tube is observed and verified to be homogeneous froth flow when jet pump works under the operating limits. Based on the assumption of the steady isothermal horizontal flow and the Wood sound velocity equation, the one-dimensional governing equation of homogeneous froth flow from the middle section to the end of throat tube under the operating limits, is derived. With the aid of the measurement data of pressure distribution along the wall of the jet pump, the Mach number of the liquid-vapor two-phase flow from the middle section to the end of throat tube is calculated by the derived governing equation. It is found that the Mach number increases gradually from the middle section to the end of throat tube, and reaches the maximum value 0.94, very close to 1, at nearby the lowest point of pressure. Further analysis indicates that under the operating limits, the liquid-vapor cavitating flow from the middle section to the end of throat tube performs as critical two-phase flow, and the flow velocity reaches the local sound velocity of the liquid-vapor two-phase flow. The flow is choked and results in the appearance of the operating limits that the entrained flow rate will keep unchanged and not increase with the decrease of outlet pressure under a certain driving pressure. The mechanism of flow within a jet pump under operating limits is revealed and this is of significance to the further research work.

Key words: Jet pump Cavitation Operating limits Liquid-vapor two phase flow Critical flow Wood sound velocity equation

符 号

α —— 截面体积含汽率
 ρ —— 密度

c —— 混合流体声速
 C_f —— 两相摩擦阻力系数

Ma —— 马赫数
 v —— 比体积

* 国家自然科学基金资助项目(50579060)。20081204 收到初稿, 20090626 收到修改稿

τ_w ——壁面平均切应力	p ——压力	p_c ——出口压力
θ ——管道相对于垂直方向的倾斜角度	d ——管道直径	A ——管道截面积
m ——射流泵面积比, 等于喉管截面积与喷嘴出口截面积之比	G ——质量流率	z ——沿流体运动方向的坐标
L ——管道的横截面周长	q ——流量比, 等于射流泵吸入流体体积流量与工作流体体积流量之比	v_{v1} ——汽相与液相比体积之差, $v_v - v_l$
p_s ——吸入口压力	q_m ——质量流量	l——下标, 液相
p_o ——工作压力	u ——均相流中混合流速	v——下标, 蒸汽相
	x ——质量含汽率	m——下标, 混合相

0 前言

射流泵是利用湍射流的湍动扩散作用来传递能量与质量的流体机械与混合反应设备, 具有结构简单、无运动部件、密封性好、可靠性高及成本低廉等一系列优点, 目前已应用到国民经济的各个部门, 尤其适合于水下、高温、放射、易燃和易爆等场合。液体射流泵是指工作与被吸流体均为液体的射流泵(以下简称射流泵)。与其他类型泵一样, 射流泵也存在空化问题。

射流泵内的空化过程涉及多种空化工况。在一定的工作压力下, 随着出口压力的降低, 泵内会出现空化的初生、发展及剧烈等工况^[1]。当出口压力下降到某一临界值时, 其吸入流量不再随出口压力的下降而增加, 而是保持在一定值上。这一工况一般称为射流泵的极限工况。极限工况发生时, 射流泵会产生强烈的噪声和振动, 引起射流泵和相应系统效率的急剧降低, 甚至会严重影响整个系统的安全和经济运行。极限工况的存在, 限制了射流泵的正常的工作范围, 成为射流泵设计的瓶颈, 是妨碍其推广应用的主要障碍之一。其机理的深入研究对完善射流泵的设计理论, 拓展射流泵的应用范围, 降低其振动和噪声, 提高射流泵及系统运行的安全性和可靠性具有重要价值。

国内外学者对射流泵极限工况现象的描述比较一致, 但对其机理的解释则有较大差异。部分学者认为空泡首先发生在射流边界层内^[2-5], 随着射流泵出口压力的下降, 蒸汽泡占据越来越多的空间, 直到汽泡达到喉管壁面, 流动被阻塞, 此时吸入流量不再随出口压力的降低而增加, 于是发生极限工况。另一部分学者则认为射流边界层的变化与速度比 M 有关(M 为被吸流体流速与射流流速之比)。在一定的几何和动力条件下, M 增加, 射流边界层缩小。当吸入流量增加到一定程度时, 射流边界层不再收缩, M 达到临界值, 相应的吸入流量也达到最大, 导致极限工况的发生^[6]。

观测表明, 当射流泵处于空化发展阶段时, 喉管内部形成形状基本稳定的空化云^[1, 7]。随着空化的进一步发展, 空化云向喉管出口附近扩展。极限工况发生时, 该空化流发展成为如图 1 所示混合很均匀的泡沫状汽液两相流^[8], 并在喉管出口或扩散管内溃灭。该现象表明极限工况与汽液两相流有关, 而 Wilson 也猜测极限工况可能与液汽两相混合液的声速有关^[5]。为此, 本文基于汽液两相流理论导出了极限工况下喉管内部流动的控制方程, 结合试验数据求解了相应流动的 Ma 数, 以这一直接证据来分析和揭示射流泵极限工况发生的机理。

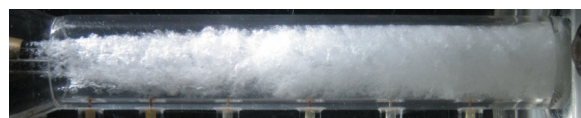


图 1 射流泵极限工况下内部剧烈的两相空化流动

1 模型与控制方程

1.1 基本假定

根据图 1, 在极限工况下射流泵喉管中段至末端之间的流道内, 液体与空化形成的空泡混合均匀, 呈泡状流型。结合射流泵的特点, 可以对此段汽液两相流动做如下假设。

- (1) 汽液两相泡状流中的汽液两相均匀混合, 具有相同的线速度。
- (2) 由于液体的比热容远大于汽体的比热容, 可以认为液相温度在整个流动过程中不变。
- (3) 极限工况下, 喉管中段至末端的流动过程很短, 可不考虑相变。
- (4) 因剧烈空化产生的空化泡中气体主要成分为水蒸气, 可不考虑水中溶解的杂质气体, 且汽相符合正压关系。
- (5) 流动过程是定常的。
- (6) 射流泵水平安放, 喉管部分管径不变, 重力效应可以忽略。

1.2 控制方程的推导

基于上述假设, 可以认为在极限工况下, 射流

泵喉管中段至末端形成的汽液两相泡状流符合均相平衡模型的应用条件,所以本文将利用这一模型对喉管中段至末端的流动进行分析。

管道内一维定常均相平衡模型基本方程如下。

连续方程

$$q_m = \rho_m u A = GA = \text{常数} \quad (1)$$

动量方程

$$q_m \frac{du}{dz} = -A \frac{dp}{dz} - L \tau_w - A \rho_m g \cos \theta \quad (2a)$$

将式(2a)改写为压强梯度的显式方程

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{L}{A} \tau_w - \frac{q_m}{A} \frac{du}{dz} - \rho_m g \cos \theta \quad (2b)$$

一般把式(2b)等号右边的三项认为是压强梯度的三个分量,即摩擦压降、加速压降和重力压降,其中,摩擦压降

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{L}{A} \tau_w \quad (3)$$

加速压降

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = \frac{q_m}{A} \frac{du}{dz} \quad (4)$$

重力压降

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_G = \rho_m g \cos \theta \quad (5)$$

基于假设(3)和(6)有

$$\frac{dx}{dz} = 0 \quad \frac{dA}{dz} = 0 \quad \cos \theta = 0 \quad (6)$$

相应的重力压降可不予考虑。

对于均相流的特性参数,有下列关系式成立

$$\frac{1}{\rho_m} = v_m = x v_v + (1-x) v_l = x v_{vl} + v_l \quad (7)$$

$$\frac{1-x}{x} = \frac{\rho_l}{\rho_v} \left(\frac{1-\alpha}{\alpha} \right) \quad (8)$$

管道壁面的平均切应力可写为

$$\tau_w = C_f \frac{\rho_m u^2}{2} \quad (9)$$

将式(1)、(9)代入式(3)中,得到

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = 2C_f \frac{G^2}{d} (x v_{vl} + v_l) \quad (10)$$

而加速压降为

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho_m} \right) - \frac{G^2}{\rho_m} \frac{1}{A} \frac{dA}{dz} \quad (11)$$

由于汽相为饱和的水蒸汽, v_v 和 v_l 是压强的函数,汽相符合正压关系,则

$$\frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho_m} \right) = v_{vl} \frac{dx}{dz} + \frac{dp}{dz} \left[x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_l}{dp} \right] \quad (12)$$

将式(12)代入式(11)并考虑式(6),整理得

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = \frac{dp}{dz} G^2 \left[x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_l}{dp} \right] \quad (13)$$

将式(10)、(13)代入式(2b)并合并相关项,则有

$$-\frac{dp}{dz} = 2C_f \frac{G^2}{d} (v_l + x v_{vl}) \times \left\{ 1 + G^2 \left[x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_l}{dp} \right] \right\}^{-1} \quad (14)$$

将式(8)代入式(14),整理可得

$$-\frac{dp}{dz} = \left[2C_f \frac{G^2}{d} \frac{1}{\rho_v \alpha} \left(1 + \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{1-\alpha}{\alpha} \right)^{-1} \right] \times \left\{ 1 + G^2 \left[x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_l}{dp} \right] \right\}^{-1} \quad (15)$$

汽液两相流中经典的 Wood 声速公式为^[9-10]

$$\frac{1}{c^2} = \rho_m \left(\frac{\alpha}{\rho_v c_v^2} + \frac{1-\alpha}{\rho_l c_l^2} \right) \quad (16)$$

由于液体的压缩性很小,因此可以认为式(16)中液相声速 c_l 与过程无关。考虑式(16),则有

$$1 + G^2 \left[x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_l}{dp} \right] = 1 - \frac{u^2}{c^2} = 1 - Ma^2 \quad (17)$$

式中, Ma 与单相流中的马赫数有相同的意义。

因此,式(15)最终可写为

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2C_f \frac{q_m^2}{A^2 d} \frac{v_v}{\alpha} \left(1 + \frac{\rho_l}{\alpha} \frac{1-\alpha}{\rho_v} \right)^{-1}}{1 - Ma^2} \quad (18)$$

对 Wood 声速式(16)进行变形,可得

$$\frac{1}{c^2} = \left(\frac{\alpha}{v_v} + \frac{1-\alpha}{v_l} \right) \left(\frac{\alpha}{\rho_v c_v^2} + \frac{1-\alpha}{\rho_l c_l^2} \right) \quad (19)$$

将式(1)及 Ma 定义代入,得到

$$\left(\frac{\alpha}{c_v^2} v_v + \frac{1-\alpha}{c_l^2} v_l \right) \left(\frac{1-\alpha}{v_l} + \frac{\alpha}{v_v} \right)^{-1} \frac{q_m^2}{A^2} = Ma^2 \quad (20)$$

式(18)与式(20)联立,就得到描述射流泵极限工况状态下喉管中段至末端均相泡状流的方程组

$$\begin{cases} -\frac{dp}{dz} = \left[2C_f \frac{q_m^2 v_v}{A^2 d \alpha} \left(1 + \frac{v_v}{\alpha} \frac{1-\alpha}{v_l} \right)^{-1} \right] / (1-Ma^2) \\ \left(\frac{\alpha}{c_v^2} v_v + \frac{1-\alpha}{c_l^2} v_l \right) \left(\frac{1-\alpha}{v_l} + \frac{\alpha}{v_v} \right)^{-1} \frac{q_m^2}{A^2} = Ma^2 \end{cases} \quad (21)$$

式(21)中,易于通过测量并计算得到的量为:喉管中段至末端较小距离内的压力梯度 $\delta p/\delta z \approx dp/dz$; 总质量流量 q_m ; 喉管面积 A ; 喉管直径 d ; $c_v^2 = (dp/d\rho_v)_s = \gamma RT$, 根据液体温度和相应压力,可查得 v_v 、 v_l 和 γ , 并计算得到该压力和温度下的 c_v ; 而 C_f 一般可取为 0.005^[11]。式(21)封闭,其中的未知数为断面含汽率 α 和 Ma 。该控制方程避开了很短距离内 α 和 Ma 的直接测量这一难题。若测得 $\delta p/\delta z$ 等参数,则 α 和 Ma 可通过该控制方程求得。

2 结果及讨论

极限工况下,射流泵喉管中段至末端的流动为两相泡状流,根据汽液两相临界流理论,当汽液两相流速达到当地声速,则发生阻塞现象,通过管道的质量流量不随出口参数的变化而变化^[9-10]。一旦通过试验测得相关各项,则式(21)可解,得到喉管中段至末端的马赫数分布,进而检验此时喉管内部是否发生了汽液两相流因速度达到当地声速而发生阻塞现象,并可对射流泵极限工况机理予以进一步的分析。

2.1 射流泵壁面沿程压力的测试

射流泵壁面压力沿程分布的部分典型结果如图 2 所示^[8]。测试所用射流泵的喷嘴出口直径为 17.93 mm,喉管直径为 40 mm,面积比 $m=4.98$ 。图 2 中,横坐标 z 表示各点离开喷嘴出口的轴线相对位置^[8],而 1 所指的曲线为发生极限工况时射流泵壁面压力的沿程分布($p_c=26.7$ kPa),出口压力 p_c 比曲线 1 的出口压力高的曲线代表正常工况,而 p_c 比曲线 1 的出口压力低的曲线代表后极限工况。

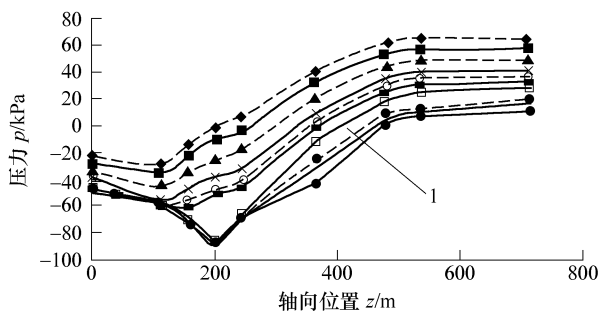
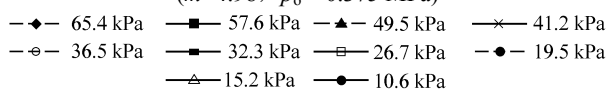


图 2 不同出口压力下射流泵壁面压力沿程分布 ($m=4.98$, $p_o=0.375$ MPa)



从图 2 可以看出,在出口压力较高时,射流泵喉管内压力高于喷嘴处的压力,随着出口压力的降低,喉管内的压力逐渐降低,压力最低点逐渐向喉管出口方向移动。当 p_c 降低到曲线 1 所指的出口压力时,极限工况发生。极限工况发生后,射流泵出口流量不随出口压力的降低而变化,压力最低点上游的压力分布也不随着出口压力而变化。根据汽液两相临界流的相关理论及试验结果,在汽液两相泡状流发生临界流动时,压力最低点的流速达到当地声速,此时,在上游条件不变的情况下,通过管道的质量流率不随下游条件的变化而变化,而且压力最低点前的各个参数,也不随下游条件的变化而变化。可见,射流泵的极限工况也具有此特征。

2.2 喉管中段至末端泡状流 Ma 的计算及分析

依据上述测试成果结合其他参数即可利用式(21)计算得到极限工况下,喉管中段至末端的泡状流中 Ma 数沿程分布。计算结果如图 3 所示,其中轴向位置 z 同图 2。

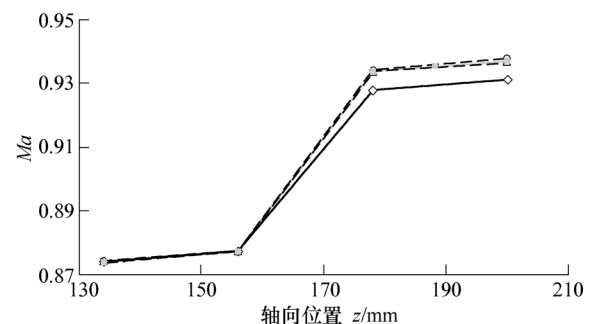


图 3 极限工况下 Ma 数沿程分布 ($m=4.98$, $p_o=0.375$ MPa)

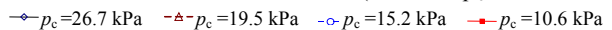


图 3 表示射流泵在一定工作压力下,随着出口压力的降低,喉管内剧烈空化的极限工况及后极限工况下喉管中段至末端 Ma 数沿程分布。图 3 中最大出口压力所对应曲线为极限工况发生时 Ma 数沿程分布。从图 3 可以发现以下结果。

(1) 在一定工作压力和出口压力下,从喉管中部至末端各点的 Ma 数逐渐增大,而在末端附近 Ma 数变化较小。当极限工况发生时,喉管末端的 Ma 数最大达 0.94,接近于 1,即此时液汽混合液的速度接近对应的声速。

(2) 在同一工作压力下,当极限工况发生后,随着出口压力的减小,喉管中部至末端的各点的 Ma 数变化不大。

(3) 由于式(21)中第一个方程的分子总是正数,而其分母为 $1-Ma^2$,所以用试验测得的负压梯度来计算,所得 Ma 数总是小于 1。负压梯度越大,所得 Ma 数越接近 1。另外,由于压力测点的位置固

定,而喉管内压力最低截面的位置是移动的^[8],所以用于计算的最低点前的负压梯度不一定是喉管内最大的负压梯度,对应的 Ma 数就不一定是喉管内最大的 Ma 数。如果能准确捕捉到压力最低点的位置,就能准确计算出喉管内最大的 Ma 数。尽管如此,从上述分析和图3还是可以推测,极限工况下,在喉管的中段至末端压力最低点附近必然存在着 Ma 数等于1的截面。

2.3 喉管中段至末端泡状流型的验证

极限工况下,射流泵内部呈现剧烈空化流动,其中的空化泡只能在稳定的低压下生存,在喉管末端及扩散管内很快溃灭,流动呈现环状流动和泡状流并存的现象。由于喉管直径较小,流动空间狭窄,且流动参数沿程变化很大,故很难对含汽率等进行准确测量。本文依据经验推论和试验观测确定喉管中段至末端流动的流型为均相泡状流。为了验证这一假定,利用式(21)在计算 Ma 数的同时也得到了相应的含汽率,其范围为9%~15%,再利用水平流的流型图 Baker 图^[12]重新校验流型,发现各典型工况点下的流动均位于泡状流区,如图4所示,可见本文采用的假定是可靠的。

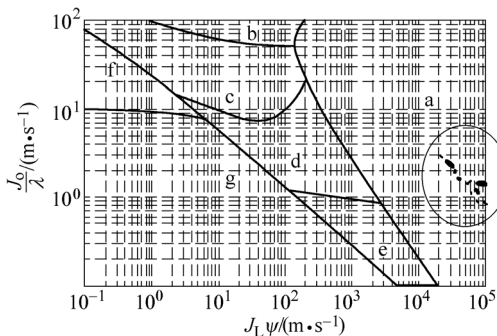


图4 Baker图

a——泡状流 b——雾状流 c——环状流 d——弹状流
e——塞状流 f——波状流 g——层状流

3 极限工况下喉管中段至末端泡状流的流动机理

综合上面的分析,极限工况下喉管中段至末端的泡状流具有如下特点。

(1) 喉管中段至末端的流动为均相泡状流。从压力测试的结果可以看出,极限工况下和后极限工况下,射流泵的出口流量不随出口压力的变化而变化。而且喉管内压力最低点上游的压力分布也不随出口压力的变化而变化,是两相临界流的特征表现。

(2) 依据本文推导的式(21),结合测试结果计算

出的喉管中段至末端流动的 Ma 数在0.90~0.95范围内,十分接近1,并可推出在喉管的中段至末端测得的压力最低点的附近必然存在着 Ma 数等于1的截面。

根据上述分析,可以判断极限工况发生时,射流泵喉管中段至末端出现两相流流速达到当地声速的临界流动现象,流动出现阻塞。由于上述原因,在一定的工作压力下,射流泵出口流量不随出口压力的降低而增加,而是保持在一固定值上。上述研究成果证实了Wilson的猜测是正确的。若能更精确地获得壁面压力沿程变化,相信可以得到更好的结果。

4 结论

(1) 依据射流泵的特点,基于等温水平定常均相泡状流动假设和Wood声速公式导出了喉管中段至末端均相泡状流的控制方程组。该方程组避开了很短距离内 α 和 Ma 的直接测量这一难题。结合沿程压力测试数据,该方程组能方便地计算出喉管中段至末端液汽两相流动的马赫数。

(2) 极限工况下射流泵喉管中段至末端的流动为均相泡状流,且喉管内压力最低点上游的压力分布也不随出口压力的变化而变化,表现为两相临界流动。

(3) 计算表明,极限工况下喉管中段至末端的最大马赫数达0.94,十分接近1,并可推测在喉管中段至末端的压力最低点附近必然存在着 Ma 数等于1的截面。

(4) 一定条件下,喉管中段至末端出现两相流流速达到当地声速的临界流动,流动出现阻塞。这是导致射流泵极限工况发生的根本原因。

参 考 文 献

- [1] 龙新平,何培杰.射流泵汽蚀问题研究综述[J].水泵技术,2003(4):33-38.
LONG Xinping, HE Peijie. Review on cavitation within jet pumps[J]. Pump Technology, 2003(4): 33-38.
- [2] KUDIRKA A A, DECOSTER M A. Jet pump cavitation with ambient and high-temperature water[J]. J. Fluids Engineering, 1979, 101(1): 93-99.
- [3] MARINI M, MASSARDO A, SATTI A, et al. Low area ratio aircraft fuel jet-pump performance with and without cavitation[J]. J. Fluids Engineering, 1992, 114(4): 626-631.
- [4] CUNNINGHAM R G, HANSEN A G, NA T Y. Jet pump

- cavitation[J]. Trans. ASME, 1970, 92(3): 483-494.
- [5] BONNINGTON S T. Jet pumps and ejectors: A state of the art reviews and bibliographer[M]. England: BHRA Fluid Engineering, 1972.
- [6] LU H, SHANG H. Mechanism and calculation theory of jet pump cavitation[J]. Scientia Sinica, Series A, 1987, 11: 1 174-1 187.
- [7] WINOTO S H, SHAH D A, TE E. Limiting flow condition in water jet pump[C]// Proc. XIX IAHR Sym. on Hydraulic Machinery and Cavitation. Singapore, 1998, 1: 852-866.
- [8] 姚昊. 液体射流泵极限工况的机理研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2006.
YAO Hao. Study on critical behaviors of water jet pump[D]. Wuhan: Wuhan University, 2006.
- [9] BRENNEN C E. Cavitation and bubble dynamics[M]. Oxford: Oxford University Press, 1995.
- [10] BRENNEN C E. Fundamentals of multiphase flows[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2005.
- [11] 黄素逸, 魏保太. 汽液两相流动与传热[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1988.
HUANG Suyi, WEI Baotai. Heat transfer of liquid vapor two phase flow[M]. Wuhan: Press of Huazhong University of Science and Technology, 1988.
- [12] 郭烈锦. 两相与多相流动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
GUO Liejin. Two-phase and multi-phase fluid dynamics [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2002.

作者简介: 龙新平(通信作者), 男, 1967 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为流体机械及工程、喷射技术的理论及应用。
E-mail: xplong@whu.edu.cn

姚昊, 男, 1978 年出生, 工程师。主要研究方向为流体机械及工程。

赵建福, 男, 1967 年出生, 博士, 研究员, 博士研究生导师。主要研究方向为多相流动与传热(特别是微重力气液两相流动与传热)。

E-mail: jfzhao@imech.ac.cn