

节流孔板非线性空化特征实验研究^①

陈艳宇^{②*} 尚群立^{*} 吴欣^{**} 俞轲鑫^{*}

(^{*} 浙江工业大学信息工程学院 杭州 310012)

(^{**} 杭州电子科技大学机械工程学院 杭州 310018)

摘 要 工艺系统热工水力管路中的各类阀门、文丘里管、孔板等节流件,随系统工作压力和前后压差的增大,会出现汽液两相流引起空化。本文针对不同规格孔板为代表的节流件,采用流体力学仿真、结合台架实验产生的空化气泡图像对比分析,提出阻塞流发展变化的斜梯三角形特性曲线。该曲线描述了流体通过节流件时,在不同工况下处于空化初生、临界、阻塞流、闪蒸 4 个不同流动状态。并给出了利用压力恢复系数或振动加速度信号作为空化初生点的判断依据。

关键词 空化;阻塞流;计算流体动力学(CFD);非线性;压力恢复系数

0 引 言

调节阀作为自动控制调节系统中的执行部件,广泛应用于核电厂、石油化工等行业的工艺控制系统中。在稳定工况下,处在某个开度的调节阀对于工艺系统而言等同于一个节流件,故本文选用不同结构参数的节流孔板作为研究非线性空化^[1]特性的对象。空化是指液态介质通过节流件时,由于介质的流速在缩流孔处增大,造成节流件下游压力接近当前温度下饱和蒸气压力时,部分介质发生汽化,形成的气液两相流^[2-3]。随着空化的加剧逐渐进入阻塞流状态,即入口压力不变的情况下,继续增大压差流量也不再增加。然后随着管道下游静压的逐渐恢复,气泡溃灭对下游管壁产生冲击、侵蚀的现象被称为汽蚀。汽蚀现象会导致管道的振动、噪声,甚至对管道产生严重的损坏^[4-6]。因此深入研究节流孔板空化特性对于系统高效安全运行具有重要的意义。

随着科技的进步,受到汽蚀现象影响的领域愈

来愈多,因此研究人员对阀门、文丘里管、孔板等节流件进行广泛的研究。文献[7]设计研究了 4 种不同节流孔径的文丘里管,在不同入口压力时的流量变化情况,发现文丘里管的流量系数随入口压力的提高呈缓慢下降的趋势,并进行了仿真与实验的验证。文献[8]通过流体动力学仿真方法,揭示了锥角喷射孔板的长径比对流体的空化特性有重要影响,其仿真结果表明相同压降下增大孔径会加剧空化程度。文献[9]采用具有高透明度材料制成的节流阀体研究空化强度对流通能力的影响。文献[10]在研究弯管节流的空化现象时发现随着流体的入口速度增加,弯管内的空化段长度增加。

流体仿真技术与流场可视化技术的发展为空化的研究提供了新的途径^[11]。文献[12]在其振荡空化的可视化研究过程中,以有机玻璃制成的阀体为研究对象,采用高速摄像机直观获得流体通过时阀芯上的空化情况,结果表明有空化发生时阀芯振荡较为明显。文献[13]在其研究中拍摄到随空化数的降低,文氏管内流场从空化初生过渡至云状空化阶段的过程。由于空化对于机械性能有严重影响,

① 国家科技重大专项(2018ZX06005002)资助项目。

② 男,1995 年生,硕士生;研究方向:故障诊断,智能控制;联系人,E-mail: qlshang@zjut.edu.cn。

(收稿日期:2021-01-14)

文献[14]在研究壁面粗糙度对喷油器内空化发展的影响时,利用 Fluent 软件求解输运方程,计算出不同壁面粗糙度下的流量系数。文献[15]对3种不同槽口及其典型结构槽的流动特性进行了计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟和实验研究。并通过对压降与流量的二次多项式拟合,得到了流量系数的稳定值。其研究结果表明槽型对阀的流量特性有显著影响,为液压阀的设计提供了有效的指导。

上述文献充分研究了空化现象对介质流速、流量及机械性能等的影响,利用可视化技术确认了空化程度变化。而本文主要以不同结构参数的节流孔板为对象,通过台架实验、图像拍摄以及 CFD 仿真技术,给出了孔板阻空化发生发展全貌及特征。依据实验数据分析压力恢复系数用于判定空化的有效性。

1 阻塞流特性理论分析

热工水力管路系统中,在固定节流件入口施加压力时,流量会随着节流孔两端的压差增大而增大,当压差增大到临界压差附近时管道内形成气液两相流,这时压差的增大只会使得管道内更多的水发生汽化,而总流量最终不再变化,进入阻塞流状态。

当节流孔板两端压差小于临界压差时流量计算公式为

$$Q = 0.1Kv \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho_1/\rho_0}} \quad (1)$$

其中 Q 为通过节流孔板的流量, P_1 为节流孔板入口压力, P_2 为节流孔板出口压力, ρ_1 为流体密度, ρ_0 为标准状况下水的密度。

当压差增加到临界压差,流体进入阻塞流状态时,流量达到极限,流经节流件的流量与压差之间的关系不再遵循式(1)的规律,此时的流量计算公式为

$$Q_{\max} = 0.1Kv \sqrt{\frac{F_L^2(P_1 - F_F P_v)}{\rho_1/\rho_0}} \quad (2)$$

由式(2)可以得到压力恢复系数 F_L 的计算公式为

$$F_L = \frac{Q_{\max}}{0.1Kv} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{P_1 - F_F P_v}} \quad (3)$$

式中, $Q_{\max}$ 为节流孔板口径一定时的最大流量, Kv 为流量系数, F_F 为临界压力比, P_v 为液体的饱和蒸汽压。一般取 $F_F = 0.96$ 。

根据式(1)、(2)可以得出存在临界压差 ΔP_c , 使得流量特性从线性增长的非阻塞流进入非线性区域的阻塞流。

如图1所示,横坐标 $\sqrt{\Delta P}$ 为节流孔板前后压差的平方根,纵坐标为流经节流孔板的流量。当节流孔板前后压差小于临界压差 ΔP_c 时,流量 Q 与压差平方根 $\sqrt{\Delta P}$ 成线性关系;当压差大于临界压差 ΔP_c 后,节流件的流量不再随着 $\sqrt{\Delta P}$ 线性增长,而是保持在最大流量不变。其中临界压差 ΔP_c 可以作为判断节流孔板是否进入阻塞流的条件。临界压差 ΔP_c 的计算公式如式(4)所示,其中 P_1 为绝对压力。流量曲线末端条件为节流件下游压力等于当前温度下液体介质的饱和蒸汽压力,此时压差为极限压差 $\sqrt{\Delta P_L}$, 极限压差为节流件两段施加最大压力。

$$\Delta P_c = F_L^2(P_1 - F_F P_v) \quad (4)$$

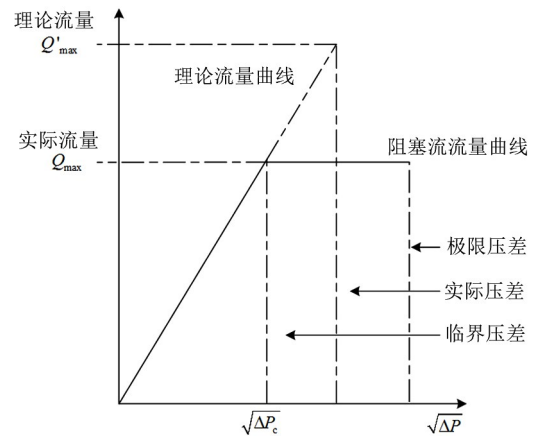


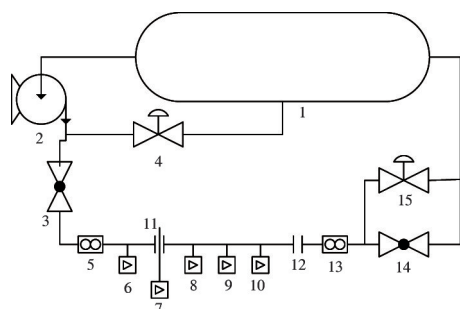
图1 节流件流量与压差的关系

2 非线性空化特征实验研究

2.1 实验台架与节流孔板设计

自主设计的汽蚀实验台架如图2所示,台架主要由储水箱、变频器、调压阀、实验管段及各种电子传感器组成。实验段包含不锈钢管和石英玻璃管段。

其中石英玻璃管段如图 3 所示,用于复现实验工况时确认空化气泡的发生,可通过拆卸法兰更换实验段。



1 储水箱;2 变频泵;3、14 手动截止阀;4 泄压阀;5、12 电磁流量计;
6~10 压力变送器;11、12 阀栏;15 气动调节阀

图 2 实验台架

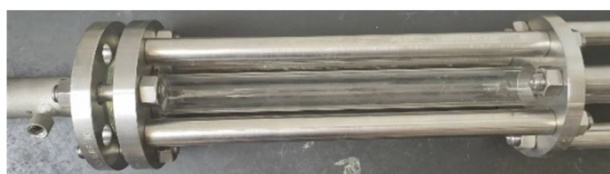


图 3 透明管段

实验台架装置是一套循环系统,实验介质为液态水;主管路首段的变频泵为系统提供动力;泄压阀用于调节孔板上游压力 P_1 , 满足实验要求的入口压力;实验管路末端安装调节阀用以调节孔板下游压力 P_2 。实验段中安装电磁流量计与压力变送器用于获取管路过程量数据。

对于管路系统而言,阀门、节流孔板、变径管道其本质均为不同流阻的节流元件。故本文使用节流孔板,用以模拟某一工况下固定开度的阀门,如图 4 所示。



图 4 节流孔板实物图

本实验设计包含 4 个孔板,如图 4 孔板从左至右分别记为孔板 A、B、C、D, 其中孔板 A 厚度为

16 mm、节流孔直径为 8 mm,孔板 B 厚度为 16 mm、节流孔直径为 16 mm,孔板 C 厚度为 3 mm、节流孔直径为 8 mm,孔板 D 厚度为 3 mm、节流孔直径为 16 mm。

2.2 阻塞流发展变化全貌

实验对于 4 个节流孔板依次进行流量特性测试。测试步骤:(1)调节变频泵及泄压阀固定孔板上游压力 P_1 ; (2)改变末端气动调节阀开度逐渐降低孔板下游压力 P_2 ; (3)记录测量在相同压力 P_1 时不同下游压力 P_2 及流量 Q ; (4)孔板上游压力 P_1 并保持,重复操作记录数据。得到一系列固定压力 P_1 下的流量曲线,节流孔板 B 的流量测量结果如图 5 所示。

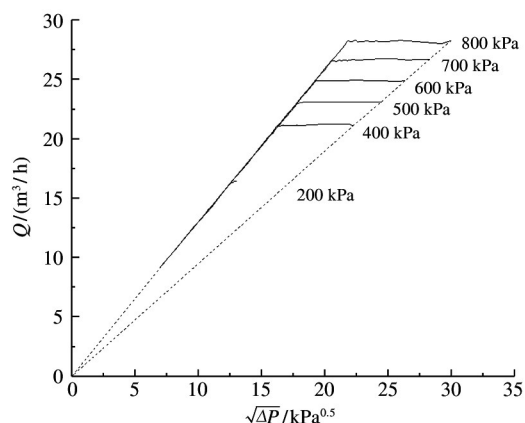


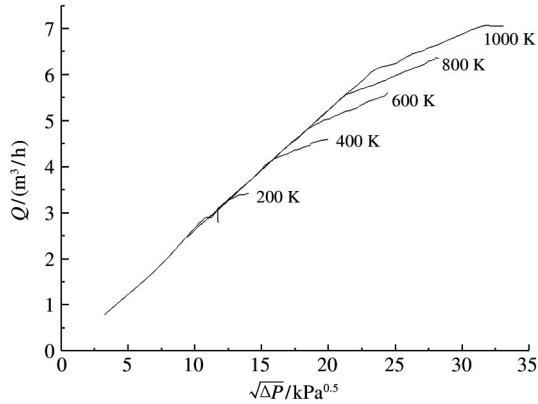
图 5 节流孔板 B 流量曲线

其中横坐标为压差的平方根 $\sqrt{\Delta P}$, 纵坐标为节流孔板 B 的流量 Q , 图中实线为孔板在不同入口压力时的实验流量曲线,虚线为在不同入口压力时极限压差 $\sqrt{\Delta P_L}$ 与流量 Q 的关系。图中画出阻塞流发展过程全貌—斜梯三角形曲线,其特征包括(1)包含节流孔板在不同上游压力时流量曲线,并且每条曲线都进入阻塞流状态;(2)每条流量曲线的极限压差流量在一条直线上,并与阻塞流曲线延长线构成封闭三角形;(3)实验工况数据均在三角形内部。

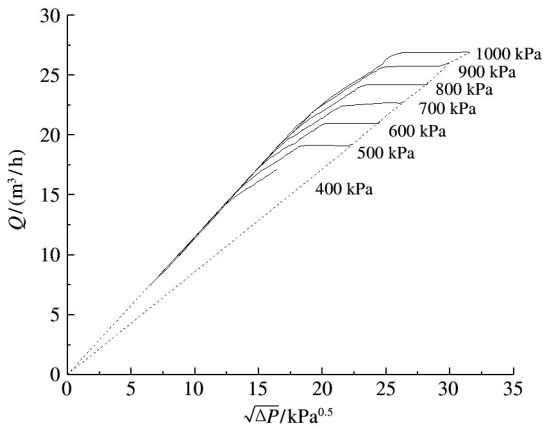
图 5 中当节流孔板上游压力较小时如孔板前压力为 200 kPa 时并未发生阻塞流现象,这是由于台架中节流孔板末端连接开放水罐,其压力为 1 个大气压,无法达到使之进入阻塞流的压差。

2.3 非线性空化特征

针对不同结构参数的孔板进行流量特性测试,发现其流量曲线与理论分析有明显区别,如图6所示。



(a) 节流孔板 C



(b) 节流孔板 D

图6 薄孔板流量曲线

图6(b)流量曲线展现了节流孔板D完整的阻塞流发展过程的全貌,其特征是流量随着压差的增大首先出现斜率变缓,随后再进入阻塞流状态。与极限流量构成的封闭区更接近一个梯形曲线。图6(a)节流孔板C流量曲线由于台架不能满足阻塞流出现的压差,没有得到完整的斜梯三角形曲线,但现有数据已明显出现非线性过渡段,支持实验研究结论。

上述实验研究表明,阻塞流发展过程中,节流件的结构参数对非线性空化特征有明显影响,如厚孔板B曲线表现为线性段与水平段,孔板C、D在临界压差附近出现明显的非线性过渡段。故完整的节流孔板非线性空化特征包括空化初生、临界点、阻塞流

点和闪蒸点,非线性表现形式有不同斜率的直线、曲线和临界点,由节流孔板的参数结构界定,如图7所示。

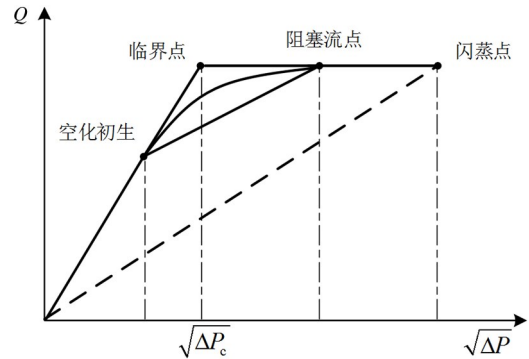


图7 节流孔板非线性空化特征

2.4 阻塞流发展过程空化现象可视化研究

为了确认非线性空化特征,实验采用透明管段替换不锈钢管段,对已知特征工况点重新建立并拍摄图像,建立空化状态与流量曲线的关联关系。为了获取空化气泡的确切证据,实验过程中采用微距成像方式,拍摄气泡的形貌,为空化现象提供直接的证据。

通过对照节流孔板上下游的压力,建立不同空化状态与流量之间的关系如图8所示。流量曲线的3个阶段与空化程度具有明确的关系:(1)流量线性段,图像中没有气泡产生无空化现象;(2)在空化初生特征点处,图像中出现少量的气泡,随后很快消失;(3)在临界点附近,图像中出现大量气泡,并充满整个拍摄段;(4)阻塞流点的气泡图像是喷射流状态,射流已严重空化。

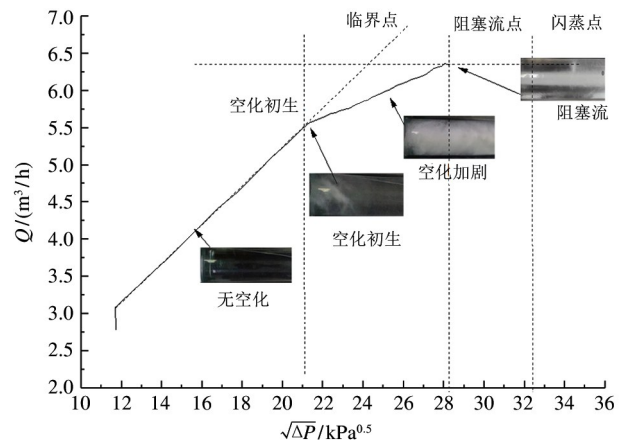


图8 空化与流量特性对应关系

3 基于 CFD 非线性空化特征仿真

为了进一步研究阻塞流过程,采用 CFD 仿真技术研究阻塞流过程中的流量与空化现象的关系。

建模时,选用多相流模型为混合模型 (mixture model),主相为液体水,次相为水蒸气。湍流模型为 Realizable $k-\varepsilon$ 模型,近壁区域采用 Standard wall function。空化模型选用 Schnerr-Sauer 模型。求解算法选用 coupled 算法。边界条件为孔板上游压力和孔板下游压力。

3.1 仿真有效性分析

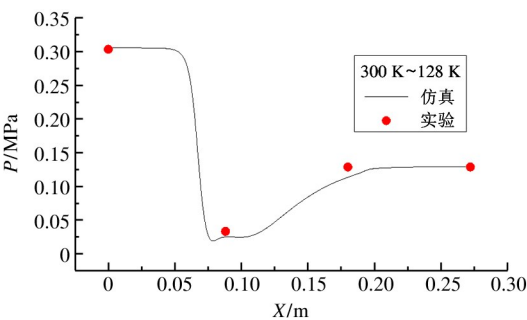
为验证仿真技术有效,本实验利用不锈钢管上布置的压力传感器采集数据如表 1 所示。

表 1 孔板后压力数据表

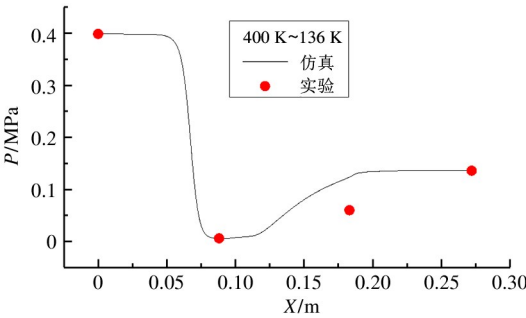
距离/m	0	0.088	0.183	0.272
空化初生	0.3988	0.3318	0.12866	0.12871
临界点	0.3988	0.006	0.06	0.13591
阻塞流点	0.45	0.003	0.003	0.008

表中距离单位为 m,压力单位为 MPa。对比同一实验工况下,管道上不同取压口的实验压力与仿真压力,实验数据对比结果如图 9 所示。

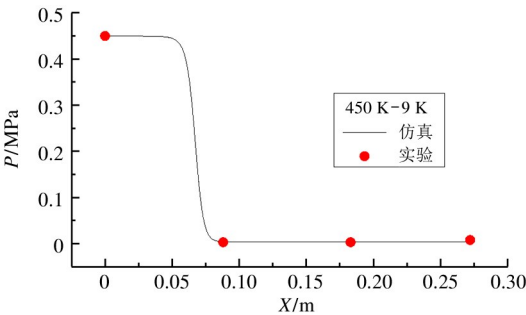
图 9 为实验与仿真压力大小分布图,图中横坐标为取压口到节流孔板安装位置的距离 X ,纵坐标为压力 P 。对比结果表明,实验压力采样点的压力与仿真计算压力曲线吻合较好,证明了仿真技术的有效性。



(a) 孔板节流处初生空化



(b) 空化加剧阶段

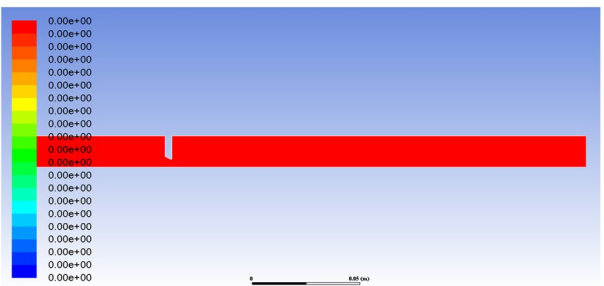


(c) 完全空化阶段

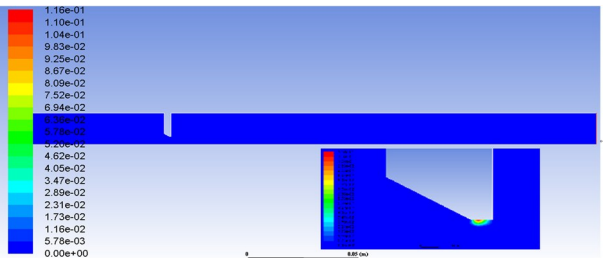
图 9 孔板实验与仿真压力大小分布图

3.2 阻塞流非线性发展仿真

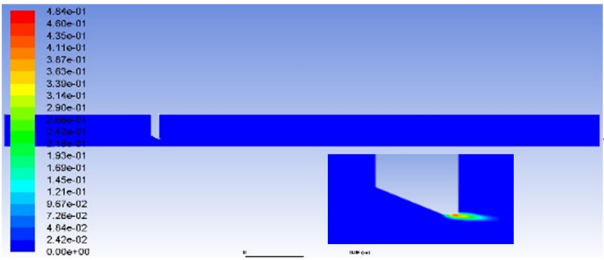
图 10 给出了典型工况下节流孔板 C 的气相云图。图中可以清晰地看出,随着孔板后压力下降,空化逐渐加剧,压差接近临界压差时,节流孔板内率先出现空化。对照实验流量曲线,在该压力工况时,曲线已经处于非线性空化阶段。



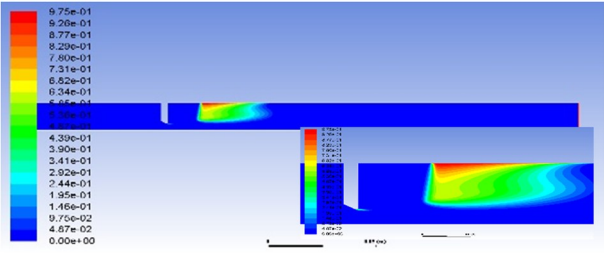
(a) 800 kPa ~ 500 kPa



(b) 800 kPa ~ 300 kPa



(c)800 kPa ~ 100 kPa



(d)800 kPa ~ 75 kPa

图 10 孔板 C 空化发展过程

图 11 给出了节流孔板上游压力 800 kPa 时,孔板 C 的流量曲线与仿真对比图。从图中可以看出仿真流量与实验流量较为吻合。在非线性过渡阶段,节流孔板内空化与下游空化已经逐渐出现,并随着压差的增大,空化程度逐渐增大。

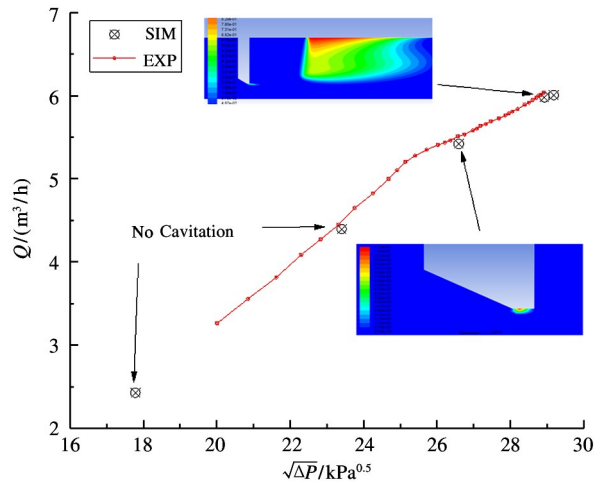


图 11 孔板 C 流量曲线

4 基于压力恢复系数评估抗空化能力

实际工况环境中,出于对系统安全运行的考虑,无法安装透明管路确认空化是否发生,故需要借助压力恢复系数、振动加速度信号等来判定空化发生。

调节阀中的压力恢复系数定义了调节阀在流体通过后动能转变为静压能的恢复能力,也表明了流体产生阻塞流的临界压差条件。以此判断管道内是否发生了空化。由于孔板 B 与孔板 D 的阻塞流曲线较为完整,故本研究各选取 5 组实验数据通过计算临界压差与真实压差比较,分析依据压力恢复系数判定空化的有效性。对比结果如下。

表 2 孔板 B 数据表

P_1	$Q_{\max}$	F_l	ΔP_c	ΔP_T
800	28.2	0.77	474.34	471.76
700	26.7	0.78	425.01	419.84
600	24.85	0.78	368.08	371.33
500	23.08	0.79	317.66	317.20
400	21.14	0.81	266.48	266.34

P_1 为孔板入口压力,单位 kPa; $Q_{\max}$ 为极限流量,单位 m^3/h ; 压力恢复系数 F_l , 由式(3)计算得到; ΔP_c 临界压差,单位 kPa, 由式(4)计算得到; ΔP_T 为空化特征点(临界点)处压差,单位 kPa。表 2 中数据显示,厚孔板 B 在临界压差的理论与实验值比较吻合,即压力恢复系数可用于判断空化发生。

表 3 孔板 D 数据表

P_1	$Q_{\max}$	F_l	ΔP_c	ΔP_T
900	25.7	0.745	500.3	343.36
800	24.17	0.745	442.63	342.25
700	22.6	0.743	386.81	299.64
600	20.98	0.745	333.54	252.50
500	19.14	0.745	277.50	209.96

其中, ΔP_T 为初始空化点的压差,单位 kPa; 其他数据同表 2。表 3 中数据显示,理论临界压差 ΔP_c 大于实验特征点处压差 ΔP_T , 证明在孔板 D 中当压差小于临界压差时就已经发生了空化。

通过以上对比结果发现, F_l 计算的临界压差可以用于判定空化的发生,但若作为空化初生的判定依据将会产生很大的误差。故压力恢复系数仅能作为结构抗空化能力趋势的判断依据。

关于准确检测初始空化问题,本文研究过程中

进行了大量的管道振动实验,以节流孔板孔板 D 在入口压力 700 kPa 时为例给出振动信号与非线性空化特征曲线,如图 12 所示。

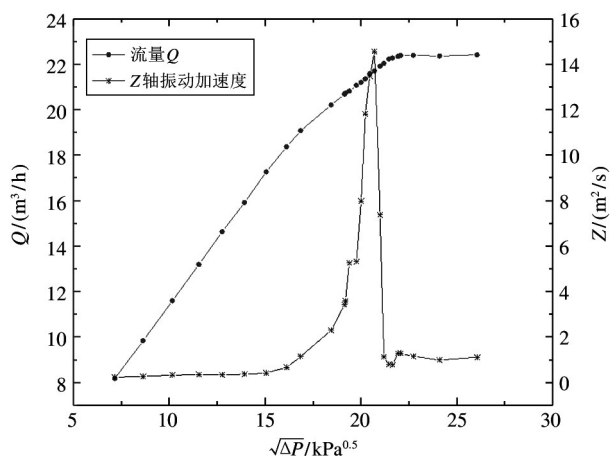


图 12 流量与振动加速度复合图

图中右边为振动加速度在 Z 轴方向(垂直于地面方向)信号,由图中可以明显得出:(1)振动信号第一次出现明显变化为空化初生点附近,由于空化产生的气泡破裂,对管道产生了冲击,并随着空化的加剧振动幅度逐渐增大;(2)振动信号在临界点附近达到峰值;(3)流量进入阻塞流点时,管道内形成了稳定的气液两相流,振动信号随之减到最弱。故可利用振动加速度信号,作为空化初生的判据。

依据目前研究结果,振动发生的原因主要是由于管路节流处的压差过大,管路内发生空化导致的振动。所以要想达到减振的目的,需在管路中进行多级降压来避免空化发生,从而达到减振避振的目的。

5 结 论

在低出口压力和大压差的工况环境下,液体容易发生空化形成阻塞流。在建立的汽蚀研究实验台上,用节流孔板模拟固定开度的调节阀,研究节流件非线性空化特征,通过透明管路拍摄图像处理和 CFD 仿真分析得到如下结论。

(1)提出斜梯三角形曲线来表达节流孔板阻塞流发展变化的全貌,并描述曲线特征。

(2)非线性空化过程表现为不同斜率的直线、

曲线或者是一个点,其具体形式与孔板结构参数相关。

(3)通过空化图像拍摄与 CFD 仿真确认非线性空化转折点的特征,其包含空化初生、临界点、阻塞流点、闪蒸点。

(4)压力恢复系数 F_l 可以作为结构抗空化能力趋势判断依据,但是如果作为空化初生的判据将会存在一定的误差。振动信号对空化的发生更加敏感。

参考文献

- [1] FANG L, LI W, LI Q, et al. Numerical investigation of the cavity shedding mechanism in a venturi reactor[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 156:119835
- [2] 霍飞鹏,陈纲,丁炜堃. 用 CFD 方法评价低压过冷沸腾相间传递模型[J]. *高技术通讯*, 2015,25(7):734-745
- [3] 曹红丽,方世良,朱志峰. 非均匀入流中螺旋桨空化噪声缓变分量数值预报及特征分析[J]. *高技术通讯*, 2014,24(3):296-304
- [4] LI B, LI R, YAN J, et al. Vibration characteristics of the two-stage throttle valve induced by cavitation[J]. *The Journal of Engineering*, 2019(13):102-106
- [5] THAKER J, BANERJEE J. Influence of intermittent flow sub-patterns on erosion-corrosion in horizontal pipe[J]. *Journal of Petroleum and Engineering*, 2016, 145: 298-320
- [6] 何超,赖姜,颜军明,等. 孔板汽蚀诱发管道振动问题研究[J]. *核动力工程*, 2016,37(S2):65-69
- [7] HU T, QIN C B I. Experimental study of cavitation in venturi[J]. *Journal of Rocket Propulsion*, 2015,41(5): 54-60
- [8] WANG C, LIANG J, HUO H. Numerical study of effects of geometric parameters on the flow and cavitation characteristics inside conical nozzle of autonomous underwater vehicles[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(2):1-12
- [9] ZHANG J. Flow characteristics of a hydraulic cone-throttle valve during cavitation[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 71(10):1-8
- [10] CHANG H, XIE X, ZHENG Y, et al. Numerical study

- on the cavitating flow in liquid hydrogen through elbow pipes with a simplified cavitation model[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42(29):18343-18349
- [11] HE J, LI B, LIU X. Analysis of cavitation flow in conical throttle valve with different cone angle[J]. *The Journal of Engineering*, 2019, 2019(13):163-167
- [12] 闵为,王东,郑直,等. 低压下锥阀振荡空化的可视化试验研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(20):139-144
- [13] 刘上,陈炜,张兴军,等. 文氏管非定常空化流动可视化实验研究[J]. *中国科学:技术科学*, 2019, 49(2):189-198
- [14] ECHOUCHE F, BELMABROUK H, PENVEN L L, et al. Numerical simulation of wall roughness effects in cavitating flow[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, 32(5):1068-1075
- [15] YE Y, YIN C B, LI X D, et al. Effects of groove shape of notch on the flow characteristics of spool valve[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 86(10):1091-1101

Research on nonlinear cavitation of orifice plate blocked flow

CHEN Yanyu^{*}, SHANG Qunli^{*}, WU Xin^{**}, YU Kexin^{*}

(^{*} School of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310012)

(^{**} School of Mechanical Engineering, Hangzhou University of Electronic Science and Technology, Hangzhou 310018)

Abstract

Various valves, Venturi tubes, orifice plates in the thermal hydraulic pipelines of the process system will cause cavitation due to the increase of the working pressure of the system and the pressure difference between the front and back. Aiming at the throttling parts represented by different specifications of orifice plates, this paper uses fluid mechanics simulation, combines with the comparative analysis of the cavitation bubble images produced by the bench test, and proposes the oblique ladder triangle characteristic curve of the development and change of the blocked flow. This curve describes the four different flow states of the fluid under different working conditions, namely, initial cavitation, critical flow, blocked flow, and flashing when passing through the throttle. The basis for judging the initial point of cavitation by using pressure recovery coefficient or vibration acceleration signal is given.

Key words: cavitation, blocked flow, computational fluid dynamics (CFD), nonlinearity, recovery coefficient