



# 液体火箭发动机试验系统 孔板载流管道流致振动的仿真研究

石睿捷 宋戈 付豪 马航远 张东  
(北京航天动力研究所, 北京 100076)



**摘要:** 液体火箭发动机液流试验系统常采用孔板等节流元件进行调节, 节流孔板会导致管道系统流场突变、造成漩涡和回流, 引起局部的压力脉动, 导致管道出现振动和噪声, 影响系统的安全运行。为此, 以孔板载流管道为研究对象, 采用 ANSYS 仿真分析方法, 对孔板附近流场的压力速度分布特性进行了分析, 对不同流速下孔板载流管道的压力脉动特性和流体诱导振动特性进行了探究, 并提出了节流孔板的优化设计方案, 减小了管道振动。仿真结果表明, 孔板下游漩涡脱落产生水头损失; 孔板出口压力脉动突变, 产生水力扰动, 脉动主频随流速增大而增大, 通过频域分析可避开结构固有频率, 避免产生共振; 当流速增大时, 孔板流体压力脉动增大, 导致管道的流体诱导振动增强; 多级孔板优化方案可以有效减小压力脉动和管道振动。

**关键词:** 液流试验系统; 节流孔板; 压力脉动; 流体诱导振动; 多级孔板

**中图分类号:** TH **文献标识码:** B

## Simulation Research on Flow-Induced Vibration of Pipe Conveying Fluid with Orifice Plate in Liquid Rocket Engine Fluid Test System

Shi Ruijie Song Ge Fu Hao Ma Hangyuan Zhang Dong  
(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076)

**Abstract:** The liquid rocket engine fluid test system is often regulated by throttling elements such as orifice plates, the throttling orifice will cause sudden change in the flow field of the pipeline system, cause vortex and backflow, cause partial pressure fluctuation, cause vibration and noise in the pipeline, and affect the safe operation of the system. Taking the pipe conveying fluid with orifice plate as the research object, the ANSYS simulation analysis method is used to analyze the pressure and velocity distribution characteristics of the flow field near the orifice plate. And the pressure fluctuation characteristics and flow-induced vibration characteristics under different flow rates are analyzed. The optimal design scheme of the orifice plate was proposed to reduce the vibration of the pipeline. The simulation results show that the vortex shedding downstream of the orifice plate causes head loss; the pressure at the outlet of the orifice plate fluctuates abruptly, resulting in hydraulic disturbance, and pressure fluctuation increases with the increase of the flow velocity. Through the main frequency of fluctuation analysis, the natural frequency of the structure can be avoided, thereby avoiding resonance. When the flow rate increases, the fluid pressure fluctuation of the orifice plate increases, which leads to the enhancement of the fluid-induced vibration of the pipeline; the multi-stage orifice plate optimization scheme can effectively reduce the pressure fluctuation and the pipeline vibration.

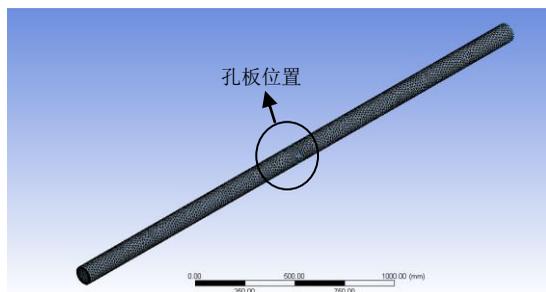
**Key words:** fluid test system; orifice plates; pressure fluctuation; fluid-induced vibration; multi-stage orifice plate

作者简介: 石睿捷 (1991), 工程师, 化工过程机械专业; 研究方向: 液体火箭发动机流体试验技术。

收稿日期: 2022-04-11

### 1 引言

在液体火箭发动机研制过程中，推力室、阀门、汽蚀管等组件需要进行液流试验，获取组件的流量特性。液流试验系统常采用孔板等节流元件进行调节，节流孔板会导致管道系统流场突变，造成漩涡和回流，引起局部的压力脉动，导致管道系统出现噪声和振动，对系统的安全运行造成隐患。流体输送管道振动一直是管道系统研究中的一个热点问题，且大部分管路振动都是随机问题，其中流体诱导振动是非常重要的—种振动机理。压力管道的流体诱导振动为包容流体的管道壁面受到流体周期性脉动压力，造成流体压力脉动<sup>[1~10]</sup>所诱发的结构振动<sup>[11~15]</sup>。Hsu、Becker 等指出，在分析管道的振动时，不能单一地从管道角度或者流体角度分析，而应该从流固耦合的角度去分析。胡哲睿、侯祥林等指出分析研究管道振动时，从流固耦合角度入手，对管道的安全运行有着积极重要的意义。



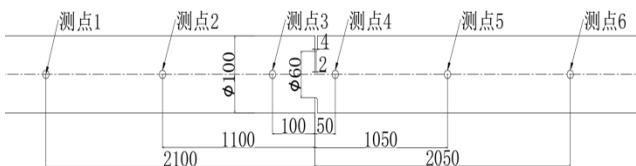
a 管道整体示意图

管道内的流体湍动可以使结构产生随机响应，流动的频率接近结构的固有频率则会产生共振，不仅会损伤管道系统，并且会使流体扰动增强。为充分探究节流孔板对载流管道的水力扰动特性，本文以孔板载流管道为研究对象，采用 ANSYS 仿真分析方法，分析节流孔板的流场分布特性，采用标准偏差方法和功率谱密度方法对管道压力脉动特性进行解读，并探究管道的流体诱导振动特性，以便为孔板载流管道减小振动和结构优化提供理论依据和数据支撑。

### 2 仿真方法

#### 2.1 物理模型的建立

利用仿真软件 ANSYS 建立孔板载流管道的物理模型，如图 1 所示。



b 孔板具体结构尺寸图及测点位置

图 1 孔板载流管道流体域模型示意图

孔板载流管道模型尺寸见表 1。

表 1 孔板载流管道模型尺寸 mm

|          |      |
|----------|------|
| 管道内径 $D$ | 100  |
| 孔板孔径 $d$ | 60   |
| 管道长度 $L$ | 1500 |
| 孔板厚度 $t$ | 4    |

共布置 6 个压力测点，测点 1、2、3 分别位于孔板上游 2100mm、1100mm、100mm；测点 4、5、6 分别位于孔板下游 50mm、1050mm、2050mm 处；同时测量管道质量流量。数据采样频率为 10000Hz。其中测点 3、4 是基于 GB/T2624.2—2006 中规定的孔板前后  $D$  和  $D/2$  的取压方式确定的测点位置。

#### 2.2 数值求解方法

根据大量文献<sup>[16~18]</sup>，通常按照如下方法进行数值求解方法设置：

将流体域设定为常温液态水。采用 Standard  $k-\epsilon$  湍流模型。相关计算方程如下：

a. 连续性方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

b. 动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_i$$

c. 湍流动能  $k$  和湍流耗散率  $\epsilon$  的输运方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}}$$

#### 2.3 计算边界条件

本文对计算条件边界设定如下：

a. 管道上游边界设定为速度入口；b. 管道出口边界设定为压力出口；c. 壁面边界上速度为0。

## 2.4 计算结果与分析

### 2.4.1 仿真与经验公式的对比

为了验证仿真的正确性，需要将仿真计算得到的流量系数和经验公式进行对比。利用 ANSYS Fluent 软件进行流场仿真，依据 GB/T2624.2—2006 中的流量系数计算公式，计算出不同流速下的孔板流量系数，计算公式如下：

$$C = \frac{q_m \sqrt{1 - \beta^4}}{\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta p \rho_1}}$$

式中： $\Delta p$  为孔板前后压差（测点 3 和 4 之间的压差），Pa； $q_m$  为质量流量，kg/s； $\beta$  为孔径比； $d$  为孔板直径，mm。

通过仿真计算不同流速下的孔板流量系数，与 GB/T2624.2—2006 中 Reader-Harris/Gallagher 流量系数计算经验公式进行对比，验证仿真的正确性。仿真采用的管道流速分别为 3m/s、4m/s、5m/s。

Reader-Harris/Gallagher 公式如下：

$$C = 0.5961 + 0.026\beta^2 - 0.216\beta^2 + 0.000521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0.7} + (0.018 + 0.0063A)\beta^{3.5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.3} + (0.043 + 0.080e^{-10L_1} - 0.123e^{-7L_1})(1 - 0.11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0.031(M_2' - 0.8M_2' - 0.8M_2'^{1.1})\beta^{1.3} \dots$$

对比结果见表 2。

表 2 仿真与经验公式的对比结果

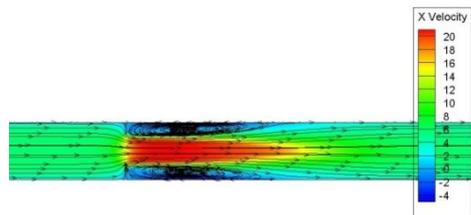
| 序号 | 工况     | 仿真流量系数 C1   | 经验流量系数 C0   | 误差/% |
|----|--------|-------------|-------------|------|
| 1  | V=3m/s | 0.62643136  | 0.608867811 | 2.8  |
| 2  | V=4m/s | 0.625534133 | 0.60831857  | 2.8  |
| 3  | V=5m/s | 0.624872661 | 0.607938102 | 2.8  |

以上 6 组工况下仿真计算得到的流量系数与经验公式流量系数对比误差最大为 2.8%，因此认为仿真计算结果正确。

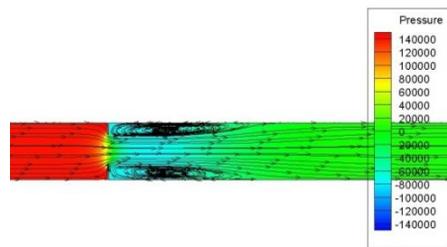
### 2.4.2 压力云图分布特性

图 2 是管道流速为 5m/s 时，孔板附近区域的速度分布云图和压力分布云图。由于孔板的约束作用，流线经过孔口后，迅速收缩，孔板下游靠近孔板壁面处形成漩涡脱落，产生水头损失。漩涡区湍动强烈，流

速较高，压力较低。经过漩涡区后，流体流速逐渐恢复，压力略微升高，孔板下阶梯漩涡流动是压力损失的主要原因。



a 速度云图



b 压力云图

图 2 孔板附近流场云图

### 2.4.3 管道沿程压力脉动特性的时域分析

标准偏差是分析压力脉动特性<sup>[19]</sup>的常用方法。将任意时刻的瞬态压力分解为平均压力与波动值之和，则任意一个测量点的压力标准偏差  $S_d$  为：

$$S_d = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P_i - \bar{P})^2}$$

$$R_d = \frac{S_d}{\bar{P}}$$

式中， $R_d$  为无量纲化标准偏差，用于表征流体压力脉动稳定程度的物理量。

图 3 是不同流速下孔板上游直管段沿程（6 个压力测点）压力脉动的无量纲化标准偏差，图中沿程 1000~3000mm 处为孔板上游管道的 3 个压力测点，3050mm 处为孔板出口 50mm 位置，即  $D/2$  位置，4000 和 5000mm 处为孔板下游管道。图 3 表明，管道沿程压力脉动在节流孔板出口存在突变，其压力脉动大小明显高于管道沿程压力脉动，并且当流速增大时，孔板处压力脉动及其管道沿程脉动都会随之增大，且孔板处压力脉动突变更加显著。说明孔板对流体扰动增大了压力脉动。孔板下阶梯漩涡区的剧烈湍动和局

部的流速增大导致了压力脉动增大，剧烈的压力脉动作为激振源对管道结构产生了激励力，诱发管道振动和噪声。

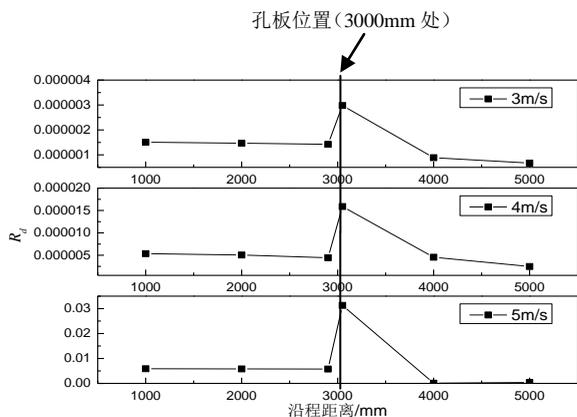


图 3 不同流速下的压力脉动  $R_d$

### 2.4.4 管道沿程压力脉动特性的频域分析

功率谱密度 (PSD) 反映的是信号时间序列的功率随频率的变化。功率谱密度函数是用来描述信号在频域上的分布范围，它的图形代表不同频率下的功率分布。横坐标代表数字信号的各种频率，而纵坐标表示各种频率所具有的相对能量值。根据 Rarseval 定理以 wiener-Khintehine 公式：

$$G(f)=2 \int_0^{+\infty} R(k)e^{-ijk} dk \quad (4)$$

$x(t)$ 为记录的时间，把  $x(t)$ 在时间区间  $(0 \sim T)$  时，可用下式计算频率  $f$  处的功率谱函数：

$$G=2|X(f_n, T)|^2/T \quad (5)$$

式 (5) 中  $T=N\Delta t$ ，为采样总时间。 $X(f_n, T)$ 是原测量信号的离散 Fourier 变换：

$$X(f_n, T)=\Delta t \sum x_k \exp(-j2\pi f_n k \Delta t) \quad (6)$$

通过快速傅里叶变换 (FFT) 得来，其离散的频率  $f_n$  可以表示为：

$$f_n = nf = n/T = n/(N\Delta T) \quad (n=0,1,2,\dots) \quad (7)$$

则在每一个频率上的频谱值为：

$$G(f_n)=2|X(f_n, T)|^2/(N\Delta T)=2\Delta t \left| \sum_{k=0}^{N-1} x_k \exp(-j2\pi nk/N) \right|^2 / N \quad (8)$$

所以功率谱计算可由下式确定：

$$G_x(f_n)=2|X(f_n, T)|^2/N\Delta t=$$

$$2 \left| \sum_{k=0}^{N-1} x_k \exp(-j2\pi nk/N) \right|^2 / N\Delta t \quad (9)$$

通过上述式子可以了解各种频率的功率谱密度。它可以清晰地反映各个不同频率的能力分布状态。

图 4 是不同流速下孔板出口  $D/2$  处 (测点 4) 压力脉动的功率谱密度。图 4 表明孔板出口位置流体压力脉动主要存在 3 个频率，当流速增大时，压力脉动的 3 个主频都随之增大。当流量增大时，孔板出口的漩涡脱落运动更加剧烈，漩涡运动速度增大，导致了压力脉动频率增大；反压增大不会影响压力脉动主频变化。通过分析孔板载流管道的压力脉动频域分布特性，可在试验系统工艺设计中将流体压力脉动主频与管道的结构固有频率避开，避免流体与管道发生共振，防止安全事故的发生。

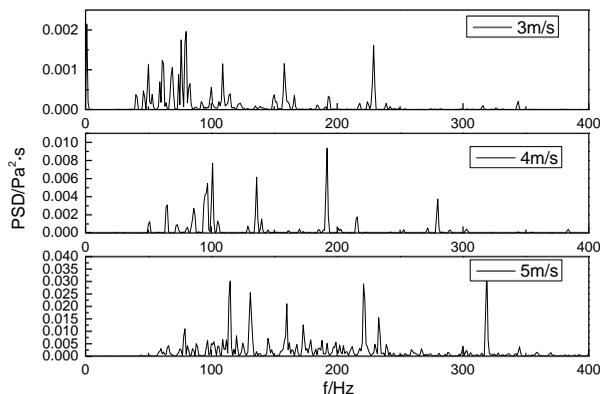


图 4 不同流速下的压力脉动 PSD

## 3 流固耦合仿真分析

### 3.1 物理模型的建立

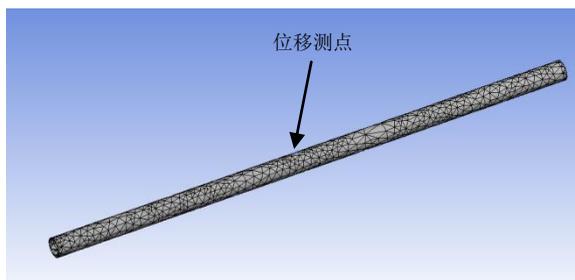


图 5 孔板载流管道固体域的物理模型

选取管道规格为  $\Phi 110 \times 5 \text{mm}$ ，管道长度为 1500mm，孔板孔径 60mm，孔板位于管道中部，固定方式为两端固支，材料为不锈钢；流体域部分设置与第 2 章一致。选取管道上中部一点为测点，采集其位移数据，采样频率为 1000Hz。采用 ANSYS 软件 System

Coupling 模块, 利用流固耦合<sup>[20]</sup>方法, 探究在不同流速下流体输送管道的流体诱导振动特性。孔板载流管

道的物理模型如图 5 所示。

### 3.2 孔板载流管道的振动特性

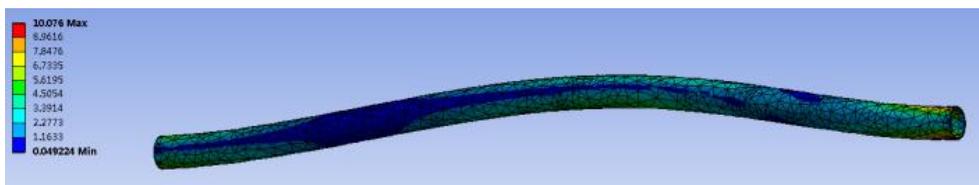


图 6 孔板载流管道的振型

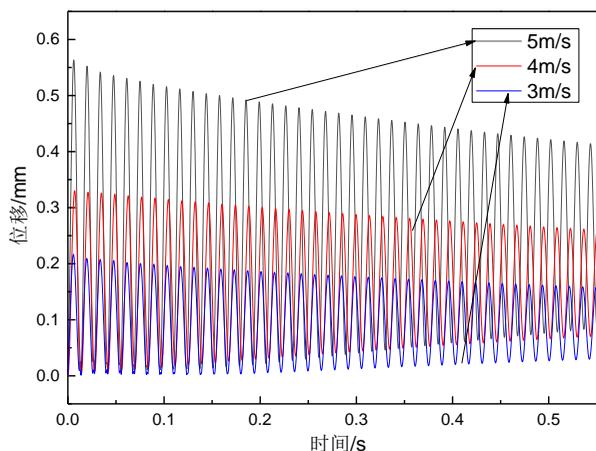


图 7 管道测点的动态位移曲线

图 6 是当流速为 5m/s 时, 孔板载流管道流体诱导振动的振型。图 7 是孔板载流管道中部一侧点在不同流速下的动态位移曲线。图 7 表明, 当管道流速增大时, 孔板载流管道测点的位移随之增大, 说明流速增大导致了管道的振动加剧。这是因为当流速增大时, 节流孔板对流体扰动加剧, 导致流体压力脉动增强, 管道振动更加剧烈。说明管道的流体诱导振动随压力脉动增大而增大, 为减小孔板载流管道的流体诱导振动, 需减小孔板对流体水力扰动, 减小流体的压力脉动, 最终达到减小管道振动的目的。

## 4 改进方案设计

### 4.1 孔板级数和压降分配确定

由于孔板对流体产生强烈的压力脉动, 导致了孔板载流管道的流体诱导振动。理论上需要减小孔板的水力扰动影响, 因此将孔径为 60mm 的单级孔板改进为孔径 71mm 的三级孔板, 形成多级孔板和单级孔板在相同流量下实现相同的压降<sup>[21]</sup>。图 8 是改进后孔径为 71mm 的三级孔板的结构尺寸。

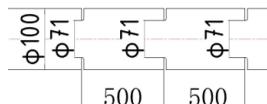


图 8 三级孔板的结构尺寸

### 4.2 流场压降仿真

表 3 是孔径 60mm 单级孔板和孔径 71mm 三级孔板在相同流量下的压降对比, 流量为 38.2kg/s, 孔径 60mm 单级孔板和孔径 71mm 三级孔板的压降分别是 141060.9Pa 和 143262.2Pa, 相差 1.5%, 认为孔径 71mm 三级孔板和孔径 60mm 单级孔板在相同流量下可实现相同的压降。

表 3 单级孔板和多级孔板的流量压降

|              | 流量<br>/kg·s <sup>-1</sup> | 入口压力<br>/Pa | 出口压力<br>/Pa | 压降<br>/Pa |
|--------------|---------------------------|-------------|-------------|-----------|
| 孔径 60mm 单级孔板 | 38.2                      | 142403.3    | 144037.3    | 141060.9  |
| 孔径 71mm 三级孔板 | 38.2                      | 1342.405    | 775.1565    | 143262.2  |
| 压降对比         |                           |             |             | 1.5%      |

### 4.3 三级孔板载流管道的流体诱导振动特性

表 4 是孔径 60mm 单级孔板和孔径 71mm 三级孔板两种结构下, 每个孔板出口位置压力脉动的无量纲化标准偏差  $R_d$ 。4.2 是孔径 60mm 单级孔板和孔径 71mm 三级孔板在入口流速为 5m/s 时, 管道中部一侧点的动态位移曲线。表 4 表明, 三级孔板结构每级孔板出口的压力脉动要远远小于单级孔板出口的压力脉动。图 9 表明, 单级孔板的管道测点的位移最大范围达到 0.5mm, 多级孔板管道位移的最大范围在 0.3mm 以内。说明在相同的流量和压降下, 多级孔板对流体水力扰动要远小于单级孔板的水力扰动, 多级孔板载流管道的振动小于单级孔板载流管道的振动大小, 这是因为多级孔板的每一级孔板孔径要大于单级孔板的孔径, 减小了对流体的水力扰动, 减小了流体的压力脉动, 导致管道振动减弱。

表4 单级孔板和多级孔板出口压力脉动  $R_d$ 

| 测点位置      | $R_d$      |
|-----------|------------|
| 多级孔板第1级出口 | 5.09722E-5 |
| 多级孔板第2级出口 | 6.27922E-5 |
| 多级孔板第3级出口 | 8.82434E-5 |
| 单级孔板出口    | 0.03131    |

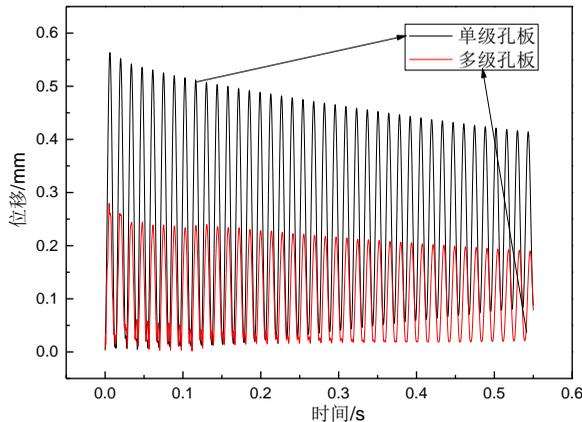


图9 单级孔板和多级孔板载流管道的动态位移曲线

## 5 结束语

本文以孔板载流管道为研究对象,通过仿真分析得到了孔板附近区域流场的速度压力分布特性,探究了在不同流速下,孔板载流管道的流体压力脉动特性和管道流体诱导振动特性,最终提出了多级孔板的优化设计方案,降低流体的压力脉动和管道振动。并得到以下结论:

- 孔板下游靠近壁面处会产生漩涡脱落,产生水头损失;
- 孔板载流管道沿程压力脉动在孔板出口产生突变,产生了明显的水力扰动;
- 孔板载流管道压力脉动主频随流速增大而增大,通过频域分析可将脉动主频与管道固有频率避开,避免产生共振;
- 当流速增大时,孔板对流体水力扰动增强,导致流体压力脉动增大,管道的流体诱导振动增强;
- 多级孔板优化方案可以有效减小压力脉动和管道振动。

## 参考文献

1 骆新江,徐德龙,李晓光,等.大颗粒二维流化床压力及压力脉动[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2005,37(4):450~454

2 赵贵兵,李天铎,阳永荣,等.气固两相流压力波动信号分析[J].中国粉体技术,2001,7(3):6~10

3 吴贤国,黄志尧,冀海峰,等.分形技术在气固流态化研究中的应用[J].石油化工自动化,2000(6):54~56

4 Werther J. Measurement techniques in fluidized beds[J]. Powder Technology, 1999, 102(98): 15~36

5 石睿捷,马玲,王创博,等.催化裂化再生器树枝状气体分布器射流作用区的床层压力脉动特性[J].石油炼制与化工,2018,49(8):52~58

6 李舜韶,郭海东,李殿荣.振动信号处理方法综述[J].仪器仪表学报,2013,34(8):1907~1915

7 胡智勇,胡杰鑫,谢里阳,等.滚动轴承振动信号处理方法综述[J].中国工程机械学报,2016,14(6):525~530

8 张丽娜.数字信号处理的时频分析方法综述[J].信息技术,2013(6):26~28

9 石睿捷,王创博,马玲,等.催化裂化再生器树枝状气体分布器喷嘴的射流特性[J].化工学报,2018,69(2):655~663

10 曹晓阳,周发威,陈勇,等.循环流化床颗粒输送斜管的压力脉动特性[J].石油学报(石油加工),2016,32(5):913~920

11 曹晓阳,孔文文,贾梦达,等.FCC催化剂在45°斜管内下料特性的实验分析[J].石油学报(石油加工),2016,32(6):1113~1120

12 曹晓阳,孔文文,王东,等.循环流化床内不同倾斜角度斜管的下料特性[J].炼油技术与工程,2015,45(11):50~54

13 丁晶,邓育仁.随机水文学[M].成都:成都科技大学出版社.1988.60~69

14 俞忠原.试验设计与数据分析[M].哈尔滨:哈尔滨船舶工程学院出版社,1991.36~40

15 王创博,石睿捷,马玲,等.斜管内FCC催化剂流态与阀门开度关系的实验研究[J].石油学报(石油加工),2019,35(1):146~152

16 杨建明.减压孔板对管道水力特性的影响研究[J].给水排水,2017(43):108~111

17 刘向红,罗毓珊,王海军.孔板对载流管道中流致振动的影响分析[J].核动力工程,2013,34(1):132~135

18 毛庆,向文元,张毅雄,等.孔板气蚀诱发核级管道振动和噪声问题研究[J].核动力工程,2005,26(4):356~359

19 刘墨俞,王仙.氧换热器在两相流条件下的压力脉动机理分析[J].推进技术,2021,42(7):1501~1511

20 林蓬成,郑晓宇,李龙贤,等.液体火箭发动机音叉式涡轮叶盘振动特性研究[J].推进技术,2021,42(7):1636~1642

21 崔广涛,彭新民,齐清兰.多级孔板管道壁压脉动特性[C]//中国水利学会全国流体弹性力学学术会议. CNKI, 1990: 10