

# 文丘里定风量阀的阀芯绕流阻力系数研究

郝凯新, 应志平, 吴震宇, 张瑞琪

<sup>1</sup>浙江理工大学机械工程学院, 浙江 杭州

<sup>2</sup>浙江理工大学新昌技术创新研究院有限公司, 浙江 绍兴

收稿日期: 2023年11月17日; 录用日期: 2023年12月5日; 发布日期: 2024年1月18日

## 摘要

在设计文丘里阀时, 计算阀芯所受到的绕流阻力大小是确定阀芯所在位置的关键步骤, 但利用现有公式进行文丘里阀阀芯绕流阻力计算时, 绕流阻力系数变化较大, 不利于绕流阻力的计算。所以本文针对该问题, 提出了可以通过改变绕流阻力计算公式中速度取速点以及部分阀芯几何参数的方法, 以维持绕流阻力系数的稳定。并利用ANSYS软件建立了三维阀体仿真数值模拟模型, 并进行了不同开口大小和不同结构参数下的绕流阻力系数对比分析。同时, 搭建了风洞实验平台, 进行了数值模拟模型的对比试验, 验证了仿真模型的准确性。研究表明, 随着取得流体速度的位置越靠近最窄通流面积而趋于稳定, 且在最窄通流面后0~2 mm计算出的绕流阻力系数最为平稳, 同时改变阀芯的几何参数, 同样会影响绕流阻力系数的稳定性。

## 关键词

文丘里定风量阀, 扰流阻力系数, CFD, 阀体缩口角, 阀芯锥度角, 阀芯前掠形状

# Study on the Spool Turbulence Resistance Coefficient of Venturi Constant Air Volume Valve

Kaixin Hao, Zhiping Ying, Zhenyu Wu, Ruiqi Zhang

<sup>1</sup>Faculty of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou Zhejiang

<sup>2</sup>Xinchang Zhejiang Sci-Tech University Technology Innovation Research Institute Co., Ltd., Shaoxing Zhejiang

Received: Nov. 17<sup>th</sup>, 2023; accepted: Dec. 5<sup>th</sup>, 2023; published: Jan. 18<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

In the design of the Venturi valve, calculating the winding resistance of the spool is the key step to determine the position of the spool, but when the existing formula is used to calculate the winding resistance of the Venturi valve spool, the winding resistance coefficient changes greatly, which is not conducive to the calculation of the winding resistance. Therefore, in this article, a method is proposed to maintain the stability of the winding resistance coefficient by changing the velocity point and some spool geometric parameters in the calculation formula of winding resistance. The three-dimensional valve body simulation numerical simulation model was established by ANSYS software, and the comparison and analysis of the flow resistance coefficient under different opening sizes and different structural parameters were carried out. At the same time, a wind tunnel experimental platform was built, and a comparative test of the numerical simulation model was carried out to verify the accuracy of the simulation model. The results show that the fluid velocity tends to be stable as the position is closer to the narrowest flow area, and the flow around the resistance coefficient calculated 0~2 mm after the narrowest flow surface is the most stable, and changing the geometric parameters of the valve core also affects the stability of the flow resistance coefficient.

## Keywords

Venturi Constant Air Volume Valve, Turbulence Resistance Coefficient, CFD, Body Necking Angle, Spool Taper Angle, Spool Swept Forward Shape

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

目前可实现风量控制的定风量阀主要分为两类。一种是智能控制的蝶阀，该阀利用流量传感器测量通过阀体的流量并反馈，通过电路控制蝶片转动调节开口大小实现流量控制。另一种是利用机械装置进行风量控制的文丘里阀。文丘里定风量阀可在其阀体两端压力在 150 Pa~750 Pa 变化的情况下保持通过的风量恒定设定值。相比蝶阀，文丘里阀制作成本低、控制精度高且反应速率快，因此广泛应用于医院手术室、生化实验室、洁净室等需要精确控制气流的场所[1]。

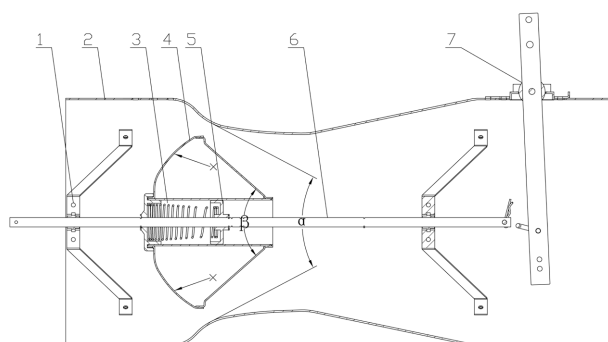
目前国内市场被美国 Phoenix Controls、加拿大 ROSEMEX 和韩国 Surjin Air Conditioning 等外国企业垄断[2]。近几年国内同样进行了相关阀体的探究，中国矿业大学的彭茜等人[3]进行了压力无关型定风量控制阀的设计研究，并对部分结构进行了优化。上海理工大学的翁文兵等人[4]进行了文丘里定风量阀的力学性能实验研究，研究了扰流阻力系数与阀芯位置的关系。但都未涉及对其阀芯绕流阻力系数稳定性的研究。

而在设计文丘里阀时，计算阀芯所受到的绕流阻力大小是确定阀芯所在位置的关键步骤，但利用现有公式进行文丘里阀阀芯绕流阻力计算时，绕流阻力系数变化较大，不利于绕流阻力的计算。本文在邓玉海关于绕流阻力量纲分析研究[5]的基础上，进行了绕流阻力系数相关的研究。首先介绍了文丘里定风量阀的基本结构，然后建立了基于文丘里阀的流体仿真模型，并对阀体内部的流场分布进行了初步分析。同时，通过实验验证了仿真模型的准确性。最后，利用仿真模型研究了不同阀体缩口角、不同阀芯锥度角和不同阀芯前掠现状对扰流阻力系数在不同开口状态下的稳定程度的影响，并通过仿真结果和理论分析得出了相应的结论。

## 2. 研究文丘里阀的理论基础

### 2.1. 文丘里定风量阀基本结构介绍

图 1 所示文丘里定风量阀的常见机构, 主要由支架, 阀芯组件, 阀体, 杠杆, 阀芯轴, 挡圈和弹簧组成, 其中  $\alpha$  为阀体缩口角,  $\beta$  为阀芯锥度角[6] [7],  $x$  为阀芯前掠形状, 适用于 250 mm 的管道, 工作压差范围 150~750 Pa, 风量调节范围 200~1700  $\text{m}^3/\text{h}$ 。



注: 1-支架; 2-阀体; 3-弹簧; 4-阀芯组件; 5-挡圈; 6-阀芯轴; 7-杠杆。

Figure 1. Schematic diagram of the structure of the Venturi constant air volume valve

图 1. 文丘里定风量阀的结构简图

图 1 所示文丘里定风量阀的工作原理为: 利用杠杆将阀芯调节到所需风量(风量调节范围 200~1700  $\text{m}^3/\text{h}$  内的某一值)对应的轴向初始位置, 当阀体前后压差与初始压差有变化时, 利用弹簧调整阀芯位置, 改变阀体通流面积以抵消阀体前后压差变化对通过风量的影响, 保持风量不变, 即阀体前后压差增大时, 作用在阀芯上的绕流阻力增大, 弹簧被压缩带动阀芯向喉部移动, 通流面积减少; 阀体前后压差减少时, 作用在阀芯上的绕流阻力减少, 弹簧回弹带动阀芯向远离喉部, 通流面积增大, 进而保持风量不变。文丘里定风量阀在工作中依靠弹簧的来平衡阀芯受到的力, 然后利用该力所造成的弹簧压缩量改变通流面积, 以适应阀体前后的压差变化, 在工作范围内保持风量恒定, 由此可见计算阀芯所受到的是力设计定风量阀的关键因素之一。

### 2.2. 阀芯受力分析

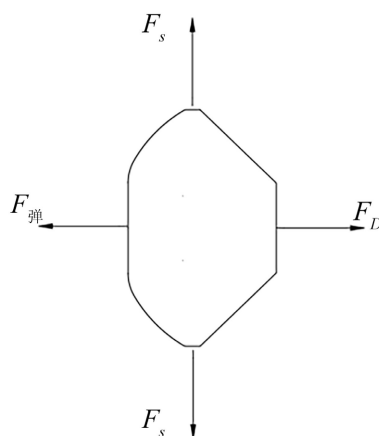


Figure 2. Force analysis diagram of Venturi constant air volume valve

图 2. 文丘里定风量阀的受力分析图

文丘里定风量阀在采用水平安装时, 空气从阀芯周围绕流而过, 阀芯主要受到三种力的作用, 来流对阀芯的平行与来流方向作用力——绕流阻力( $F_D$ ); 弹簧对阀芯的作用力——弹簧弹力( $F_s$ ); 来流对阀芯的垂直与来流方向作用力——绕流升力( $F_L$ ); 因阀芯是严格的回转体物体, 所以阀芯四周的绕流升力相互平衡, 不做考虑。当阀芯静止时, 绕流阻力与弹簧弹力两个力, 大小相等, 方向相反(如图 2 所示), 所以:

$$F_D = F_s \quad (1)$$

### 2.3. 数学模型

由绕流阻力计算公式  $F_D = C_D \times \frac{1}{2} \rho v^2 A$  [8], 可得绕流阻力系数表达式如下:

$$C_D = F_D / \left( \frac{1}{2} \rho v^2 A \right) \quad (2)$$

式中:  $C_D$  扰流阻力系数;  $F_D$  为阀芯所受绕流阻力, N;  $\rho$  为气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v$  为未受干扰的来流速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $A$  为阀芯在流体来流方向上的投影面积,  $\text{m}^2$ 。

扰流阻力对于文丘里阀芯类似有钝形曲面或曲率很大的曲面的物体, 绕流阻力既与摩擦阻力有关, 又与形状阻力有关。在低雷诺数时, 主要为摩擦阻力, 阻力系数与雷诺数有关; 在高雷诺数时, 主要为形状阻力, 扰流阻力系数与附面层分离点的位置有关。分离点位置不克, 阻力系数不变。分离点向前移, 旋涡区加大, 扰流阻力系数也增加。反之亦然[9]。

## 3. 仿真准确度验证

### 3.1. 仿真模型介绍

忽略阀芯轴, 支架以及杠杆等结构, 将阀芯在某一开口大小(阀芯与阀体垂直间距), 如图 3 所示, 利用 ICEM 软件建立几何模型, 并用流体仿真软件 ANSYS 进行计算; 选择基于压力求解器和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型, 选择壁面增强, 开启流场介质为空气, 设置空气密度为  $\rho = 1.225 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 入口边界为压力入口, 设置为大气压, 出口边界为压力出口。

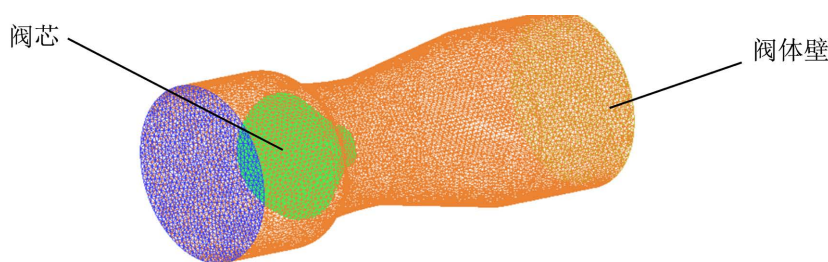


Figure 3. Simulation geometry  
图 3. 仿真几何模型

### 3.2. 仿真与实验数据对比

#### 3.2.1. 仿真方式与仿真初步分析

根据文丘里阀的基本结构, 分别建立开口大小为 5 mm、10 mm、15 mm、20 mm、25 mm、30 mm 六组仿真模型, 将入口边界为压力入口, 设置为大气压, 湍流强度为 4% 将出口设置为压力出口, 压力为  $-450 \text{ Pa}$ , 进出口湍流强度为 4%, 迭代次数设置 10,000 步。

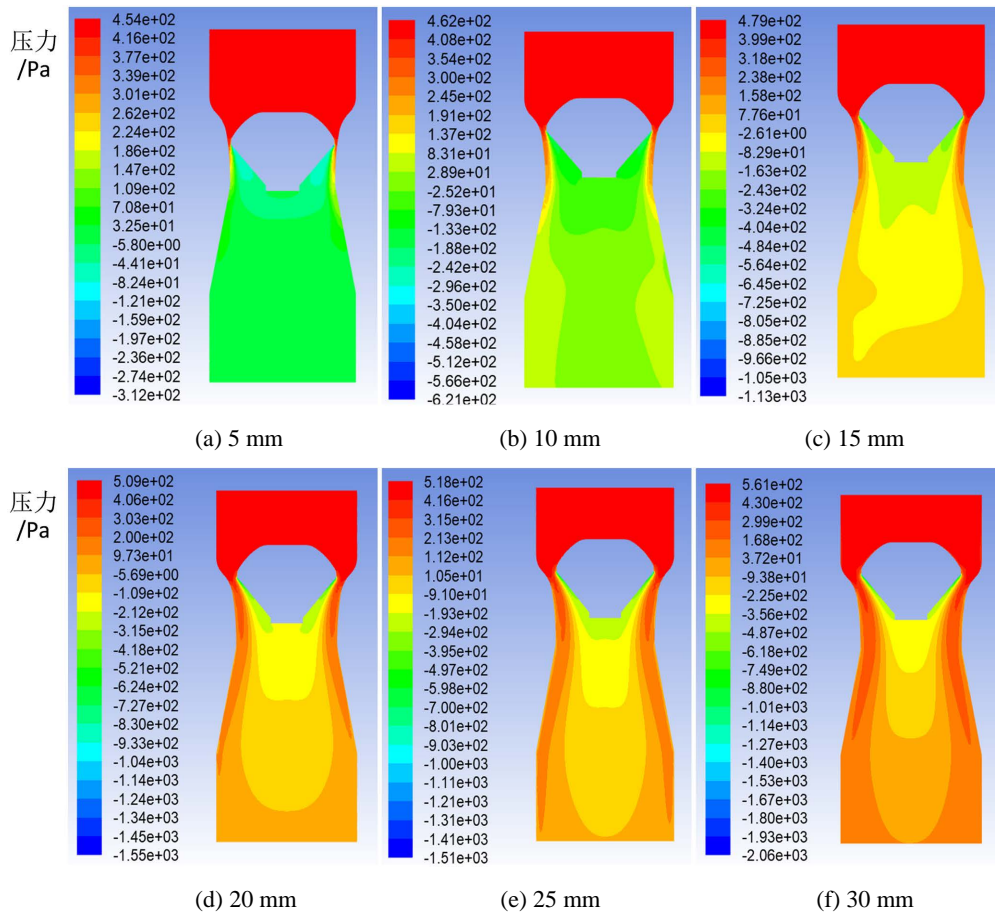
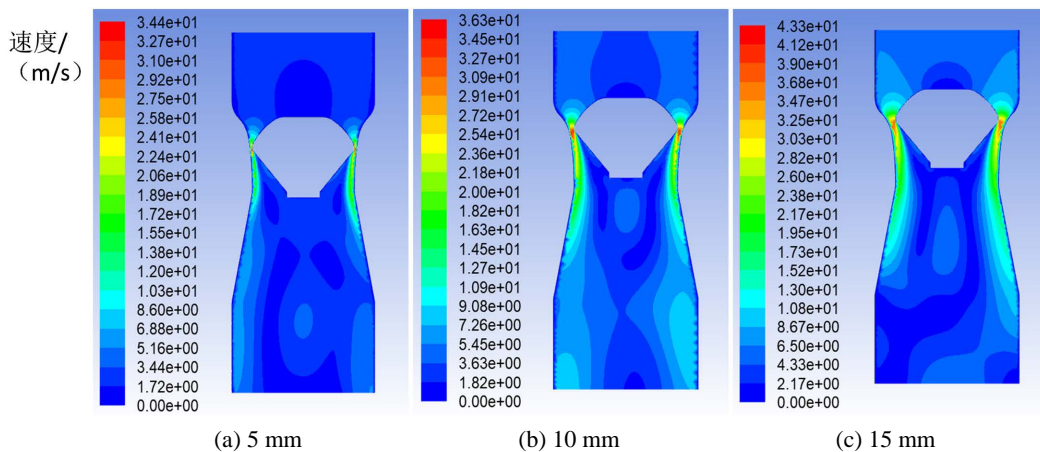
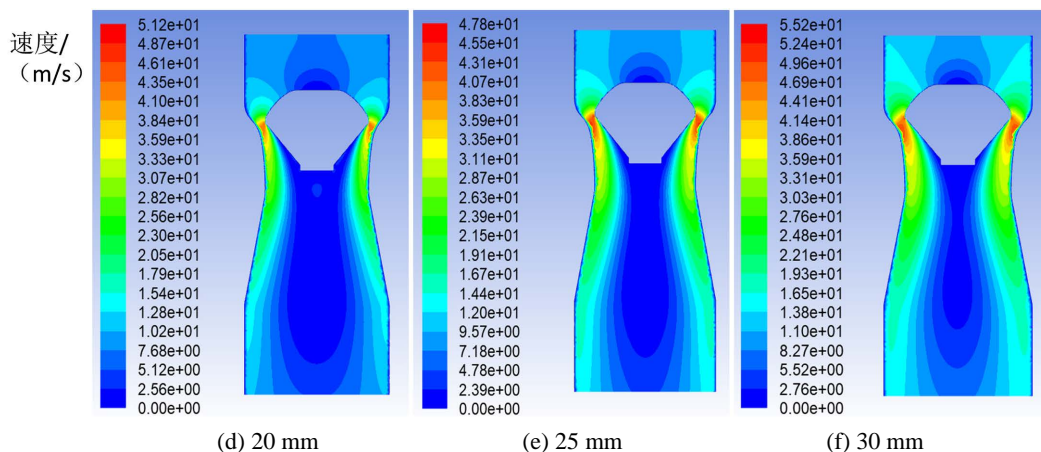


Figure 4. Simulated pressure contour of each opening  
图 4. 各开口大小仿真压力云图

如图 4 所示，不同开口大小的仿真压力云图，图中上方为阀体进口，下方为阀体出口可以看出在不同开口大小时，阀芯背后都具有由于阀芯文丘里效应所产生的低压区，该低压区与阀芯前方的压力形成阀芯前后的压力差，进而带动阀芯向喉部运动；具体原理为在气流流过阀芯两端最窄通流面积时，流速加快，压力减小，进而将阀芯背后的气体抽离，使阀芯背后压力降低甚至形成负压，对阀芯产生向喉部的吸附作用。而阀体的压力损失主要受到开口大小的影响。





**Figure 5.** Velocity contour of each opening  
**图 5.** 各开口仿真速度云图

如图 5 所示, 不同开口大小仿真速度云图, 在不同开口大小时, 气流在阀芯两端最窄通流面流速加快, 在阀芯后侧流速分布具有壁面效应, 且开口越大流速分布的壁面效应越显著; 开口较小时, 由于流体扰流运动所产生的振荡较为明显, 造成的流场流速分布不均匀也更加明显, 随着开口的增大, 流体扰流运动所产生的振荡也随之减小, 流场流速分布也更加均匀, 逐渐趋向于对称分布。

### 3.2.2. 实验方式

如图 6 所示, 利用风洞实验平台对与仿真模型相同的结构文丘里阀的进行实验测试, 本文主要参照我国的机械行业标准《分量调节阀》和 ASHRAE 标准《Methods of Testing Air Terminal Units》等来设计和搭建自动式定风量阀性能实验台[10]。根据实验需要该实验平台具有如下两项功能, 1) 可以通过调节风机转速来调节阀体前后的压差; 2) 可以将通过阀体的流量进行反馈采集, 每秒采集一次。



**Figure 6.** Diagram of some experimental setups  
**图 6.** 部分实验装置图

具体实验方式 1) 通过杠杆将阀芯调节到与仿真模型开口大小一致的位置即开口大小为 5 mm、10 mm、15 mm、20 mm、25 mm、30 mm; 2) 调节风机风速, 将阀体前后压力调节到 450 Pa; 3) 将通过风机的风量进行采集, 采集 120 S 并将采集到的风量数据取均值, 进行记录。

### 3.2.3. 仿真与实验对比

如表 1 所示, 在相同条件下的仿真与实验结果对比, 进行了误差分析, 误差以下公式计算:

$$\text{误差} = \frac{\text{测试风量} - \text{仿真风量}}{\text{测试风量}} \quad (3)$$

**Table 1.** Comparison table of test simulations

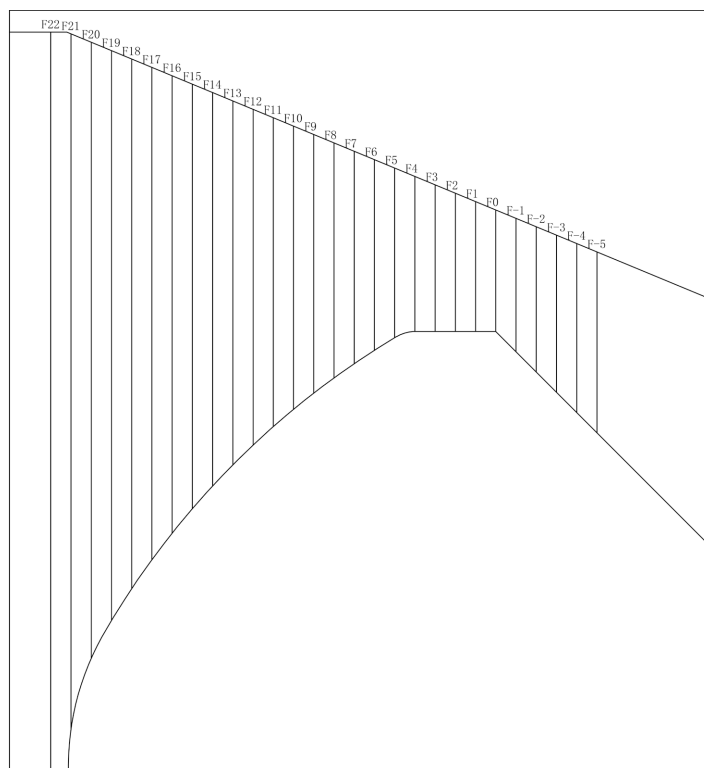
**表 1.** 测试仿真对比表

开口大小(mm)	测试流量(cmh)	仿真流量(cmh)	误差比
5	277	310	-11.91%
10	611	663	-8.51%
15	980	1063	-8.47%
20	1402	1497	-6.78%
25	1649	1740	-5.52%
30	2140	2222	-3.83%

仿真流量与实际流量差距为-11.91%，仿真基本符合实际。

#### 4. 不同模型仿真计算绕流阻力系数分析对比

##### 4.1. 不同阀体缩口角扰流阻力系数对比



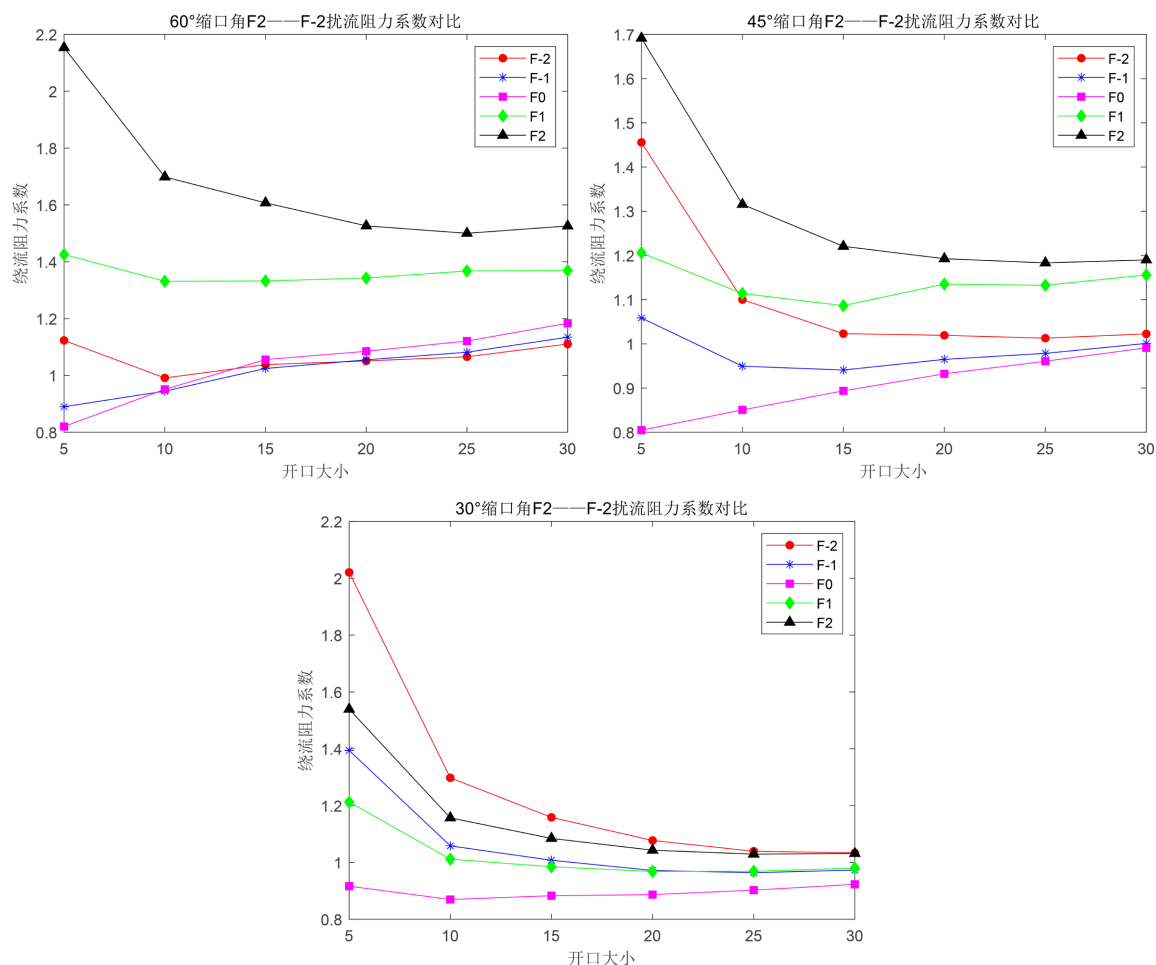
**Figure 7.** Simulated velocity equidistant surface

**图 7.** 仿真取速等距面

在无阀体边界时，式(1)中计算绕流阻力系数通常采用未受干扰时的来流速度，而在有阀体边界时，采用此方法计算绕流阻力系数，绕流系数与开口大小会呈现幂函数的关系，这不利于绕流阻力系数的

运用, 所以本小节在仿真中建立如图 F-5-F22, 23 个等距面, 等距面间距 2.5 mm, 其中 F0 是阀芯与阀体形成的垂直方向的最小通流面, 对比使用各个面速度计算绕流阻力系数在不同开口下的变化, 如图 7 所示。

建立 18 组不同开口大小, 30°, 45°, 60° 阀体缩口角  $\alpha$  的文丘里阀仿真模型, 在仿真中取得每个面的平均流体速度, 以及阀芯受到的绕流阻力, 利用公式(2)进行绕流阻力系数计算, 进行不同开口大小下扰流阻力系数分析对比。经对比利用阀体形成的垂直方向的最小通流面附近的速度计算扰流阻力系数较为稳定, 故此处仅展示利用 F-2-F2 计算的扰流阻力系数曲线。



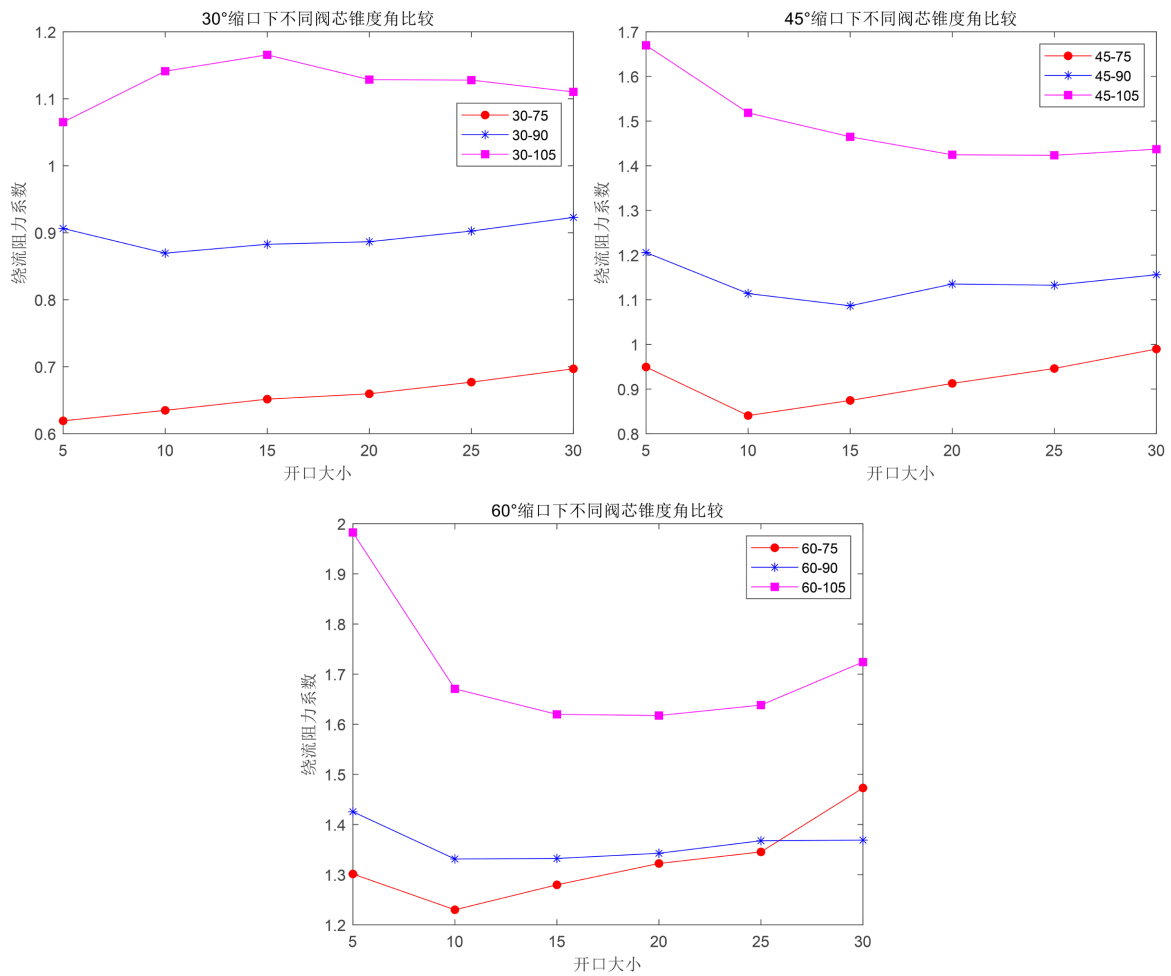
**Figure 8.** The turbulent resistance coefficient of different valve body shrinkage angles  
**图 8.** 不同阀体缩口角扰流阻力系数

由图 8 可知, 在 30° 阀体缩口角时采用 F0 面的速度计算时, 扰流阻力系数在开口变化时最稳定。在 45° 和 60° 阀体缩口角时采用 F1 面的速度计算时, 扰流阻力系数在开口变化时最稳定。

#### 4.2. 不同锥度角绕流阻力系数对比

建立 18 组不同开口大小, 75°、90°、105° 阀芯锥度角  $\beta$  的文丘里仿真模型, 缩口角  $\alpha$  为 30°、45°、60°, 在仿真模型中取 F1 面的速度, 以及阀芯所受到的扰流阻力利用公式(2)进行扰流阻力系数的计算, 进行不同开口下的扰流阻力系数分析对比(命名规则: 阀体缩口角 - 阀芯锥度角)。





**Figure 9.** Comparison of the turbulence resistance coefficients of different spool taper angles under different shrinkage angles

**图 9.** 不同缩口角下不同阀芯锥度角扰流阻力系数对比

如图 9 所示，在阀体缩口角  $\alpha$  为 30°、45°、60° 的条件下，阀芯锥度角对扰流阻力系数的影响一致，105° 锥度角时扰流阻力系数普遍较大，75° 锥度角时扰流阻力系数普遍较少，90° 锥度角时，扰流阻力系数普遍处于两者之间，这是由于在阀芯锥度变大时，在阀芯最大的边缘角度变化便越大而造成气流在绕阀芯运动时，附面层分离点，前移涡流区域增加扰流阻力系数随之增加。从横向比较阀芯锥度角  $\beta$  为 90° 时，扰流阻力系数随开口变化程度最小最稳定。

### 4.3. 不同前掠绕流阻力系数对比

建立 18 组不同开口大小，阀芯前掠  $x$  为曲线，斜面，平面的文丘里仿真模型，由于以上实验在阀体缩口角为  $\alpha = 45^\circ$ ，锥度角  $\beta$  为 90° 时绕流阻力系数最稳定，所以在该仿真模型中阀体缩口角  $\alpha$  取 45°，锥度角  $\beta$  取 90° 在仿真模型中取 F1 面的速度，以及阀芯所受到的扰流阻力利用公式(2)进行扰流阻力系数的计算，进行不同开口下的扰流阻力系数分析对比(命名规则：阀体缩口角 - 阀芯锥度角 - 前掠形状，C 曲面，L 斜面，P 平面)。

如图 10 所示，在 45° 阀体缩口角，90° 锥度角的情况下，阀芯前掠为曲面时扰流阻力系数最小，阀芯前掠为平面时扰流阻力系数最大，阀芯前掠为斜面时扰流阻力系数的大小处在两者之间，这是由于阀芯

前掠形状由曲面变为斜面在变为平面时, 在阀芯最大的边缘处逐渐更加锋利, 同样会造成在绕阀芯运动时, 附面层分离点, 前移涡流区域增加扰流阻力系数随之增加。而横向比较时, 阀芯前掠为曲面时, 扰流阻力系数随开口变化程度最小最稳定。

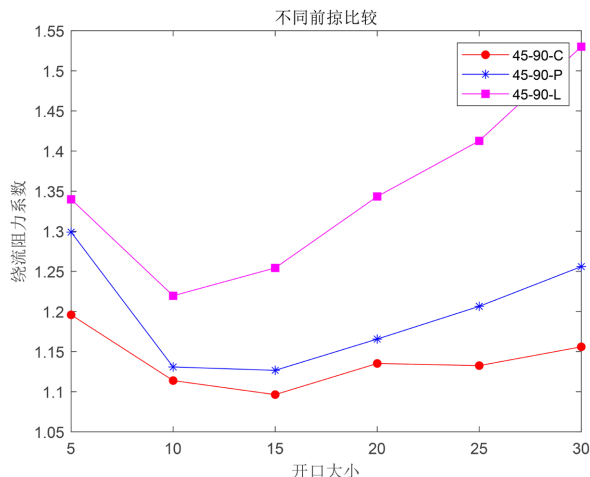


Figure 10. Comparison of different forwards wept spoiler drag coefficients

图 10. 不同前掠扰流阻力系数对比

## 5. 总结

(1) 在  $30^\circ$  阀体缩口角的情况下, 开口变化时利用最小通流面的速度计算扰流阻力系数, 扰流阻力系数最稳定; 在  $45^\circ$ 、 $60^\circ$  阀体缩口角的情况下, 开口变化时, 利用最小通流面的附近的速度计算扰流阻力系数, 扰流阻力系数最稳定。

(2) 在不同的阀芯锥度角的情况下, 在不同缩口角时阀芯锥度角对扰流阻力系数的影响关系一致, 在阀芯锥度角为  $90^\circ$  时, 扰流阻力系数在开口大小变化时最稳定。

在不同阀芯前掠为曲线, 斜面, 平面的情况下, 在阀芯前掠为曲面开口大小变化时, 扰流阻力系数最稳定。

## 参考文献

- [1] 张乙, 孟德远, 彭茜, 等. 压力无关型风量控制阀性能测试装置[J]. 煤矿机械, 2017, 38(10): 97-99. <https://doi.org/10.13436/j.mkjx.201710033>
- [2] 邹志军, 王重超, 黄晨. 喷管式压力无关型定风量阀的性能实验研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(2): 101-104.
- [3] 彭茜. 压力无关型定风量控制阀设计研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 中国矿业大学, 2017.
- [4] 翁文兵, 朱佳璐, 张涛涛. 文丘里定风量阀力学性能实验研究[J]. 暖通空调, 2015, 45(12): 78-81.
- [5] 邓玉海, 童小川, 寿旭日. 文丘里型末端变风量阀的设计研究[J]. 机电设备, 1999(1): 25-29.
- [6] Ghassemi, H. and Fasih, F.H. (2011) Application of Small Size Cavitating Venturi as Flow Controller and Flow Meter. *Flow Measurement and Instrumentation*, **22**, 406-412. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2011.05.001>
- [7] 孙艳琦, 牛文全. 文丘里管结构参数对其水力性能的影响[J]. 西北农林科技大学学报: 自然科学版, 2010, 38(2): 211-218.
- [8] 龙天渝, 蔡增基, 主编. 流体力学[M]. 第3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2019: 234-236.
- [9] Moradian, N., Ting, S.D. and Cheng, S. (2008) The Effects of Freestream Turbulence on the Drag Coefficient of a Sphere. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **33**, 460-471. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.11.001>
- [10] 王非, 孙孝花, 翁文兵. 文丘里定风量阀的实验研究[J]. 水资源与水工程学报, 2015, 26(6): 163-166.