

引用格式: 范利霞, 王奎升, 孔令真. 迷宫式蒸汽调节阀的级数计算方法研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2019, 46(3): 75–82.

FAN LiXia, WANG KuiSheng, KONG LingZhen. A method for calculating the stage number of a labyrinth steam conditioning valve[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2019, 46(3): 75–82.

迷宫式蒸汽调节阀的级数计算方法研究

范利霞¹ 王奎升^{1*} 孔令真²

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029; 2. 北京石油化工学院 机械工程学院, 北京 102617)

摘要: 结合流体力学和热力学理论分析了蒸汽通过迷宫式调节阀的节流过程, 推导出了适用于蒸汽工况的级数理论计算公式, 并采用数值模拟方法分析了扩张系数和串并联结构对迷宫流道的级数计算及内部流动的影响规律。研究表明: 在相同工况下, 扩张系数越小, 需要的级数越多; 级数越多, 压降曲线越平稳、平均流速越小、过热度越高, 即节流过程越安全; 在级数满足降压需要的条件下, 串并联结构能有效降低迷宫流道的出口动能和马赫数。采用本文推导的理论公式计算得到的级数与实际值接近, 且该公式对串联和串并联结构的迷宫流道均适用, 可为迷宫式蒸汽调节阀设计过程中的级数计算提供参考。

关键词: 迷宫流道; 高压蒸汽; 级数计算; 扩张系数; 数值模拟

中图分类号: TH134 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2019.03.011

引 言

迷宫式调节阀的研发解决了传统单座调节阀在高压差工况时, 阀内流体高速流动引起的汽蚀、冲刷、振动、噪声等一系列问题, 适用于锅炉给水高压泵再循环^[1]、汽轮机减温减压旁路^[2]、高温高压蒸汽放空^[3]、工艺气体放空等高压差的恶劣工况。

迷宫流道是迷宫式调节阀实现逐级减压的关键结构, 虽然迷宫流道在迷宫气封^[4]和农业滴灌^[5]领域应用较早, 但其在阀门中的研究和应用起步较晚。高压蒸汽工况下迷宫流道级数的计算方法是迷宫式蒸汽调节阀结构设计的关键和难点。在迷宫式调节阀研究领域, 美国 CCI 公司在行业内占有领先地位, 国内重庆川仪调节阀、北京航天石化装备、无锡亚迪流体等企业都借鉴国外产品积极研发迷宫阀, 取得了较大的进展。学术界也针对迷宫式调节阀展开了相关研究。文献[6–8]给出了不同工况下的级数计算公式, 但按该公式算得的级数与实际值的误差较大, 有待进一步修正与改进; Kwon 等^[2]等借助计

算流体力学和有限元分析方法设计了用于电站的迷宫式蒸汽旁路调节阀; 王若愚等^[9]通过数值模拟方法证实, 在相同级数和相同蒸汽工况下, 扩张系数越大, 迷宫流道内的流速越大, 流通能力越强, 但扩张系数过大容易使流道出口出现强涡流, 从而对流道造成严重的冲蚀破坏; Wang 等^[1]以水为介质验证了串并联型流道能更好地控制流速和减小阀门尺寸。

目前的研究主要针对以水为介质的迷宫流道, 得到的级数计算公式适用于不可压缩流体, 而对于蒸汽工况下迷宫式调节阀级数的计算误差较大, 需要考虑实际蒸汽的性质进一步开展蒸汽工况下迷宫流道级数计算方法的研究。本文基于蒸汽在迷宫流道内的等焓节流过程, 推导出蒸汽工况下迷宫流道的级数计算公式, 并确定了级数计算公式中的关键参数; 采用数值模拟方法分析了扩张系数和串并联结构对迷宫流道级数计算和内部流动的影响, 以期作为蒸汽工况下迷宫流道结构设计过程中的级数计算提供参考。

1 迷宫流道的结构特点和设计依据

1.1 关键结构参数

典型的迷宫式角型调节阀如图 1 所示, 可压缩流体通常从阀底进入, 经过迷宫套筒节流后从阀侧流出。迷宫套筒由多张迷宫盘片经真空扩散焊叠加

收稿日期: 2018–09–19

第一作者: 女, 1996 年生, 硕士生

* 通信联系人

E-mail: kuishengw@163.com

而成,每张迷宫盘片上刻有数根由直角拐弯组成的流道,从而将流体分散成多股细流,以降低流体质量和能量的量级。迷宫流道结构按照是否有分支分为串联型流道和串并联型流道(图 2),曲折的直角拐弯将一次大的压降分成多次小的压降,达到了逐级平稳减压和控制介质流速的目的。

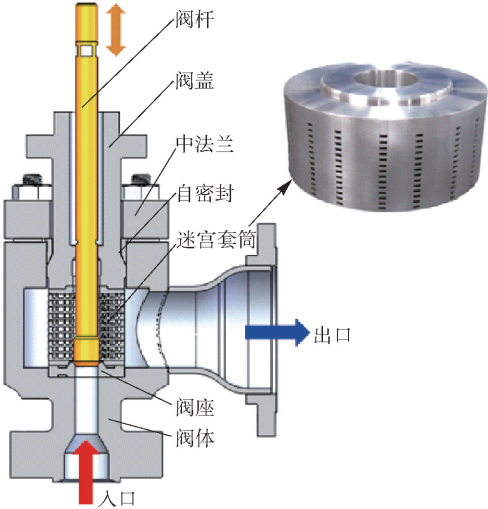


图 1 迷宫式角型调节阀结构示意图
Fig.1 Structural schematic of the angle labyrinth control valve

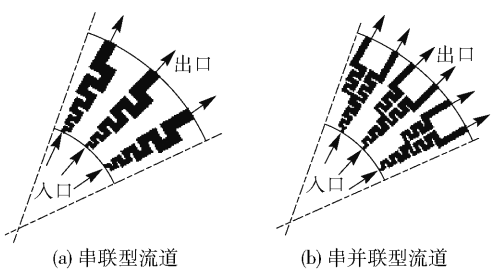


图 2 迷宫盘片及流道结构示意图

Fig.2 Structural schematic of the labyrinth disc and channels
GB/T 17213. 2—2017^[10]规定:为适应可压缩流体的膨胀,迷宫流道截面积应随流向增加且控制在式(1)所示的范围内。

$$(1.12)^n \times A_i \leq A_o \leq (1.23)^n \times A_i \tag{1}$$

式中: A_i 为单流路的入口面积, m^2 ; A_o 为单流路的出口面积,包括相关的多流路总面积, m^2 ; n 为一条流路中直角转弯的数量(即级数),若出现更多分路,只取一条流路。

如图 3 所示的单根迷宫流道级数 n 为 12 级,流道深度为常数,入口宽度为 W ,流道宽度按等比数列的形式沿流向逐级扩张。编号 1 处的宽度 $W_1 = W \times r$,编号 n 处的宽度 $W_n = W \times r^n$,其中 r 为扩张系数,按照式(1)的规定, $1.12 \leq r \leq 1.23$ 。

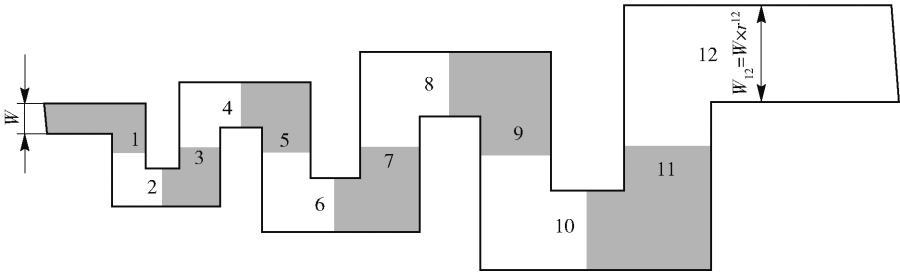


图 3 单根迷宫流道的结构参数

Fig.3 Structural parameters of the single labyrinth channel

1.2 蒸汽节流的热力学过程分析

对于节流阀内件的设计,Miller 等^[11]提出了节流件出口动能限制准则,即各工况条件下的出口动能和等值水速不能超过表 1 中的值(也即图 4 中发生振动、噪声的临界值),这是目前迷宫流道设计的一条安全标准^[7-9]。出口动能 K_E 的计算如式(2)所示

$$K_E = 10^{-3} \rho u^2 / 2 \tag{2}$$

式中: K_E 为出口动能,kPa; ρ 为介质密度, kg/m^3 ; u 为介质流速, m/s 。

高压蒸汽在调节阀内流动很快,来不及与外界进行热交换,所以可视其为一个绝热节流过程^[12]。

表 1 节流件出口速度与动能限制准则

Table 1 Trim outlet velocity and kinetic energy criteria

工况条件	动能标准/kPa	等值水速/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
连续、单相流	480	30
闪蒸、多相流	275	23
振动敏感系统	75	12

传统的单座调节阀主要依靠阀芯与阀座的间隙进行节流(图 4(a))。如图 4(c)所示,在缩流断面(vena contracta,vc)处压力突然降低,速度随之突然增大,且超过了发生振动和噪声的临界值,流过缩流断面后压力恢复至出口压力。如图 4(e)所示,由于压力

突然降低,理想的等熵节流过程(即调节阀入口熵 s_i 不变)实际变成了不可逆的熵增加过程,而理想的出口和缩流断面及实际的出口状态点都在干度线 $x=1$ 以下,所以等熵节流容易导致蒸汽凝结,当湿蒸汽中的水滴以最小截面处的速度 u_{vc} 高速流动时,阀体和阀内件会受到严重冲蚀。

迷宫式调节阀主要通过迷宫套筒实现逐级减压(图4(b)、(d)),压力逐渐降低后流速将得到有效控制。如图4(f)所示,由于存在阻力损失,理想的等焓节流过程(即调节阀入口处焓值 h_i 不变)实际变成了焓值降低的过程,而理想和实际的出口状态点都在干度线 $x=1$ 以上,说明节流过程不易出现蒸汽凝结,从而使冲蚀减小、阀门寿命延长。因此在蒸汽工况下,迷宫流道的设计应控制流速,使节流过程尽量接近等焓过程。

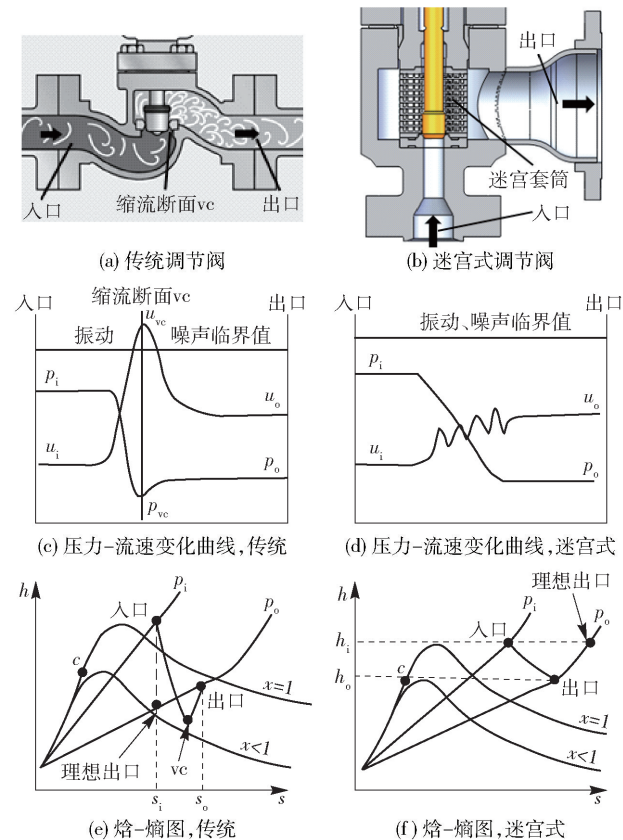


图4 传统调节阀和迷宫式调节阀节流过程的对比
Fig.4 Comparison of the throttling process for a conventional control valve and the labyrinth control valve

2 迷宫流道的级数计算方法

2.1 计算公式推导

任何介质的稳定流动过程的入口和出口截面间都要满足能量守恒方程^[13]

$$q = \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_2 - \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_1 + w_s \quad (3)$$

式中: q 为系统与外界交换的热量,吸热为正,放热为负, J/kg ; h 为焓值, J/kg ; u 为单根流道内的介质速度, m/s ; g 为重力加速度, m/s^2 ; z 为流道截面相对于参考平面的高度, m ; w_s 为系统与外界交换的机械功, J/kg ; 下标1、2分别代表迷宫流道的入口和出口,后文同。

由于迷宫流道内部没有做功元件,能量无法转换成机械功,故 $w_s=0$;流道深度不变,故 $z=0$;绝热节流过程中系统与外界通过传热交换的热量很少,所以可以忽略;而由流动产生的阻力损失 h_f 最终以热的形式耗散,故 $q=h_f$ 。所以式(3)可以简化为式(4)

$$h_f = \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_2 - \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_1 \quad (4)$$

当不计阻力损失 h_f ,认为流道入口和出口的速度相等时,式(4)可简化为式(5),即迷宫流道入口和出口的焓值相等,而图4(f)中调节阀入口和出口的焓值相等,即式(5)与图4(f)中理想的等焓节流过程相对应,可用于迷宫流道的级数计算。

$$h_i = h_o \quad (5)$$

与传统的调节阀类似,迷宫阀通过阀杆的上下移动来改变阀门的开度(图1),所以阀杆位置决定了该层盘片上的迷宫流道内是否有介质通过。单根迷宫流道内的流动遵循质量守恒定律,对于可压缩流体,用流道入口和出口的截面积及平均流速表达的流量方程如式(6)所示,由式(6)推导出的级数计算公式如式(7)所示

$$q_m = \rho_1 u_1 DW = \rho_2 u_2 DW r^n \quad (6)$$

$$n = \log_r \left(\frac{\rho_1 u_1}{\rho_2 u_2} \right) \quad (7)$$

式中: q_m 为单根迷宫流道内的质量流量, kg/s ; ρ_1 、 ρ_2 分别为流道入口和出口的介质密度, kg/m^3 ; u_1 、 u_2 分别为流道入口和出口的介质速度, m/s ; D 为流道深度, m ; W 为流道入口宽度, m ; r 为扩张系数; n 为级数。因此,只要选定迷宫流道的扩张系数 r 并确定流道入口和出口的介质密度和速度,就可以采用式(7)进行级数计算。

对于理想气体,因其节流前后的温度不变^[12],根据理想气体状态方程式(8),式(7)中的密度比 ρ_1/ρ_2 可用压力比 p_1/p_2 来代替,则理想气体工况下的级数可按式(9)计算。

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (8)$$

$$n = \log_r \left(\frac{p_1}{p_2} \frac{u_1}{u_2} \right) \quad (9)$$

式中: T 为温度, $^{\circ}\text{C}$; R 为气体常数, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

2.2 参数确定

蒸汽的密度是压力和温度的函数, 式(7)中的入口密度 ρ_1 可根据 IAPWS-IF97 标准^[14], 由入口蒸汽的压力和温度确定, 出口密度 ρ_2 由等焓关系式(5)得到。节流过程不出现蒸汽凝结, 属于连续、单相流(如表1), 出口动能 $K_E \leq 480 \text{ kPa}$, 根据 K_E 的定义式可求得理论出口速度 u_2 。过高的流速会导致气动噪声, 常用马赫数 Ma 来判别噪声程度, 其定义如式(10)所示^[15]

$$Ma = \frac{u}{c} \quad (10)$$

$$c = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} = \sqrt{kRT} \quad (11)$$

式中: c 为当地声速(对于蒸汽, 可由入口蒸汽的压力和温度^[14]得到; 对于理想气体, 可由式(11)计算), m/s ; k 为比热比(或绝热系数)。当 $Ma < 0.33$ 时, 噪声小至可以忽略, 迷宫式调节阀作为典型的低噪声阀门, 可将介质速度 u 限制到管线的速度, 一般为 $0.3Ma$ ^[16], 故假设迷宫流道的入口速度 $u_1 = 0.3Ma \text{ m/s}$ 。据此, 可确定级数计算公式(7)中的全部参数。

利用式(7)计算 $r = 1.12$ 时给定蒸汽工况下所需级数, 并与实际级数进行对比, 结果如表2所示, 编号为3的数据来自北京航天石化装备工程公司用于神华宁煤自备电厂的 LCVA-1510S 型超高压蒸汽紧急泄放控制阀。计算级数与实际级数的对比表明, 按式(7)算得的级数与实际值接近。

表2 实际级数与计算级数

Table 2 The real and calculated stage number

编号	入口压力/ MPa	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	出口压力/ MPa	实际 级数	计算 级数
1 ^[9]	5.1	500	0.2	12	12.14
2 ^[7]	10.5	550	0.3	16	16.7
3	12.089	525	0.689	16	14.22

3 数值模拟及结果分析

3.1 网格模型及边界条件

在相同工况下, 扩张系数不同, 计算得到的级数

也不同。利用表2中编号3的工况参数并分别取不同的 r 值, 按照式(7)计算对应的级数 n , 得到3种不同结构的迷宫流道参数如表3所示。

表3 3种不同结构参数的迷宫流道

Table 3 Three labyrinth channels with different structural parameters

结构	r	n
1	1.12	16
2	1.16	12
3	1.2	10

采用与 LCVA-1510S 型迷宫阀单根流道相同的入口宽度 W 和流道深度 D , 根据表3建立不同结构的流道几何模型, 并划分高质量结构网格如图5所示。

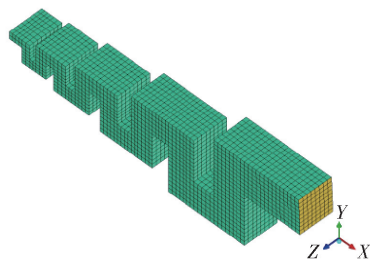


图5 单根迷宫流道网格模型

Fig. 5 Grid model of the single labyrinth channel

选择 CFX 求解器中基于 IAPWS-IF97 数据库的可压缩蒸汽模型^[17], 边界条件设置为: 入口压力 12.089 MPa, 温度 525 $^{\circ}\text{C}$, 出口压力 0.689 MPa。湍流模型选择 RNG $k-\varepsilon$ 模型^[15,18], 开启能量方程求解温度场信息^[19]。采用数值模拟方法分析3种不同结构迷宫流道的内部流动差异, 为级数计算公式中扩张系数的选择提供参考。

3.2 扩张系数对级数计算和内部流动的影响

3种结构中间截面的压力分布如图6所示, 其中入口压力最高, 出口压力最低, 每间隔一个拐角处都有压力等值线分布, 从而产生压力梯度, 实现了逐级降压。

3种结构中间截面的马赫数和流线分布如图7所示, 流动分为 Ma 较大的主流区和 Ma 较小的漩涡区。主流区 Ma 基本相同, 约为 0.89; 入口 $Ma \approx 0.3$, 但出口拐角处 Ma 突然增大, $Ma > 1$, 且扩张系数越大, Ma 越大。

3种结构中间截面的温度分布如图8所示, 温度沿流动方向逐渐降低, 与 Ma 的分布恰好相反,

Ma 较大的主流区温度较低,而漩涡区温度较高;出口拐角处 Ma 最大,温度也最低,出现“节流冷效应”;且扩张系数越大,出口温度越低,越容易发生蒸汽凝结。

3 种结构的压降曲线如图 9(a) 所示,压力逐级降低与图 4(d) 所示的压力变化程度相对应;3 种结构均能达到压降要求,且扩张系数越大,压降曲线越

陡。原因是扩张系数越大,迷宫流道结构突变越明显,直角转弯处产生的压力梯度就越大,则降压能力越强。因此,相同工况下,扩张系数越大,需要的级数越少。3 种结构的速度变化如图 9(b) 所示,蒸汽平均流速沿流动方向均逐渐增大,且扩张系数越大,平均流速越大。理论上,相同质量流量下,扩张系数越大,流道越宽、流通面积越大,故速度越小;但实际

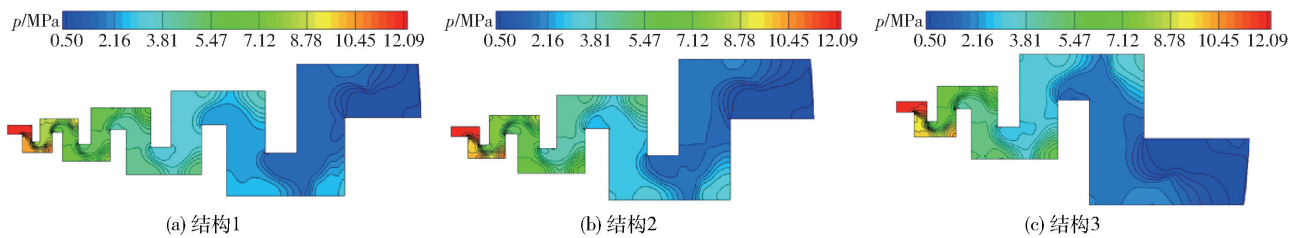


图 6 不同结构迷宫流道中间截面的压力云图

Fig. 6 Pressure profiles in the middle section of labyrinth channels with different structures

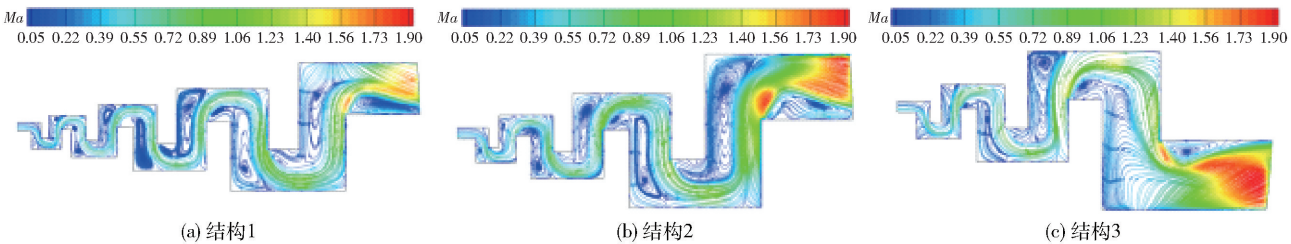


图 7 不同结构迷宫流道中间截面的马赫数及流线图

Fig. 7 Mach number and streamline profiles in the middle section of labyrinth channels with different structures

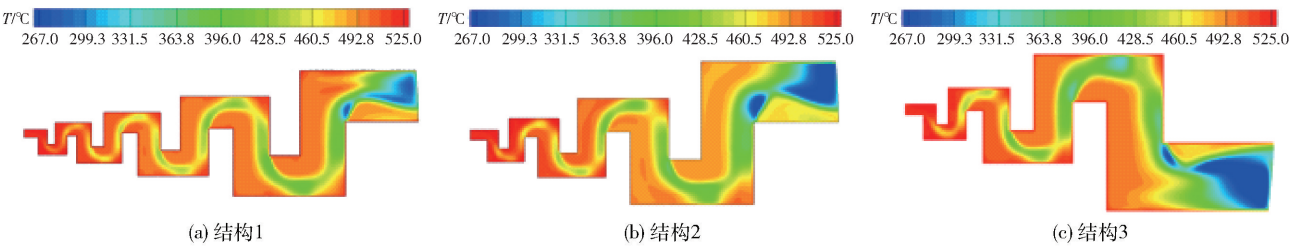


图 8 不同结构迷宫流道中间截面的温度云图

Fig. 8 Temperature profiles in the middle section of labyrinth channels with different structures

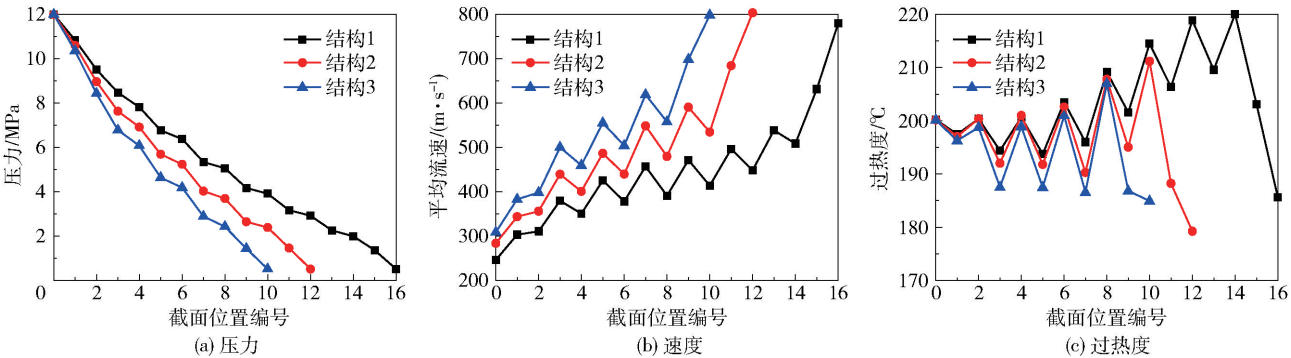


图 9 不同结构下的压力、速度和过热度变化曲线

Fig. 9 Change of pressure, velocity and superheating degree for different structures

上扩张系数越大则流通能力越强,相同压差条件下的流量也越多,这与王若愚等^[9]的研究结论一致。同时,由于迷宫流道的宽度逐级扩张,扩张系数越大,迷宫流道的结构突变就越明显,漩涡区的面积也越大(图 7(b)、(c)),因涡流占道作用使实际流通面积并没有增加太多,所以流速反而更大。因此在相同工况下,扩张系数越小、级数越多,越有利于速度的控制。

不同结构的过热度曲线如图 9(c) 所示,与式(7)和图 9(a)、(b) 的对应关系是:相同工况下,扩张系数越小,则按式(7)算得的级数越大、压降曲线越平缓(图 9(a))、平均流速越小(图 9(b))、过热度越大(图 9(c)),故越不易出现蒸汽凝结,节流过程也就越安全。因此,应综合考虑阀门的流通能力,选择较小的扩张系数和较大的级数来实现蒸汽的安全节流。

3.3 串并联结构对级数计算和内部流动的影响

在流道宽度为入口宽度的两倍时分流,分流后流道仍以相同的扩张系数扩张,串并联结构的出口面积计算过程如式(12)~(15)所示

$$W_i = 2W \quad (12)$$

$$W' = \frac{W_i r}{2} = W r \quad (13)$$

$$W_n = W' r^{n-i-1} = W r^{n-i} \quad (14)$$

$$A_n = 2DW_n = DW r^n \quad (15)$$

式中: W_i 为第 i 级迷宫流道的宽度, m; W 为流道的入口宽度, m; W' 为并联段新的入口宽度, m; W_n 为并联段出口宽度, m; A_n 为两条并联支路的出口总面积, m^2 。将式(15)所示的出口总面积代入式(6)的右侧,同样可以推导出式(7),因此式(7)对串联流道和在流道宽度为入口宽度两倍时分流的串并联流道均适用。

尽管结构 1 的 16 级迷宫流道已能满足压降需要,但出口处 $K_E = 568 \text{ kPa} > 480 \text{ kPa}$, 出口处 $Ma = 1.7$ (图 10(a))。为了降低 K_E 和 Ma 的值,将级数增加至 18 级(图 10(b)), $Ma = 1.5$, 测算得 $K_E = 525 \text{ kPa} > 480 \text{ kPa}$ 。可见增加级数对降低 K_E 和 Ma 的效果都不明显,而继续增加级数会导致迷宫流道变长,阀门尺寸变大,显然不经济。

借鉴 Wang 等^[1] 的研究采用串并联结构,在流道宽度为入口宽度两倍时分流(图 10(c)),出口 Ma 明显减小,且出口动能 $K_E = 390 \text{ kPa} < 480 \text{ kPa}$, 满足表 1 的规定。因此,可采用串并联结构的迷宫流道

进行流量的均分,进而降低流速。

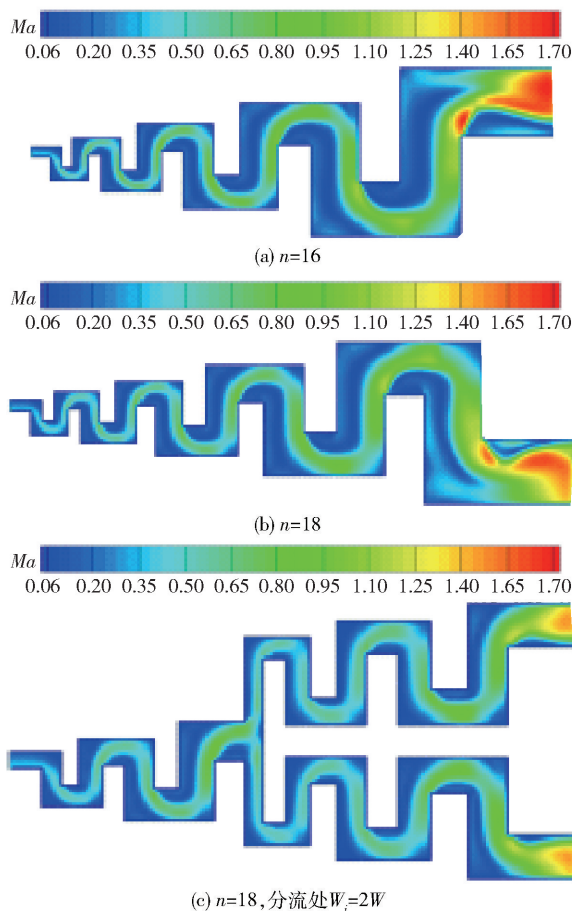


图 10 不同结构迷宫流道中间截面的马赫数分布

Fig. 10 Mach number profiles in the middle section of labyrinth channels with different structures

4 结论

(1) 通过分析蒸汽在迷宫流道内的等焓节流过程,推导出了蒸汽工况下迷宫流道级数的理论计算公式,按该公式计算的级数与实际值接近。

(2) 相同工况下,扩张系数越小,按公式算得所需级数越多,实际压降曲线越平稳,从而流速越容易控制,蒸汽过热度也越高,节流过程就越安全。

(3) 推导出的级数计算公式对串联和串并联型结构的迷宫流道均适用,而串并联结构能有效降低出口动能和马赫数,可为迷宫流道的结构设计提供理论参考。

参考文献:

- [1] WANG H M, ZHAO Y, WANG J X, et al. Numerical simulation of flow characteristics for a labyrinth passage in a pressure valve[J]. Journal of Hydrodynamics, 2016,

- 28(4): 629–636.
- [2] KWON W C, KIM G R, PARK S C, et al. Design of a tortuous path trim for a high-pressure turbine bypass valve [J]. *Journal of Process Mechanical Engineering*, 2010, 224(2): 149–153.
- [3] 王丽娜. 蒸汽放空阀的选型设计[J]. *大氮肥*, 2015, 38(4): 231–234.
- WANG L N. Model selection of steam vent valve in engineering design[J]. *Large Scale Nitrogenous Fertilizer Industry*, 2015, 38(4): 231–234. (in Chinese)
- [4] 王庆峰, 何立东. 压差对旋转直通式迷宫气封流场及流场力影响规律研究[J]. *北京化工大学学报(自然科学版)*, 2018, 45(4): 59–64.
- WANG Q F, HE L D. Effect of a pressure drop on the flow field and fluid-induced force of rotary straight-through labyrinth gas seal [J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science)*, 2018, 45(4): 59–64. (in Chinese)
- [5] 葛令行, 魏正英, 曹蒙, 等. 微小迷宫流道中的沙粒沉积规律[J]. *农业工程学报*, 2010, 26(3): 20–24.
- GE L X, WEI Z Y, CAO M, et al. Deposition law of sand in labyrinth-channel of emitter [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2010, 26(3): 20–24. (in Chinese)
- [6] 金多文. 迷宫式调节阀及其在电厂中的应用[J]. *水利电力机械*, 2001, 23(1): 9–13.
- JIN D W. The concept and applications of labyrinth regulating valves in power station [J]. *Water Conservancy & Electric Power Machinery*, 2001, 23(1): 9–13. (in Chinese)
- [7] 李树勋, 侯英哲, 徐晓刚, 等. 高压差迷宫式调节阀盘片降压级数[J]. *排灌机械工程学报*, 2013, 31(12): 1072–1076.
- LI S X, HOU Y Z, XU X G, et al. Depressurization stage number of disc in high pressure drop labyrinth control valve [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2013, 31(12): 1072–1076. (in Chinese)
- [8] 徐晓刚. 高压差迷宫式多级降压调节阀内部流动特性分析研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2013.
- XU X G. Study on internal flow characteristics in high pressure drop multi-stages labyrinth control valve [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [9] 王若愚, 张钊, 郝娇山, 等. 迷宫流道扩张系数对介质流动特性的影响研究[J]. *石油化工自动化*, 2016, 52(3): 59–62.
- WANG R Y, ZHANG Z, HAO J S, et al. Study on impact of labyrinth path expansion coefficient on fluid flow characteristics [J]. *Automation in Petro-Chemical Industry*, 2016, 52(3): 59–62. (in Chinese)
- [10] 全国工业过程测量控制和自动化标准化技术委员会. 工业过程控制阀 第2–1部分 安装条件下流体流量的计算公式: GB/T 17213.2—2017 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2017: 15–16.
- National Industrial Process Measurement Control and Automation Standardization Technical Committee. Industrial-process control valves Part 2–1 Flow capacity—sizing equations for fluid flow under installed conditions: GB/T 17213.2—2017 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2017: 15–16. (in Chinese)
- [11] MILLER H L, STRATTON L R. Fluid kinetic energy as a selection criteria for control valves [C] // *Proceedings of the 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Vancouver, 1997: 1–8.
- [12] 宋义乐. 绝热节流过程的熵变特性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
- SONG Y L. Entropy change analysis of adiabatic throttling process [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013. (in Chinese)
- [13] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- ZHU M S, LIU Y, LIN Z Z, et al. *Engineering thermodynamics* [M]. 2nd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2011. (in Chinese)
- [14] WAGNER W. International steam tables properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS–IF97 [M]. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [15] QIAN J Y, ZHANG M, LEI L N, et al. Mach number analysis on multi-stage perforated plates in high pressure reducing valve [J]. *Energy Conversion & Management*, 2016, 119: 81–90.
- [16] 哈奇森. 美国仪表学会调节阀手册[M]. 2版. 林秋鸿, 等, 译. 北京: 化学工业出版社, 1984.
- HUTCHISON J W. *ISA handbook of control valves* [M]. 2nd ed. LIN Q H, et al, trans. Beijing: Chemical Industry Press, 1984. (in Chinese)
- [17] 姚伍平. 超临界火电迷宫阀流动与安全研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2013.
- YAO W P. Research on supercritical thermal power labyrinth control valve's fluid field and safety characteristics [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013. (in Chinese)
- [18] QIAN J Y, WEI L, ZHANG M, et al. Flow rate analysis

of compressible superheated steam through pressure reducing valves[J]. Energy, 2017, 135: 650–658.

[19] 谢龙汉, 赵新宇, 张炯明. ANSYS CFX 流体分析及仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2012.

XIE L H, ZHAO X Y, ZHANG J M. Fluid analysis and simulation in ANSYS CFX [M]. Beijing: Publishing House of Electronic Industry Press, 2012. (in Chinese)

A method for calculating the stage number of a labyrinth steam conditioning valve

FAN LiXia¹ WANG KuiSheng^{1*} KONG LingZhen²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;

2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Petrochemical Technology, Beijing 102617, China)

Abstract: The throttling process of steam through a labyrinth control valve has been analyzed with the help of fluid mechanics and thermodynamics theory. A formula for the theoretical calculation of the stage number under steam working conditions has been derived. The influence of the expansion coefficient and a series-parallel structure on the calculation of the stage number as well as internal flow characteristics of the labyrinth channel have also been analyzed by numerical simulation methods. The results show that more stage numbers are needed when choosing a smaller expansion coefficient under the same operating conditions. When there are more stage numbers, the pressure-reduction curve is smoother, the average flow velocity is smaller and the superheating degree of the steam is higher, and thus the throttling process is safer. Under the conditions where the stage number can meet the needs of decompression, the outlet kinetic energy and Mach number of the labyrinth channel can be reduced significantly by using a series-parallel structure. The stage number calculated using the theoretical formula derived in this work is close to the actual value. The theoretical formula is applicable for both series and series-parallel structural labyrinth channels, and can provide a reference for the calculation of stage numbers during the design of a labyrinth steam conditioning valve.

Key words: labyrinth channel; high pressure steam; stage number calculation; expansion coefficient; numerical simulation

(责任编辑: 汪 琴)