



中华人民共和国国家标准

GB/T 12241—2005
代替 GB/T 12241—1989

安全阀 一般要求

Safety valves—General requirements

(ISO 4126-1:1991, Safety valves—Part 1: General requirements, MOD)

2005-02-21 发布

2005-08-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 设计和性能要求	2
4.1 设计、材料和结构	3
4.2 动作性能和排量	5
5 试验	5
5.1 出厂试验	5
5.2 动作性能和排量试验	7
6 排量的确定	9
6.1 排量系数的确定	9
6.2 用蒸汽作为试验介质时的理论排量	10
6.3 用空气或其他气体作为试验介质时的理论排量	11
6.4 背压力影响的排量修正	12
6.5 用液体作为试验介质时的理论排量	12
6.6 液体排量的黏度修正系数	13
6.7 任意介质理论排量计算的替代方法	13
7 当量排量计算	13
7.1 用于排放气体或蒸汽的阀门	13
7.2 当量排量的计算	13
8 标志和铅封	15
8.1 安全阀阀体上的标志	15
8.2 铭牌上的标志	16
8.3 安全阀的铅封	16
9 质量保证体系	16
10 安全阀的安装	16
10.1 环境条件	16
10.2 安装	16
10.3 进口管道	17
10.4 排放管道	17
10.5 安全阀的可接近性	17
11 安全阀的调整、维护和修理	17
附录 A (资料性附录) 过热修正系数 K_{th} 的推导	19
附录 B (资料性附录) 压缩系数 Z 的推导	20
附录 C (资料性附录) 质量保证体系中所包含要素的典型概要	23
附录 D (资料性附录) 对于液体的黏度修正系数	25
附录 E (资料性附录) 理论排量计算的替代方法	26

前 言

本标准是 GB/T 12241—1989《安全阀一般要求》的修订版。

本标准修改采用 ISO 4126-1:1991《安全阀 第 1 部分：一般要求》(英文版)。

本标准与 ISO 4126-1:1991 的主要差异如下：

- 本标准的结构和编写规则按照 GB/T 1.1—2000 的要求；
- 本标准按 GB/T 1.1—2000 的要求增加了规范性引用文件。

本标准与 GB/T 12241—1989 相比主要变化如下：

- 适用范围取消了对整定压力上限的规定；
- 增加了关于安全阀设计、材料和结构的要求；
- 增加了关于制造厂质量保证体系的要求；
- 增加了关于安全阀安装以及调整、维护和修理的要求；
- 增加了附录 C“质量保证体系中所包含要素的典型概要”，附录 D“对于液体的黏度修正系数”及附录 E“理论排量计算的替代方法”等三个资料性附录。

本标准附录 A 至附录 E 均为资料性附录。

本标准代替 GB/T 12241—1989。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国阀门标准化技术委员会(SAC/TC 188)归口。

本标准起草单位：上海安德森·格林伍德·克罗斯比阀门有限公司、合肥通用机械研究所。

本标准主要起草人：黄光禹、王德平、黄引亚、王晓钧。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 12241—1989。

安全阀 一般要求

1 范围

本标准规定了安全阀的术语,设计和性能要求,试验,排量确定,当量排量计算,标志和铅封,质量保证体系以及安装、调整、维护和修理等一般要求。

本标准适用于流通直径大于或等于 8 mm,整定压力大于或等于 0.1 MPa 的各类安全阀。本标准对安全阀的适用温度未予限定。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 1047 管道元件的公称通径(GB/T 1047—2005,ISO 6708:1995,MOD)

GB/T 1048 管道元件公称压力(GB/T 1048—2005,ISO 7258:1996,MOD)

GB/T 1239.6 圆柱螺旋弹簧设计计算

GB/T 7306.1 55°密封管螺纹 第 1 部分:圆柱内螺纹与圆柱外螺纹(GB/T 7306.1—2000,eqv ISO 7-1:1994)

GB/T 7306.2 55°密封管螺纹 第 2 部分:圆锥内螺纹与圆锥外螺纹(GB/T 7306.2—2000,eqv ISO 7-1:1994)

GB/T 9113(所有部分) 整体钢制管法兰

GB/T 9124 钢制管法兰 技术条件

GB/T 12224 钢制阀门 一般要求

GB/T 17241.6 整体铸铁管法兰

JB/T 79(所有部分) 整体铸铜管法兰

JB/T 1752 阀门结构要素 外螺纹连接端部尺寸

JB/T 2769 P=16.0~32.0 MPa 螺纹法兰

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

3.1

安全阀 safety valve

一种自动阀门,它不借助任何外力而利用介质本身的力来排出一额定数量的流体,以防止压力超过额定的安全值。当压力恢复正常后,阀门再行关闭并阻止介质继续流出。

3.1.1

直接载荷式安全阀 direct-loaded safety valve

一种仅靠直接的机械加载装置如重锤、杠杆加重锤或弹簧来克服由阀瓣下介质压力所产生作用力的安全阀。

3.1.2

带动力辅助装置的安全阀 assisted safety valve

该安全阀借助一个动力辅助装置,可以在压力低于正常整定压力时开启。即使该装置失灵,阀门仍

能满足本标准对安全阀的所有要求。

3.1.3

带补充载荷的安全阀 supplementary loaded safety valve

这种安全阀在其进口压力达到整定压力前始终保持有一个用于增强密封的附加力。该附加力(补充载荷)可由外部能源提供,而在安全阀进口压力达到整定压力时应可靠地释放。补充载荷的大小应这样设定,即假定该载荷未能释放时,安全阀仍能在其进口压力不超过国家法规规定的整定压力百分数的前提下达到额定排量。

3.1.4

先导式安全阀 pilot-operated safety valve

一种依靠从导阀排出介质来驱动或控制的安全阀。该导阀本身应是符合本标准要求的直接载荷式安全阀。

3.2

压力 pressure

3.2.1

整定压力 set pressure

安全阀在运行条件下开始开启的预定压力,是在阀门进口处测量的表压力。在该压力下,在规定的运行条件下由介质压力产生的使阀门开启的力同使阀瓣保持在阀座上的力相互平衡。

3.2.2

超过压力 overpressure

超过安全阀整定压力的压力增量,通常用整定压力的百分数表示。

3.2.3

回座压力 re-seating pressure

安全阀排放后其阀瓣重新与阀座接触,即开启高度变为零时的阀进口静压力。

3.2.4

冷态试验差压力 cold differential test pressure

安全阀在试验台上调整到开始开启时的进口静压力。该压力包含了对背压力及温度等运行条件所作的修正。

3.2.5

排放压力 relieving pressure

整定压力加超过压力。

3.2.6

排放背压力 built-up back pressure

由于介质流经安全阀及排放系统而在阀出口处形成的压力。

3.2.7

附加背压力 superimposed back pressure

安全阀即将动作前在其出口处存在的静压力,是由其他压力源在排放系统中引起的。

3.2.8

启闭压差 blowdown

整定压力与回座压力之差。通常用整定压力的百分数来表示;而当整定压力小于 0.3 MPa 时则以 MPa 为单位表示。

3.3

开启高度 lift

阀瓣离开关闭位置的实际行程。

3.4

流道面积 flow area

阀进口端至关闭件密封面间流道的最小横截面积,用来计算无任何阻力影响时的理论流量。

3.5

流道直径 flow diameter

对应于流道面积的直径。

3.6

排量 discharge capacity

3.6.1

理论排量 theoretical discharge capacity

流道横截面积与安全阀流道面积相等的理想喷管的计算排量,以质量流量或容积流量表示。

3.6.2

额定排量 certified (discharge) capacity

实测排量中允许作为安全阀应用基准的那一部分。额定排量可以取为下列三者之一:

- a) 实测排量乘以减低系数(取 0.9);
- b) 理论排量乘以排量系数,再乘以减低系数(取 0.9);
- c) 理论排量乘以额定(即减低的)排量系数。

3.6.3

当量计算排量 equivalent calculated capacity

当压力、温度或介质情况等使用条件与额定排量的适用条件不同时,安全阀的计算排量。

3.7

机械特性 mechanical characteristics

3.7.1

频跳 chatter

安全阀阀瓣快速异常地来回运动,运动中阀瓣接触阀座。

3.7.2

颤振 flutter

安全阀阀瓣快速异常地来回运动,运动中阀瓣不接触阀座。

3.8

独立监察机构 independent authority

承担监督试验、审核安全阀排量计算书及证明书等各方面职责的机构。

3.9

检查机构 inspection authority

负责审核是否符合本标准的主管机构。其与独立监察机构可能是,也可能不是同一机构。

4 设计和性能要求

4.1 设计、材料和结构

4.1.1 总则

4.1.1.1 应设计有导向机构以保证动作和密封的稳定性。

4.1.1.2 除非阀座与阀体做成一体,否则阀座应可靠地固定在阀体上以防止在运行时松动。

4.1.1.3 应对所有外部调节机构采取上锁或铅封措施,以防止或便于发现对安全阀未经许可的调节。

4.1.1.4 用于有毒或可燃介质的安全阀应为封闭式,以防止介质向外界泄漏。

4.1.1.5 除非另外采取排泄措施,否则应在安全阀的阀体内液体可能积聚的最低部位设置排泄接口。

4.1.1.6 受力部件的设计应力应不超过相应国家标准的规定。

4.1.2 公称通径和公称压力

4.1.2.1 阀门的公称通径应符合 GB/T 1047 的规定。

4.1.2.2 阀门的公称压力级应符合 GB/T 1048 的规定。

4.1.2.3 压力—温度等级按 GB/T 9124 的规定。

4.1.3 端部连接

4.1.3.1 端部连接型式

a) 法兰连接按 GB/T 9113, GB/T 17241.6, JB/T 79 或 JB/T 2769 的规定。

b) 螺纹连接按 GB/T 7306.1~7306.2 或 JB/T 1752 的规定。

c) 焊接端部按 GB/T 12224 的规定。

d) 根据用户的要求,端部连接也可按其他标准的规定。

4.1.3.2 端部连接设计

安全阀端部连接的设计,不论其型式如何,都应使连接管道或支管的通道面积至少等于安全阀进口截面积(见图 1)。

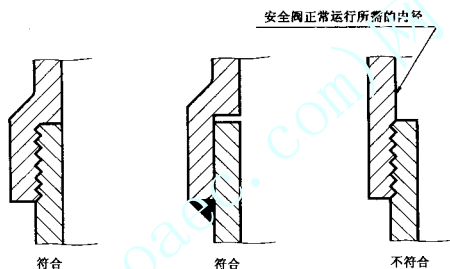


图 1 端部连接的设计

4.1.4 对安全阀弹簧的最低要求

4.1.4.1 弹簧材料

制造安全阀弹簧的材料应符合相应的材料标准的要求,并同其工作条件相适应。

4.1.4.2 弹簧标记

弹簧标记,包括打钢印或蚀刻,应限于做在其非有效圈上。

当弹簧钢丝直径小于 6 mm 时,可采用挂金属标牌或其他合适的方法来进行标记。

4.1.4.3 弹簧质量保证书

弹簧制造厂应提供有关弹簧的质量保证书,表明弹簧按安全阀制造厂的技术要求完成加工和试验。

4.1.4.4 许用应力

许用应力应参照 GB/T 1239.6 并根据以往满意的经验来确定。对弹簧的使用温度及其工作环境都应加以考虑。

4.1.4.5 弹簧圈间距

弹簧圈节距应均匀。当安全阀阀瓣达到其额定排量对应的开启高度时,弹簧工作圈之间不应发生接触。此时弹簧的变形量应小于或等于弹簧圈并紧时变形量的 80%。

4.1.4.6 检查、试验及公差

弹簧的制造质量、试验和公差应保证满足其使用功能。

所有弹簧应进行永久变形试验。即将弹簧用安全阀制造厂规定的试验负荷压缩至少 3 次后,测量

其原始自由高度；然后再将弹簧用试验负荷压缩3次，再次测量其最终自由高度。两次测量的自由高度的差值即弹簧的永久变形量应不超过其原始自由高度的0.5%。

4.1.5 安全阀材料

4.1.5.1 安全阀材料应适合于流程介质、邻接部件以及其使用环境。

4.1.5.2 导向面的材料应耐腐蚀，并应加以选择以便把产生咬伤或卡阻的可能性降至最低限度。

4.1.5.3 用于承压部件的材料应由安全阀制造厂根据技术规范来加以控制。该技术规范应确保控制材料的质量、化学成分和机械性能至少相当于相应标准的规定。

4.2 动作性能和排量

4.2.1 动作性能

4.2.1.1 整定压力偏差

整定压力偏差不应超过 $\pm 3\%$ 整定压力或 ± 0.015 MPa的较大值。

4.2.1.2 排放压力

排放压力的上限应服从有关标准或规范的规定。

4.2.1.3 开启高度

不得小于阀门制造厂标示的设计值。

4.2.1.4 启闭压差

4.2.1.4.1 对于启闭压差可调节的阀门，启闭压差的极限值根据使用要求可选择下列二者之一：

a) 启闭压差最大值为7%整定压力，最小值为2.5%整定压力；

b) 启闭压差最大值为15%整定压力。

下列情形不受上述限制：

当流道直径小于15 mm时，启闭压差最大值为15%整定压力；

当整定压力小于0.3 MPa时，启闭压差最大值为0.03 MPa。

4.2.1.4.2 对于启闭压差不可调节的阀门，启闭压差的最大值为15%整定压力。

4.2.1.4.3 对用于不可压缩介质的阀门，启闭压差的最大值为20%整定压力。但当整定压力小于0.3 MPa时，启闭压差的最大值为0.03 MPa。

4.2.2 额定排量

安全阀的额定排量应不大于试验测定排量的90%。当采用排量系数方法时，额定排量应按下列二者之一计算：

a) 理论排量乘以排量系数，再乘以0.9；

b) 理论排量乘以额定排量系数。

5 试验

5.1 出厂试验

5.1.1 目的

所有安全阀成品应进行出厂试验。试验的目的在于确保每台安全阀都满足其设计要求，其承压部件或连接部位不发生任何形式的渗漏，并调整到适合其指定的运行条件。

5.1.2 总则

所有临时用于试验的管道、连接件以及封闭装置应能承受试验压力。

试验后，应仔细地除去所有临时焊接上的附件，并将留下的焊疤磨到与基体齐平，然后用液体渗透或磁粉等无损探伤方法进行检查。

试验设备上的所有压力测量装置应按照相应国家标准的规定定期进行校准，以保证精度。

5.1.3 壳体液压试验

5.1.3.1 应用说明

封闭安全阀阀座密封面,在进口侧体腔部位施加试验压力,试验压力为其公称压力的1.5倍。

当安全阀承受附加背压力或安装于封闭的排放系统时(封闭式安全阀),应在其排放侧部位进行液压试验。试验压力为最大背压力的1.5倍。

对于向空排放的安全阀或仅在排放时产生背压力的安全阀,不需在其排放侧部位进行液压试验。

5.1.3.2 试验持续时间

试验压力应在要求的数值时保持足够长的时间,以便对各个表面和连接部位进行目视检查。试验压力的持续时间在任何情况下不得少于表1的规定。排放侧部位试验的持续时间按5.1.3.1规定的压力和出口口径来确定。

表1 壳体液压试验的试验压力最短持续时间

公称口径 DN/mm	公称压力或最大背压力/MPa		
	≤4.0	>4.0~6.4	>6.4
	试验压力的最短持续时间/min		
≤50	2	2	3
>50~65	2	2	4
>65~80	2	3	4
>80~100	2	4	5
>100~125	2	4	6
>125~150	2	5	7
>150~200	3	5	9
>200~250	3	6	11
>250~300	4	7	13
>300~350	4	8	15
>350~400	4	9	17
>400~450	4	9	19
>450~500	5	10	22
>500~600	5	12	24

注:公称口径DN>600时,试验时间应按比例增加。

5.1.3.3 安全要求

用适度纯净的水作为试验介质,试验时应排除阀体及试验管路内的空气。试验介质温度应在5℃~52℃。试验时,阀门或其部件不应承受任何形式的冲击载荷,例如锤击。

5.1.4 壳体气压试验

5.1.4.1 应用说明

应避免用气体来进行壳体试验。但在下列情况下并经有关各方同意后,可以将5.1.3规定的壳体液压试验用空气或其他合适的气体来进行:

- 设计和结构上不适于充灌液体的阀门;
- 使用工况不允许有任何微小水迹的阀门。

试验压力和加压方法按5.1.3.1的规定。

5.1.4.2 试验持续时间

试验持续时间和试验条件按5.1.3.2的规定。

5.1.4.3 安全要求

应考虑到气压试验中存在的危险性,并采取足够的预防措施。对下列有关因素要引起特别注意:

- a) 若在试验加压过程中的某个阶段阀门发生较大的破裂时,则会释放出大量的能量。因此,在升压过程中不允许人员靠近。
- b) 在设计阶段就应对试验条件下发生脆断的危险性予以充分评估,在选择要进行气压试验阀门的材料时应考虑避免在试验中发生脆断危险。这就需要在各部件材料的脆变温度和试验温度之间规定一个足够的差值。
- c) 应注意到当储罐的高压气体减压到阀门的试验压力时温度会下降这一实际情况。
- d) 对在进行气压试验的阀门,只有当升压过程完成后才可作靠近的检查。
- e) 对在进行气压试验的阀门,不得给予任何形式的冲击载荷。
- f) 应采取防止压力超过试验压力。

5.1.5 冷态试验差压力的调整

除非安全阀已预先通过了 5.1.3 或 5.1.4 规定的壳体试验,否则不允许用空气或其他气体作为试验介质对安全阀进行冷态试验差压力的调整。

5.1.6 密封试验

安全阀的密封试验按有关标准或规范的规定。

5.2 动作性能和排量试验

5.2.1 总则

安全阀的动作性能和排量应通过符合本章要求的型式试验来确定。试验介质为蒸汽、空气、水或其他性质已知的气体或液体。

5.2.1.1 应用说明

本章适用于 3.1 定义的各类安全阀。

5.2.1.2 试验

动作性能试验按 5.2.2 的规定,排量试验按 5.2.3 的规定。当这些试验分别进行时,对介质流动有影响的零部件应完整地安装在阀门中。

5.2.1.3 试验目的

试验目的在于测定在具体工作条件下阀门动作前、排放中及关闭时的各种特性,例如下列特性(但不限于此):

- a) 整定压力;
- b) 排放压力或超过压力;
- c) 开启高度;
- d) 回座压力或启闭压差;
- e) 用目视或听觉确定的阀门机械特性,如良好的回座能力,有无频跳、颤振、卡阻或有害的振动;
- f) 阀门动作的重复性;
- g) 排量或排量系数。

5.2.1.4 试验手续

试验的目的和方式是为了提供必要的资料以鉴定阀门的动作性能和排量。为此,在进行试验前,应将下列资料呈交独立监察机构并得到认可:

- a) 有关被试阀门的充分的资料,以及这些资料所代表的阀门和弹簧的系列范围;
- b) 试验装置的详细情况,包括推荐的仪表系统、试验程序和校准程序;
- c) 推荐的试验介质来源、容量、压力、温度和性质。

5.2.1.5 基于试验的结果计算

计算理论排量(见 6.2、6.3 或 6.5,及 6.4),并用此值和排放压力下的实测排量来计算安全阀的

排量系数(见 6.1)。

5.2.1.6 设计改变

当安全阀的设计改变以致影响到阀的流体通道、开启高度或性能时,应按第 5 章规定进行新的试验。

5.2.2 动作性能试验

5.2.2.1 试验要求

测定动作性能时的整定压力应是所用弹簧设计的最小整定压力。用于空气或其他气体的阀门,可用蒸汽、空气或其他性质已知的气体进行试验。用于蒸汽的阀门,应采用蒸汽进行试验。用于液体的阀门,应采用水或其他性质已知的液体进行试验。

当独立监察机构拥有经验或书面证据证明特定设计安全阀的开启高度和性能符合要求时,可以免除动作性能试验。

5.2.2.2 试验设备

试验所用压力测量仪表的误差应小于或等于仪表量程的 0.5%,试验压力应在仪表量程的 30%到 70%的范围内。

5.2.2.3 用于试验程序的阀门

试验用安全阀应能代表要求动作性能的那些阀门的设计、压力和通径系列。包括阀门进口面积与流道面积之比以及流道面积与出口面积之比都应加以考虑。

当一个阀门系列所包含的通径数大于或等于 7 时,应取 3 种通径的阀门进行试验,若该系列所包含的通径数不大于 6 种,则进行试验的通径数可减为 2 种。

当一个系列的通径范围扩大,以致先前试验的安全阀不再能代表整个系列时,则应增加进行试验的通径数。

5.2.2.4 试验程序

对每一通径的被试阀门,应采用 3 种有较大差别的弹簧进行试验。当需要对一个通径的阀门进行 3 种压力的试验时,可以在一台阀门上用 3 种有较大差别的弹簧来进行,也可以在 3 台同样通径的阀门上以 3 种有较大差别的整定压力来进行。为了确认其性能具有满意的重复性,每一试验应至少进行 3 次。

对于新设计或特殊设计的阀门,仅制造一个通径、一个整定压力时,经独立监察机构同意,可以只对该整定压力进行试验。

对于仅有一个通径而有多个整定压力的阀门,应当用能代表该阀门使用压力范围的 4 种不同的弹簧进行试验。

5.2.3 排量试验

5.2.3.1 试验要求

蒸汽用安全阀,在以蒸汽为试验介质确认其动作性能符合要求后,允许用蒸汽、空气或其他性质已知的气体为介质进行排量试验。当用蒸汽以外的介质来测定排量时,应以机械方法使阀瓣保持在用蒸汽作试验时所达到的同样开启高度。

5.2.3.2 用于试验程序的阀门

用于排量试验的安全阀应是用于动作性能试验(见 5.2.2.3)同一些的阀门,或是同样的阀门。阀门的状况应与进行动作性能试验时的阀门相同,即阀门的开启高度以及对带有调节圈的阀门其调节圈的位置应与动作性能试验时对特定通径的阀门在特定超过压力下所确定的相一致。当开启高度值在设计规定的范围内时,取其平均值。

作为一种替代方法,也可以相对于阀进口绝对压力建立排量随开启高度和调节圈位置变化的曲线。然后可以利用这些曲线并根据动作性能试验的结果来确定所要求的排量值。

5.2.3.3 试验程序

对一给定的阀门设计应以 3 种口径,每一口径以 3 种不同的压力来进行试验。但当该口径系列所包含的口径数不多于 6 种时,则试验的口径数可减少为 2 种。

当一个口径系列所包含的口径数从小于 7 种扩展到大于或等于 7 种时,则应对 3 种口径的阀门进行总共 9 种试验。

可以在一给定的进口压力下且调节阀处于某一适当位置时,建立排量系数随阀门开启高度变化的曲线。利用内插法可从该曲线确定中间开启高度下的排量系数。还应进行试验来确定排量系数随进口压力和调节阀相应位置的变化情况。如果这种变化并不发生,则排量系数随开启高度变化的曲线可以如上述那样加以应用;若有变化,则独立监察机构将要求建立有关这些变化的补充曲线。

对新设计或专门设计的阀门,仅制造一个口径而有多个整定压力时,应在 4 种不同整定压力下进行试验。这些试验压力应能代表阀门使用的压力范围,或由试验设备的能力来决定。根据这 4 次试验测定的排量作出对应于进口绝对压力的图点,并通过这 4 点和 0-0 点作一直线。如果不是所有的图点都落在该直线的 $\pm 5\%$ 范围内,独立监察机构将要求作补充的试验,直到确信满足这一要求为止。对于液体介质,应根据 4 次试验测定的排量,在对数坐标纸上作出对应于试验压差(进口压力减去背压力)的图点,并通过这 4 点作一直线。

在所有情况下,在试验设备条件限度内,试验阀门的口径和压力范围应能代表该设计的系列。若阀门口径较大,超出了试验设备的流量试验能力,独立监察机构将根据其判断考虑在安装现场进行排量验证试验的可能性。

可以使用 3 种不同口径但几何形状相似的样机来进行试验以测定排量系数,但被验证的阀门设计的至少一种阀门的动作性能应是通过试验得到证实的。

在所述的一切排量试验方法中,其各个最终试验结果对其算术平均值的偏差都不得超过 $\pm 5\%$ 。否则独立监察机构将要求作补充的试验,直到满足这一判断。

5.2.3.4 试验中阀门的调节

试验进行中,不应调节阀作任何调节。当试验工况有任何变动或偏离时,应给予足够的时间使流量、温度和压力达到稳定后再读取测量值。

5.2.3.5 试验记录和试验结果

试验记录应包括对试验项目的观察、测量、仪表读数和仪表校准记录(如果需要)。原始试验记录应由进行试验的机构保存。全部试验记录的副本应提供给试验有关各方。修改部分和修正的数值也应分别列入试验记录。

5.2.3.6 排量试验设备

试验设备的设计和作操作应使试验测定的实际排量的误差保持在 $\pm 2\%$ 以内。

5.2.4 排量系数的确定

排量系数的确定见 6.1。

6 排量的确定

6.1 排量系数的确定

6.1.1 排量系数 K_d

排量系数 K_d 可按下式计算:

$$K_d = \frac{W}{W_t} \quad \dots\dots\dots (1)$$

式中:

W ——试验所得实际排量;

W_t ——计算所得理论排量。

6.1.2 额定排量系数 K_{dr}

额定排量系数 K_{dr} 系由排量系数按下式计算:

$$K_{dr} = K_d \times 0.9 \quad \dots\dots\dots(2)$$

6.2 用蒸汽作为试验介质时的理论排量

6.2.1 干饱和蒸汽的理论排量计算

这里干饱和蒸汽是指最小干度为 98 % 或最大过热度为 10℃ 的蒸汽。

当压力为 0.1 MPa 至 11 MPa 时:

$$W_{ts} = 5.25AP_d \quad \dots\dots\dots(3)$$

当压力大于 11 MPa 至 22 MPa 时:

$$W_{ts} = 5.25AP_d \left(\frac{27.644P_d - 1000}{33.242P_d - 1061} \right) \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中:

W_{ts} ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

6.2.2 过热蒸汽的理论排量计算

这里过热蒸汽是指过热度大于 10℃ 的蒸汽。

当压力为 0.1 MPa 至 11 MPa 时:

$$W_{tsh} = 5.25AP_d K_{sh} \quad \dots\dots\dots(5)$$

当压力大于 11 MPa 至 22 MPa 时:

$$W_{tsh} = 5.25AP_d \left(\frac{27.644P_d - 1000}{33.242P_d - 1061} \right) K_{sh} \quad \dots\dots\dots(6)$$

式中:

W_{tsh} ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

K_{sh} ——过热修正系数(其圆整数见表 2)。

6.2.3 一种理论排量计算方法

干饱和蒸汽和过热蒸汽的理论排量 W_i 也可按下式计算(无压力限制):

$$W_i = 0.9118AC \sqrt{\frac{P_d}{V}} \quad \dots\dots\dots(7)$$

式中:

W_i ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

V ——实际排放压力和排放温度下的比体积,单位为立方米每千克(m³/kg);

C ——绝热指数 k 的函数(见下式,其圆整数见表 3)。

$$C = 3.948 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{(k+1)/(k-1)}{2}}} \quad \dots\dots\dots(8)$$

此处, k 为排放时间阀进口状况下的绝热指数。如果不能获得在该状况下的 k 值,则应取在 0.1013 MPa 和 15℃ 时的值。

注:由于公式来源不同,从式(5)和(6)得到的结果未必与从式(7)得到的相同,但其差值是很小的。

表 3 与 k 值对应的 C 值

k	C	k	C	k	C	k	C	k	C	k	C
0.40	1.65	0.84	2.24	1.02	2.41	1.22	2.58	1.42	2.72	1.62	2.84
0.45	1.73	0.86	2.26	1.04	2.43	1.24	2.59	1.44	2.73	1.64	2.85
0.50	1.81	0.88	2.28	1.06	2.45	1.26	2.61	1.46	2.74	1.66	2.86
0.55	1.89	0.90	2.30	1.08	2.46	1.28	2.62	1.48	2.76	1.68	2.87
0.60	1.96	0.92	2.32	1.10	2.48	1.30	2.63	1.50	2.77	1.70	2.89
0.65	2.02	0.94	2.34	1.12	2.50	1.32	2.65	1.52	2.78	1.80	2.94
0.70	2.08	0.96	2.36	1.14	2.51	1.34	2.66	1.54	2.79	1.99	2.99
0.75	2.14	0.98	2.38	1.16	2.53	1.36	2.68	1.56	2.80	2.00	3.04
0.80	2.20	0.99	2.39	1.18	2.55	1.38	2.69	1.58	2.82	2.10	3.09
0.82	2.22	1.001	2.40	1.20	2.56	1.40	2.70	1.60	2.83	2.20	3.13

6.3 用空气或其他气体作为试验介质时的理论排量

6.3.1 临界流动和亚临界流动

在达到临界流动之前,气体或蒸气通过一个孔口(例如安全阀的流道)的流量是随着下游压力的减小而增加的。一旦达到临界流动,下游压力的进一步减小将不会使流量继续增加。

在下列条件下达到临界流动:

$$\frac{P_b}{P_d} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

在下列条件下为亚临界流动:

$$\frac{P_b}{P_d} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

这里假定兰金(Rankine)定律有效。

式中:

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

P_b ——背压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

k ——在排放时进口状况下的绝热指数(对于理想气体, k 等于比热容比)。

6.3.2 临界流动下的理论排量计算

$$W_{ig} = 10AP_d C \sqrt{\frac{M}{ZT}} = 0.9118AC \sqrt{\frac{P_d}{V}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

这里假定兰金定律有效。

式中:

W_{ig} ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

C ——绝热指数 k 的函数[其圆整数见表 3,其计算见式(8)];

M ——气体的分子量,单位为千克每千摩尔(kg/kmol);

T ——实际排放温度,单位为开尔文(K);

Z ——压缩系数,在许多情况下 Z 为 1,可以不计(见图 B.1);

V ——实际排放压力和排放温度下的比体积,单位为立方米每千克(m³/kg)。

6.3.3 亚临界流动下的理论排量计算

$$W_{th} = 10AP_dCK_b \sqrt{\frac{M}{ZT}} = 0.9118ACK_b \sqrt{\frac{P_d}{V}} \dots\dots\dots(12)$$

式中：

K_b ——亚临界流动下的理论排量修正系数(其圆整数见表4)。

$$K_b = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{P_b}{P_d} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_b}{P_d} \right)^{\frac{(k+1)7}{k}} \right]} \dots\dots\dots(13)$$

表4 亚临界流动下的理论排量修正系数 K_b

P_b/P_d	绝 热 指 数 k																					
	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.001	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2			
	亚临界流动下的排量修正系数 K_b																					
0.45																				1.000	0.999	0.999
0.50														1.000	1.000	0.999	0.996	0.994	0.992	0.989		
0.55									0.999	1.000	0.999	0.997	0.994	0.991	0.987	0.983	0.979	0.975	0.971			
0.60							1.000	0.999	0.997	0.993	0.989	0.983	0.978	0.972	0.967	0.961	0.955	0.950	0.945			
0.65						0.999	0.995	0.989	0.982	0.974	0.967	0.959	0.951	0.944	0.936	0.929	0.922	0.915	0.909			
0.70			0.999	0.999	0.993	0.985	0.975	0.964	0.953	0.943	0.932	0.922	0.913	0.903	0.895	0.886	0.879	0.871	0.864			
0.75		1.000	0.995	0.983	0.968	0.953	0.938	0.923	0.909	0.896	0.884	0.872	0.861	0.851	0.841	0.832	0.824	0.815	0.808			
0.80	0.999	0.985	0.965	0.942	0.921	0.900	0.881	0.864	0.847	0.833	0.819	0.806	0.794	0.783	0.773	0.764	0.755	0.747	0.739			
0.82	0.992	0.970	0.944	0.918	0.894	0.872	0.852	0.833	0.817	0.801	0.787	0.774	0.763	0.752	0.741	0.732	0.723	0.715	0.707			
0.84	0.979	0.948	0.917	0.888	0.862	0.839	0.818	0.799	0.782	0.766	0.752	0.739	0.727	0.716	0.706	0.697	0.688	0.680	0.672			
0.86	0.957	0.919	0.884	0.852	0.800	0.779	0.759	0.742	0.727	0.712	0.700	0.688	0.677	0.667	0.667	0.658	0.649	0.641	0.634			
0.88	0.924	0.881	0.842	0.809	0.780	0.755	0.733	0.714	0.697	0.682	0.668	0.655	0.644	0.633	0.624	0.615	0.606	0.599	0.592			
0.90	0.880	0.831	0.791	0.757	0.728	0.703	0.681	0.662	0.645	0.631	0.617	0.605	0.594	0.584	0.575	0.566	0.558	0.551	0.544			
0.92	0.820	0.769	0.727	0.693	0.664	0.640	0.619	0.601	0.585	0.571	0.559	0.547	0.537	0.527	0.519	0.511	0.504	0.497	0.490			
0.94	0.739	0.687	0.647	0.614	0.587	0.565	0.545	0.528	0.514	0.501	0.489	0.479	0.470	0.461	0.453	0.446	0.440	0.434	0.428			
0.96	0.618	0.570	0.542	0.513	0.489	0.469	0.452	0.438	0.425	0.414	0.404	0.395	0.387	0.380	0.373	0.367	0.362	0.357	0.352			
0.98	0.462	0.422	0.393	0.371	0.353	0.337	0.325	0.314	0.306	0.296	0.289	0.282	0.277	0.271	0.266	0.262	0.258	0.254	0.251			
1.00	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

6.4 背压力影响的排量修正

若安全阀的排量与背压力有关,比如在亚临界流动情况下,则即使开启高度保持不变,但考虑到排量的减少仍需进行排量修正。

对于开启高度是背压力函数的阀门,需要时,制造厂应提供经独立监察机构验证的专门资料。

6.5 用液体作为试验介质时的理论排量

用液体作为试验介质时的理论排量按下式计算:

$$W_{th} = 5.09A \sqrt{\rho \Delta P} \dots\dots\dots(14)$$

式中:

W_{th} ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

- ρ ——密度,单位为千克每立方米(kg/m^3);
 ΔP ——压差,其值为 $P_d - P_b$,单位为兆帕(MPa);
 此处: P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);
 P_b ——背压力,单位为兆帕(MPa)(绝压)。

6.6 液体排量的黏度修正系数

液体排量的黏度修正系数见附录 D。

6.7 任意介质理论排量计算的替代方法

任意介质理论排量计算的替代方法见附录 E。

7 当量排量计算

只有当超过压力大于进行排量试验(见 5.2.3)的超过压力时,可以进行当量排量计算;但若超过压力小于试验时的超过压力,则不允许计算当量排量。

阀门在试验背压力下达到临界流动时所确定的额定排量系数可能不同于在较高背压力下的排量系数。亚临界流动情况下的当量排量计算只适用于当量理论排量。

应注意,铭牌(见 8.2)上给出的是对应于试验证明书所用流体的数据,而不是当量计算排量。

7.1 用于排放气体或蒸汽的阀门

通常,对所谓气体和蒸汽并未予以区分,术语“气体”是气体和蒸汽两者的通称。

计算任意气体的当量排量时,流道面积和排量系数应假定不变,并应用第 6 章中的公式。

7.2 当量排量的计算

所采用的公式取决于确定所述安全阀额定排量时所使用的基准流体(见第 6 章)。7.2.1 至 7.2.4 给出了当量排量公式的例子。

7.2.1 基准流体——干饱和蒸汽

7.2.1.1 过热蒸汽的当量排量按下式计算:

$$W_{\text{esh}} = W_{\text{rs}} \times K_{\text{sh}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中:

W_{esh} ——认可的过热蒸汽当量排量,单位为千克每小时(kg/h);

W_{rs} ——干饱和蒸汽额定排量,单位为千克每小时(kg/h);

K_{sh} ——过热修正系数。

7.2.1.2 湿蒸汽的当量排量按下式计算:

$$W_{\text{ew}} = \frac{W_{\text{rs}}}{X} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中:

W_{ew} ——认可的湿蒸汽当量排量,单位为千克每小时(kg/h);

W_{rs} ——干饱和蒸汽额定排量,单位为千克每小时(kg/h);

X ——阀门进口处湿蒸汽干度。

7.2.1.3 气体的当量排量

a) 压力为 0.1 MPa 至 11 MPa 时:

$$\frac{W_{\text{rs}}}{5.25 P_d} = \frac{W_{\text{eg}}}{10 P_d C_g \sqrt{M_g / Z_g T_g}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

下标 g 表示任意气体。

式中:

W_{rs} ——干饱和蒸汽额定排量,单位为千克每小时(kg/h);

W_{eg} ——认可的气体当量排量,单位为千克每小时(kg/h);

- P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);
 C_g ——绝热指数 k 的函数[其圆整数见表 3,其计算见式(8)];
 M_g ——气体的分子量,单位为千克每千摩尔(kg / kmol);
 T_g ——实际排放温度,单位为开尔文(K);
 Z_g ——压缩系数,在许多情况下 Z 为 1,可以不计(见图 B. 1)。

b) 压力大于 11 MPa 至 22 MPa 时:

$$\frac{W_{eg}}{5.25P_d \left(\frac{27.644P_d - 1000}{33.242P_d - 1061} \right)} = \frac{W_{eg}}{10P_d C_g \sqrt{M_g/Z_g T_g}} \dots\dots\dots(18)$$

下标 g 表示任意气体。式中符号的含义与式(17)相同。

7.2.2 基准流体——过热蒸汽

7.2.2.1 干饱和蒸汽的当量排量

a) 压力为 0.1 MPa 至 11 MPa 时:

$$\frac{W_{rsh}}{0.9118C \sqrt{P_d/V}} = \frac{W_{es}}{5.25P_d} \dots\dots\dots(19)$$

式中:

- W_{rsh} ——过热蒸汽额定排量,单位为千克每小时(kg / h);
 W_{es} ——认可的干饱和蒸汽当量排量,单位为千克每小时(kg / h);
 P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);
 C ——绝热指数 k 的函数[其圆整数见表 3,其计算见式(b)];
 V ——实际排放压力和排放温度下的比体积,单位为立方米每千克(m^3 / kg)。

b) 压力大于 11 MPa 至 22 MPa 时:

$$\frac{W_{rsh}}{0.9118C \sqrt{P_d/V}} = \frac{W_{es}}{5.25P_d \left(\frac{27.644P_d - 1000}{33.242P_d - 1061} \right)} \dots\dots\dots(20)$$

式中符号的含义与式(19)相同。

7.2.2.2 气体的当量排量

根据公式(11)所给出的饱和蒸汽与过热蒸汽排量间的关系,可得出:

a) 压力为 0.1 MPa 至 11 MPa 时:

$$\frac{W_{rsh}}{5.25P_d K_{sh}} = \frac{W_{eg}}{10P_d C_g \sqrt{M_g/Z_g T_g}} \dots\dots\dots(21)$$

下标 g 表示任意气体。

式中:

- W_{rsh} ——过热蒸汽额定排量,单位为千克每小时(kg / h);
 W_{eg} ——认可的气体当量排量,单位为千克每小时(kg / h);
 P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);
 K_{sh} ——过热修正系数(其圆整数见表 2);
 C_g ——绝热指数 k 的函数[其圆整数见表 3,其计算见式(8)];
 M_g ——气体分子量,单位为千克每千摩尔(kg / kmol);
 T_g ——实际排放温度,单位为开尔文(K);
 Z_g ——压缩系数,在许多情况下 Z 为 1,可以不计(见图 B. 1)。

b) 压力大于 11 MPa 至 22 MPa 时:

$$\frac{W_{rsh}}{5.25P_d \left(\frac{27.644P_d - 1000}{33.242P_d - 1061} \right) K_{sh}} = \frac{W_{eg}}{10P_d C_g \sqrt{M_g/Z_g T_g}} \dots\dots\dots(22)$$

下标 g 表示任意气体。式中符号的含义与式(21)相同。

下列 c) 可代替上述 a) 和 b)。

c) 无任何压力限制:

$$\frac{W_{\text{reb}}}{0.9118C\sqrt{P_d/V}} = \frac{W_{\text{eg}}}{10P_dC_g\sqrt{M_{g^2}/Z_{g^2}/T_{g^2}}} \dots\dots\dots (23)$$

下标 g 表示任意气体。

式中:

V ——实际排放压力和排放温度下的比体积,单位为立方米每千克(m^3/kg)。

其余符号的含义与式(21)相同。

注:由于公式的来源不同,从式(21)或式(22)得到的结果未必与从式(23)得到的相同,但其差值是很小的。

7.2.3 基准气体

基准气体指已知性质的气体(用下标 1 表示)。

气体(用下标 2 表示)的当量排量按下式计算:

$$\frac{W_{\text{e}1}}{10P_dC_{\text{r}1}\sqrt{M_{\text{r}1}/Z_{\text{r}1}/T_{\text{r}1}}} = \frac{W_{\text{e}2}}{10P_dC_{\text{r}2}\sqrt{M_{\text{r}2}/Z_{\text{r}2}/T_{\text{r}2}}} \dots\dots\dots (24)$$

式中:

$W_{\text{e}1}$ ——基准气体(用下标 1 表示)额定排量,单位为千克每小时(kg/h);

$W_{\text{e}2}$ ——认可的气体(用下标 2 表示)当量排量,单位为千克每小时(kg/h);

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

C_r ——绝热指数 k 的函数[其圆整数见表 3,其计算见式(8)];

M_r ——气体分子量,单位为千克每千摩尔(kg/kmol);

T_r ——实际排放温度,单位为开尔文(K);

Z_r ——压缩系数,在许多情况下 Z 为 1 可以不计(见图 B.1)。

注:式中符号的下标 1 和 2 分别表示基准气体和要计算当量排量的气体。

7.2.4 基准液体

基准液体指已知性质的液体(用下标 1 表示)

参见 6.6 及附录 D。

以液体为基准流体的额定排量只可用来计算液体的当量排量,但不能用来计算蒸汽、气体或闪蒸液体的当量排量。

液体(用下标 2 表示)的当量排量按下式计算:

$$W_{\text{e}2} = W_{\text{r}1} \frac{\sqrt{\rho_{1,2}\Delta P_{1,2}}}{\sqrt{\rho_{1,1}\Delta P_{1,1}}} \dots\dots\dots (25)$$

式中:

$W_{\text{e}2}$ ——认可的液体(用下标 2 表示)当量排量,单位为千克每小时(kg/h);

$W_{\text{r}1}$ ——液体(用下标 1 表示)额定排量,单位为千克每小时(kg/h);

$\rho_{1,1}$ ——液体(用下标 1 表示)的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3);

$\rho_{1,2}$ ——液体(用下标 2 表示)的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3);

$\Delta P_{1,1}$ ——液体(用下标 1 表示)的压差,单位为兆帕(MPa);

$\Delta P_{1,2}$ ——液体(用下标 2 表示)的压差,单位为兆帕(MPa)。

8 标志和铅封

8.1 安全阀阀体上的标志

阀体上的标志可与阀体一起做出,也可标在固定于阀体的标牌上。在所有安全阀的阀体上至少应

标志以下内容：

- a) 进口口径 DN；
- b) 阀体材料代号；
- c) 制造厂名或商标；
- d) 指明介质流向的箭头。

8.2 铭牌上的标志

固定于安全阀的铭牌上至少应标志下列内容：

- a) 阀门设计的极限工作温度，℃；
- b) 整定压力，MPa；
- c) 制造厂的产品型号；
- d) 标明基准流体(空气用 G, 蒸汽用 S, 水用 L 表示)的额定排量系数或额定排量(标明单位)。流体代号可置于额定排量系数或额定排量之前或之后。例如 G-0.815 或 G-100 000 kg/h；
- e) 流道面积，mm²，或流道直径，mm；
- f) 最小开启高度，mm，以及相应的超过压力(以整定压力的百分数表示)。

8.3 安全阀的铅封

所有安全阀应由制造厂、其代表或有关负责机构进行铅封。

9 质量保证体系

9.1 制造厂应建立并保持一个质量保证体系，以保证本标准的所有要求得到满足。该体系还应保证所有安全阀的性能与接受初始试验以确定动作和排量特性的代表性阀门的性能相类似。

9.2 制造厂应能提供一个关于其将要运用的质量体系的书面的描述，以供检查机构审核和认可。

注：附录 C 提供了质量保证体系所包含要素的典型概要。

9.3 该质量体系可以包含一些措施以满足对 3.1 规定的附加要求。制造厂可以对体系的这些附加措施加以改变而不必担保预先得到检查机构的认可。

10 安全阀的安装

10.1 环境条件

对于可能给安全阀性能造成负面影响的天气条件、工艺流程条件或其他环境条件应给予适当的考虑。

10.2 安装

10.2.1 汽荡或锤击现象会导致安全阀排量减少或使密封面及其他零件受到损伤。为把这样的危险降至最低限度，在安装安全阀时对下列各点应予以考虑。

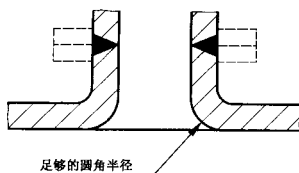
10.2.2 如果打算将安全阀安装于非垂直向上的位置，应得到制造厂的同意，并注意使指示介质流向的箭头(按 8.1 的要求)指向正确的方向。

10.2.3 安全阀安装于一个进口支管上时，该支管的通道最小截面积应不小于安全阀进口截面积(见 4.1.3.2)。这一点很重要。

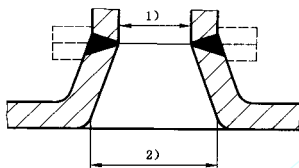
10.2.4 安全阀的安装位置应尽可能靠近被保护的系统，其进口支管应短而直。对于高压力和/或高排量的场合，进口支管在其入口处应有足够大的圆角半径，或者具有一个锥形通道，锥形通道的入口处截面积近似为出口处截面积 A 的两倍(如图 2 所示)。

10.2.5 安全阀的进口支管决不应设置在某一支管的正对面。

注：在本文中，切换阀或 Y 型接头不被看作是支管。



a) 足够的圆角半径的入口



1) 面积 A 2) 面积 2A

b) 锥形通道

图 2 安全阀进口支管

10.3 进口管道

10.3.1 在进口支管中或在被保护设备与安全阀之间的压力降应不超过整定压力的 3% 或最大允许启闭压差的 1/3 (以在实际排放时的较小者为准)。

10.3.2 对安装安全阀的管道或容器应给予足够的支撑, 以保证振动不会传递到安全阀。

10.3.3 所有相关管道的安装方式应避免对安全阀产生过大的应力, 以防导致阀门变形和泄漏。

10.3.4 在安全阀进口安装隔离装置时, 应不违背国家的法律或规范的要求。

10.4 排放管道

10.4.1 同安全阀连接的排放管道的设计和安装应不影响安全阀的排量, 同时应充分考虑安全阀排放反作用力对安全阀进口连接部位的影响。

10.4.2 排放管道的横截面积应不小于安全阀出口截面积。当多个安全阀向一个总管排放时, 计算排放总管的横截面积应保证排放总管能够接受所有可能同时向其排放的安全阀的排放量。此处还应考虑 10.4.3 的要求。

10.4.3 对安全阀出口侧存在的可能影响整定压力和/或排量的背压力 (排放背压力和/或附加背压力) 应予以考虑。

10.4.4 安全阀的排放或疏液应导至安全地点。应特别注意危险介质的排放及疏液。

10.4.5 应避免出现任何可能导致排放管道系统阻塞的条件。凡适用的场合都应设置疏水管。

10.4.6 在安全阀出口安装隔离装置时, 应不违背国家的法律或规范的要求。

10.5 安全阀的可接近性

安全阀的安装应使人员可以接近以进行功能试验和维修。

11 安全阀的调整、维护和修理

11.1 安全阀的调整和修理, 包括改变整定压力, 应由安全阀的制造厂、制造厂授权的代表、或经专业培训取得相应资格的人员来执行。

11.2 修理安全阀所用的关键备件应由原制造厂提供; 如果由授权的代理机构制造时, 则应满足原零件

的技术要求。所谓“关键零件”是指其设计状况对保证安全阀的性能具有关键性影响的零件,至少包括喷嘴(阀座)、阀瓣、阀瓣座、阀瓣芯、导向套、阀杆或阀杆组件、调节圈和弹簧。

11.3 如果要改变安全阀的整定压力,应向制造厂询问阀门设计对变更后工作条件的适用性。制造厂应决定是否需要调换弹簧。只有符合制造厂标准的弹簧才可使用。负责变更整定压力的机构应给阀门装上标明整定压力和其他相关参数变化的铭牌。已变更的原始标志应划掉,但应保持可辨认。

11.4 该安全阀至少应通过试验来确认其整定压力和密封性。

11.5 一个标明负责修理机构的标牌应永久地安装在安全阀上(如果负责修理的机构不是阀门的制造厂,建议将标牌紧靠制造厂铭牌安装)。阀门试验满足要求后,负责修理的机构应对所有外部调节机构进行铅封。

附录 A

(资料性附录)

过热修正系数 K_{sh} 的推导

A.1 过热修正系数 K_{sh} 是在给定的进口过热工况下喷嘴的单位面积最大等熵流量 q_{mshmax} 与在同样进口压力的干饱和工况下的奈培(Napier)流量 q_{ms} 的比值,即:

$$K_{sh} = \frac{q_{mshmax}}{q_{ms}} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

A.2 对单位面积等熵流量 q_{msh} 采取逐步逼近法直到收敛于单位面积最大流量,从而获得在过热工况下的单位面积最大等熵流量 q_{mshmax} 。而 q_{msh} (单位为 $\text{kg} / \text{h} / \text{mm}^2$) 按下式计算:

$$q_{msh} = \frac{u}{V} \times 3.6 \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

u ——理想收敛喷嘴的喉部流速,单位为米每秒(m / s);

V ——喉部的比体积,单位为立方米每千克(m^3 / kg)。

其中:

$$u = \sqrt{2(h - h_t)} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

式中:

h ——进口处的焓,单位为焦耳每千克(J / kg);

h_t ——喉部的焓,单位为焦耳每千克(J / kg)。

附 录 B
(资料性附录)
压缩系数 Z 的推导

B.1 压缩系数的确定

排放工况下的压缩系数 Z 可根据气体的精确数据用下式求得：

$$Z = 10^6 P_d VM / RT \quad \dots\dots\dots (B.1)$$

式中：

P_d ——实际排放压力，单位为兆帕(MPa)(绝压)；

T ——实际排放温度，单位为开尔文(K)；

V ——实际排放压力和排放温度下的比体积，单位为立方米每千克(m^3 / kg)；

M ——气体的分子量，单位为千克每千摩尔($kg / kmol$)；

R ——通用气体常数， $R=8314 N \cdot m / (kmol \cdot K)$ 。

在没有精确数据的情况下，可根据气体的对比温度 $T_r = T / T_c$ 和对比压与 $P_r = P_d / P_c$ 从图 B.1 得到压缩系数。此处， T_c 和 P_c 是纯气体的临界温度和临界压力。

B.2 实例

安全阀的整定压力为 1.5 MPa(表压)，在 60℃ 和 10 % 超过压力下排放氨气。从图 B.1 确定 Z 值如下：

排放压力 $P_d = 1.5 + 0.15 + 0.1 = 1.75 MPa$ (绝压)

排放温度 $T = 60 + 273 = 333 K$

临界压力 $P_c = 11.46 MPa$

临界温度 $T_c = 405.6 K$

$$P_r = \frac{P_d}{P_c} = \frac{1.75}{11.46} = 0.153 \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{333}{405.6} = 0.82 \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

从图 B.1 查得 $Z = 0.89$ 。

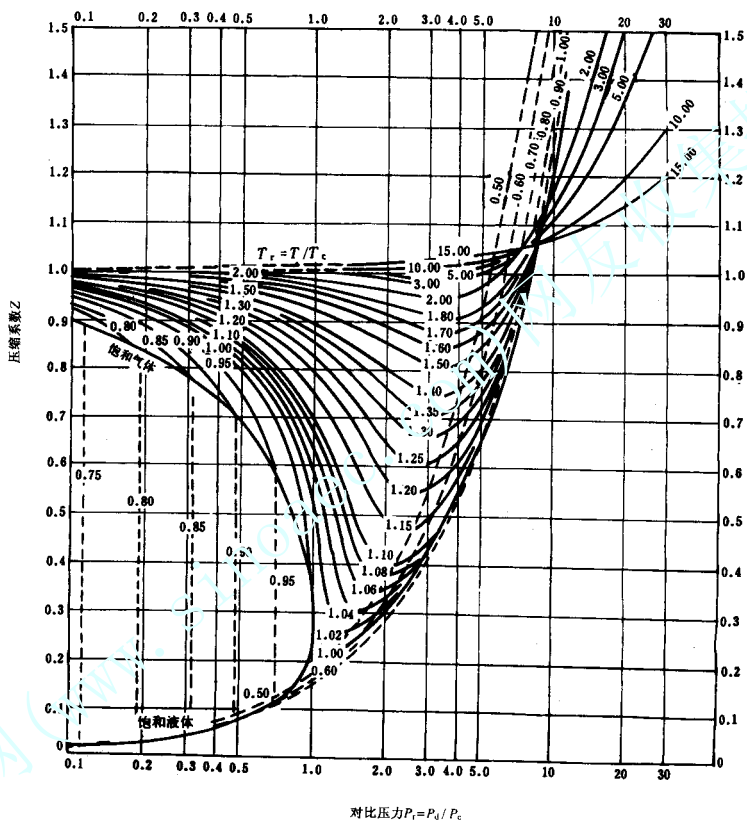
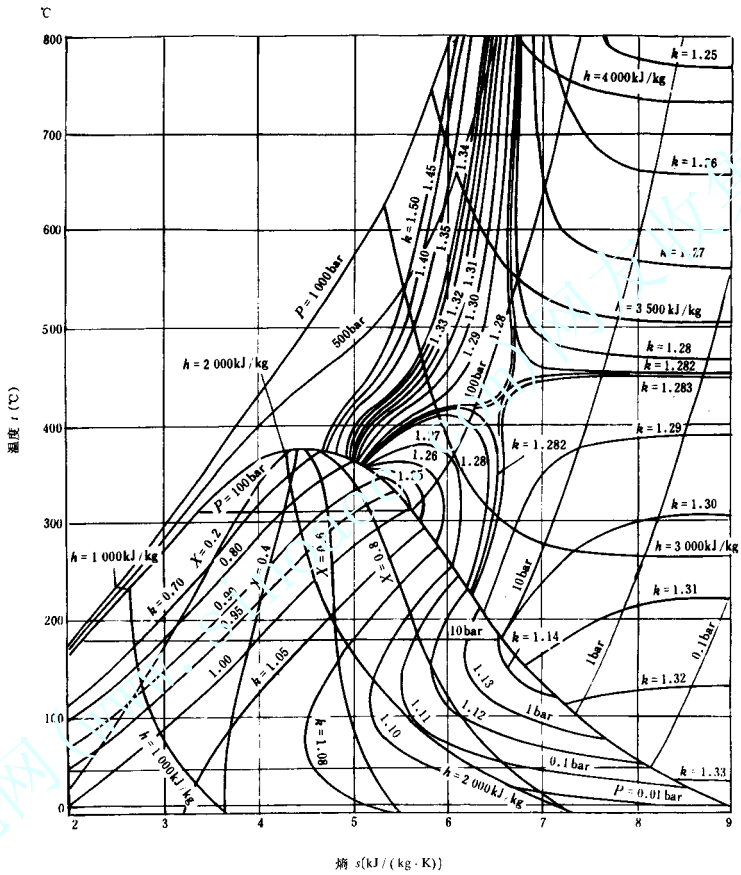


图 B.1 压缩系数 Z 与对比压力 $P_r = P_d/P_c$ 和对比温度 $T_r = T/T_c$ 的关系



绝热指数 k 由公式 $k = -\frac{V}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_s$ 确定

图 B.2 蒸汽绝热指数

附录 C

(资料性附录)

质量保证体系中所包含要素的典型概要

C.1 工作范围

质量保证体系的书面描述应包含体系适用的工作的范围和场所。

C.2 权力和责任

应明确规定负责质量保证体系的机构和人员的权力和责任。

C.3 组织机构

要求有一个组织机构图表,表明管理部门同技术、采购、加工、制作、检验和质量控制部门之间的关系。这一图表的目的在于区分不同的组织部门并赋予他们特定的职责功能。这些要求并不打算剥夺制造厂的下述权力:即建立和随时变更其认为合适的任何组织形式的权力。执行质量控制功能的人员应具有充分的责任、权力和组织上的自由以便识别质量控制问题并采取、推荐或提供解决措施。

C.4 质量保证体系审核

制造厂应确保并证实质量保证体系的持续有效性。

C.5 图样、设计计算书和技术规范书的控制

制造厂的质量保证体系应包含这样的措施,以保证最新适用的图样、设计计算书、技术规范书和指导书(包括所有授权的变更)被用于制造、检查、检验和试验过程。

C.6 采购控制

制造厂应保证所有采购的材料和服务符合规定的要求,所有采购合同对采购的材料和服务有详细的规定。

C.7 材料控制

制造厂应具有一个材料控制系统,以保证所接收的材料是适当标识的,拥有任何需要的书面记录并同材料相对应,同时验证材料符合规定的要求。材料控制系统应保证只有指定的材料用于制造。制造厂应通过一个能在制造过程的所有阶段对材料检验状态进行标识的系统来保持对材料在制造过程的控制。

C.8 制造控制

制造厂应保证制造作业是在受控条件下按照成文的工作指导书来进行。制造厂应对每一项影响质量又适合检验的作业提交检验,否则应对作业安排适当的监控。

C.9 质量控制计划

制造厂的质量控制计划应描述制造作业,包括本标准中指明的检查和检验。

C.10 焊接

质量控制系统应包含保证焊接符合规定要求的措施。焊工应经资格评定满足适当标准的要求,其

资格评定记录在需要时应能提交给检查机构。

C.11 无损检查

应制定措施以便在需要时使用无损检查来保证材料和部件符合规定的要求。无损检查人员应由其雇主授权,并/或经认可的国家机关考核合格。其授权或资格考核记录在需要时应能提交给检查机构。

C.12 不符合项

制造厂应制定程序以控制不符合规定要求的物项。

C.13 热处理

制造厂应提供控制手段以保证所有需要的热处理得以实施。应采取能够验证热处理要求的措施。

C.14 检验状态

制造厂应保持一个在制造的所有阶段对材料的检验状态进行标识的系统,并能够区分已检验和未检验的材料。

C.15 测量和试验设备的校准

制造厂应配备用来验证符合规定要求的检验、测量和试验设备,并进行控制、校准和维修。校准应能溯源到国家标准器。校准记录应予保存。

C.16 记录保存

制造厂应拥有一个系统以保存那些表明达到要求的质量和表明质量体系有效运行的检验记录、射线照片和数据报告。

C.17 表式

质量控制系统中使用的表式以及应用这些表式的详细程序应能提供审核。质量保证体系的书面描述应涉及这些表式。

C.18 检查机构

制造厂应让检查机构能在制造厂内获得质量保证体系书面描述的现行复制件。制造厂的质量保证体系应作出规定,使检查机构能在制造厂内接触到所有图纸、计算书、技术规范书、程序、工艺卡片、维修程序、记录、试验结果,以及任何对检查机构按本附录的规定履行职责所需要的其他文件。制造厂可以规定以文件原件或以其复印件提供给检查机构。

附录 D

(资料性附录)

对于液体的黏度修正系数

如下所述,黏度修正系数用来确定用于黏性液体的安全阀的理论排量。

对于非黏性液体($\mu \leq 0.020 \text{ Pa} \cdot \text{s}$),理论排量由下式计算得到:

$$W_{il} = 5.09A \sqrt{\rho \Delta P}$$

式中:

W_{il} ——非黏性液体的理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

ΔP ——压差,单位为兆帕(MPa);

$\Delta P = P_d - P_b$

ρ ——密度,单位为千克每立方米(kg/m³)。

通过计算以确定在流道截面处的雷诺数:

$$Re = \frac{W_{il} K_d}{3.6 \mu} \sqrt{\frac{4}{\pi A}} \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

K_d ——排量系数;

μ ——动力黏度,单位为帕秒(Pa·s)。

然后利用图 D.1 由雷诺数确定黏度修正系数 K_r 。

按黏度修正后的理论排量 W_{ilv} 由下式算出:

$$W_{ilv} = K_r W_{il} = 5.09 K_r A \sqrt{\rho \Delta P} \dots\dots\dots (D.2)$$

此处, W_{ilv} 的单位为千克每小时(kg/h)。

上述关系式仅当雷诺数大于或等于 400 时才适用。否则液体将被认为黏性过大而不适用上式,此时为确定 W_{ilv} 应作专门研究。

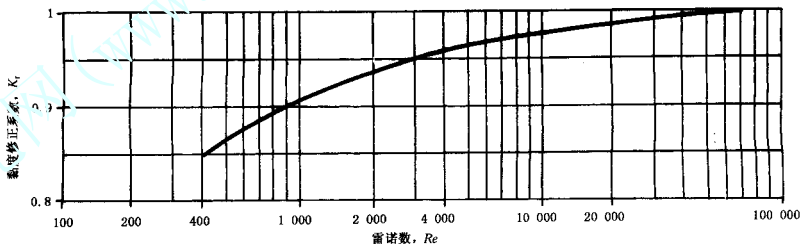


图 D.1 K_r 同 Re 的关系

附录 E
(资料性附录)

理论排量计算的替代方法

对于任意流体,理论排量可利用第二流量指数由下式给出:

$$W_t = 5.09BA \sqrt{\frac{\Delta P}{V}} \quad \dots\dots\dots (E.1)$$

式中:

W_t ——理论排量,单位为千克每小时(kg/h);

B ——第二流量指数,为绝热指数 k 和压力比 P_b/P_d 的函数;

A ——流道面积,单位为平方毫米(mm²);

ΔP ——压差,单位为兆帕(MPa);

$$\Delta P = P_d - P_b$$

此处:

P_d ——实际排放压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

P_b ——背压力,单位为兆帕(MPa)(绝压);

V ——实际排放压力和排放温度下的比体积,单位为立方米每千克(m³/kg)。

对于可压缩流体,第二流量指数 B 可用内插法从表 E.1 得到,也可按下列公式计算。

当为音速膨胀时:

$$B(k, P_b/P_d) = \frac{C}{3.948 \sqrt{2(1 - P_b/P_d)}} \quad \dots\dots\dots (E.2)$$

当为亚音速膨胀时:

$$B(k, P_b/P_d) = \frac{K_b C}{3.948 \sqrt{2(1 - P_b/P_d)}} \quad \dots\dots\dots (E.3)$$

式中:

C ——绝热指数 k 的函数(其圆整数见表 3,其计算见式(8));

K_b ——亚临界流动下的理论排量修正系数,用式(13)计算(其圆整数见表 4);

P_d 和 P_b 的含义与式(E.1)相同。

对于不可压缩流体, k 趋于无穷大,而

$$B(k, P_b/P_d) = 1 \quad \dots\dots\dots (E.4)$$

喉径 \$d_1\$ / mm	喉径 \$d_2\$ / mm	喉径 \$d_3\$ / mm	喉径 \$d_4\$ / mm	喉径 \$d_5\$ / mm	喉径 \$d_6\$ / mm	喉径 \$d_7\$ / mm	喉径 \$d_8\$ / mm	喉径 \$d_9\$ / mm	喉径 \$d_{10}\$ / mm	喉径 \$d_{11}\$ / mm	喉径 \$d_{12}\$ / mm	喉径 \$d_{13}\$ / mm	喉径 \$d_{14}\$ / mm	喉径 \$d_{15}\$ / mm	喉径 \$d_{16}\$ / mm	喉径 \$d_{17}\$ / mm	喉径 \$d_{18}\$ / mm	喉径 \$d_{19}\$ / mm	喉径 \$d_{20}\$ / mm	喉径 \$d_{21}\$ / mm	喉径 \$d_{22}\$ / mm	喉径 \$d_{23}\$ / mm	喉径 \$d_{24}\$ / mm	喉径 \$d_{25}\$ / mm	喉径 \$d_{26}\$ / mm	喉径 \$d_{27}\$ / mm	喉径 \$d_{28}\$ / mm	喉径 \$d_{29}\$ / mm	喉径 \$d_{30}\$ / mm	喉径 \$d_{31}\$ / mm	喉径 \$d_{32}\$ / mm	喉径 \$d_{33}\$ / mm	喉径 \$d_{34}\$ / mm	喉径 \$d_{35}\$ / mm	喉径 \$d_{36}\$ / mm	喉径 \$d_{37}\$ / mm	喉径 \$d_{38}\$ / mm	喉径 \$d_{39}\$ / mm	喉径 \$d_{40}\$ / mm	喉径 \$d_{41}\$ / mm	喉径 \$d_{42}\$ / mm	喉径 \$d_{43}\$ / mm	喉径 \$d_{44}\$ / mm	喉径 \$d_{45}\$ / mm	喉径 \$d_{46}\$ / mm	喉径 \$d_{47}\$ / mm	喉径 \$d_{48}\$ / mm	喉径 \$d_{49}\$ / mm	喉径 \$d_{50}\$ / mm	喉径 \$d_{51}\$ / mm	喉径 \$d_{52}\$ / mm	喉径 \$d_{53}\$ / mm	喉径 \$d_{54}\$ / mm	喉径 \$d_{55}\$ / mm	喉径 \$d_{56}\$ / mm	喉径 \$d_{57}\$ / mm	喉径 \$d_{58}\$ / mm	喉径 \$d_{59}\$ / mm	喉径 \$d_{60}\$ / mm	喉径 \$d_{61}\$ / mm	喉径 \$d_{62}\$ / mm	喉径 \$d_{63}\$ / mm	喉径 \$d_{64}\$ / mm	喉径 \$d_{65}\$ / mm	喉径 \$d_{66}\$ / mm	喉径 \$d_{67}\$ / mm	喉径 \$d_{68}\$ / mm	喉径 \$d_{69}\$ / mm	喉径 \$d_{70}\$ / mm	喉径 \$d_{71}\$ / mm	喉径 \$d_{72}\$ / mm	喉径 \$d_{73}\$ / mm	喉径 \$d_{74}\$ / mm	喉径 \$d_{75}\$ / mm	喉径 \$d_{76}\$ / mm	喉径 \$d_{77}\$ / mm	喉径 \$d_{78}\$ / mm	喉径 \$d_{79}\$ / mm	喉径 \$d_{80}\$ / mm	喉径 \$d_{81}\$ / mm	喉径 \$d_{82}\$ / mm	喉径 \$d_{83}\$ / mm	喉径 \$d_{84}\$ / mm	喉径 \$d_{85}\$ / mm	喉径 \$d_{86}\$ / mm	喉径 \$d_{87}\$ / mm	喉径 \$d_{88}\$ / mm	喉径 \$d_{89}\$ / mm	喉径 \$d_{90}\$ / mm	喉径 \$d_{91}\$ / mm	喉径 \$d_{92}\$ / mm	喉径 \$d_{93}\$ / mm	喉径 \$d_{94}\$ / mm	喉径 \$d_{95}\$ / mm	喉径 \$d_{96}\$ / mm	喉径 \$d_{97}\$ / mm	喉径 \$d_{98}\$ / mm	喉径 \$d_{99}\$ / mm	喉径 \$d_{100}\$ / mm
150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000														

表2 汽轮机汽轮机A (汽轮机汽轮机A)

(2)

(3)

(4)

(5)

(6)

(7)

(8)