

⑥ 13-21

1997年第2期

阀门

— 13 —

安全阀试验设备的设计

哈尔滨锅炉阀门有限责任公司 刘贵全 穆利群 高圣焰

TH134
TH490.3

摘要 本文所提供的安全阀试验设备的设计方法应用于可压缩的介质。按假定理想的阀门运行情况,确定试验台压力容器的尺寸,这样,确定一个最小的尺寸,而使被测量的安全阀性能是阀门本身的性能,而不是试验设备的性能。

叙词: 安全阀 排放量 试验设备

压力容器 阀门

1. 前言

安全阀是根据整定压力或排放压力以及排放能力而确定其用途的。对于可压缩介质,如蒸汽、空气或其他气体,常规定其回座压力或启闭压差。ASME 标准规定了锅炉的启闭压差。反应堆、压力容器以及其他一些使用压力流体的设备,在设计时要参照 ASME 标准,除保证标准的推荐值外,还要考虑其必要的安全性及经济性。为保证阀门按设计的实际情况进行试验,要求有足够的试验设备或试验台。一些阀门的排放能力和阀门的设计计算是由美国全国锅炉和压力容器检验师协会的试验室或制造厂的试验室,或在一个独立的但有充足可用介质容积的试验设备上确定的。一般情况下,阀门的计算已得到认定,排放能力通常与孔口尺寸和全行程尺寸成比例。阀门的排放能力一般是通过试验确定的。

对于不可压缩介质,如液体,能量不存在于压缩过程中,因此行程与应用的力成正比。这样,液体试验台的设计直接与泵的排放能力有关。对于可压缩的介质,能量储存于压缩过程中,当达到泄放压力时,介质突然泄放,发生爆破动作。因此在这种情况下试验设备必须能够给予阀门的动作、行程及回座压力等充分指示。在小的试验台上,没有设计如何测量排放能力,在大的试验室中,又没有足够的介质源(如空气或蒸汽)维持阀门动作。

2. 方法

为了对安全阀进行数学方面的分析,已经

研究出各种动力模型。这些模型通常适合于一种特殊阀门的设计,因此没有利用小试验台进行计算,或者说根本没有考虑试验。试验设备应能试验各种各样的安全阀,而不是一种特殊型号的阀门。首先最简单的处理是使问题转化,假设一理想动作的阀门,如果阀门在试验中以这种方式动作,就可以确信阀门在实际应用时的运行是按设计进行动作的。然后设计它所需要的最小尺寸试验台。当适当的调整阀门后,可靠地测出阀门动作。这种近似法有比用动力学阀门模型更简单的数学运算的优点。这个方程式是时间的一次导数,代替二次导数。通过规定整定压力、行程曲线的时间性能和启闭压差使阀门动作参数化。然后规定试验台的尺寸,测量这些参数。这个计算是与理想阀门动作相一致的。虽然它们仍然是非线性的,但方程式很容易解。工况是单调的,不是振动的。在最简单的情况下,甚至可以在关闭的形式下分析解,得出好的“球场”(Ball Park)概算值,满足更多的用途。

3. 试验介质的特性

最常用的试验介质是接近于或在饱和条件下的干饱和蒸汽和在环境温度下的空气。假设理想气体定律是在认定的范围内有效的

$$PV = znRT \quad (1)$$

式中 P —— 测量压力, psia (kPa, abs)

V —— 体积, ft^3 (m^3)

z —— 压缩系数

n —— 克分子量, lbms (kgm)

$$n = \frac{m}{m_0}$$

m_0 ——分子量(空气的 $m_0 = 28.97$, 蒸汽的 $m_0 = 18.02$)

R ——气体常数($R = 10.73(8.313)$)

T ——温度, $R(K)$

对于远未达到临界点的空气, $z \approx 1$, 对于干饱和蒸汽, 理想气体定律必须用一个临界压力系数来修正。按照 ASME 第 5 版蒸汽表所提供的蒸汽状态的方程式, 对于蒸汽用没有修正的理想气体定律计算, 将有 10% ~ 20% 的误差, 但若用一个临界压力系数, 能使误差小于 1%。因此对于蒸汽是在饱和线上运行, 系数 z 可以认为是压力单独作用的(图 1)。由于 z 的变化作用很缓慢, 可把它看成是常数, 在任一阀门动作过程中, 都等于它在开始压力时的值。对于空气, $z \approx 1$, 对于蒸汽, z 在前面以及图 1 中已作了说明。其他所有的介质常数在表 1 中列出。

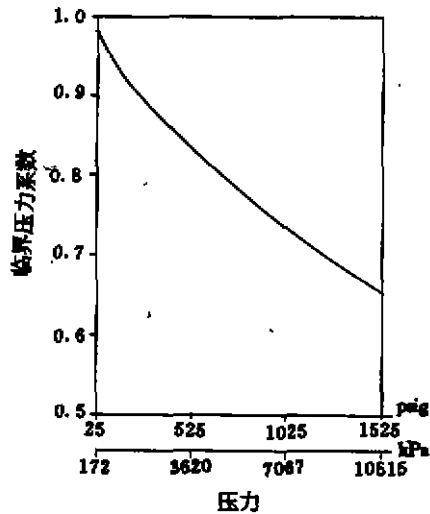


图1 干饱和蒸汽的临界压力系数对压力的曲线

另一个与热力学相关的假设是绝热膨胀和压缩, 应通过检查热惯量确定。如果

$$C_v \rho V \gg t l k \quad (2)$$

那么绝热假设是正确的。

式中 C_v ——定容比热

ρ ——密度

t ——阀门动作或实验的时间

k ——热导率

l ——线性行程特性

式(2)是流进系统的热量与升高系统温度所必须的热量相比较, 如果流进的热量与所需的在所考虑的时间周期上相比是小的, 那么系统是绝热的。为了再一次确定与式(2)所提到的有关尺寸, 用表 1 中所给出的数值在典型的条件下, 用 $V \approx l^3, t \approx 0.5s(1.39 \times 10^{-4}h)$ 。由于式(2)的右边是左边的 1%, 所以, 对于空气, $l = 1.7in(0.043m)$, 对于干饱和蒸汽, $l = 1.5in(0.013m)$ 。这也表明, 绝热假设是正确的。对于空气, 体积下降了 1%, 约 $5in^3(8.0 \times 10^{-5}m^3)$ 。对于蒸汽, 体积下降了约 $0.13in^3(2.0 \times 10^{-6}m^3)$, 它们远远小于试验用的容器体积。可以在容器中的任一点做这种假设, 所以安全阀的试验过程是绝热过程。

第 3 个假设是通过安全阀喷嘴的流动是绝热等熵过程, 而且流动速度达到声速。所以在与流动方向成直角的很小区域流量受到阻碍, 与流体力学边缘条件一致。流量质量为 W

$$W = KAP \sqrt{\frac{m_0}{2T}} C \quad (3)$$

$$C = C \sqrt{r \left(\frac{2}{1+r} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}}$$

$$C = 520(3.95)$$

式中 W ——流量质量(可测出), $lb/h(kgm/h)$

K ——排放系数

A ——喉部面积

P ——上游驱动压力

r ——比热比(表 1 中给出)

排放系数 K 近似于常数, 与阀门的行程、介质及压力无关, 所以采用平均值, 取 $K = 0.897$, 作为某些阀门行程的函数。

4. 试验台

一般的试验台如图 2 所示, 介质从介质源流出来(通常介质源是一部压缩机或锅炉)流入蓄势器, 然后通过一个试验控制阀进入试验容器, 并由装在试验容器上的安全阀向外排放。试验控制阀通常是球阀, 操作者用手轮控制进行试验。这是两个容器的系统, 当介质源排放能

表1 介质参数

	空气	蒸汽
分子量 m_0	28.970	18.020
定容比热 C_v	BTU/lbs F (J/kgK) 0.1725 (722.0)	0.5426 (2271.0)
比热比 $r = \frac{C_p}{C_v}$	1.403	1.290
热导率 k	单位 $\frac{\text{BTU}/\text{ft}^2\text{-hr}}{\text{F}/\text{ft}}$ $(\frac{\text{J}/\text{m}^2\text{-hr}}{\text{C}/\text{m}})$ 1.79×10^{-2} (111.5)	2.48×10^{-2} (154.4)
密度 ρ	单位 lbs/ft ³ (kg/m ³) 0.075 (1.20)	0.56 (8.0)

力较小时,这个系统有可观的优点。如果控制阀足够大,动作足够快,就能产生大量瞬流。简单一点的情况是一个试验容器,能直接供给控制阀的介质源而不需要蓄势器贮罐。最简单的状况是介质源的出力很小,以至于在安全阀排放过程中可以忽略不计。这就是在关闭条件下能够进行分析的情况。

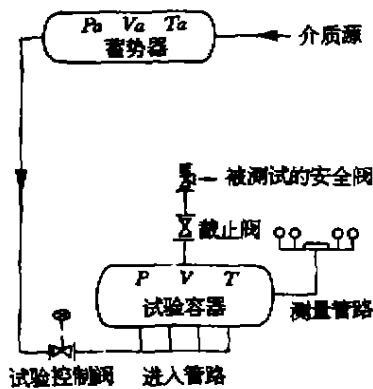


图2 试验台外形的变量标记

在生产的任一试验设备上,安全阀常安装在截止阀后面,以便可以得到常规的情况,确定有效的截止阀公称尺寸,这样,在安全阀之前不会产生截流。进入试验容器的流量应该是多渠道的,以便介质能完全混合,流体动能消散,温度迅速得到平衡。容器也应该和实际的一样是球形的,密封良好,以保证所需的热力学假设有效。保护管应在远离任一气流一端很好地插入试验容器,以防止速度的变化。对于蒸汽,应该考虑保护管的水头。试验容器应有足够的地面

固定点,以便不能因反作用力而移动。运行试验台的启动压力通常低于泄放点或突跳点的压力,试验容器中的介质达到整定压力前一直进行绝热压缩。整定压力就是在这个压力下阀瓣开始提起,这也叫做突跳压力。预突跳绝热压缩加热了空气并驱使蒸汽轻微过热。假设在过热区域,蒸汽维持在接近饱和点,如果启闭压差的范围可测量,且有足够的爆破热量产生,这种假设就成立,即启动的储存压力比试验容器的压力高得多。在预先爆破时间里绝热地压缩过程,完全加热了试验台的蒸汽。如果出现水且弄湿了阀门,整定量比较大,那么预先的爆破热量不足,或者说试验台对阀门太大,以至于启闭压差不可测。

关键是确定整定点。对一个设计得体的试验台,要观察其足够的行程,并能测量启闭压差。试验容器中的变量是压力 P 、温度 T 和体积 V 。相应的在两个容器系统对于蓄势器是 P_0, T_0 和 V_0 , 试验容器中的每一点 P 和 T 通过绝热关系联系起来

$$TP^{\frac{1-r}{r}} = \text{常数} \quad (4)$$

所以体积是一个独立的参数。对于一定压力范围和一定尺寸的安全阀,需要确定的是体积 V 。

5. 假设的阀门动态(动力学)

对于一个包括能源完全的计算或两个试验系统,一个适当阀门动作的假设是临界计算。假设的动力学能够通过5个参数完全参数化,3个是时间间隔,2个是百分数,而且应用于与被考虑的孔口相适应的全行程(图3)。第一个时间间隔 t_1 是阀门打开行程到 X_1 所需的时间($X_1 = F_1 \times \text{全行程}$, F_1 是第一个引进的百分数),第二个时间间隔 t_2 是阀门排放后行程到 X_2 所需的时间($X_2 = F_2 \times \text{全行程}$, F_2 是第二个百分数),第三个时间间隔 t_3 是阀门从 X_2 到全关闭的时间。假设行程在这3点之间是线性变化,因为只有通过安全阀排放出的质量比是重要的,其他的考虑影响不大。另一个假设是阻力场为圆柱形的区域,在全行程的情况下与孔口面积

相等。全部的孔口面积作为实际的 ASME 孔口面积,由制造厂家在所制造的产品中提出。对于平阀座的阀门,这种阻力面积的假设已被证明有 +3% 的误差。因为这个面积不是实际的最小的回转面积,这个误差通过实验室确定的排放系数 K 来补偿。对于一个适当整定有正确启闭压差的阀门,这些参数可以在一个大容积的试验台上确定,然后又常常确定最小的试验台尺寸,在这种情况下,试验容器的体积必须能够观察这些性能和压差。

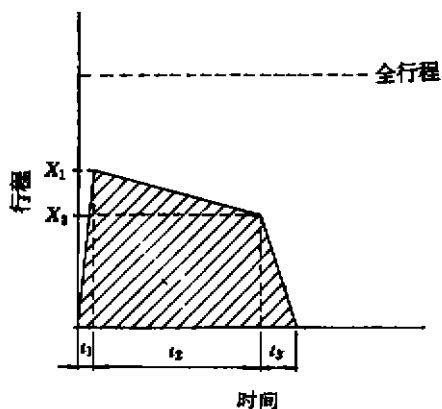


图3 假设的阀门动力学参数

$$X_1 = F_1 \times X_{full} \quad X_2 = F_2 \times X_{full}$$

计算时采用下列值

$$t_1 = 0.010s$$

$$t_2 = 0.133s$$

$$t_3 = 0.050s$$

$$F_1 = 0.6$$

$$F_2 = 0.4$$

这些是对整定好的阀门提供的试验数据中粗略确定的。通过在 allieel 的以及其他场合的试验表明,这些值得出的结果精确到 10%。

6. 举例

最简单的例子是一个容器系统,能源可以忽略不计。规定介质通过安全阀流出试验容器时,时间 $t = 0$ 时打开,由式(3)

$$W_{out} = AP \sqrt{\frac{m_0}{zT}} KC \quad (5)$$

由式(1)和(2)对试验容器得出

$$\frac{P}{T} \frac{V m_0}{Rz} = m \quad (6)$$

从式(4)中得到质量损失率,然后给出试验容器中的质量变化

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V m_0}{Rz} \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{T} \right) = -W_{out} \quad (7)$$

或者
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P}{T} \right) = -A \frac{P}{\sqrt{T}} \frac{R}{V} \sqrt{\frac{z}{m_0}} KC \quad (8)$$

应注意,安全阀喉口面积 A 是 P 和 T 的时间函数。

由式(4),在中间任一时刻 T 的值是

$$T = T_i \left(\frac{P_i}{P} \right)^{\frac{1-r}{r}} \quad (9)$$

所以

$$\frac{P}{T} = P_i^{\frac{1}{r}} \left(\frac{1}{T_i P_i^{\frac{1-r}{r}}} \right) \quad (10)$$

和

$$\frac{P}{\sqrt{T}} = (P_i^{\frac{1}{r}})^{\frac{1+r}{2}} \left(\frac{1}{T_i P_i^{\frac{1-r}{r}}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

设

$$Q = P^{\frac{1}{r}} \quad (12)$$

式(1)变成

$$\frac{dQ}{dt} = -AQ^{\frac{1+r}{2}} \frac{R}{V} \sqrt{\frac{2T_i}{m_0}} P_i^{\frac{1-r}{2r}} KC \quad (13)$$

由

$$\int_Q^{Q_f} \frac{dQ}{Q^{\frac{1+r}{2}}} = -\frac{R}{V} \sqrt{\frac{2T_i}{m_0}} P_i^{\frac{1-r}{2r}} KC \int_0^f A(t) dt$$

得

$$\frac{Q_f^{\frac{1-r}{2}} - Q_i^{\frac{1-r}{2}}}{\left(\frac{1-r}{2} \right)} = \int_Q^{Q_f} \frac{dQ}{Q^{\frac{1+r}{2}}} \quad (14)$$

或

$$P_f^{\frac{1-r}{2r}} - P_i^{\frac{1-r}{2r}} = -\left(\frac{1-r}{2} \right) \frac{RKC}{r} \sqrt{\frac{2T_i}{m_0}} P_i^{\frac{1-r}{2r}} \int_0^f A(t) dt \quad (15)$$

调整至此,试验容器的体积为

$$V = \frac{RKC \sqrt{\frac{2T_i}{m_0}} \left(\frac{r-1}{2} \right)}{\left(\left(\frac{P_i}{P_f} \right)^{\frac{r-1}{2r}} - 1 \right)} \int_0^f A(t) dt \quad (16)$$

式中 i 表示中间状态, f 表示最终状态。

式(16)确定的试验容器体积尺寸与图3中曲线下的面积成比例,而不受其形状及阻流面

积的影响, 阀门的行程是时间的函数 $X(t)$, 面积 $A(t)$ 是

$$A(t) = \sqrt{4\pi A_{orf} X(t)} \quad (17)$$

式中 A_{orf} 是安全阀的孔口面积, 这是阻力面积的假设, $X(t)$ 在图3中表示出来, 全程程是 X_{full}

$= \sqrt{A_{orf}/4\pi}$, 有

$$\begin{aligned} P_i &= P + P_{atmos} \\ P_f &= B_p + P_{atmos} \end{aligned} \quad (18)$$

式中 P —— 整定压力, psig (kPa, gage)

P_{atmos} —— 大气压力, psi (101.4kPa)

B —— 压差系数 ($B = 0.93$ 为 7% 压差, $B = 0.96$ 为 4% 压差)

如果整定压力很高, 以至于 P_{atmos} 可以忽略不计, 那么所需的体积与整定压力无关。另外有一个与最初的温度和压缩能力有微弱关系的平方根。用前面提到的时间和行程系数, 图4为简

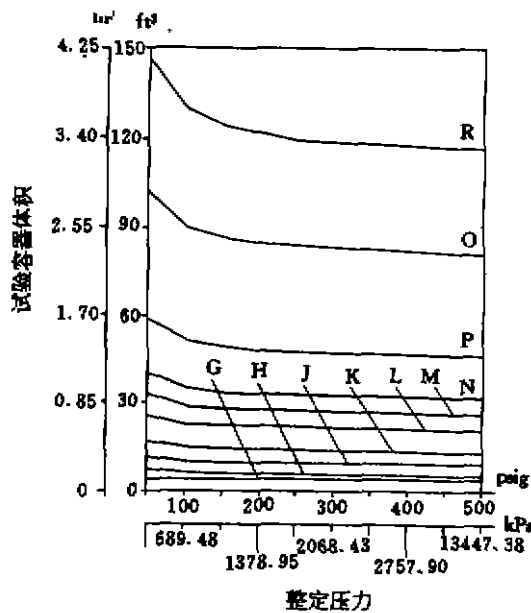


图4 在单试验容器系统中对于空气在没有预压缩且忽略气源试验容器的体积对整定压力的曲线

- R = (18.6m³ 或 119.99cm³) Q = (12.85in³ 或 82.90cm³)
- P = (7.417in³ 或 47.92cm³) N = (5.047in³ 或 32.56cm³)
- M = (4.187in³ 或 27.01cm³) L = (3.317in³ 或 21.40cm³)
- K = (2.138in³ 或 13.79cm³) J = (1.496in³ 或 9.65cm³)
- H = (0.9127in³ 或 5.89cm³)

单计算的结果。对于空气始于室温 $T = 650\text{F}$ (18.3C) 时, 没有预爆破压力。图5给出了同样对于蒸汽始于饱和条件下的情况, 任一预先爆破的热量相依性比较小。式(16)给出了对于介质源排放能力很低的试验台, 这是试验容器所需体积的一种较好的估算方法。对于给定孔口面积的安全阀, V 值敏感地取决于一个时间值, 安全阀在这个时间值里排放质量。

图6为空气压差7%和蒸汽压差4%的状态, 在给定阀门 P_{orf} 的情况下, 试验容器与 t_2 的关系, 与时间的关系曲线是线性的。某种试验表明, 最小时间值 $t_2 \approx 0.133\text{s}$, 是动态平衡。不管尺寸如何, 任何有明显行程的阀门动作是一样的。由于这种观察没经论证, 应更精确地进行校对。图7表示了同一阀门在 $t_2 \approx 0.133\text{s}$ 时与压差的关系, 及容器尺寸与压差的关系。

7. 计算

当介质源是有效的, 式(7)为

$$\frac{dm}{dt} = W_{in} - W_{out} \quad (19)$$

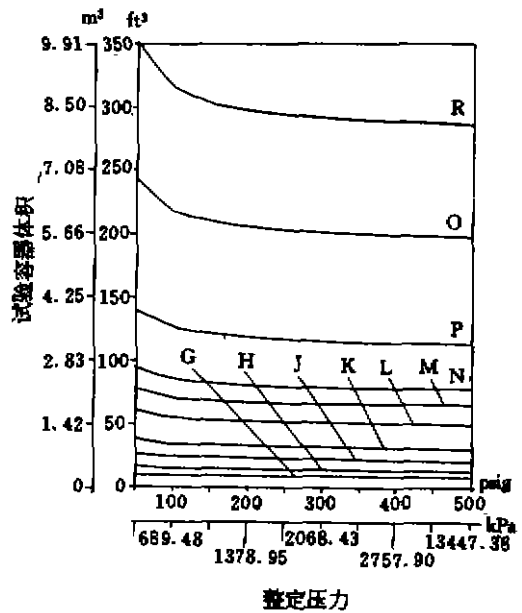


图5 在单试验容器系统中对于蒸汽在没有预压缩且忽略气源试验容器的体积对整定压力的曲线

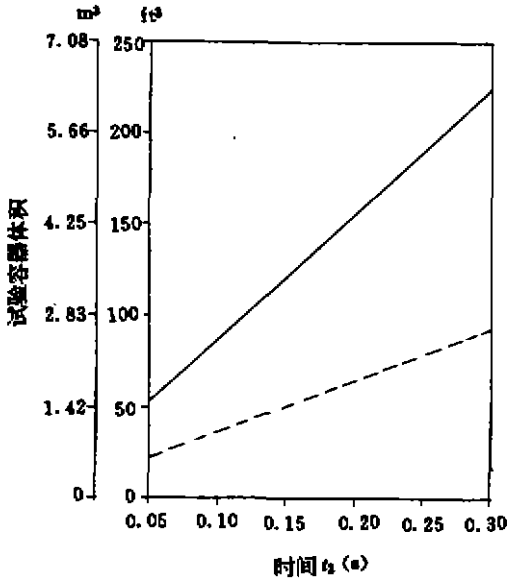


图 6 在没有气源, 阀门孔口压力为 100psig (689.5kPa_g), 蒸汽为 4% 启闭压差和空气为 7% 启闭压差的情况下试验容器的体积对 t_0 的曲线(其他的阀门参数在本文中已提供)

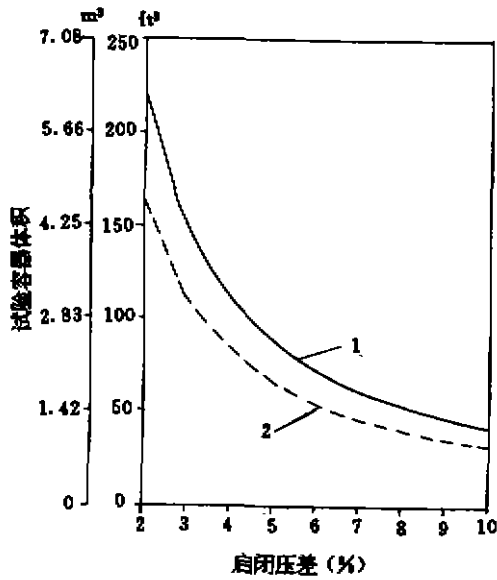


图 7 对于一个孔口压力为 100psig (689.5kPa_g) 的阀门在没有介质源空气和蒸汽时试验容器的体积对启闭压差的曲线(其他介质参数按本文所提供)

式(13)为

$$\frac{dQ}{dt} = -AQ^{\frac{1+r}{2}} \frac{R}{V} \left(\frac{2T_i P_i^{\frac{1-r}{2}}}{m_0} \right)^{\frac{1}{2}} KC + \frac{R}{V} \left(\frac{2T_i P_i^{\frac{1-r}{2}}}{m_0} \right) W_{in} \quad (20)$$

因为 r 是不可积分的, 式(20)可由解析算出。由于膨胀变动的不规则, 全部计算通过计算机进行。当介质源是常数, 即 $W_{in} = s = \text{常数}$, 只有式(20)需要解。空气试验容器的体积结果如图 8 所示, 对于空气的介质源, 整定的速率为 500scfm (14.16std m³/min), 它可转变为 16/hr (kgm/hr)。对于蒸汽, 速率为 2500lb/hr (1134kgm/h)。因为是通常的试验设备, 这些是相对小的介质源。在所有的情况下, 起始压力是整定压力的 20%, 低于回座压力或重新关闭压力。如整定压力为 100psi_g (689.5kPa_g), 启闭压差为 4%, 重新压力为 96psi_g (661.9kPa_g), 那么, 起始压力定为 76psi_g (524.0kPa_g)。当阀门排放时, 在试验容器中有一个预爆炸热量

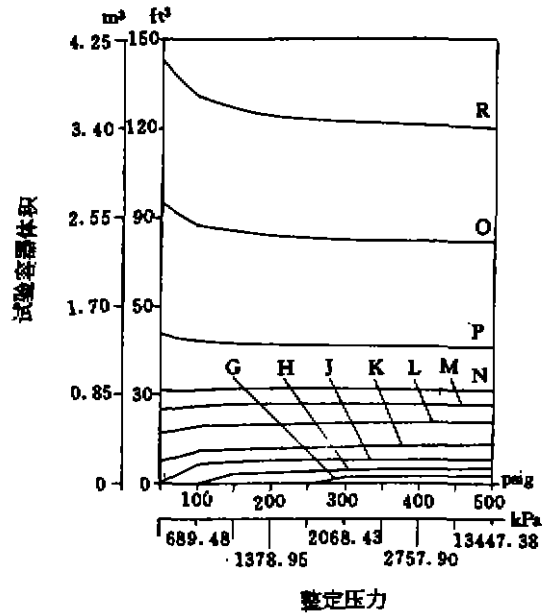


图 8 空气介质源为 500scfm (14.16std m³/min), 启动压力为 20% 的整定压力, 低于关闭压力或启闭压差的试验容器的体积对整定压力的曲线(其他的阀门参数按本文所提供, 启闭压差 7%)

加入介质,并随之冷却。这些起始条件对于一定尺寸阀门孔口压力 P_{mf} , 对于空气的整定压力和在关闭或启闭压差条件下, 在获得整定压力时, 表 2 给出了在阀门爆破前随温度变化的时间间隔以秒(s)计算的。表 3 给出了蒸汽的相似结果, 在蒸汽的结果中有很小的过热余量。

表 2 空气介质在预爆破时间内, 对于一个容器系统如图 8 所提供的对 P_{mf} 尺寸的阀门在各种整定压力下, 开、关或启闭温度

整定压力 P_m 单位 psi g (kPa g)	时间间隔 单位(秒)	开启温度 T_A 单位 F (°C)	关闭温度 $T_{关}$ 单位 F (°C)
100 (689.5)	7.31	107.1 (41.7)	96.9 (36.1)
200 (1379.0)	14.33	110.6 (43.7)	99.7 (37.6)
300 (2068.4)	21.35	111.9 (44.4)	100.7 (38.2)
400 (2757.9)	28.27	112.5 (44.7)	101.1 (38.4)
500 (3447.4)	35.33	113.0 (45.0)	101.5 (38.6)

表 3 蒸汽介质在预爆破时间内, 对于一个容器系统如图 9 所提供的对 P_{mf} 尺寸的阀门在各种整定压力下, 开、关或启闭温度

整定压力 P_m 单位 psi g (kPa g)	时间间隔 单位(秒)	开启温度 T_A 单位 F (°C)	关闭温度 $T_{关}$ 单位 F (°C)
100 (689.5)	6.35	363.1 (183.9)	356.6 (180.3)
200 (1379.0)	12.74	415.3 (212.9)	407.9 (208.8)
300 (2068.4)	19.04	450.0 (232.2)	442.1 (227.8)
400 (2757.9)	25.38	476.8 (247.1)	468.5 (242.5)
500 (3447.4)	31.73	498.8 (259.3)	490.3 (254.6)

如果试验系统如图 2 所示为两个容器, 情况就复杂了。同时有两个问题必须解决, 式(2)必须解, 下列方程也要一起解。

$$\frac{dQ_A}{dt} = \frac{R Z_A T_A P_A \frac{1-\tau}{\tau}}{V_A m_0} (-W_m + s) \quad (21)$$

式中角标 A 是关于蓄势器的, 所以蓄势器容器压力是 $P_A = Q_A$, Z_A 是压缩系数, T_A 和 P_A 是起始的温度和压力, 蓄势器的一定体积是 V_A 。确定实际的尺寸为 $40ft^3(1.13m^3)$, 还包括小的介质源 s, W_m 是通过控制阀让介质从蓄势器

贮罐进入试验容器的流量。为了获得典型的流量, 对于空气从控制阀的手册得

$$W_m = DC_f C_v \left(\frac{D'}{T_A P_A \frac{1-\tau}{\tau}} \right)^{\frac{1}{2}} Q_A^{\frac{1}{2}} \times (Y - 0.148Y^3) \quad (22)$$

$D = 2.8(0.184)$, $D' = 520(289)$, 或对于饱和蒸汽

$$W_m = EC_f C_v Q_A (Y - 0.148Y^3) \quad (23)$$

$$E = 1.83(0.121)$$

$$Y = \frac{1.63}{C_f} \sqrt{1 - \left(\frac{Q}{Q_A} \right)^2} \quad (24)$$

在这些计算中, 取临界流量系数 $C_f = 0.85$ 为保守值。阀门的流量系数 C_v 取决于时间, 设

$$C_v = a(t + \tau) \quad (25)$$

式中 τ 是预先爆破时间间隔, a 是相互作用时间的长度常数。用关闭的控制阀在 $t = -\tau$ 时开始, 使安全阀在 $t = 0$ 时爆破。这就是在安全阀排放或爆破以前, 操作者尽力把调节阀打开到最大时, 试验台如何处理大阀门的计算。在计

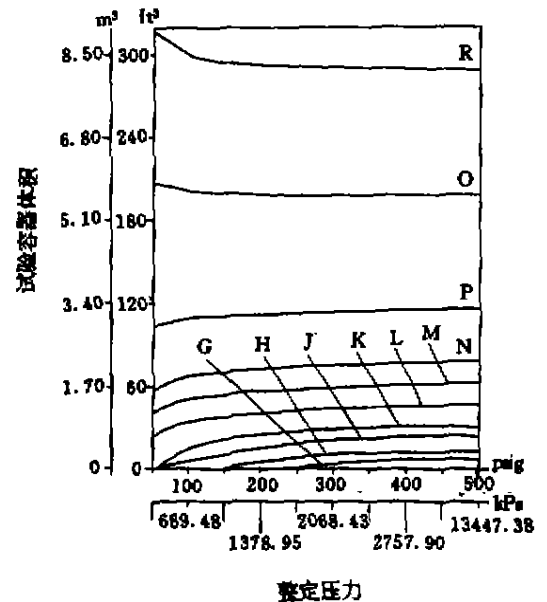


图 9 蒸汽介质源为 2500lb/hr(1134.0kg/h), 起始压力为 20% 的整定压力, 低于关闭压力或启闭压差的试验容器的体积对整定压力的曲线(其他阀门参数按本文所提供, 启闭压差 4%)

算中, τ 是使试验容器的压力升高至整定压力所需的时间。 C_v 在式(25)中线性增加, 但设想在预爆时间到达这点是固定的, 而后是持续的阀门动作, 或 2 秒钟后, 不论哪种情况发生, 阀门持续动作的时间比人反应后去关闭阀门的时间短。全开阀门和其任一干涉管路假设为 $C_v = 100$, 这是有相当代表性的值, 而且对所需的容器尺寸有合理的估算。这个计算能源对空气再一次整定到 500scfm (14.16std m³/min), 对蒸汽是 2500lb/hr (1134kgm/h)。试验容器开始的力也假设是低于回座压力 20% 的整定压力, 蓄势器开始压力假设是高于整定压力 40% 的整定压力。如整定压力是 100psi g (689.5kPa g), 那么蓄势器开始的压力是 140psi g (965kPa

g), 试验容器是 73psi g (530kPa g)。显然人们应该确信仪表能迅速作出反映, 但是在多数情况下, 这些是实际的启动条件。图 10 给出了空气试验容器的结果, 图 11 给出蒸汽试验容器的结果。用这些启动条件, 阀门的 P_{mf} 尺寸在表 4 中给出了预爆破的时间间隔 τ , 获得整定压力时的试验容器的温度, 以及关闭压力和对于一些整定压力条件下蓄势器在关闭时的压力和温度。表 5 给出了蒸汽的相似的结果。对于空气和饱和蒸汽的温度, 启动温度总是 65F (18.33℃), 这样就能看到绝热假设的结果。

对于两个容器系统的蒸汽蓄势器的蒸汽温度降低于饱和蒸汽温度以下特别是介质源小时, 蓄势器中有水生成。这在某种程度上减小了

表 4 空气介质在预爆破时间内, 对于两个容器的系统按图 10 所给的数据, 对阀门 P_{mf} 阀门在各种整定压力下试验容器的开、关温度以及蓄势器关闭温度和压力

整定压力 P_{mf} psi g (kPa g)	预爆破时间 间隔 τ 秒	试验容器		蓄势器	
		开启温度 T_A 单位 F (C)	关闭温度 $T_{关}$ 单位 F (C)	关闭压力 P_A 单位 psi g (kPa g)	关闭温度 T_A 单位 F (C)
100 (689.5)	1.02	107.5 (41.9)	97.5 (36.4)	135.2 (863.2)	50.0 (10.0)
200 (1379.0)	98	109.5 (43.1)	98.6 (37.0)	249.1 (1717.5)	48.6 (9.22)
300 (2068.4)	98	111.6 (44.2)	100.3 (37.9)	372.2 (2566.2)	47.7 (8.73)
400 (2757.9)	98	111.8 (44.3)	100.4 (38.0)	495.8 (3418.4)	47.5 (8.61)
500 (3447.4)	98	112.4 (44.7)	100.9 (38.3)	619.0 (4267.8)	47.2 (8.44)

表 5 蒸汽介质在预爆破时间内, 对于两个容器的系统按图 11 所给的数据, 对阀门 P_{mf} 阀门在各种整定压力下试验容器的开、关温度以及蓄势器关闭温度和压力

整定压力 P_{mf} psi g (kPa g)	预爆破时间 间隔 τ 秒	试验容器		蓄势器	
		开启温度 T_A 单位 F (C)	关闭温度 $T_{关}$ 单位 F (C)	关闭压力 P_A 单位 psi g (kPa g)	关闭温度 T_A 单位 F (C)
100 (689.5)	1.27	363.4 (184.1)	356.8 (180.4)	116.2 (801.2)	330.6 (165.9)
200 (1379.0)	1.33	414.5 (212.5)	406.9 (208.3)	220.9 (1523.0)	372.8 (189.3)
300 (2068.4)	1.43	450.8 (232.7)	442.8 (228.2)	318.9 (2198.7)	400.1 (204.5)
400 (2757.9)	1.40	475.9 (246.6)	467.6 (242.0)	426.5 (2940.6)	247.3 (219.6)
500 (3447.4)	1.53	449.8 (259.9)	491.3 (255.2)	515.6 (3651.8)	443.2 (228.4)

蓄势器的有效性,而且不能计算。在实际情况下,在阀门试验中随容器壁受热一些水再次蒸发,而汽源仍然运作,剩余的水被收集起来。对于空气没有考虑这些。

8. 结论

从这些结果可以得出,所需的能够适当整定安全阀的试验容器的尺寸,主要取决于安全阀的排放能力。从图4和图5所示的取决于阀门的尺寸看出,图6所示的容器尺寸取决于阀门行程的时间。排放能力越大,排放的时间越长,所需的试验容器就越大。图7表示出要精确测量的启闭压差越小,所需容器的尺寸越大。从式(16)可看到,一般情况下与温度关系很小,当整定压力增加时,整定压力的关系消失,这可从图4和图5中看到。更大的介质源可以降低所需的容器尺寸(图8和图9)。两个容器的系统

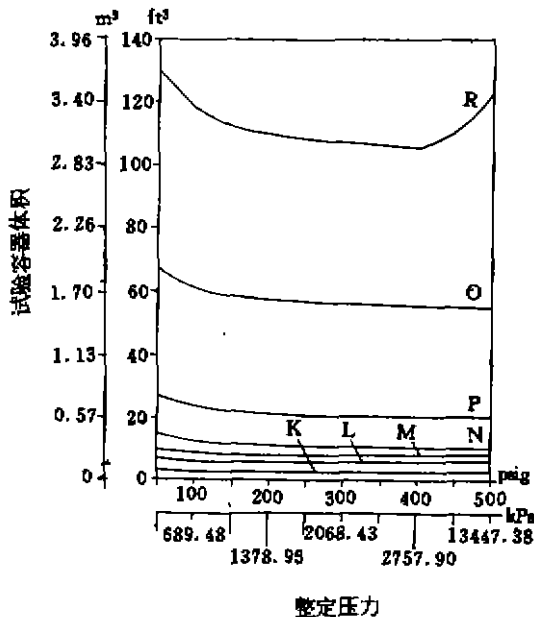


图10 在下面条件下试验容器的体积对整定压力的曲线

空气介质从一个40ft³(1.133m³)的蓄势器流经控制阀进入试验容器。蓄势器由一个以500scfm(14.16std m³/min)速度的气源提供介质,对于试验容器开始的压力是20%的整定压力低于启闭压差,对于蓄势器开始的压力高于整定压力的40%(其他的阀门参数按本文所提供,启闭压差7%)

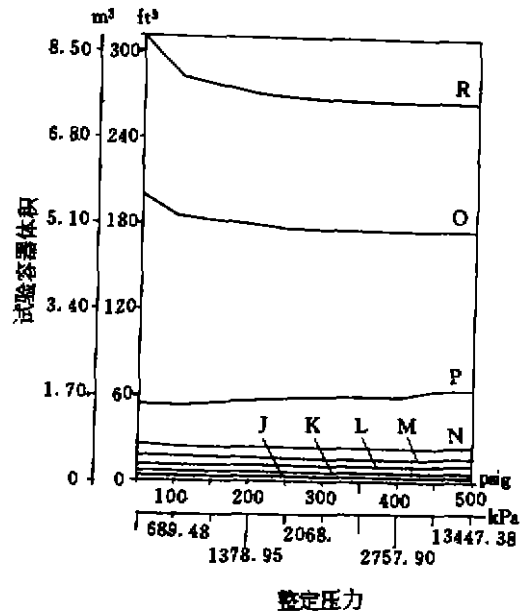


图11 在下面条件下试验容器的体积对整定压力的曲线

蒸汽介质从一个40ft³(1.133m³)的蓄势器流经控制阀进入试验容器。蓄势器以一个以250lb/hr(1134.0kg/h)速度的气源提供,起始条件与图10所述一样(其他阀门参数按本文所提供,启闭压差4%)

也可以通过在短时间内提供试验容器大量的介质而降低所需的试验容器尺寸(图10和图11)。这些结果表明出对于用空气试验容器的尺寸要比用蒸汽试验容器的尺寸小。

对于任一实际介质源的排放能力,在1240ft³(0.340m³)试验容器上不能整定或完全调整锅炉安全阀的孔口压力 P_{orif} 。用式(16)、(17)和(18)使 $B = 0$,相当于100%启闭压差,然后用假设的阀门动力学计算,给出小的容器尺寸。例如对于空气,如果阀门在半开时 T_{orif} 是0.133s,假设100%的启闭压差,整定压力 $P_{set} = 100\text{psi g}$ (689.5kPa g)时, $V = 4.5\text{ft}^3$ (0.127m³),当 $P_{set} = 15\text{psi g}$ (103kPa g)时, $V = 15\text{ft}^3$ 。在确定必要的行程后,应该对各种规格的安全阀进行核对。