

中华人民共和国国家标准

GB/T XXXXX—XXXX

制冷系统和热泵泄压装置 及其相关管道计算方法

Refrigerating systems and heat pumps Pressure relief devices
and their associated piping — Methods for calculation

(ISO 24664:2024, IDT)

(征求意见稿)

XXXX-XX-XX 发布

XXXX-XX-XX 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前 言	II
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号	2
5 概述	4
6 制冷系统部件保护所需的释放排量	4
7 泄压装置的释放能力	6
8 管路进口和出口的压力损失	8
附录 A（规范性）制冷剂的因素值和特性	12
附录 B（规范性）非闪蒸和闪蒸液体的流动面积计算	19
附录 C（规范性）泄压装置尺寸计算示例相应的管道和配件	21
附录 D（规范性）当流速高于声速时，泄压阀出口管路	27
参考文献	30

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件等同采用ISO 24664:2024《Refrigerating systems and heat pumps - Pressure relief devices and their associated piping - Methods for calculation》。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国机械工业联合会提出。

本文件由全国冷冻空调设备标准化技术委员会（SAC/TC238）归口。

本文件起草单位：合肥通用机电产品检测院有限公司、广东美的暖通设备有限公司、青岛海容商用冷链股份有限公司、中国制冷空调工业协会、合肥通用机械研究院有限公司、国机通用机械科技股份有限公司、西藏国机高原机电装备科学研究有限公司。

本文件主要起草人：李江、柴增辉、李燕龙、宋鲜霞、陈敬良、张秀平、陆磊、陈欣。

制冷系统和热泵泄压装置及其相关管道计算方法

1 范围

本文件描述了以下计算：

- 制冷系统部件泄压装置的选型所需的质量流量计算；
- 制冷系统中泄压阀和其他泄压装置泄放能力的计算以及装置向大气泄放或向制冷系统低压段泄放时，选型所需的全部参数；
- 泄压阀和其他泄压装置的进口和出口管路的压力损失计算，并给出计算所需的相关参数。

本文件规定了压力泄放装置的选型要求，以防止系统因内、外部热源，升压源（如压缩机、加热器等）以及滞留液体热膨胀而引发的超压风险。

注：本文件中使用的术语“制冷系统”包括热泵系统。

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。其中，凡注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；凡是不注日期的引用文件，其最新版本(包括所有的修改单)适用于本标准。

GB 567.1-2012 爆破片安全装置 第 1 部分：基本要求

GB/T 9237-2017 制冷系统及热泵 安全与环境要求（ISO 5149:2014，MOD）

GB/T 12241-2021 安全阀 一般要求（ISO 4126-1:2013，MOD）

GB/T 45775-2025 制冷系统及热泵 阀门 要求、试验和标记（ISO 21922:2021，MOD）

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

制冷剂 refrigerant

在制冷系统中传递热量的流体。

注：制冷剂在低温低压下吸收热量，在高温高压下释放热量，通常涉及流体的相变。

3.2

制冷系统部件 part of the refrigerating system

由若干元件组装而成，在运行过程中承受相同压力，或分别承受制造商规定压力源作用的组件。

3.3

泄压装置 pressure relief device

设计用于自动泄放超过压力的泄压阀或爆破片装置。

3.4

泄压阀 pressure relief valve

一种由弹簧或其他方式保持常闭状态的压力驱动式阀门，设计为在系统压力达到整定压力时自动开启以泄放超压，并在压力降至整定压力以下后重新关闭。

注：在本标准中，GB/T 12241-2021 中给出的安全阀定义被视为等同于泄压阀。

3.5

压力容器 pressure vessel

制冷系统的含制冷剂的任何部件，但以下部件除外：

- 以空气为二次流体的盘管（含其集管）；
- 管道及其阀门、接头与管件；
- 控制装置；压力开关、压力表、液位指示器；
- 安全阀、易熔塞、爆破片。

主要基于设备有足够强度、刚度和稳定性以满足其静态或动态操作特性，不以承压为主要功能的壳体或机械设备，如：泵和压缩机。

3.6**公称尺寸 nominal size****DN**

管道系统组件尺寸由字母 DN 和后面跟一个无量纲的整数组成，该整数与管道的内径或外径的尺寸（单位：mm）间接相关。

注 1：字母 DN 后面的数字不代表可测量的值，除非本标准另有规定，否则不应用于计算。

注 2：若公称尺寸未明确表明，在本标准中，其为管道或部件的内径，单位为 mm（DN/ID）。

注 3：公称尺寸与端口尺寸不同，端口尺寸通常用于表示阀座开口的尺寸。

4 符号

表 1 所列的符号适用于本文件。

表 1 符号对照表

符号	名称	单位
A_{actual}	泄压装置的实际流通面积，泄压装置完全开启时最窄横截面的面积。	mm^2
$A_{\text{effective}}$	泄压装置的有效流通面积	mm^2
A_{liq}	液体膨胀后计算流通面积	mm^2
A_{R}	管道内部面积	mm^2
A_{surf}	容器外表面积	m^2
A_{vap}	膨胀后蒸气的计算流通面积	mm^2
DN	公称尺寸	-
d	泄压装置最小流通直径	mm
d_{R}	管道内径	mm
f	达西摩擦因子	-
Δh_{vap}	汽化潜热	kJ/kg
K_{cap}	容量修正系数	-
K_{d}	计入背压比 P_{b}/P_0 与泄压阀可能存在的行程受限影响的标定泄放系数	-
K_{dr}	降额排放系数	-
K_{drl}	液体泄放能力修正系数	-
K_{vs}	阀门常数（阀门全开的情况下，压力损失 1bar 时的水流量）	m^3/h
K_{visc}	粘度修正系数	-
K_{volume}	截留液体系数	mm^2/l
L	管道长度	mm
m	质量	kg
n	转速	min^{-1}

P_{atm}	大气压力 (1.01325bar)	bar
P_b	泄压装置出口处的背压 (绝对压力)	bar
P_c	临界绝对压力	bar
$P_{connection}$	连接点压力	bar
$P_{r,choked}$	壅塞比压	-
P_{set}	整定压力	bar
ΔP	压力损失	bar
ΔP_{common}	公共出口管路压力损失	bar
ΔP_{in}	泄压装置进口管路处压力损失	bar
ΔP_{out}	泄压装置出口管路处压力损失	bar
P_0	压力泄放装置进口管路的绝对压力	bar
P_1	压力泄放装置出口管路的绝对压力	bar
Q_h	产热率 (内部热源)	kW
$Q_{m,adjusted}$	泄压装置的调整泄放量, 用于管道中的压降计算	kg/h
$Q_{m,common}$	公共出口管路的质量流量	kg/h
$Q_{m,liq}$	液体膨胀后的质量流量	kg/h
$Q_{m,relief}$	压力泄放装置实际泄放质量流量	kg/h
$Q_{m,required}$	泄压装置所需的最小泄放量	kg/h
$Q_{m,vap}$	膨胀后蒸汽质量流量	kg/h
q_m	理论排放能力	kg/h · mm ²
q'_m	试验测定的实际排放能力	kg/h · mm ²
R	弯头曲率半径	mm
Re	雷诺数	-
s	绝缘层厚度	m
u	管路内流速	m/s
V	理论排量 (体积)	m ³
v	蒸汽或液体的比体积	m ³ /kg
v_0	进口管路中蒸汽的比体积	m ³ /kg
v_1	压力泄放装置出口管路进口处的比体积	m ³ /kg
w_0	泄压阀最小通流截面处的液体实际流速	m/s
w_1	进口至出口管路的流速	m/s
χ	p_b 时制冷剂的蒸汽分数	-
α	平口连接角度	°
γ	比热容比	-
ϵ_R	管道粗糙度	mm
ζ	压力损失系数	-
ζ_{DN}	与工程直径相关的压力损失系数	-
$\zeta_{fittings}$	管件压力损失系数	-
ζ_{pipes}	出口管路管道压力损失系数	-
ζ_{total}	出口管路总压损失系数	-
η_v	基于吸入压力及等效泄放装置整定压力的工况下估算的容积效率	-
ν	运动粘度	m ² /s
ρ	蒸汽或液体的密度	kg/m ³

ρ_0	蒸汽密度	kg/m ³
ρ_{10}	10℃下制冷剂饱和压力/露点对应的蒸汽密度	kg/m ³
ϕ	热流密度	kW/m ²
ϕ_{red}	折算热流密度	kW/m ²
注 1: 1bar=0.1MP _a =10 ⁵ Pa, 1MP _a =1N/mm ² 。		

5 概述

本文件描述了以下计算：

- 泄压装置的额定泄放量；
- 泄压装置的实际泄放量；
- 泄压装置进出口管路的压力损失。

泄压装置的泄放量（按本文件第 7 章计算）应大于额定泄放量（按本文件第 6 章计算），且其进、出口管路的压力损失（本文件第 8 章）需控制在规定的限值内，方可保证泄压装置正常运行。

本文件第 7 章所列公式仅适用于制冷剂气体或蒸气的泄放工况

注 1：非闪蒸液体与闪蒸液体用泄压装置的流通面积计算方法见附录 B；配套管路的计算示例见附录 C。

注 2：制冷系统与热泵的超压防护要求详见标准 GB/T 9237-2017。

泄压装置（安全阀及爆破片）的阀体、阀盖及螺栓的设计与制造，以及强度压力试验的技术要求，均应符合标准 GB/T 45775-2025 的规定。

其余技术要求应遵循 GB/T 12241-2021 以及 GB/T 567.1-2012 的相关条款。

泄压装置的实际泄放绝对压力按下式计算：

$$P_0 = 1.1 \cdot P_{set} + P_{atm} \dots \dots \dots (1)$$

计算泄压装置的额定泄放量时，需已知制冷剂的汽化潜热 Δh_{vap} 。

计算泄压装置的实际泄放量时，需已知制冷剂的密度 ρ_0 （或比体积 v_0 ）和比热容比 γ 。

计算进、出口管路的压力损失时，需已知制冷剂的密度 ρ_0 （或比体积 v_0 ）。

各参数取值需满足以下工况条件：

a) 压力 P_0 低于制冷剂的临界压力：

若 P_0 对应的饱和气体温度高于临界温度减 5K，则 ρ_0 、 v_0 和 Δh_{vap} 取临界温度减 5K 的饱和气体的参数值。

否则取 P_0 下饱和气体的 ρ_0 、 v_0 和 Δh_{vap} 的参数值。若已知进口温度（过热气体），则取压力 P_0 与进口温度对应工况下 ρ_0 、 v_0 和 Δh_{vap} 的参数值。

b) 若压力 P_0 高于制冷剂的临界压力，则 ρ_0 、 v_0 和 Δh_{vap} 取临界温度减 5K 下饱和气体的参数值。比热容比 γ 的取值应采用 25℃、1.01325 bar 工况下的数值。不同制冷剂的 γ 值可查阅表 A.1。

为校核出口管路内流速是否超过音速，需获取制冷剂在出口管路末端的密度及音速参数。制冷剂在出口管路末端的物性参数，按从泄放工况（ p_0 ， v_0 ）到出口管路末端压力的等焓膨胀过程进行取值。若该等焓膨胀过程导致制冷剂呈气液混合物或气固混合物状态，则采用出口管路末端压力下饱和气体的密度及音速参数。

6 制冷系统部件保护所需的最小泄放量

6.1 概述

计算基于已明确或假设的、会导致系统压力升高的过程。所有可预见的升压过程均应纳入考量，通常相关的典型过程详见第 6.2、6.3 及 6.4 条。

注：关于超压防护的必要措施要求，可查阅系统安全类标准（如 ISO 5149-2 及 EN 378-2）。此类升压过程的诱因包括但不限于停机压力累积、内 / 外部热源输入热量、流体滞留等情况。

若系统处于超临界压力工况，所选用的泄压阀需同时适用于气体和液体介质。

若二氧化碳泄放后的压力低于其三相点压力（例如泄放至大气压），则可能产生固态二氧化碳（干冰），需采取必要防护措施以保障系统安全运行。

即使容器内初始仅充注气态介质，在某些工况下仍可能产生液态介质；因此，就本文件的适用范畴而言，该容器应按气液两相容器进行处理。

6.2 热源引发的超压

6.2.1 外部热源

压力容器用泄压装置的所需最小泄放量，按公式（2）进行计算：

$$Q_{m,required} = \frac{3600 \cdot \phi \cdot A_{surf}}{\Delta h_{vap}} \dots\dots\dots (2)$$

本标中热流密度 ϕ 取 10kW/m^2 ，但必要时应取更高的值。

若压力容器的绝热层厚度 s 大于 0.04 m ，且该绝热层依据标准 EN 13501-1:2018 完成燃烧性能测试，燃烧性能等级优于 C 级，则热流密度可取经折减的数值作为计算下限。

$$\phi_{red} = \phi \cdot \frac{0.04}{s} \dots\dots\dots (3)$$

压力容器外表面面积根据几何形状计算。

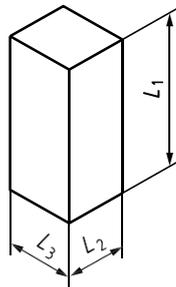


图 1 板式换热器（PHE）

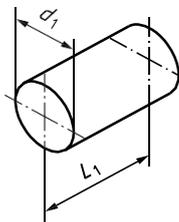


图 2 板壳式换热器（PSHE）

对于板式换热器，如图 1 所示，其表面积按公式（4）计算：

$$A_{surf} = 2 \cdot (L_1 \cdot L_2 + L_2 \cdot L_3 + L_1 \cdot L_3) \dots\dots\dots (4)$$

对于板壳式换热器，如图 2 所示，其表面积按公式（5）计算：

$$A_{\text{surf}} = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \right) + (\pi \cdot d_1 \cdot L_1) \dots\dots\dots (5)$$

若压力容器在发生火灾时可能被完全吞没或压力容器用易燃绝热材料隔热，则热流密度值可能需要高于 10kW/m^2 。

若压力容器单侧受到高强度热辐射作用，则需采用其他计算方法进行核算。

6.2.2 内部热源

内部热源引起的超压，泄压装置所需最小泄放量按公式（6）计算：

$$Q_{\text{m,required}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{h}}}{\Delta h_{\text{vap}}} \dots\dots\dots (6)$$

6.3 压缩机引发的超压

压缩机引发的超压工况，泄压装置的最小所需泄放量按公式（7）计算：

$$Q_{\text{m,required}} = 60 \cdot V \cdot n \cdot \rho \cdot \eta_{\text{v}} \dots\dots\dots (7)$$

公式（7）中， ρ 取压缩机最高允许吸入压力的饱和气体密度值。最高允许吸入压力由压缩机制造商确定。

注 1：若未安装排气截止阀且无中间截止阀，则仅设置高压泄压装置即可满足要求。

注 2：对于容积式压缩机，若其运行压力不可能超过最高允许压力，则无需装设泄压装置。

注 3：向低压侧泄放介质可能导致压缩机过热，和/或造成压缩机内部压力失控（如螺杆式压缩机）。

注 4：EN 12693 标准适用于可在排气阀关闭状态下运行的压缩机。

6.4 滞留液体膨胀引发的超压

针对滞留液体膨胀引发的超压防护，泄压装置的有效泄放面积应根据滞留液体的容积进行计算：

$$A_{\text{effective}} = K_{\text{volume}} \cdot V_{\text{trapped}} \dots\dots\dots (8)$$

其中，滞留液体系数 K_{volume} 为 $0.02\text{mm}^2/\text{l}$ ，泄压装置的有效流通面积按公示（9）进行计算：

$$A_{\text{effective}} = A_{\text{actual}} \cdot K_{\text{dr}} \dots\dots\dots (9)$$

若计算的有效泄放面积对应的流通直径小于 1mm，则应选择为 1mm 即 $d \geq 1\text{mm}$ 。

若制冷剂的泄放温度与临界温度差值小于 20 K，则滞留液体系数 $K_{\text{volume}} \geq 0.04\text{mm}^2/\text{l}$ 。

注：温度接近临界温度的液体，其膨胀量会显著增大。

宜考虑背压比 P_{b}/P_0 和泄压阀行程可能减少的情况。

应考虑杂质造成堵塞的可能性。

在可行情况下，泄压装置应向系统低压侧泄放，且该装置即使在最大背压工况下也需满足性能要求。

7 泄压装置的泄放能力

7.1 概述

在制冷系统泄压装置的常规应用场景中，背压通常低于泄放压力的 0.5 倍 ($P_{\text{b}} \leq 0.5 \cdot P_0$)，此时泄压装置内的介质流动状态为壅塞流。

气体或蒸气流经孔口（如泄压装置的流通截面）时，流量会随出口压力降低而增大，直至达到壅塞流状态；出口压力进一步降低，流量也不会再增加。

对于阀杆升程受背压影响的泄压阀，制造商应标注最大允许背压比 P_b/P_0 以及考虑阀门行程可能减小因素后、经认证的泄放系数。

7.2 泄压阀的泄放能力

气体通过泄压阀的质量流量可按下式计算：

$$Q_{m,relief} = 1.1384 \cdot A \cdot K_{dr} \cdot K_{cap} \cdot \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} \dots\dots\dots (10)$$

注：系数 $1.1384 = \sqrt{10^5} \cdot 10^{-6} \cdot 3600$ 是单位转换的结果。

泄放能力修正系数计算如下：

$$K_{dr} = 0.9 \cdot K_d \dots\dots\dots (11)$$

其中，泄放系数是通过以下公式计算的：

$$K_d = \frac{q_m}{q_{m1}} \dots\dots\dots (12)$$

注：公式（11）中的系数 0.9 为计算泄压阀泄放能力时采用的安全系数。容量修正系数 K_{cap} 的取值取决于泄压阀的泄放工况是否为壅塞流。

当背压比 P_b/P_0 小于或等于壅塞比压时，即发生壅塞流：

$$\frac{P_b}{P_0} \leq p_{r,choked} \dots\dots\dots (13)$$

其中，壅塞比压按下式计算：

$$p_{r,choked} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (14)$$

壅塞流工况下，容量修正系数的取值为：

$$K_{cap} = \sqrt{\gamma \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \dots\dots\dots (15)$$

若泄放工况为非壅塞流，则容量修正系数按下式计算：

$$K_{cap} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[\left(\frac{P_b}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_b}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \dots\dots\dots (16)$$

不同制冷剂对应的壅塞比压详见附录 A 表 A.1，壅塞流与非壅塞流工况下的容量修正系数 K_{cap} 取值详见附录 A 表 A.1 至表 A.3。

注：公式（10）至公式（16）的计算结果，与 EN 13136:2013+A1:2018 及 ISO 4126-7:2013 中对应公式的计算结果一致。

当计算进、出口管道及管件的压损，且泄压阀的泄放能力 $Q_{m,relief}$ 显著大于所需泄放能力 $Q_{m,required}$ 时，压力损失计算采用的制冷剂质量流量可按下列规则调整：

当 $Q_{m,relief} < (1.25 \cdot Q_{m,required})$ 时：

$$Q_{m,adjusted} = Q_{m,required} \dots\dots\dots (17)$$

当 $Q_{m,relief} \geq (1.25 \cdot Q_{m,required})$ 时:

$$Q_{m,adjusted} = \frac{Q_{m,relief}}{1.25} \dots\dots\dots (18)$$

计算管道及管件的压力损失时,应采用经调整的质量流量。

7.3 爆破片的泄放量

拱形爆破片的设计应满足以下要求:当爆破压力作用于爆破片凹面时,爆破片因受拉力发生破裂。爆破片的拱形结构需设计为:在预定运行工况下,初始阶段不会产生进一步的塑性变形。

爆破片的泄放能力应按 7.2 给出的公式计算。降额排放系数 K_{dr} 的取值需根据容器与爆破片之间的管道在容器上的安装方式确定,且应采用其最大值,具体规定如下:

a) 平口或扩口连接(见表 A.2): $K_{dr} = 0.70$;

b) 插入式连接(见表 A.2): $K_{dr} = 0.55$ 。

若爆破片本身的 K_{dr} 值低于上述最大值,则应在计算中使用较小的值。

8 进、出口管路的压力损失

8.1 一般规定

为保障压力泄放装置的正常运行,进、出口管路(含任何切换装置)的压力损失均不应超过以下限值:

压力泄放装置制造商规定的数值,且该数值应同时满足:

进气管路(含切换装置):

$$\Delta p_{in} \leq 0.03 \cdot p_0 \dots\dots\dots (19)$$

出口管路:

依赖背压式压力泄放装置:

$$\Delta p_{out} \leq 0.10 \cdot p_0 \dots\dots\dots (20)$$

背压无关式压力泄放装置:

$$\Delta p_{out} \leq 0.20 \cdot p_0 \dots\dots\dots (21)$$

进口管路内的流体流速不得达到音速。若出口管路内的流体流速大于音速,则应增大管径,且 / 或需将激波产生的压力损失计入出口管路的总压力损失。附录 D 给出了该压力损失的计算示例。

进、出口管路及切换装置的过流面积,不应小于压力泄放装置的实际过流面积 A_{actual} 。

注:进、出口管路的管材选型,应确保其可承受泄放工况下的压力与温度。

8.2 进口管路的压力损失

进口管路的压力损失应采用达西 - 魏斯巴赫公式进行计算:

$$\Delta p = f \cdot \rho_0 \cdot \frac{L}{d_R} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot 10^{-5} \dots\dots\dots (22)$$

当使用调整后的质量流量而不是速度时,公式可以写成:

$$\Delta p = 0.3858 \cdot f \cdot \frac{L}{d_R} \cdot v_0 \cdot \left(\frac{Q_{m,adjusted}}{A_R} \right)^2 \dots\dots\dots (23)$$

注：系数 $0.3858 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{10^6}{3600}\right) \cdot 10^5$ 是单位转换和简化的结果。

根据吸入管路中部件的类型，公式 (23) 可采用不同形式表述。

对于管路，直接采用公式 (23) 计算。摩擦系数 f 按冯·卡门充分发展湍流公式计算：

$$f = \frac{1}{(2 \cdot \log_{10}(\frac{3.71 \cdot d_R}{\epsilon_R}))^2} \dots\dots\dots (24)$$

管路粗糙度数值见附录 A 的表 A.5。

注：若流动未达充分湍流状态，可采用其他公式计算摩擦系数（例如按《科尔布鲁克，1939》）。

对于管件，压力损失按压力损失系数计算：

$$\zeta = f \cdot \frac{L}{d_R} \dots\dots\dots (25)$$

据此，采用公式 (23) 计算的的压力损失如下：

$$\Delta P = 0.3858 \cdot \zeta \cdot v_0 \cdot \left(\frac{Q_{m,adjusted}}{A_R}\right)^2 \dots\dots\dots (26)$$

典型管件的的压力损失系数应符合附录 A 表 A.4 的规定。

若制造商提供了与公称通径 (DN) 对应的设备 (阀门) 压力损失系数 ζ_{DN} ，则应按下式换算为管路实际内径对应的压力损失系数 ζ ，计算公式如下：

$$\zeta = \left[\frac{d_R}{DN}\right]^4 \cdot \zeta_{DN} \dots\dots\dots (27)$$

当转换装置的流量系数 K_{vs} 已知时，则使用公式 (23) 计算压力损失为：

$$\Delta P = v_0 \cdot \left(\frac{Q_{m,adjusted}}{K_{VS}}\right)^2 \cdot 10^{-3} \dots\dots\dots (28)$$

8.3 出口管路压力损失

出口管路的压力损失是使用理想气体的可压缩等温流动公式计算的。压力损失公式可简化为：

$$\frac{p_1^2 - p_b^2}{p_1} = 0.7716 \cdot Q_{m, adjusted}^2 \cdot \frac{v_1}{A_R} \cdot \zeta_{total} \dots\dots\dots (29)$$

注：系数 $0.7716 = \frac{10^{12}}{3600^2 \cdot 10^5}$ 是单位转换和简化的结果。

当假设 $p_1 \cdot v_1 = p_0 \cdot v_0$ 时，出口管路的进口压力 p_1 可以计算为：

$$p_1 = \sqrt{0.7716 \cdot Q_{m, adjusted}^2 \cdot \frac{p_0 \cdot v_0}{A_R^2} \cdot \zeta_{total} + p_b^2} \dots\dots\dots (30)$$

对于管道，压力损失系数计算如下：

$$\zeta_{pipe} = f \frac{L}{d_R} \dots\dots\dots (31)$$

其中，摩擦系数 f 按公式 (24) 计算。

对于管件，压力损失系数应符合附录 A 表 A.4 的规定。

总压力损失系数按各分项压力损失系数之和计算：

$$\zeta_{total} = \zeta_{pipes} + \zeta_{fittings} \dots\dots\dots(32)$$

8.4 总压力损失

进口管路总压力损失为进口管路中所有元件（管路、换向阀及管件）的压力损失之和，按下式计算：

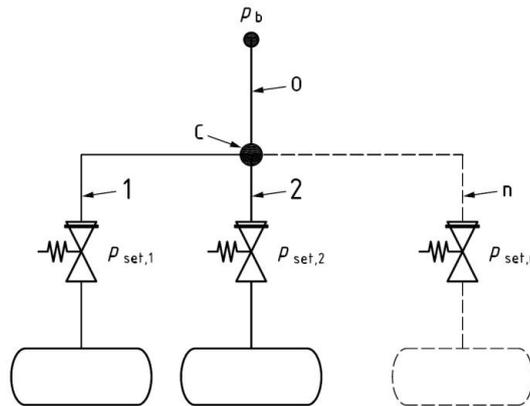
$$\Delta p_{in} = \sum \Delta p \dots\dots\dots(33)$$

出口管路总压力损失按公式 (30) 计算的 p_1 值与背压的差值确定

$$\Delta P_{out} = P_1 - P_b \dots\dots\dots(34)$$

8.5 多个泄压阀出口与公共排出管路的连接

若多个泄压阀接入同一条公共排出管路，公共管路的排出压力损失按公式 (29) 至 (34) 计算。计算所用的修正质量流量应为接入该公共排出管路的所有泄压阀的修正质量流量之和（如图 3 所示，按公式 (35) 计算）。。



标引序号说明：

1—泄压阀排出管路；

2—泄压阀排出管路；

n—泄压阀排出管路；

C—汇合点（多阀管路交汇核心术语，替代“连接点”，贴合流体管路工程定义）；

O—公共排出管路。

图 3 多个泄压阀接入公共排出管路示意图

$$Q_{m,common} = \sum_{i=1}^n Q_{m,adjusted,i} \dots\dots\dots(35)$$

计算公共排出管路时，应采用实际泄放压力最高管路的压力与比体积（ p_0, v_0 ），其中 p_0 为该管路的实际最高泄放压力。

公共排出管路的压力损失计算完成后，即可计算汇合点的压力：

$$p_{connection} = p_b + \Delta p_{common} \dots\dots\dots(36)$$

计算各泄压阀的单路排出管路压力损失时，应将汇合点压力代入公式(30)作为背压：

$$p_1 = \sqrt{0.7716 \cdot Q_{m,adjusted}^2 \cdot \frac{p_0 \cdot v_0}{A_R^2} \cdot \zeta_{total} + p_{connection}^2} \dots\dots\dots(37)$$

任一单路排出管路的总压力损失（含公共排出管路）均应符合公式(20)和公式(21)规定的限值。
若泄压阀为背压依赖型，则各泄压阀对应单路排出管路的总压力损失限值应按下式确定：

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{out},1} + \Delta p_{\text{common}} &\leq 0.10 \cdot (1.1 \cdot p_{\text{set},1} + p_{\text{atm}}) \\ \Delta p_{\text{out},2} + \Delta p_{\text{common}} &\leq 0.10 \cdot (1.1 \cdot p_{\text{set},2} + p_{\text{atm}}) \dots\dots\dots (38) \\ &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \\ \Delta p_{\text{out},n} + \Delta p_{\text{common}} &\leq 0.10 \cdot (1.1 \cdot p_{\text{set},2} + p_{\text{atm}}) \end{aligned}$$

若泄压阀为背压非依赖型，则各泄压阀对应单路排出管路的总压力损失限值也应按相同方法计算，适用公式 (21) 的限值要求。

注：不同制冷剂在公共排出管路中混合，可能因化学反应引发安全隐患。

附录 A
(规范性)
制冷剂的因素值和特性

A.1 制冷剂性能见表 A.1。

表 A.1 制冷剂性能

制冷剂编号 ^a	比热容比 ^b	壅塞比压 ^b	壅塞流量修正系数 ^b
	γ	$P_{r,choke}$	K_{cap}
R-11	1.10	0.58	0.63
R-12	1.12	0.58	0.63
R-13	1.14	0.58	0.64
R-14	1.16	0.57	0.64
R-22	1.17	0.57	0.64
R-23	1.19	0.57	0.65
R-32	1.24	0.56	0.66
R-50	1.31	0.54	0.67
R-113 ^c	1.06	0.59	0.62
R-114	1.04	0.60	0.62
R-115	1.09	0.59	0.63
R-116	1.09	0.59	0.63
R-123 ^c	1.10	0.58	0.63
R-124	1.10	0.58	0.63
R-125	1.10	0.58	0.63
R-134a	1.12	0.58	0.63
R-141b ^c	1.10	0.58	0.63
R-142b	1.12	0.58	0.63
R-143a	1.13	0.58	0.63
R-152a	1.15	0.57	0.64
R-170	1.20	0.56	0.65
R-E170	1.16	0.57	0.64
R-218	1.07	0.59	0.62
R-227ea	1.07	0.59	0.62
R-236fa	1.08	0.59	0.62
R-245fa	1.10	0.58	0.63
R-290	1.14	0.57	0.65
R-C318	1.07	0.59	0.62
R-600	1.10	0.58	0.63
R-600a	1.10	0.58	0.63
R-601 ^c	1.07	0.59	0.62
R-601a ^c	1.07	0.59	0.62

^a R-数值依据 ISO 817:2024 标准。
^b 数值基于 25℃ 和 1.01325bar。
^c 数值基于 100℃ 和 1.01325bar。

表 A.1 制冷剂性能(续)

制冷剂编号 ^a	比热容比 ^b	壅塞比压 ^b	壅塞流量修正系数 ^b
	γ	$P_{r,choked}$	Kcap
R-717	1.31	0.54	0.67
R-718 ^c	1.32	0.54	0.67
R-744	1.30	0.55	0.67
R-764	1.27	0.55	0.66
R-1150	1.25	0.55	0.66
R-1224yd[Z]	1.10	0.59	0.63
R-1233zd[E]	1.10	0.58	0.63
R-1234yf	1.10	0.58	0.63
R-1234ze[E]	1.10	0.58	0.63
R-1270	1.14	0.58	0.64
R-1336mzz[Z] ^c	1.06	0.59	0.62
R-401A	1.15	0.57	0.64
R-401B	1.16	0.57	0.64
R-401C	1.14	0.58	0.64
R-402A	1.13	0.58	0.63
R-402B	1.15	0.57	0.64
R-403A	1.15	0.57	0.64
R-403B	1.13	0.58	0.63
R-404A	1.12	0.58	0.63
R-405A	1.12	0.58	0.63
R-406A	1.10	0.58	0.63
R-407A	1.14	0.58	0.64
R-407B	1.12	0.58	0.63
R-407C	1.14	0.58	0.64
R-407D	1.14	0.58	0.64
R-407E	1.15	0.57	0.64
R-407F	1.15	0.57	0.64
R-407G	1.12	0.58	0.63
R-407H	1.16	0.57	0.64
R-407I	1.14	0.58	0.64
R-408A	1.15	0.57	0.64
R-409A	1.15	0.57	0.64
R-409B	1.16	0.57	0.64
R-410A	1.17	0.57	0.64
R-410B	1.17	0.57	0.64
R-411A	1.18	0.57	0.64
^a R-数值依据 ISO 817:2024 标准。 ^b 数值基于 25℃和 1.01325bar。 ^c 数值值基于 100℃和 1.01325bar。			

表 A.1 制冷剂性能(续)

制冷剂编号 ^a	比热容比 ^b	壅塞比压 ^b	壅塞流量修正系数 ^b
	γ	$P_{r,choked}$	Kcap
R-411B	1.18	0.57	0.64
R-412A	1.16	0.57	0.64
R-413A	1.11	0.58	0.63
R-414A	1.14	0.58	0.64
R-414B	1.14	0.58	0.64
R-415A	1.18	0.57	0.64
R-415B	1.16	0.57	0.64
R-416A	1.11	0.58	0.63
R-417A	1.11	0.58	0.63
R-417B	1.11	0.58	0.63
R-417C	1.12	0.58	0.63
R-418A	1.18	0.57	0.64
R-419A	1.11	0.58	0.63
R-419B	1.11	0.58	0.63
R-420A	1.12	0.58	0.63
R-421A	1.11	0.58	0.63
R-421B	1.11	0.58	0.63
R-422A	1.11	0.58	0.63
R-422B	1.11	0.58	0.63
R-422C	1.11	0.58	0.63
R-422D	1.11	0.58	0.63
R-422E	1.11	0.58	0.63
R-423A	1.10	0.58	0.63
R-424A	1.11	0.58	0.63
R-425A	1.14	0.58	0.64
R-426A	1.12	0.58	0.63
R-427A	1.13	0.58	0.63
R-427B	1.14	0.58	0.64
R-428A	1.11	0.58	0.63
R-429A	1.14	0.58	0.64
R-430A	1.14	0.58	0.64
R-431A	1.14	0.58	0.64
R-432A	1.16	0.57	0.64
R-433A	1.14	0.58	0.64
R-433B	1.14	0.58	0.64
R-433C	1.14	0.58	0.64
R-434A	1.11	0.58	0.63

^a R-数值依据 ISO 817:2024 标准。
^b 数值基于 25℃ 和 1.01325bar。
^c 数值值基于 100℃ 和 1.01325bar。

表 A.1 制冷剂性能(续)

制冷剂编号 ^a	比热容比 ^b	壅塞比压 ^b	壅塞流量修正系数 ^b
	γ	$P_{r,choked}$	Kcap
R-435A	1.16	0.57	0.64
R-436A	1.12	0.58	0.63
R-436B	1.12	0.58	0.63
R-436C	1.13	0.58	0.64
R-437A	1.12	0.58	0.63
R-438A	1.12	0.58	0.63
R-439A	1.17	0.57	0.64
R-440A	1.15	0.57	0.64
R-441A	1.12	0.58	0.63
R-442A	1.15	0.57	0.64
R-443A	1.15	0.57	0.64
R-444A	1.12	0.58	0.63
R-444B	1.16	0.57	0.64
R-445A	1.11	0.58	0.63
R-446A	1.19	0.57	0.65
R-447A	1.20	0.56	0.65
R-447B	1.20	0.56	0.65
R-448A	1.14	0.58	0.64
R-449A	1.14	0.58	0.64
R-449B	1.14	0.58	0.64
R-449C	1.13	0.58	0.64
R-450A	1.11	0.58	0.63
R-451A	1.10	0.58	0.63
R-451B	1.10	0.58	0.63
R-452A	1.12	0.58	0.63
R-452B	1.20	0.57	0.65
R-452C	1.12	0.58	0.63
R-453A	1.14	0.58	0.64
R-454A	1.15	0.58	0.64
R-454B	1.20	0.56	0.65
R-454C	1.13	0.58	0.63
R-455A	1.13	0.58	0.63
R-456A	1.12	0.58	0.63
R-457A	1.13	0.58	0.63
R-458A	1.14	0.58	0.64
R-459A	1.20	0.57	0.65

^a R-数值依据 ISO 817:2024 标准。
^b 数值基于 25℃和 1.01325bar。
^c 数值基于 100℃和 1.01325bar。

表 A.1 制冷剂性能(续)

制冷剂编号 ^a	比热容比 ^b	壅塞比压 ^b	壅塞流量修正系数 ^b
	γ	$P_{r,choked}$	K_{cap}
R-459B	1.13	0.58	0.63
R-460A	1.12	0.58	0.63
R-460B	1.14	0.58	0.64
R-460C	1.11	0.58	0.63
R-461A	1.11	0.58	0.63
R-462A	1.12	0.58	0.63
R-463A	1.17	0.57	0.64
R-464A	1.14	0.58	0.64
R-465A	1.13	0.58	0.63
R-500	1.12	0.58	0.63
R-501	1.18	0.57	0.64
R-502	1.13	0.58	0.63
R-503	1.16	0.57	0.64
R-504	1.17	0.57	0.64
R-507A	1.10	0.58	0.63
R-508A	1.13	0.58	0.63
R-508B	1.14	0.58	0.64
R-509A	1.11	0.58	0.63
R-510A	1.15	0.57	0.64
R-511A	1.14	0.58	0.64
R-512A	1.15	0.57	0.64
R-513A	1.11	0.58	0.63
R-513B	1.11	0.58	0.63
R-515A	1.10	0.59	0.63
R-516A	1.11	0.58	0.63
^a R-数值依据 ISO 817:2024 标准。 ^b 数值基于 25℃和 1.01325bar。 ^c 数值基于 100℃和 1.01325bar。			

A. 2 作为 γ 函数的壅塞流量修正系数见表 A.2。

表 A.2 作为 γ 函数的壅塞流量修正系数

γ	1.01	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60
K_{cap} (壅塞流)	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.67	0.68	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72

A. 3 非壅塞流量修正系数 K_{cap} 见表 A.3。

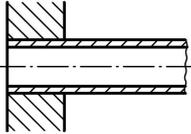
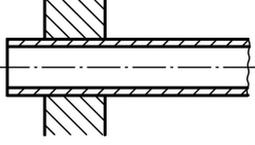
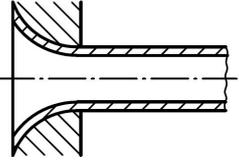
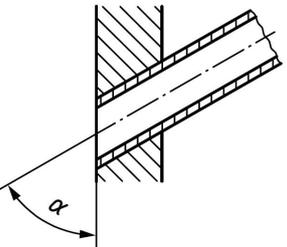
表 A.3 非壅塞流量修正系数 K_{cap}

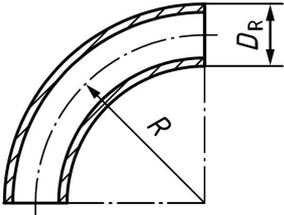
P_b/p_0	1.01	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60
0.45	0.572	0.585	0.601	0.615	0.629	0.641	0.653	0.665	0.676	0.686	0.695	0.705	0.713

0.50	0.592	0.603	0.617	0.630	0.642	0.653	0.664	0.674	0.684	0.692	0.701	0.709	0.716
0.55	0.604	0.614	0.626	0.638	0.648	0.658	0.667	0.676	0.684	0.692	0.699	0.706	0.712
0.60	0.609	0.618	0.628	0.638	0.647	0.655	0.663	0.670	0.677	0.683	0.689	0.695	0.701
0.65	0.605	0.613	0.621	0.629	0.637	0.644	0.650	0.656	0.662	0.667	0.672	0.677	0.681
0.70	0.593	0.599	0.606	0.612	0.618	0.624	0.629	0.634	0.638	0.643	0.647	0.650	0.654
0.75	0.570	0.575	0.580	0.585	0.590	0.594	0.598	0.602	0.605	0.608	0.611	0.614	0.617
0.80	0.535	0.539	0.543	0.546	0.550	0.553	0.556	0.558	0.561	0.563	0.565	0.567	0.569
0.82	0.517	0.520	0.524	0.527	0.530	0.532	0.535	0.537	0.539	0.541	0.543	0.545	0.546
0.84	0.497	0.499	0.502	0.505	0.507	0.509	0.511	0.513	0.515	0.517	0.518	0.520	0.521
0.86	0.473	0.475	0.477	0.479	0.481	0.483	0.485	0.486	0.488	0.489	0.491	0.492	0.493
0.88	0.445	0.447	0.449	0.451	0.452	0.454	0.455	0.456	0.457	0.458	0.459	0.460	0.461
0.90	0.413	0.415	0.416	0.417	0.419	0.420	0.421	0.422	0.423	0.423	0.424	0.425	0.426
0.92	0.376	0.377	0.378	0.379	0.380	0.380	0.381	0.382	0.382	0.383	0.384	0.384	0.385
0.94	0.331	0.331	0.332	0.333	0.333	0.334	0.334	0.335	0.335	0.335	0.336	0.336	0.336
0.96	0.274	0.275	0.275	0.275	0.276	0.276	0.276	0.276	0.277	0.277	0.277	0.277	0.277
0.98	0.197	0.197	0.197	0.197	0.197	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198

A. 4 管道元件压力损失系数见表 A.4。

表 A.4 管道元件压力损失系数

	平口对接	锐边进口 $\zeta = 0.5$ 破损边进口 $\zeta = 0.25$
	插入式连接	锐边进口 $\zeta = 1$ 破损边进口 $\zeta = 0.56$
	扩口连接	依据半径确定 介于 $\zeta=0.005$ 与 0.06 通常 取 $\zeta=0.05$
	角式平口连接	$\zeta=0.5+0.3\cos\alpha+0.2\cos^2\alpha$

	90°弯管	$R=2D_R$ $\zeta=0.3$ $R=3D_R$ $\zeta=0.25$ $R=4D_R$ $\zeta=0.23$ $R=5D_R$ $\zeta=0.18$
	换向阀	K_{VS} 或 ζ 应由阀门制造商给出
<p>注：表 A.4 给出的压力损失系数 ζ 值为通用公认取值。若能对取值依据作出合理解释（如引用已发表论文），则可采用略有差异的数值。</p>		

A.5 不同材质管道的粗糙度值见表 A.5。

表 A.5 不同材质管道的粗糙度值

材质	粗糙度 (mm)
钢管	0.045
不锈钢管	0.030
铜管	0.0015
柔性橡胶管	0.30

附录 B

(资料性)

非闪蒸和闪蒸液体的过流面积计算

B.1 非闪蒸液体用泄压阀的过流面积计算

非闪蒸液体用泄压阀适用于液态泵超压差保护等工况。

非闪蒸液体用泄压阀的过流面积，采用公式 (26) 计算，其压力损失系数取值为：

$$\zeta = \frac{1}{K_{dr1} \cdot K_{visc}} \dots\dots\dots (B.1)$$

其中，液体用降额排放系数 K_{dr1} 约比气体和蒸气用降额排放系数 K_{dr} 值低 20%。

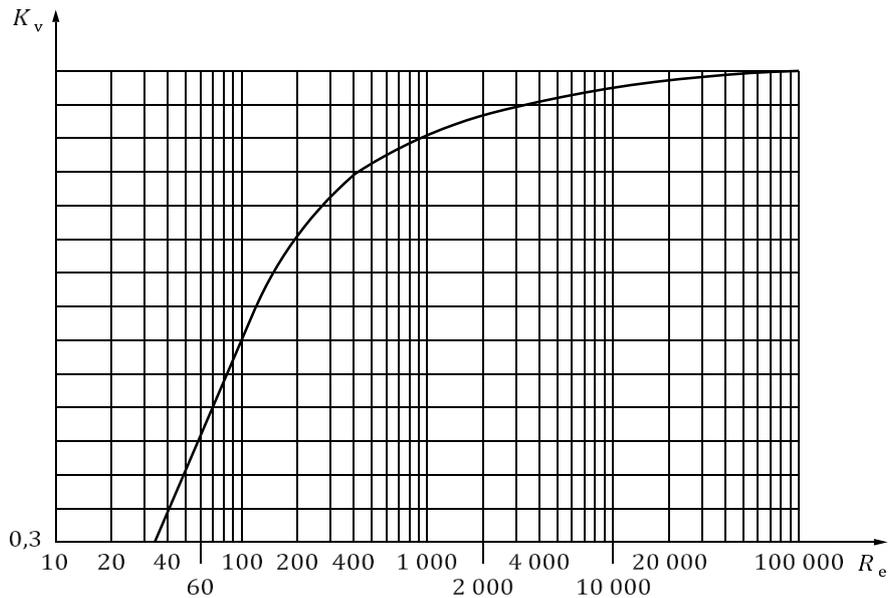
粘度修正系数 K_{visc} 取决于雷诺数，可从图 B.1 中查得。

对公式(26)求解过流面积并代入额定质量流量，即可得到泄压阀的最小过流面积：

$$A = 0.6211 \cdot \frac{Q_{m,required}}{K_{dr1} \cdot K_{visc}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot (p_0 - p_b)}} \dots\dots\dots (B.2)$$

由公式(B.2)求得的面积，用于选定适配规格的泄压阀。

进口管路与出口管路均按 8.2 节公式计算（出口介质为液体，即不可压缩流动）。



标引序号说明：

K_{visc} —— 粘度修正系数；

Re —— 雷诺数。

图 B.1 粘度修正系数 K_{visc} 与雷诺数的关系

雷诺数根据以下公式计算：

$$Re = \frac{w_0 \cdot d \cdot 10^{-3}}{\nu} \dots\dots\dots (B.3)$$

$$w_0 = 353.68 \cdot \frac{Q_{m,required}}{\rho \cdot d^2} \dots\dots\dots(B.4)$$

注：系数 $353.68 = \frac{4 \cdot 10^6}{\pi \cdot 3600}$ 是单位转换的结果。

运动粘度 ν 与密度 ρ 的数值可从技术文献查取， d 为泄压阀全开状态下的实际最小过流直径。

B.2 闪蒸液体用泄压阀过流面积计算

计算闪蒸液体用泄压阀的过流面积时（泄压引发闪蒸），流体可分为两相：液相与气相。

$$Q_{m,required} = Q_{m,vap} + Q_{m,liq} \dots\dots\dots(B.5)$$

$$Q_{m,vap} = x \cdot Q_{m,required} \dots\dots\dots(B.6)$$

其中 x 为背压 p_b 下的气相份额。

泄压阀处理气相部分所需的最小过流面积，可按公式 (10) 计算，得到：

$$A_{vap} = \frac{Q_{m,vap}}{1.1384 \cdot K_{dr} \cdot K_{cap}} \cdot \sqrt{\frac{v_0}{p_0}} \dots\dots\dots(B.7)$$

泄压阀处理液相部分所需的最小过流面积，可按公式 (B.2) 计算，得到：

$$A_{liq} = 0.6211 \cdot \frac{Q_{m,liq}}{K_{dr1} \cdot K_{visc}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot (p_0 - p_b)}} \dots\dots\dots(B.8)$$

其中， $K_{visc} = 1.0$ 可用于制冷剂在泄压阀中的闪蒸。

泄压阀的所需总流通面积可近似为：

$$A = 1.2 \cdot [A_{vap} + A_{liq}] \dots\dots\dots(B.9)$$

其中系数 1.2 用于考量本计算中气液混合物实际流量与理论流量的差值。

附录 C

(资料性)

压力泄放装置及配套管路管件的选型计算示例

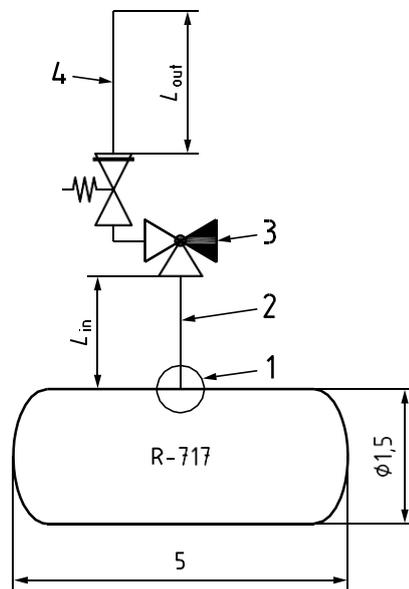
C.1 示例中所用制冷剂物性参数

所有制冷剂物性参数均取自美国国家标准与技术研究院 (NIST) 制冷剂物性软件 Refprop 10, 焓值与熵值采用默认参考点。亦可采用其他制冷剂物性数据来源。

C.2 单容器用泄压阀的选型

C.2.1 一般信息

带换向阀及连接管路的泄压阀如图 C.1 所示。



标引序号说明:

1——容器至泄压阀进口接头 (齐平接头, 破口边缘);

2——进口管路, $L_{in}=500\text{mm}$;

3——换向阀, $K_{vs}=20\text{m}^3/\text{h}$;

4——出口管路, $L_{out}=5000\text{mm}$ 。

出口管路的设计应避免管路内积水。

图 C.1 带换向阀及连接管路的泄压阀示意图

C.2.2 计算示例的假设条件

计算示例的假设条件如表 C.1 所示。

表 C.1 假设条件

类别	参数名称	数值
介质信息	制冷剂	R-717
压力参数	整定压力	$p_{set} = 20 \text{ bar}$

	实际绝对泄放压力	$p_0 = 1.1 \cdot p_{set} + p_{atm} = 23\text{bar}$
	实际背压	$p_b = p_{atm} = 1\text{bar}$
介质物性	汽化潜热 (23bar)	$\Delta h_{vap} = 1026 \text{ kJ/kg}$
容器参数	容器长度	5m
	容器直径	1.5m

C.2.3 标准热流量下所需最小泄放能力的计算

热流密度:

$$\phi = 10\text{kW/m}^2$$

容器外表面积:

$$A_{surf} = 2 \times \frac{1.5^2 \times \pi}{4} + 1.5 \times \pi \times 5.0 = 27.1\text{m}^2$$

使用 6.2.1 中的公式 (2):

$$Q_{m, required} = \frac{3600 \cdot \phi \cdot A_{surf}}{\Delta h_{vap}} = \frac{3600 \cdot 10 \cdot 27.1}{1026} = 951\text{kg/h}$$

C.2.4 低热流量下所需最小泄放能力的计算

当容器按 6.2.1 条款要求装设耐火绝热层时, 可采用低热流量进行核算。

绝热层厚度:

$$s = 0.14\text{m}$$

热流密度:

$$\phi_{red} = 10 \cdot \frac{0.04}{0.14} = 2.86\text{kW/m}^2$$

容器外表面积:

$$A_{surf} = 2 \times \frac{1.5^2 \times \pi}{4} + 1.5 \times \pi \times 5.0 = 27.1\text{m}^2$$

使用第 6.2.1 条中的公式[2]:

$$Q_{m, required} = \frac{3600 \cdot \phi_{red} \cdot A_{surf}}{\Delta h_{vap}} = \frac{3600 \cdot 2.86 \cdot 27.1}{1026} = 272\text{kg/h}$$

C.2.5 泄压阀的选型

本示例基于标准热流密度:

$$\phi = 10\text{kW/m}^2$$

在上述工况下, 泄压阀的所需最小泄放能力应不低于 951kg/h。

附录 A 表 A.1 中 R-717:

$$\gamma = 1.31$$

$$p_{r, choked} = 0.54$$

$$K_{cap} (\text{壅塞流}) = 0.67$$

查表 A.1, “R-717 表” 中

R-717 在 23bar 压力下饱和比体积:

$$v_0 = 0.0558\text{m}^3/\text{kg}$$

R-717 在 23bar 压力下饱和密度:

$$\rho_0 = 17.915\text{kg/m}^3$$

压力比 $p_b/p_0 = 1/23 = 0.043$, 小于 $p_{r, \text{choked}}$, 因此为壅塞流。

依据厂家样本, 选定泄压阀参数如下:

$$d = 15\text{mm}, A_{\text{actual}} = 177\text{mm}^2, K_{\text{dr}} = 0.41$$

按 7.2 条款公式 (10) 计算泄放能力:

$$Q_{\text{m,relief}} = 1.1384 \cdot A \cdot K_{\text{dr}} \cdot K_{\text{cap}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} = 1.1384 \cdot 177 \cdot 0.41 \cdot 0.67 \cdot \sqrt{\frac{23}{0.0558}} = 1124\text{kg/h}$$

因为 $Q_{\text{m,relief}}$ 小于 $1.25 \cdot Q_{\text{m,required}}$, 所以 $Q_{\text{m,adjusted}} = Q_{\text{m,required}} = 951\text{kg/h}$ 。

C.2.6 进口管路（从容器到泄压阀）的压力损失

进口管道: 钢制, DN25, L=500mm, $d_R=28.5\text{mm}$, $A_R=638\text{mm}^2$ 。

由表 A.5 查得, 管道粗糙度=0.045mm。

进口管道压力损失按 8.2 中公式 (23) 和公式 (24) 计算:

$$f = \frac{1}{\left(2 \cdot \log_{10} \left(\frac{3.71 \cdot d_R}{\epsilon_R}\right)\right)^2} = \frac{1}{\left(2 \cdot \log_{10} \left(\frac{3.71 \cdot 28.5}{0.045}\right)\right)^2} = 0.022$$

按公式 (22) 计算:

$$\Delta p_{\text{in, pipe}} = 0.3858 \cdot f \cdot \frac{L}{d_R} \cdot v_0 \cdot \left(\frac{Q_{\text{m,adjusted}}}{A_R}\right)^2 = 0.3858 \cdot 0.022 \cdot \frac{500}{28.5} \cdot 0.0558 \cdot \left(\frac{951}{638}\right)^2 = 0.018\text{bar}$$

与容器连接处的压力损失, 按表 A.4 查取齐平连接 (破口边缘) 的压力损失系数, 再依据公式 (26) 计算:

$$\Delta p_{\text{in, connection}} = 0.3858 \cdot \zeta \cdot v_0 \cdot \left(\frac{Q_{\text{m,adjusted}}}{A_R}\right)^2 = 0.3858 \cdot 0.25 \cdot 0.0558 \cdot \left(\frac{951}{638}\right)^2 = 0.012\text{bar}$$

转换阀压力损失按公式 (28) 计算:

$$\Delta p_{\text{in, changeover}} = v_0 \cdot \left(\frac{Q_{\text{m,adjusted}}}{K_{\text{VS}}}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0.0558 \cdot \left(\frac{951}{20}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0.126\text{bar}$$

进口总压力损失可按式计算:

$$\Delta p_{\text{in}} = \Delta p_{\text{in, pipe}} + \Delta p_{\text{in, connection}} + \Delta p_{\text{in, changeover}} = 0.018 + 0.012 + 0.126 = 0.156\text{bar}$$

$$\frac{\Delta p_{\text{in}}}{p_0} = \frac{0.156}{23} = 0.0068 < 0.03$$

因此, 进口压力损失满足所选泄压阀的使用要求。若压力损失超出 8.1 条的规定值, 则应对泄压阀及管路布置进行整改, 以降低压力损失。

在 23bar 下, 饱和氨蒸气的声速为 400m/s。进口管道内的流速经计算为 23.1 m/s (采用修正后的制冷剂流量系数、质量流量, 并代入 23bar 下的饱和密度), 故该流速远低于声速。

C.2.7 出口管路中的压力损失（从泄压阀到大气）

进口管道: 钢制, DN32, L = 5000mm, $d_R = 37.2\text{mm}$, $A_R = 1087\text{mm}^2$

依据附录 A 表 A.5, 管道粗糙度=0.045mm。

出口管道摩擦系数计算如下:

$$f = \frac{1}{\left(2 \cdot \log_{10} \left(\frac{3.71 \cdot d_R}{\varepsilon_R}\right)\right)^2} = \frac{1}{\left(2 \cdot \log_{10} \left(\frac{3.71 \cdot 37.2}{0.045}\right)\right)^2} = 0.021$$

出口管道的压力损失系数计算如下：

$$\zeta_{\text{pipe}} = f \cdot \frac{L}{d_R} = 0.021 \cdot \frac{5000}{37.2} = 2.82$$

出口管路无管件，因此：

$$\zeta_{\text{fittings}} = 0$$

因此，总压力损失系数可以计算为：

$$\zeta_{\text{total}} = \zeta_{\text{pipes}} + \zeta_{\text{fittings}} = 2.82 + 0 = 2.82$$

然后，出口管路的进口压力可以计算为：

$$p_1 = \sqrt{0.7716 \cdot Q_{m,\text{adjusted}}^2 \cdot \frac{p_0 \cdot v_0}{A_R^2} \cdot \zeta_{\text{total}} + p_b^2} = \sqrt{0.7716 \cdot 951^2 \cdot \frac{23 \cdot 0.0558}{1087^2} \cdot 2.82 + 1^2} = 1771 \text{ bar}$$

出口管路的总压降（单位：bar）可计算如下：

$$\Delta p_{\text{out}} = p_1 - p_b = 1771 - 1 = 0.771$$

$$\frac{\Delta p_{\text{out}}}{p_0} = \frac{0.771}{23} = 0.034 < 0.10$$

因此，出口压力损失满足所选泄压阀的使用要求。若压力损失超出 8.1 节的规定值，则应对泄压阀及管路布置进行整改，以降低压力损失。

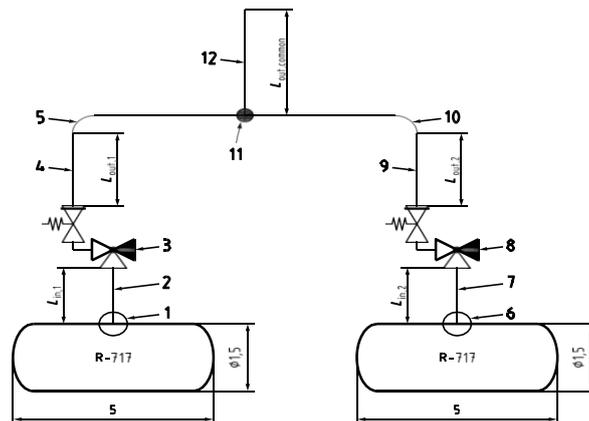
泄压阀处的膨胀过程按等焓过程考虑。23bar 下饱和氨蒸气的焓值为 1636.7 kJ/kg，按等焓过程推算至出口管路出口端压力（1.0bar），可得氨的温度为 -0.7℃、密度为 0.763 kg/m³、声速为 414 m/s。

出口管中的速度计算为 318m/s，因此速度低于声速。

C.3 双容器示例

C.3.1 基本信息

在图 C.2 所述系统中增设一台容器：



标引序号说明：

- | | |
|---|---|
| 1——容器 1 进口接口（齐平连接，破口边缘） | 6——容器 2 进口接口（齐平连接，破口边缘） |
| 2——容器 1 进口管道， $L_{in,1} = 500\text{mm}$ | 7——容器 2 进口管道， $L_{in,2} = 500\text{mm}$ |
| 3——容器 1 转换阀， $K_{vs,1} = 20\text{m}^3/\text{h}$ | 8——容器 2 转换阀， $K_{vs,2} = 20\text{m}^3/\text{h}$ |
| 4——容器 1 出口管道， $L_{out,1} = 5000\text{mm}$ | 9——容器 2 出口管道， $L_{out,2} = 5000\text{mm}$ |
| 5——容器 1 出口管道（90° 弯头） | 10——容器 2 出口管道（90° 弯头） |
| 11——汇合点 | 12——共用出口管道， $L_{out,common} = 5000\text{mm}$ |

图 C.2 带泄压阀、转换阀、管路及共用出口管路的双容器示意图

两台容器规格相同，唯一区别为容器 2 的整定压力为 30bar。出口管道长度 $L_{out,1}$ 和 $L_{out,2}$ 为泄压阀至汇合点的管道总长度。

容器 2 的实际泄放压力为：

$$p_{0,2} = 1.1 \cdot p_{set,2} + p_{atm} = 1.1 \cdot 30 + 1 = 34\text{bar}$$

查表 A.1 “R-717 表”：

R-717 在 34bar 条件下的饱和比体积： $v_0 = 0.0368\text{m}^3/\text{kg}$ ；

R-717 在 34bar 条件下的饱和密度： $\rho_0 = 27.170\text{kg}/\text{m}^3$ ；

R-717 在 34bar 条件下的汽化潜热： $\Delta h_{vap} = 932\text{kJ}/\text{kg}$ 。

C.3.2 共用出口管路

计算共用出口管路时，采用压力 $p_0 = 34\text{bar}$ 下的制冷剂物性参数。容器 2 所需泄放量计算结果为：

$$Q_{m,required,2} = 1047\text{kg}/\text{h}$$

使用与容器 1 相同的压力阀，计算出的泄压质量流量为：

$$Q_{m,relief,2} = 1682\text{kg}/\text{h}$$

容器 2 的所需泄放量计算结果为：

$$Q_{m,adjusted,2} = \frac{1682}{1.25} = 1346\text{kg}/\text{h}$$

$$Q_{m,relief,2} > 1.25 \cdot Q_{m,required,2}$$

据此，共用出口管路的修正质量流量为：

$$Q_{m,common} = Q_{m,adjusted,1} + Q_{m,adjusted,2} = 951 + 1346 = 2297\text{kg}/\text{h}$$

共用出口管路参数：

材质为钢制，DN50， $L_{common} = 5000\text{mm}$ ， $d_{common} = 54.5\text{mm}$ ， $A_R = 2333\text{mm}^2$ 。

按 C.2.7 所述相同方法，采用 34 bar 下饱和气体密度，算得共用出口管路的压力损失为：

$$\Delta p_{common} = 0.621\text{bar}。$$

据此可算得汇合点压力为：

$$p_{connection} = 0.621 + 1 = 1.621\text{bar}$$

泄压阀处的膨胀过程按等焓过程考虑。采用 34bar 下饱和气体的焓值 1629.1kJ/kg，按等焓过程推算至共用出口管路出口端压力 1.0 bar，可得氨的温度为-4.2℃，密度为 0.774 kg/m³，声速为 411m/s。共用出口管道内的流速经计算为 353 m/s，故该流速低于声速。

C.3.3 进口管路

容器 1 进口管路总压力损失保持不变：

$$\Delta p_{in,1} = 0.156\text{bar}, \text{ 该值小于允许压力降 } 0.03 \cdot 23 = 0.69\text{bar}。$$

按 C.2.6 所述方法，容器 2 的进口管路压力损失计算结果为：

$$\Delta p_{in,2} = 0.207\text{bar}, \text{ 该值小于允许压力降 } 0.03 \cdot 34 = 1.02\text{bar}。$$

C.3.4 出口管路

以汇合点压力 $p_{\text{connection}}$ 为背压，按 C.2.7 节所述方法计算泄压阀 1 至汇合点出口管路的压力损失（含 1 个弯头），结果为：

$$\Delta p_{out,1} = 0.605\text{bar}$$

泄压阀 1 出口管路的总压力损失计算可得：

$$\Delta p_{total,out,1} = \Delta p_{out,1} + \Delta p_{common} = 0.605 + 0.621 = 1.226\text{bar}$$

泄压阀 1 出口管路的压力损失限值为 $0.1 \cdot 23 = 2.3\text{bar}$ 。总压力损失因此符合允许限值要求。

以汇合点压力 $p_{\text{connection}}$ 为背压，按 C.2.7 节所述方法计算泄压阀 2 至汇合点出口管路的压力损失（含 1 个弯头），结果为：

$$\Delta p_{out,2} = 1.057\text{bar}$$

泄压阀 2 出口管路总压力损失据此算得为：

$$\Delta p_{total,out,2} = \Delta p_{out,2} + \Delta p_{common} = 1.057 + 0.621 = 1.678\text{bar}$$

泄压阀 2 出口管路的压力损失限值为 $0.1 \cdot 34 = 3.4\text{bar}$ 。总压力损失因此符合允许限值要求。

按泄压阀处等焓膨胀工况计算流速，得到出口管道 1 内流速为 196m/s，出口管道 2 内流速为 274m/s。该两流速均远低于对应工况下氨的声速。

附录 D

(资料性)

流速高于声速时的泄压阀出口管路

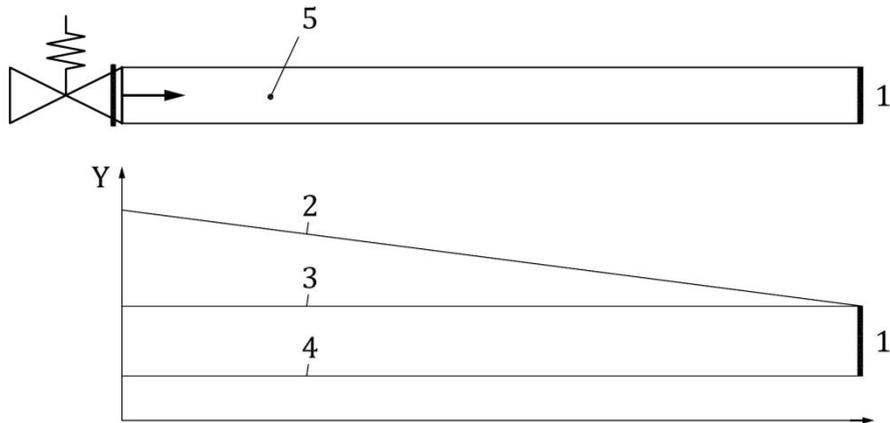
D.1 背景信息

当制冷剂流速在出口管路内达到声速时，将发生下述情况：

- 管道内该位置会形成激波，此激波将实质性限制流经管道的制冷剂质量流量；
- 激波形成且质量流量受限时，激波前端的压力会升高（若激波造成流量受限，因泄放量未达到设计要求，泄压阀出口端压力将趋近于进口端压力）；
- 激波前端压力升高时，制冷剂密度也随之增大，进而导致流体流速降低。

上述过程将使激波向管道末端移动即至管路出口处。

当激波处于出口位置时，激波正前端的制冷剂流速等于声速—激波前端的压力（及密度）将升高至对应数值，使制冷剂流速达到声速，具体见图 D.1：

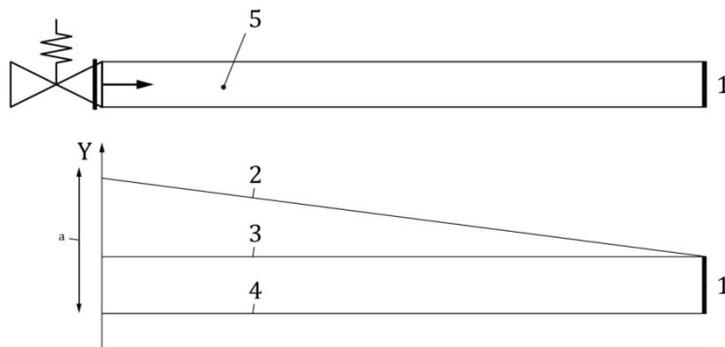


标引序号说明：

- 1—激波；
- 2—管道压力（沿程压力损失）；
- 3—制冷剂密度达对应值时的压力（该密度使出口流速等于声速）；
- 4—出口背压；
- 5—泄压阀出口管道。

图 D.1 激波位于管道出口时的出口管道内压力分布

从泄压阀端考量，激波的作用效果等同于出口管路中的其他压力损失；因此，若出口管路总压力损失（=沿程压力损失+激波处压力损失）小于最大允许压力损失，激波将不会影响泄压阀的正常工作。该工况详见图 D.2：



标引序号说明：

- 1——激波
- 2——管道压力（沿程压力损失）
- 3——制冷剂密度达对应值时的压力（该密度使出口流速等于声速）
- 4——出口背压
- 5——泄压阀出口管道
- a——最大允许压力损失

图 D.2 出口管道总压力损失符合允许压力损失要求

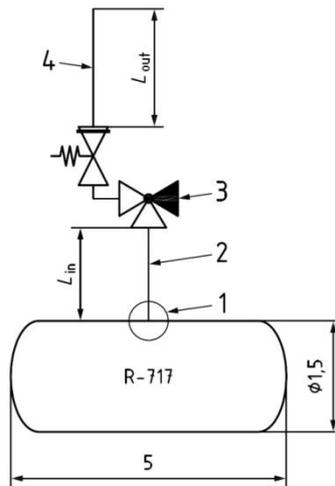
综上，当出口管道内流速高于声速时，可采取两种处理方式：

- 1) 增大出口管道通径，直至流速降至声速以下；
- 2) 将激波处压力损失纳入出口管路总压力损失计算，并校核总损失是否符合允许总压力损失要求。

实际应用中，通常需结合采用上述两种方式。

D.2 单泄压阀示例

制冷剂所有物性参数均取自 NIST Refprop 10，焓值与熵值采用默认参考点。详见图 D.3。



标引序号说明：

- 1——容器进口接管（齐平连接，破口边缘）；
 - 2——进口管道， $L_{in} = 500\text{mm}$ ；
 - 3——转换阀， $K_{vs} = 20\text{m}^3/\text{h}$ ；
 - 4——出口管道， $L_{out} = 5000\text{mm}$ 。
- 出口管路的设计应避免管内积水。

图 D.3 带转换阀及连接管道的泄压阀系统示意图

表 D.1 计算示例的假设条件

类别	参数名称	数值
介质信息	制冷剂	R-717
压力参数	整定压力	$p_{set} = 40\text{ bar}$

	实际绝对泄放压力	$p_0 = 1.1 p_{\text{set}} + p_{\text{atm}} = 45 \text{ bar}$
	实际背压	$p_b = p_{\text{atm}} = 1 \text{ bar}$
介质物性	汽化热 (45bar)	$\Delta h_{\text{vap}} = 847 \text{ kJ/kg}$
	进口工况焓值	1615 kJ/kg
容器参数	容器长度	5m
	容器直径	1.5m

本示例与 C.2 节示例完全一致，仅整定压力由 20 bar 调整为 40bar，管道尺寸及所选泄压阀均保持不变。

表 D. 2 主要计算结果

计算项	数值
所需质量流量	1152kg/h
泄压阀泄放能力	2268kg/h
修正后调节阀容量	1814kg/h
进口管路压力损失	0.274bar (小于 45bar 的 3%)
出口管路压力损失	1.883bar (小于 45bar 的 10%)
出口管路末端的流速	584m/s
出口管路末端的声速	406m/s

出口管路末端流速显著超声速。

出口末端达声速所需密度，按公式 (D.2) 计算：

$$\rho = 277.78 \cdot \frac{Q_{m,\text{adjusted}}}{u_{\text{speed of sound}} \cdot A_{\text{pipe}}} = 1.14 \text{ kg/m}^3 \dots\dots\dots (D.2)$$

注：系数 277.78=10⁶/3600 为单位换算推导值。

假定从泄压阀进口至出口管路末端的过程为等焓过程（焓值恒定），则可利用进口工况焓值（=1615kJ/kg）及按公式(D.2)计算所得的密度，求解使出口流速恰好等于声速的对应压力。

使用氨制冷剂表，发现该压力等于

1.44bar，这意味着出口管末端的冲击压力降等于 1.44-1.00=0.44bar。

重新核算出口管路压力损失，按背压 1.44bar 计算，得沿程压力损失为 1.623 bar，出口管路总压力损失为 2.063bar (=0.44+1.623)。

该总压力损失小于出口管路允许压力损失 4.5bar（允许压力损失为 45bar 的 10%）。

也可选择不将激波处压力损失纳入出口管路总损失计算，而是直接增大出口管道通径，此情况下管道通径需由 DN32 增大至 DN50。

参考文献

- [1] ISO 817:2014 制冷剂命名及安全分类
 - [2] ISO 5149-1 制冷系统和热泵安全与环境要求 第1部分：术语定义、分类及选型准则
 - [3] ISO 5149-2 制冷系统和热泵安全与环境要求 第2部分：设计、制造、试验、标识及文件编制
 - [4] ISO 5149-3 制冷系统和热泵安全与环境要求 第3部分：安装场地
 - [5] ISO 6708:1995 管道元件公称通径(DN)的定义与选用
 - [6] EN 378-1 制冷系统和热泵安全与环境要求 第2部分：设计、制造、试验、标识及文件编制
 - [7] EN 378-2 制冷系统和热泵安全与环境要求 第2部分：设计、制造、试验、标识及文件编制
 - [8] EN 378-3 制冷系统和热泵安全与环境要求 第3部分：安装场地及人员防护
 - [9] EN 12693 制冷系统和热泵安全与环境要求 容积式制冷剂压缩机
 - [10] 西里尔·弗兰克·科尔布鲁克，管内湍流（重点论述光滑管与粗糙管定律的过渡区）[J].英国土木工程师学会会刊，1939,1(4),133 - 156
-