 DOI: https://doi.org/10.12349/edc.v8i8.11439

Overview of Calculation Methods for Safety Valve Reaction Force

Zhaoyang Wu Jing Ma Xiangyu Zhang Yiran Tong

Beijing Aerospace Petrochemical Technology and Equipment Engineering Corporation Limited, Beijing, 100176, China

Abstract

The reaction force generated during safety valve discharge serves as a core load parameter for the design of pressure relief system piping and load-bearing supports, and the accuracy of its calculation is directly tied to the system's operational safety and structural integrity. This paper systematically sorts out the calculation methods for safety valve discharge reaction force specified in major domestic and international mainstream standards and specifications, including API 520, ASME B31.1, HG/T 20570, AD 2000:A2, ISO 4126, and the Practical Valve Design Manual. While all the discharge reaction force calculation methods defined in these standards are theoretically based on the momentum theorem, they differ in the paths for determining state parameters: API 520 and HG/T 20570 (the latter references the former) take stagnation pressure and stagnation specific volume as the starting point for calculation; ASME B31.1 conducts derivation using stagnation enthalpy; ISO 4126 has established a complete calculation framework covering gas, steam, liquid and two-phase flow; AD 2000 A2 provides a general basic calculation formula applicable to both compressible and incompressible media, as well as a corrected discharge reaction force formula for sonic discharge that incorporates static thrust. By comparing the formula structures, parameter definitions, and applicable critical and subcritical flow boundaries, this paper reveals the internal correlations and essential differences between different methods, aiming to provide a theoretical reference for the reasonable selection of calculation methods in engineering practice.

Keywords

safety valve; discharge reaction force; critical flow; subcritical flow

安全阀排放反力计算方法概述

武召阳 马静 张翔宇 仝一然

北京航天石化技术装备工程有限公司，中国·北京 100176

摘 要

安全阀排放反力是泄压系统管道及承重支架设计的核心载荷参数，其计算准确性直接关系到系统运行安全与结构完整性。本文系统梳理了API 520、ASME B31.1、HG/T 20570、AD 2000：A2、ISO 4126及《实用阀门设计手册》等国内外主流标准规范中安全阀排放反力的计算方法。各标准中的排放反力均以动量定理为理论基础，但在状态参数的确定路径上呈现差异：API 520与HG/T 20570（后者参照前者）以滞止压力和滞止比容为计算起点；ASME B31.1利用滞止焓进行推导；ISO 4126则形成涵盖气体、蒸汽、液体及两相流的完整计算框架；AD 2000 A2给出可用于可压缩和不可压缩介质的通用基础计算公式和包含静压推力的音速排放修正排放反力公式。通过对比公式结构、参数定义及适用的临界及亚临界流动边界，本文揭示了不同方法之间的内在关联与本质差异，旨在为工程实践中计算方法的合理选择提供理论参考。

关键词

安全阀；排放反力；临界流动；亚临界流动

1 引言

在压力容器、锅炉房等工业工程设备系统中，安全阀作为核心安全泄放装置，其排放反力的准确计算是安全阀出口管道应力分析与支吊架系统设计的核心基础，直接关系到整套承压设备及管网系统的长期安全稳定运行。本文梳理的安全阀排放反力及相关流动参数计算体系，是基于稳态泄放工况建立的，所得结果为稳态流动下的理论反作用力。实际工程中，介质的全排放过程包含非定常流动阶段，尤其在安全阀启闭的瞬态过程中，会产生附加的冲击推力与弯矩，现有工程标准已明确要求，在开展排放反力计算时需引入对应动载系数，对瞬态效应予以合理考虑。

【作者简介】武召阳（1997–），女，中国河北衡水人，硕士，工程师，从事超压保护类设备设计、制造研究。

2 API 520

2.1 气体泄放

在 API 520 标准中【[1]】，对于临界稳定流动的可压缩流体通过弯管和竖直排放至大气时排放反力，包括动量效应和应力效应两部分。气体、蒸气和蒸汽的排放反力计算公式为（1）：

$$F=129W\sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}}+A(P-P_a) \tag{1}$$

2.2 两相流泄放

两相介质混合物的排放反力的计算公式为（2）。这个公式假设两相混合物处于均匀流动状态（无滑移状态）。

$$F=\frac{1X10^6W^2}{\mathrm{A}}\left[\frac{x}{\rho_g}+\frac{(1\text{-}x)}{\rho_l}\right]+\frac{A(P-P_a)}{1000} \tag{2}$$

式中：

F—排放点（向大气排放）的反作用力，N；W—质量流量，kg/s；k—出口工况下介质的比热容比 (Cp/Cv)；M—介质的摩尔质量，g/mol；T—排放温度，K；A—排放管面积，mm²；P—排放点出口静压力，MPa；P_a—大气压力，MPa；ρ_g—出口工况下蒸汽的密度，kg/m³；ρ_l—出口工况下液体的密度，kg/m³；x—出口工况下蒸汽的重量分量。

3 CCPS

CCPS 指南【[2]】介绍了介质向大气排放时所产生的稳态出口作用力。受力示意图如图 1 所示。

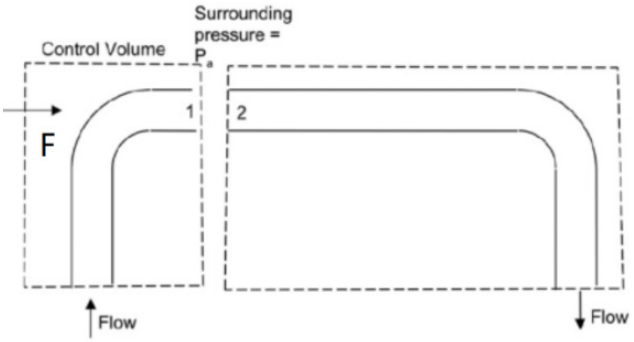


图 1 排放反力示意图

3.1 气体泄放

质量流量计算为：

$$W^*=\frac{WC_0}{P_aA}=\frac{W}{P_aA}\sqrt{\frac{kRT}{M}}=\frac{W}{P_aA}\sqrt{\frac{kP_{sr}}{\rho_{sr}}} \tag{3}$$

$$\frac{P_c}{P_a}=\frac{W^*}{k}\sqrt{\frac{2}{k+1}} \tag{4}$$

出口介质流动处于临界状态时：

$\frac{F}{P_aA}=(k+1)-1$ for $P_c\geq P_a$ Or $\frac{F}{P_aA}=\frac{\sqrt{2(k+1)}W^*}{k}-1$ for $P_c\geq P_a$

$$F=W\sqrt{\frac{2(k+1)RT}{kM}}-P_aA \tag{5}$$

若出口介质流动未处于临界状态，出口马赫数与排放反力可由下式给出：

$$M^2=\frac{\sqrt{1+2(k-1)(\frac{W^*}{k})^2}-1}{k-1}\ for\quad P_c<P_a \tag{6}$$

$$\frac{F}{P_aA}=\mathrm{k}M^2 \tag{7}$$

$$\frac{F}{P_aA}=\frac{k(\sqrt{1+2(k-1)(\frac{W^*}{k})^2}-1)}{k-1} \tag{8}$$

$$F=kP_aA\frac{\sqrt{1+2(k-1)(\frac{W^*}{k})^2}-1}{k-1} \tag{9}$$

3.2 液体泄放

对于液体，排放反力的公式可简化为下列公式：

$$F=\frac{W^2}{\rho_lA} \tag{10}$$

3.3 两相流泄放

针对两相流的泄放，管道出口处的排放反力可由以下公式估算：

$$\omega=\alpha_0+(1-\alpha_0)\rho_lC_{pf}TP(\frac{v_{fg0}}{\mathrm{h}_{fg0}})^2 \tag{11}$$

$$\frac{F}{PA}=\sqrt{\omega}\frac{W}{A\sqrt{P_a\rho_0}}\left[2-\sqrt{\omega}\frac{W}{A\sqrt{P\rho_0}}\left(1-\frac{1}{\omega}\right)\right]-\frac{P_a}{P} \tag{12}$$

3.4 动态荷载系数

CCPS 指南【[2]】指出，如果对管道支撑处的应力进行静态力分析，那么就需要对这些力应用一个动态载荷系数，以考虑结构的响应情况。动态载荷系数的值取决于力施加的速度、力的作用持续时间以及结构的固有频率。另一方面，如果使用动态分析来评估结构响应，那么就不需要动态载荷系数了。动态载荷系数的影响会自动包含在动态分析中。

因此如果考虑到瞬态流动产生的影响，通常采用静态结构模型而非动态结构模型进行分析，一般动态荷载系数通常在 1 到 2 之间变化。

$$F_{eq}=DLF*\ F \tag{14}$$

式中：

W^*—介质质量流量，kg/s；C_0—气体在滞止条件下的声速；R—理想气体常数；P_{sr}—气体供参考压力，MPa；ρ_{sr}—气体供参考密度，kg/m³；P_c—临界压力，MPa；ω—常数；α_0—体积空隙率；C_{pf}—液体比热容；T—流体的温度（绝对单位），K；P—流体压力（绝对单位），MPa；v_{fg0}—汽化过程中的比容变化；h_{fg0}—汽化过程中的焓变；ρ_0—两相混合物的密度，kg/m³；F_{eq}—等效静载荷；DLF - 动态荷载系数。

其余符号与 API 520 描述的一致。

4 实用阀门设计手册

在实用阀门设计手册中【[3]】，首先要确定排空管出口处的绝对压力 P_1，以判断排放速度。P_1 的计算公式如下：

$$P_1=\frac{K_{dr}A_cP_2}{0.9A}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}\sqrt{\frac{1}{Z}} \tag{14}$$

如果 P_1 大于或等于大气压力，则排放速度为声速，排放反力计算公式为：

$$F=\frac{(1+k)K_{dr}A_cP_2}{0.9}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\sqrt{\frac{1}{Z}}-AP_a \tag{15}$$

如果 P_1 小于大气压力，则排放速度为亚声速，排放反力计算公式为：

$$F=\frac{k(K_{dr}A_cP_2)^2}{0.81AP_aZ}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2k}{k-1}} \tag{16}$$

式中：

A_c—安全阀流道面积，mm²；K_{dr}—安全阀额定排量系数；P_2—排放时安全阀进口绝对压力，kPa；Z—气体压缩系数；

其余符号与 API 520 描述的一致。

考虑到安全阀排放反力具有冲击载荷的性质，通常还需要对计算得出的排放反力乘以动载系数。动载系数的计算程序如下：

1）安全阀装置周期计算式。

序号	名称	公式或索引
1	安全阀装置周期 T/s	$0.1846\sqrt{\frac{WL}{EI}}$
2	安全阀、安装管道、法兰、附件等的重量 W/N	设计确定
3	从被保护设备到安全阀出口管中心线的距离 L/min	设计确定
4	安全阀进口管在设计温度下的弹性模量 E/MPa	详见手册中表 3-6
5	进口管惯性矩 I/mm^4	GB/T 8162、GB/T 8163

2）计算比值 t_k/T，此处，t_k 为安全阀开启时间，即安全阀从关闭状态到全开启的动作时间。

3）根据比值 t_k/T 从图 2 查到动载系数，该值在 1.1~2.0 之间。

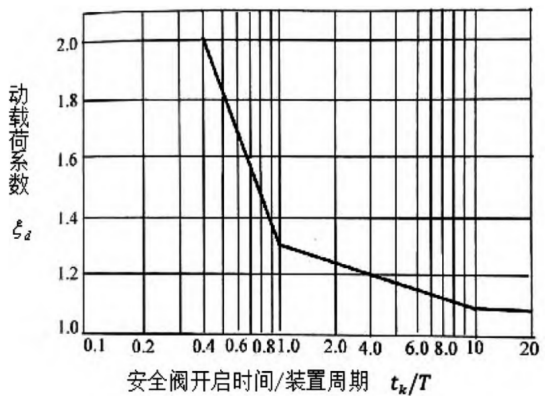


图 2 动载系数

5 HG/T 20570

5.1 气体泄放

在 HG/T 20570.2【[4]】中基于可压缩流体的临界流动状态给出了气体的排放反力公式 (17)，标准中指出，排放反力的大小与介质泄放至大气还是密闭系统有很大的关系，即系统属于开式系统还是闭式系统这将影响排放反力的大小。

$$F=1.02\times10^{-6}W\sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}}+10A(P-P_a) \tag{17}$$

5.2 液体泄放

$$F=0.694Pa_2 \tag{18}$$

式中，

W—实际质量流量，kg/h；a_2—流道面积，mm^2。

其余符号与 API 520 描述的一致。

6 ISO 4126–9

ISO 4126-9【[5]】提到，许多装置中出口处的流速至关重要，其背压比关闭阀门时的背压要高得多，且流速接近声速。当安全阀未配备排放管就进行安装时，作用于入口轴线上的反作用力是径向的。在稳定流动状态下，许多力会相互抵消。但是抵消这种力需要一定的时间，这取决于阀门的开启时间和压力波传播时间。可以通过缩短管道长度可以减少瞬态力的影响。

在介质稳定流动时其排放反力由下方公式计算：

$$F=\frac{Wv}{3600}+(P_b-P_v)\frac{A}{10} \tag{19}$$

式中：

v—出口排空管的流速，m/s；P_b—背压，MPa；P_v —附加背压，MPa。

其余符号与 HG/T 20570 描述的一致。

7 AD 2000:A2

在 AD:2000:A2【[6]】中，根据动量守恒原理确定介质排放产生的排放反力，用于安全阀等泄压装置开启时，对管道、支撑结构产生的排放反力的计算。本标准中提到，介质为气体时出口处流速是小于或者等于声速的，给出了流速的计算方法。本标准提到当气体达到音速排放时，需要在基础公式 (20) 基础上叠加喷口内外静压差产生的额外推理，修正后的排放反力公式为 (22)。

$$F=\frac{Wv}{3600} \tag{20}$$

$$v=\frac{W}{3600}\cdot\frac{10^6}{\rho_nA} \tag{21}$$

$$F=\frac{Wv}{3600}+A(P-P_a)\frac{1}{10} \tag{22}$$

式中：

ρ_n—管道末端喷出口处流体的密度，kg/m^3。

其余符号与 HG/T 20570 描述的一致。

8 ASME B31.1

在 ASME B31.1【[7]】中对开式排放系统中，安全阀稳定排放蒸汽介质产生的排放反力做了介绍，本标准规定无论是排放弯头还是疏水盘后的排空管，排放反力基于可压缩流体的临界流动状态进行分析，不考虑亚临界情况。排放弯头处的反作用力的计算方法如下：

$$P=\frac{W}{A}\left(\frac{b-1}{b}\right)\sqrt{\frac{2(h_0-a)J}{g_c(2b-1)}} \tag{23}$$

$$V=\sqrt{\frac{2g_c J(h_0-a)}{2b-1}} \tag{24}$$

$$F=\frac{WV}{g_c}+(P-P_a)A \tag{25}$$

式中：

A—排放弯管流通面积，in^2；g_c—重力常数，32.2 lbm-ft /lbf-s2；h_0—安全阀进口处气体的焓值，Btu/lbm；J—常数，778.16 ft-lbf/Btu；W—质量流量，lbm/sec；P—介质泄放时排放口处的临界压力，psia（绝压）；V—介质泄放时排放口处的临界速度，ft/sec；a.b—气体常数。

表 1　a 和 b 取值

蒸汽状态	a (Btu/lbm)	b
湿蒸汽，＜ 90% 含量	291	11
饱和蒸汽，≥ 90% 含量 15psia ≤≤ 1000psia	823	4.33
过热蒸汽，≥ 90% 含量 1000psia ＜≤ 2000psia	831	4.33

ASME B31.1 指出，在开式排放系统中，由于安全阀的排放反力产生的力矩可通过将作用力、分析点到管路系统中该点的距离（力臂）与适当的动态荷载系数相乘来计算。在任何情况下，均不得将阀门下方支路连接处的反作用力矩取为小于该值的乘积。

$$(DLF)(F)(L) \tag{26}$$

式中：

DLF= 动载系数；L= 力矩

此外，需进一步对两类典型泄放工况开展系统性考量：第一类是单台安全阀独立泄放时瞬态高速流体沿管线传递的动态载荷分布规律，第二类是多台安全阀组合泄放时公共总管内多股流体交汇耦合的载荷叠加效应，系统性评估泄放流体对泄压总管、支撑构件及设备接管产生的排放反力与合力矩响应，为后续管道与支架的强度校核提供完整载荷边界。

9 结论

整体而言，当前国内外主流工业规范体系中，安全阀排放反力的计算模型均以流体动量定理为底层核心物理逻辑，涵盖泄放介质高速流动冲量载荷项和泄放截面处介质静压与环境大气压的压差形成的静推力项。由于不同标准的适用介质边界、工程应用场景定位与安全冗余阈值设定存在侧重差异，最终呈现的反力计算表达式形式不同。

另外，排放反力作为安全阀管道设计过程的输入值时，设计人员必须结合动态载荷系数和管道固有周期进行综合校核。CCPS、《实用阀门设计手册》、ASME B31.1 中均引入了动载系数，用于修正排放反力计算过程中的冲击载荷影响。

在开展排放反力计算时，可结合实际工况条件，合理选取并参照对应的相关标准与计算方法，实现结构设计安全性与工程经济性动态平衡。

参考文献

[1] API RP520, Sizing, Selection, and Installation of Pressure—Relieving Device in Part Ⅱ—Installation[S]. Washington: American Petroleum Institute.

[2] CCPS, Guidelines for Pressure Relief and Effluent Handling Systems, 2nd Edition, 2017, American Institute of Chemical Engineers, Center for Chemical Process Safety, 3 Park Avenue, 19th Floor, New York, New York 10016, www.aiche.org/ccps, ISBN 978-0-470-76773-3.

[3] 陆培文。实用阀门设计手册［M］。机械工业出版社，2012.

[4] HG /T20570[S].化工装置工艺系统工程设计技术规定,1995.

[5] ISO 4126-9[S].Safety devices for protection against excessive pressure-Part9：Application and installation of safety devices excluding stand-along bursting disc safety devices,2008.

[6] AD 2000-Merkblatt A2[S]. Safety devices against excess pressure-Safety valves 2015.

[7] ASME B31.1, Power Piping[S]. New York: The American Society of Mechanical Engineers,2020.