気液二相流を想定した安全弁のサイジング*

Sizing of Safety Relief Valves for Gas/liquid Two-phase Flow

菊池 武史**
KIKUCHI Takeshi

Abstract Well-established recommendations exist for the sizing of safety valves and the connected inlet and outlet lines for steady-state, single-phase gas / vapor or liquid flow. However, in the case of a two-phase vapor / liquid flow, the required relieving area to protect a system from overpressure is larger than that required for single-phase flow. This report includes a widely usable engineering tool for the sizing of the typical safety valves. It is based on the omega parameter method, which is extended by a thermodynamic non-equilibrium parameter. The recommended sizing procedure starts with the definition of the sizing case and includes a method for the prediction of the mass flow rate required to be discharged and the dischargeable mass flux through a safety valve.

Keywords: Gas/liquid two-phase flow, Runaway reaction, Safety valve, DIERS, Tempered system, Gassy system, Omega method, HNE-DS method, Discharge coefficient

1. 緒言

気体(又は蒸気)、及び液体単相の定常流に対する安全弁のサイジング方法は確立している。しかし、気液二相流が発生する場合、機器を超過圧力から保護するために必要な吹出し面積は、単相流に対して必要とする面積より大きくなる。国際標準化機構(ISO)は、Table 1に示す、圧力逃し装置のサイジング方法(ISO 4126シリーズ)を提供している。

うち、ISO 4126 Part 10は、気液二相流に対する安全弁のサイジング方法として2010年に初めて提案された国際規格であり、社団法人日本バルブ工業会が審議団体となり、東京海洋大学刑部真弘教授のもとで、2013年にJIS B 8227として発行された。本稿は、気液二相流に対する安全弁のサイジング方法を紹介する。

2. 暴走反応と気液二相流

2.1 暴走反応

化学反応危険性の中でも暴走反応についてはあ

Table 1 ISO 4126 series[1].

	Safety devices for protection against excessive pressure	Related JIS
Part 1	Safety Valves	JIS B 8210, 2009
Part 2	Bursting Disk Safety Devices	JIS B 82261, 2011
Part 3	Safety Valves and Bursting Disk Safety Devices in Combination	JIS B 82262, 2011
Part 4	Pilot Operated Safety Valves	-
Part 5	Controlled Safety Pressure Relief Systems (CSPRS)	-
Part 6	Application, Selection and Installation of Bursting Disk Safety Devices	JIS B 82263, 2011
Part 7	Common Data	-
Part 9	Application and Installation of Safety Devices Excluding Stand-alone Bursting Disc Safety Devices	-
Part 10	Sizing of Safety Valves for Gas / liquid Two-phase Flow	JIS B 8227, 2013
Part 11	Performance Testing	-

まり理解されておらず、暴走反応に起因する事故は多い。イギリスHSE(Health and Safety Ex-

* 2015.1.30 受付

** 株式会社住化分析センター 〒113-0033 東京都文京区本郷3丁目22-5 住友不動産本郷ビル6階
TEL: (03)5689-1215 FAX: (03)5689-1222 E-mail: takeshi.kikuchi@scas.co.jp

ecutive)の事故調査結果によれば、反応器事故の重要な原因として、反応の情報不足、添加誤り、冷却不良、超過温度、かくはん不良、制御不良、予想しない触媒作用、不純物の混入等がある[2]。これらの原因で反応速度が加速し、冷却能力が不足して系が断熱状態に近くなると、発熱反応(目的とする反応、及び予想しない副反応)により温度が上昇して急激な蒸発又は生成物の分解反応を生じ、火災・爆発に至る危険性がある。

2.2 気液二相流の理論的・実験的研究

気液二相流に対するサイジング理論は、米国化学工学会(AIChE)の後援の下、1976年に結成されたDIERS(The Design Institute for Emergency Relief Systems)プロジェクトで開発された。研究の過程で、コンピュータシミュレーションプログラムSAFIRE、及びDIERS型断熱熱量計を開発し、熱量計のデータを使用して圧力逃し装置をサイジングするための解析解を誘導するとともに、実規模の実験でその技術を検証した[3-5]。DIERSプロジェクトは1984年に成功裏に終了したが、開発された技術を理解・運用し、維持・改訂していくため、DIERSユーザーズグループを結成して、米国及び欧州で活動してきた。しかし、2014年12月をもって名称をDIERSと改め、これまでの法人登録(無料)から個人会員に変更し、2015年1月から、年間維持会費として\$75を徴収することになった。年2回開催される会合に参加するには、個人会員の登録が必要である。

3. 安全弁のサイジング

3.1 要求事項

- 安全弁に対する要求事項は次による。
- 安全弁が吹出した後も、機器の最高許容アキュムレーション圧力 ΔP_{MAA} を超えない：通常、最高許容アキュムレーション ΔP_A は、設定圧力(ゲージ圧力)の10%とする。
- 安全弁はできる限り小口径にする：サイズが小さくなれば、関連設備費、放出物処理設備、及び環境へ吹出す物質の量を低減できる。

3.2 サイジング式

最低限必要な計算式をTable 2に集約した。安全弁の最小必要吹出し面積 A_0 は、理論完全ノズル(断熱かつ摩擦なし)を通過する二相流の吹出し可能な質量流束 $\dot{m}$ を、二相流の安全弁降格吹出し係数 $K_{dr,2ph}$ で減じ、これと吹出し必要質量流量 Q_m とから式(1)で計算する。サイジングでは、単一成分の気体と液体との混相を仮定する。気相又は液相の多成分混合物については、混合物の物性を平均して、単一成分とみなす。

4. 気液二相流の発生判定

4.1 液面上昇現象

暴走反応が生じると液中で気泡を形成する。気泡は軽いため液中を上昇し、液面で破裂して気液が分離する。しかし、気体(又は蒸気)発生速度が、液中の気泡上昇の終末速度を超えた場合、気泡が液中に留まり、気泡の容積分だけ液面が上昇する。吹出し中に、上昇液面が安全弁入口に達した場合、流動形態は気体単相流から気液二相流に変化する。

Fig. 1 Flow regime pattern (non-foaming) [6].

4.2 機器内の流動形態

機器内の流動形態は、気泡流(bubbly flow)及びチャーレン乱流(churn-turbulent flow)に大別できる[4]。気泡流(Fig. 1(a)参照)は、液中に気泡が均一に分散した状態で、ボイド率は最大0.3程度である。気泡は小さくかつ分離しており、液中を比較的ゆっくり上昇する。一方、チャーレン乱流(Fig. 1(b)参照)は、液中に気泡が合体したボイドが分散した状態で、ボイド率は0.15~0.9程度である[7]。気泡が合体して大きな気泡に成長するためより速く上昇する。同じ気体(又は蒸気)の発生速度であれば、液面上昇度合は、チャーレン乱流より気泡流の方が大きい。したがって、気泡流の方が気液二相流が生じやすい。気体の見掛け速度が増加すると、流動形態は、気泡流からチャーレン乱流へと変化する。DIERSプロジェクトによれば、液粘度 $\Omega_1 \geq 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ で気泡流が発生し、 $\Omega_1 < 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ でチャーレン乱流が発生する[4]。

4.3 気液二相流発生の予測

高粘性液体及び発泡する系では、機器内で気液が均質の泡状態になって常に気液二相流が吹出すため、二相流の発生を判定する必要はない。

ここで均質(homogeneous)とは、安全弁に入る流体の気液比が、機器内の気液が完全に混合した状態での平均気液比に等しい状態をいう。この

場合の、均質二相混合物の比容積 v_0 は式(2)で表される。

機器内の気体(又は蒸気)の見掛け速度 u_g は式(3)による。ここで、 $Q_{g,\max}$ は式(12)による。一方、 $\dot{Q}$ は式(4)による。計算は吹出し圧力で実施する。液中での気泡上昇の終末速度 u_{∞} は式(5)で計算する。パラメータ k_{∞} の値は、チャーレン乱流で1.53、気泡流で1.18とする。無次元気泡上昇速度 Ψ を式(6)で計算する。これとFig. 2から、上昇した液中の平均ボイド率 ε_d を求める。図中のパラメータ C_0 は、器壁への独立気泡のつながりを考慮するものである。一方、初期ボイド率 ε_0 を式(7)で計算する。

$\varepsilon_0 \leq \varepsilon_d$ なら、機器の容積以上に液面上昇し、液面が機器上蓋に達した時点で気液混相が吹出す。一方、 $\varepsilon_0 > \varepsilon_d$ なら、液面は機器内にとどまり、気体単相を仮定してよい。

Fig. 2には、発泡しない液体が外部火災加熱を受ける貯槽についても示した。この場合、蒸気の気泡は貯槽壁面部分でだけ発生し、液中では発生しないため気液二相流は生じにくい。Fig. 1(c)に示したように、液ヘッドにより液の過冷却度が増し、液中に侵入した気泡は急速に凝縮して消滅する。

Fig. 2 Flow regime correlation at safety valve inlet (non-foaming) [8].

5. 吹出し必要質量流量

5.1 緩和系(tempered system)

圧力発生源は液の蒸気圧である。安全弁が作動すると、暴走反応による発熱の一部は蒸発潜熱で奪われ、温度上昇速度が抑制される。吹出し速度が大きくなると、発生する熱は蒸発潜熱による冷却と均衡し、それ以上の温度上昇がなくなる。温度と圧力が蒸気圧で関係しているため、温度が上昇しなくなった時点で圧力の上昇もなくなる。この状態を緩和と呼ぶ。多くの場合、反応速度はこの状態より大きくなる。サイジングにおける最も厳しい条件は、均質二相流である。この場合、吹出し流中の蒸気の比率が最も小さくなるため、反応混合物を蒸発潜熱により冷却する能力が最も小さい。均質二相混合物の比容積 v_0 は式(8)でも表現できる。

Leung式[4,9,10]は、吹出し中の機器内の物質収支及び熱収支の微分方程式の解析解に相当する。吹出し必要質量流量 Q_m は式(9)による。ここで、発熱速度 $\dot{Q}$ は式(10)による。一方、飽和温度差 ΔT_{MAA} は式(11)による。物性値は、吹出し圧力及び最高許容アキュムレーション圧力における値の平均値を用いる。Leung式の適用範囲は、 $(dT/dt)_{MAA} < 2 \text{ K/s}$ 、 $0\% \leq \Delta P_A \leq 50\%$ である。

5.2 気体放出系(gassy system)

圧力発生源は、熱分解や、液中に溶存した気体の放出で発生する非凝縮性気体である。蒸発潜熱による冷却がないため温度上昇速度の抑制(緩和)は生じない。安全弁が作動しても非凝縮性気体の容積流量は増加し続ける。その結果、吹出し中も液温は上昇を続け、液を冷却しない限り圧力を低下できない。サイジングにおける最も厳しい条件は、チャーンス乱流である。この場合、最終的に温度及び反応速度が最大になる時点で、機器内に最も液が残留する。

サイジングに際して、最大非凝縮性気体発生速度に達する前に、液は機器から吹出さないと仮定する[4,11]。吹出し必要質量流量 Q_m は式(12)による。最大気体発生速度、及び非凝縮性気体の比容積は、最高許容アキュムレーション圧力(最大反応速度)で計算する[9]。式(12)の適用範囲は、 $(dP/dt)_{\text{test,max}} < 20 \text{ kPa/s}$ である。

一方、Singhは、均質二相混合物を想定し、圧力が吹出し圧力から最高許容アキュムレーション圧力に上昇する間の、吹出しによる質量損失を考慮したサイジング方法を示した[12,13]。吹出し中

の質量損失を考慮すると、機器内の液の減少による圧力上昇速度の低下が期待でき、結果として必要吹出し面積は小さくなる。

5.3 混成系(hybrid system)

圧力発生源は、蒸気圧と、発生する非凝縮性気体の両方である。緩和する混成系と緩和しない混成系がある。これは、着目圧力における蒸発速度と、非凝縮性気体発生速度の割合に依存する。緩和しない混成系の吹出し必要質量流量 Q_m は式(13)による。最大気体発生速度 $Q_{g,\text{max}}$ は式(12)で計算し、最大蒸気発生速度 $Q_{v,\text{max}}$ は式(14)による。

一方、緩和する混成系では、最大圧力上昇速度に達する前に温度上昇を抑制でき、必要吹出し面積も小さくなる。解析解が誘導されているが、非常に複雑である[11,14-16]。

6. 吹出し可能な質量流束

6.1 圧縮性流体の性質[5]

圧縮性流体(気体単相)が安全弁のノズルや配管を通過する際には、圧力が低下して膨張する。もし許容圧損に余裕があれば、最大流速に到達するまで膨張を続ける。この最大流速が、流体力学的臨界流れ(音速)である。所定の圧力における最大流速は、圧力と断熱指数(比熱比)で表される。

気液二相流にも最大流れ条件がある。この場合、気体単相の条件以外に、クオリティの影響も受ける。安全弁入口における気液比として、クオリティ x は式(15)、ボイド率 ϵ は式(16)による。式(8)を式(16)へ代入すると式(17)となる。

均質平衡モデル(HEM: homogeneous equilibrium model)[4]は、接続配管内部で気液が均一に混合していると仮定し、フラッシュする系にもフラッシュしない系にも適用できる。気液の流速差はなく(機械的平衡)、気液二相間で熱平衡及び気液平衡が成立している。理論完全ノズルを通過する質量流束 $\dot{m}_{\text{ideal}}$ は式(18)による。積分するには、二相混合物の比容積 v を圧力 P の関数として表す必要がある。

6.2 簡略化したオメガ法(一点法)

オメガ法は、均質平衡モデルの解析解であり、緩和系及び気体放出系に適用できる。オメガパラメータ ω は、気液混相の圧縮性を特性づける無次元数であり、 ω の値が大きくなるほど圧縮性が増加する。すなわち、

- ・液体単相流: $\omega = 0$
- ・フラッシュしない気液二相流(気体放出系): $0 <$

$\omega < 1$

・非凝縮性気体单相流： $\omega = 1$

・フラッシュする気液二相流(緩和系)： $1 < \omega \leq 100$
 ω は式(19)で計算する[14,16,17]。これは、関数 $v(P)$ を線形と仮定したものである。物性値は、全て安全弁上流の一点の圧力 P_0 における値だけが必要なため一点法と呼ぶ。

気体放出系の場合は、右辺第二項が消えて式(20)を得る。オメガ法の適用範囲は、対臨界温度 $T_{red} = T/T_c < 0.9$ 、対臨界圧力 $P_{red} = P/P_c < 0.5$ である。

計算手順は、まず安全弁の最も狭い流路断面において、臨界流れに達するかどうかを臨界圧力比 η_{crit} で判定する。 η_{crit} は式(21)から繰返し計算で解く。式(22)で計算した背圧比 $\eta_b \leq \eta_{crit}$ ならば、ノズルで臨界に達しているので、無次元臨界質量流量 $\dot{m}^*_{crit}$ を式(23)で、臨界質量流量 $\dot{m}_{crit}$ を式(24)で計算する。Fig. 3は、式(21)及び式(23)の関係を示す。サイジング圧力 P_0 は、緩和系の場合は吹出し圧力 P_{set} 、気体放出系の場合は最高許容アキュムレーション圧力 P_{MAA} とする。

一方、 $\eta_b > \eta_{crit}$ なら臨界に達していないので、質量流量は背圧に依存し、無次元質量流量 $\dot{m}^*$ を式

(25)、質量流量 $\dot{m}$ を式(26)で計算する。

6.3 HNE-DS法

安全弁内のノズルで圧力が低下した場合に、新しい圧力における気液平衡を達成するためには、液体の一部がフラッシュしなければならない。しかしフラッシュは、気泡核の発生及び気泡の成長を伴う動的な過程であり、有限の時間が必要である。滞留時間が非常に短い場合は、流体はフラッシュする前にノズルを通過してしまう。これを非平衡流と呼ぶ。安全弁のノズルにおける、沸とう遅延による非平衡挙動を考慮するため、Osakabeらは、熱力学的非平衡状態を考慮した沸とう遅延因子 N を考えた[19]。

HNE-DS法(homogeneous non-equilibrium model - Diener and Schmidt) [20]も、安全弁入口での非平衡挙動を考慮することによりオメガ法の欠点を補ったものである。HNE-DS法のオメガパラメータを式(27)に示す。液粘度 $\Omega_{l,0} < 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ の、均質非平衡流に対する沸とう遅延因子 N は式(28)による。液粘度 $\Omega_{l,0} \geq 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ の場合は、 $N=1$ と置く。均質平衡二相流に対しては、 $N=1$ より、式(27)は式(19)に一致する。式(28)の指数 a の値

Fig. 3 Flow correlations for flashing and non-flashing two-phase discharges[18].

は、安全弁入口が飽和液体の場合は2/5とする。

計算手順は、まず、 $N=1$ の場合のオメガパラメータ ω_{eq} を式(19)で計算し、臨界圧力比 η_{crit} を式(21)で計算する。次に、この η_{crit} を用いて式(28)から N を計算し、沸とう遅延を考慮したオメガパラメータ ω を式(27)で計算する。HNE-DS法は、安全弁入口での対臨界圧力 P_{req} が小さい領域では、HEM法(オメガ法)よりかなり大きな無次元質量流束の値を得るため、結果的に安全弁必要面積を小さくできる。

7. 安全弁吹出し係数

二相流の安全弁降格吹出し係数 $K_{dr,2ph}$ は、実際の質量流束と理想的な等エントロピノズルに対する理論質量流束との比である。したがって、 $K_{dr,2ph}$ の値には、理論等エントロピノズルモデルの精度、及び実際のノズルの形状の両方が影響する。安全弁製造業者は、試験機関に依頼して、気体単相の $K_{dr,g}$ 及び液体単相の $K_{dr,l}$ の値を取得している[21]。通常、これらの公称降格吹出し係数は、吹出し実験で測定した値の90%とする。二相流の吹出し係数は両者の中間になると予想されるが、その実測は難しく、検証済みのデータベースがなく、保証された試験機関もない。

ISOでは、容積加重式である式(29)を用いて、二相流の降格吹出し係数 $K_{dr,2ph}$ を、安全弁製造業者から公開されている単相流の公称降格吹出し係数から推定する[22,23]。 ε_{seat} は、式(30)による。圧力比 η は、 $\eta_b < \eta_{crit}$ の場合は $\eta = \eta_{crit}$ とし、 $\eta_b \geq \eta_{crit}$ の場合は $\eta = \eta_b$ とする。

8. 結 言

ISOが提案する非平衡パラメータ N の妥当性については、世界中の安全弁の測定結果をまとめたデータベースで検証されている[24]。しかし、安全弁のノズル内部の形状等が製造業者ごとに異なるため、これらの検証データを全ての安全弁に適用できるかどうかはさらなる検討が必要である。

また、沸とう遅延因子 N の計算式の指数 a の値は、入口クオリティが0.05より大きい飽和気液二相流の実験データを元に提案されたものである。クオリティがより小さい領域、又は初期過冷却液に対しては、詳細なデータがないため a の推奨値はまだ与えられていない。

さらに、ISOが提案する、二相流降格吹出し係数の容積加重式の精度については、海外の多くの

研究者が実験データと比較して検証しているが、容積加重式は安全側の傾向を示すと考えられる。

以上のように、現行のISO 4126 Part 10には依然として多くの課題があり、今後の国際的な研究の推進と、それらの成果が、将来のISO 4126 Part 10規格の改訂に反映されることを期待したい。

Nomenclature

A_0	: minimum required safety valve seat area	[m ²]
A_v	: cross-sectional area in a vessel	[m ²]
C_p	: specific heat capacity at constant pressure	[J/(kg·K)]
g_n	: acceleration due to gravity	[m/s ²]
Δh_v	: heat of vaporization	[J/kg]
K_{dr}	: certified discharge coefficient	[—]
M	: liquid mass	[kg]
$\dot{m}$	: dischargeable mass flux	[kg/(m ² ·s)]
N	: boiling delay factor	[—]
P	: pressure	[Pa]
ΔP_A	: maximum allowable accumulation (= [$P_{MAA} - P_{set}$] / P_{set})	[%]
dP/dt	: rate of pressure rise	[Pa/s]
$\dot{Q}$	: heat input due to runaway reaction	[W]
Q_g	: non-condensable gas generation rate	[m ³ /s]
Q_m	: mass flow rate required to be discharged	[kg/s]
Q_v	: vapor generation rate	[m ³ /s]
T	: temperature	[K]
t	: time	[s]
ΔT_{MAA}	: saturation temperature difference	[K]
dT/dt	: self-heat rate under adiabatic condition	[K/s]
u_g	: superficial gas velocity	[m/s]
u_{∞}	: terminal bubble-rise velocity of gas in the liquid	[m/s]
V	: volume	[m ³]
$\dot{x}$	: mass flow quality (vapor mass fraction)	[—]
Greek letters		
ε	: void fraction (vapor volume fraction)	[—]
ε_d	: void fraction under level swell	[—]

η	: pressure ratio (= P/P_0)	[-]
κ	: isentropic coefficient (= C_p/C_v)	[-]
v	: specific volume	[m ³ /kg]
ρ	: density	[kg/m ³]
σ	: surface tension	[N/m]
Ψ	: dimensionless bubble-rise velocity	[-]
Ω	: viscosity	[Pa·s]
ω	: compressibility coefficient	[-]
Subscripts/Superscript		
2ph	: two-phase flow	
b	: back (pressure)	
o	: sizing, initial, or homogeneous condition	
c	: thermodynamic critical condition	
crit	: hydrodynamic critical condition, or sonic (choked) condition	
g	: gas phase	
l	: liquid phase	
MAA	: maximum allowable accumulated condition	
red	: reduced condition	
sat	: saturation condition	
seat	: condition in the narrowest flow cross-section of the safety valve	
set	: set condition	
test	: DIERS type adiabatic calorimeter	
*	: dimensionless	

Table 2 Selected equations.

$$\begin{aligned}
 A_0 &= Q_m / (K_{dr,2ph} \cdot \dot{m}) & (1) \\
 v_0 &= V / M_0 & (2) \\
 u_g &= \{ Q_{g,max} + (\dot{Q} / [\Delta h_v \cdot \rho_g]) \} / A_v & (3) \\
 \dot{Q} &= C_{p1} \cdot (dT/dt)_{MAA} \cdot M_0 & (4) \\
 u_\infty &= k_\infty \cdot [\sigma_1 \cdot g_n \cdot (\rho_1 - \rho_g)]^{0.25} \cdot (\rho_1)^{-0.5} & (5) \\
 \Psi &= u_g / u_\infty & (6) \\
 \varepsilon_0 &= 1 - (V_{l,0} / V) = 1 - (M_0 / \rho_1) / V & (7) \\
 v_0 &= \dot{x}_0 \cdot v_{g,0} + (1 - \dot{x}_0) \cdot v_{l,0} & (8) \\
 Q_m &= \frac{\dot{Q}}{\left[\sqrt{(v_{g,0} - v_{l,0}) \cdot M_0} + \sqrt{C_{p1,0} \cdot \Delta T_{MAA}} \right]^2} & (9) \\
 \dot{Q} &= M_0 \cdot C_{p1,0} \cdot [(dT/dt)_{set} + (dT/dt)_{MAA}] / 2 & (10) \\
 \Delta T_{MAA} &= T_{sat}(P_{MAA}) - T_{sat}(P_0) & (11)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_m &= Q_{g,max} \cdot (M_0 / V) \\
 &= (M_0)^2 \cdot V_{test} \cdot T_{test,max} \cdot (dP/dt)_{test,max} \\
 &\quad / (V \cdot M_{test} \cdot P_{max} \cdot T_{test}) & (12)
 \end{aligned}$$

$$Q_m = (Q_{g,max} + Q_{v,max}) (M_0 / V) \quad (13)$$

$$Q_{v,max} = [M_0 \cdot C_{p1} \cdot (dT/dt)_{MAA}] / (\Delta h_v \cdot \rho_g) \quad (14)$$

$$\dot{x}_0 = \varepsilon_0 \cdot v_{l,0} / [(1 - \varepsilon_0) \cdot v_{g,0} + \varepsilon_0 \cdot v_{l,0}] \quad (15)$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= (x/\rho_g) / \{ (\dot{x}/\rho_g) + [(1 - \dot{x})/\rho_l] \} \\
 &= \dot{x} \cdot v_g / [\dot{x} \cdot v_g + (1 - \dot{x}) \cdot v_l] & (16)
 \end{aligned}$$

$$\varepsilon = \dot{x} \cdot v_g / v \quad (17)$$

$$\dot{m}_{ideal} = (1/v_{seat}) \sqrt{-2 \int_{P_0}^{P_{seat}} v(P) dP} \quad (18)$$

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{\dot{x}_0 \cdot v_{g,0}}{v_0 \cdot \kappa} + \frac{C_{p1,0} \cdot T_0 \cdot P_0}{v_0} \left[\frac{v_{g,0} - v_{l,0}}{\Delta h_{v,0}} \right]^2 \\
 & & (19)
 \end{aligned}$$

$$\omega = \varepsilon_o / \kappa \quad (20)$$

$$\begin{aligned}
 0 &= (\eta_{crit})^2 + (\omega^2 - 2\omega) (1 - \eta_{crit})^2 + 2\omega^2 \cdot \ln(\eta_{crit}) \\
 &\quad + 2\omega^2 \cdot (1 - \eta_{crit}) & (21)
 \end{aligned}$$

$$\eta_b = P_b / P_0 \quad (22)$$

$$\dot{m}_{crit}^* = \eta_{crit} / \sqrt{\omega} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{crit} = \dot{m}_{crit}^* \sqrt{P_0 \cdot (M_0 / V)} = \dot{m}_{crit}^* \sqrt{P_0 / v_0} \quad (24)$$

$$\dot{m}^* = \sqrt{\frac{-2[\omega \cdot \ln(\eta_b) + (\omega - 1)(1 - \eta_b)]}{\omega \cdot [(1/\eta_b) - 1] + 1}} \quad (25)$$

$$m = m^* \sqrt{P_0 \cdot (M_0 / V)} = m^* \sqrt{P_0 / v_0} \quad (26)$$

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{\dot{x}_0 \cdot v_{g,0}}{v_0 \cdot \kappa} + \left[\frac{C_{p1,0} \cdot T_0 \cdot P_0}{v_0} \left(\frac{v_{g,0} - v_{l,0}}{\Delta h_{v,0}} \right)^2 \right] \cdot N \\
 & & (27)
 \end{aligned}$$

$$N = \left\{ \dot{x}_0 + [C_{p1,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot (v_{g,0} - v_{l,0}) / (\Delta h_{v,0})^2] \cdot \ln(1/\eta_{crit}) \right\}^a \quad (28)$$

$$K_{dr,2ph} = \varepsilon_{seat} \cdot K_{dr,g} + (1 - \varepsilon_{seat}) \cdot K_{dr,l} \quad (29)$$

$$\varepsilon_{seat} = 1 - \{ \eta \cdot v_{l,0} / [v_0 \cdot (\omega - \omega \cdot \eta + \eta)] \} \quad (30)$$

参考文献

- [1] Kikuchi, T., Practical Approach to Sizing Pressure Relief Devices for Gas/liquid Two-phase Flow (in Japanese), Journal of Japan Society for Safety Engineering, Ser. 1, Vol. 52(1), 45-52, Ser. 2, Vol. 52(2), 105-112, Ser. 3, Vol. 52(3), 196-203, Ser. 4, Vol. 52(4),

- 263-270, and Ser.5, Vol. 52(5), 324-331 (2013).
- [2] Marrs, G.P., Lees, F.P., Barton, J., and Scilly, N., Overpressure Protection of Batch Chemical Reactors, *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol.67(7), 381-406 (1989).
- [3] Etechells, J. and Wilday, J., Workbook for Chemical Reactor Relief System Sizing, HSE Contract Research Report 136(1998).
- [4] Fisher, H.G., Forrest, H.S., Grossel, S.S., Huff, J.E., et. al., Emergency Relief Design Using DIERS Technology, *AICHE/CCPS* (1992).
- [5] Guidelines for Pressure Relief and Effluent Handling Systems, *AICHE/CCPS*(1998).
- [6] Fauske, H.K., Epstein, M., Grolmes, M. A. and Leung, J.C., Emergency Relief Vent Sizing for Fire Emergencies Involving Liquid-filled Atmospheric Storage Vessels, *Plant/Ope. Prog.*, Vol. 5(4), 205-208 (1986).
- [7] Grolmes, M.A. and Fisher, H.G., Vapor-Liquid Onset/Disengagement Modeling for Emergency Relief Discharge Evaluation, Paper 46c, *AICHE Summer Nat. Meet.* (1994).
- [8] Fisher, H.G., An Overview of Emergency Relief System Design Practice, *Plant/Ope. Prog.*, Vol. 10(1), 1-12 (1991).
- [9] Leung, J.C., Simplified Vent Sizing Methods Incorporating Two-phase Flow, *Int. Symp. Runaway Reac. Pres. Rel. Des.*, 200-236, *AICHE* (1995).
- [10] Leung, J., Simplified Vent Sizing Equations for Emergency Relief Requirements in Reactors and Storage Vessels, *AICHE Journal*, Vol. 32(10), 1622-1634 (1986).
- [11] Leung, J.C. and Fauske, H.K., Runaway System Characterization and Vent Sizing Based on DIERS Technology, *Plant/Ope. Prog.*, Vol. 6(2), 77-83 (1987).
- [12] Singh, J., Vent Sizing for Gas Generating Runaway Reactions, *J. Loss Prev. Proc. Ind.*, Vol. 7(6), 481-491 (1994).
- [13] Wilday, J., Singh, J. and Cliffe, K., Development of A Dynamic Model for Pressure Relief of Gas Generating Chemical Reactions, *ICHEME Symp. Ser.*, Vol. 141, 523-536 (1997).
- [14] Leung, J.C., The Omega Method for Discharge Rate Calculations, *Int. Symp. Runaway Reac. Pres. Rel. Des.*, 367-393, *AICHE* (1995).
- [15] Leung, J.C., Venting of Runaway Reactions with Gas Generation, *AICHE Journal*, Vol. 38(5), 723-732 (1992).
- [16] Leung, J. C., Two-phase Flow Discharge in Nozzles and Pipes - A Unified Approach, *J. Loss Prev. Proc. Ind.*, Vol. 3(1), 27-32 (1990).
- [17] Leung, J.C., A Generalized Correlation for One-component Homogeneous Equilibrium Flashing Choked Flow, *AICHE Journal*, Vol. 32(10), 1743-1746 (1986).
- [18] Leung, J.C., Size Safety Relief Valves for Flashing Liquids, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 88(2), 70-75 (1992).
- [19] Osakabe, M. and Isono, M., Effect of Valve Lift and Disk Surface on Two-phase Critical Flow at Hot Water Relief Valve, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 39(8), 1617-1624 (1996).
- [20] Diener, R. and Schmidt, J., Sizing of Throttling Device for Gas/liquid Two-phase Flow - Part 1 : Safety Valves, *Proc. Safe. Prog.*, Vol. 23(4), 335-344 (2004).
- [21] The "Red Book" (NB-18), National Board Pressure Relief Device Certifications, The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors.
- [22] Schmidt, J. and Westphal, F., Practical Procedure for the Sizing of Safety Valves and their Relief Lines for the Flow of Vapor/liquid Mixtures - Part 2, *Chem. Ing. Tech.*, Vol. 69(8), 1074-1091 (1997).
- [23] Lenzing, T, Friedel, L., et al., Prediction of the Maximum Full Lift Safety Valve Two-phase Flow Capacity, *J. Loss Prev. Proc. Ind.*, Vol. 11(5), 307-321 (1998).
- [24] Schmidt, J. and Egan, S., Case Studies of Sizing Pressure Relief Valves for Two-phase Flow, *Chem. Eng. Tech.*, Vol. 32(2), 263-272 (2009).