

# **TECHNISCHER AUSSCHUSS FÜR ANLAGENSICHERHEIT**

**beim  
Bundesminister für  
Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit**

**TAA - GS - 18**

---

**Anleitung zur  
strömungstechnische Auslegung  
der Entlastungseinrichtungen für druckführende Anlagenteile**

**Stand der Kenntnisse und Auslegungshinweise**

Stand: April/Oktober 1998

Verabschiedet auf der 15. Sitzung des TAA am 27. April 1998

Der Technische Ausschuß für Anlagensicherheit (TAA) ist ein nach § 31a Bundes-  
Immissionsschutzgesetz beim Bundesminister für Umwelt, Naturschutz und Reaktor-  
sicherheit gebildeter Ausschuß.

Seine Geschäftsstelle ist bei der Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit  
(GRS) mbH eingerichtet.

---

**Anleitung**  
**„Strömungstechnische Auslegung der**  
**Entlastungseinrichtungen für druckführende**  
**Anlagenteile“**

Prof. Dr.-Ing. Lutz Friedel  
Technische Universität Hamburg-Harburg

Stand: April/Oktober 1998

Erstellt im Auftrag des Technischen Ausschusses für Anlagensicherheit (Vertrag 85500-UA-1152 vom 12. Dezember 1994) und verabschiedet auf seiner 15. Sitzung am 27. April 1998.

Anmerkung:

Dieses Werk wurde mit großer Sorgfalt erstellt. Dennoch übernehmen der Verfasser oder der Auftraggeber keine Haftung für die Richtigkeit von Angaben, Hinweisen und Ratschlägen sowie für eventuelle Druckfehler. Aus etwaigen Folgen können daher keine Ansprüche gegenüber dem Verfasser und/oder dem Auftraggeber gemacht werden.

Alle Rechte, insbesondere die der Übersetzung in andere Sprachen, bleiben vorbehalten. Kein Teil dieses Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung in irgendeiner Form - durch Photokopie, Mikroverfilmung oder irgendein anderes Verfahren - reproduziert oder in eine von Maschinen, insbesondere von Datenverarbeitungsmaschinen, verwendbare Sprache übertragen oder übersetzt werden.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen, Handelsnamen oder sonstigen Kennzeichen in diesem Werk berechtigt nicht zu der Annahme, daß diese von jedermann frei benutzt werden dürfen. Vielmehr kann es sich auch dann um eingetragene Warenzeichen oder sonstige gesetzlich geschützte Kennzeichen handeln, wenn sie nicht eigens als solche gekennzeichnet sind.

Das Werk wird fortlaufend überarbeitet und dem Stand der Kenntnisse von Wissenschaft und Technik entsprechend ergänzt. Es sollte daher immer die neueste Ausgabe zu Rate gezogen werden.

Rönneburg, 27. Januar 1998

Köln, 27. April 1998

## Danksagung

Für die freundliche Unterstützung danke ich den Herren

Dr.-Ing.	H. Giesbrecht, BASF AG
Dipl.-Ing.	G. Kiese, Linde AG
Dr.-Ing.	E. Molter, Bayer AG
Dr.-Ing.	S. Muschelknautz, Linde AG
Dipl.-Ing.	J. Przygodda, Landesamt für Arbeitsschutz, Dessau
Dr.-Ing.	K.A. Ruppert, DEGUSSA AG
Dr.-Ing.	J. Schmidt, BASF AG
Dipl.-Ing.	H. Skrobek, Henkel KGaA
Dr.-Ing.	F. Westphal, Hoechst AG

sowie den Doktoranden am Arbeitsbereich Strömungsmechanik

Dipl.-Phys.	J. Cremers
Dipl.-Ing.	R. Diener
Dipl.-Ing.	St. Körner
Dipl.-Ing.	S. Korfmann
Dipl.-Phys.	N.-J. Kranz
Dipl.-Ing.	T. Lenzing
Dipl.-Ing.	J. Schecker
Dipl.-Ing.	M. Wieczorek

**Herrn Ministerialrat Dr. rer. nat. H.-J. Pettelkau, Bundesministerium  
für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Berlin, gewidmet**

# Inhalt

1. Problem und Aufgabe einer Druckentlastungseinrichtung
  - 1.1 Verfahrens- und sicherheitstechnische Einsatzgrenzen
  - 1.2 Vorgehensweise bei der strömungstechnischen Auslegung
2. Charakterisierung des druckführenden Anlagenteiles
3. Ursachen für unerwünschte Drucksteigerungen
4. Abzuführender Massenstrom
  - 4.1 Überströmen infolge unterschiedlicher Druckniveaus
  - 4.2 Wärmeübertragung
  - 4.3 Umgebungsbrand
  - 4.4 Chemische Umsetzung
    - 4.4.1 Dampfdruckproduzierende Reaktion
    - 4.4.2 Gasproduzierende Reaktion
    - 4.4.3 Hybride Reaktion
  - 4.5 Bewertung der Massenstromberechnung
5. Mindestens erforderlicher Entlastungsquerschnitt
  - 5.1 Einphasenströmung von Flüssigkeit
  - 5.2 Einphasenströmung von Gas/Dampf
  - 5.3 Zweiphasenströmung
    - 5.3.1 Abführbare Massenstromdichte
    - 5.3.2 Ausflußziffer
    - 5.3.3 Zusammenfassung zum Berechnungsgang
  - 5.4 Bewertung der Entlastungsquerschnittberechnung
6. Funktionfähigkeit der Entlastungsarmatur
  - 6.1 Sicherheitsventil
    - 6.1.1 Druckverlust in der Zuleitung
    - 6.1.2 Gegendruck auf der Ventilaustrittseite
    - 6.1.3 Druckstoßkriterium
  - 6.2 Berstscheibe/Knickstabarmatur
  - 6.3 Anordnung der Entlastungsarmatur
7. Auslegung des Abblaseleitungssystems
  - 7.1 Rückstoßkraft
  - 7.2 Schallemission
8. Rückhaltung
9. Grenzen der Auslegung und Zusammenfassung
10. Forschungsbedarf aus sicherheitstechnischer Sicht
11. Literatur
12. Nomenklatur, Indices

# 1. Problem und Aufgabe einer Druckentlastungseinrichtung

Druckbehälter bzw. druckführende Anlagenteile müssen gemäß dem (deutschen) Technischen Regelwerk<sup>1</sup> [1 bis 13] bei Gefahr einer betriebsbedingten Überschreitung des zulässigen Behälterdruckes mit Sicherheitseinrichtungen ausgestattet sein. Zur Erfüllung dieser Forderung werden zumeist direkt-belastete oder fremddruckgesteuerte Druckentlastungseinrichtungen eingesetzt. Solche Einrichtungen können z.B. selbsttätig wirkende Sicherheitsventile, direkt wirkende Berstscheiben, Baueinheiten aus Berstscheibe und Sicherheitsventil oder Knickstabarmaturen (Rupture pin valves) sein. Im Fall einer Störung des bestimmungsgemäßen Betriebes und eines Versagens von vorgeschalteten Einrichtungen oder Maßnahmen zur Verhinderung einer Drucksteigerung wird bei dem (steigenden) Erreichen des sog. Ansprechdruckes ein Entlastungsquerschnitt freigegeben, so daß mit Hilfe des Überdruckes in dem zu schützenden Anlagenteil gegenüber der Umgebung oder dem Rückhaltesystem Masse und damit (eigentlich) Energie dorthin ausgetragen werden kann. Bei ausreichend großer Bemessung des Entlastungsquerschnittes, der Zu- und Ableitung der Entlastungseinrichtung und ggf. der Rückhaltung wird damit erreicht, daß der Behälterdruck vorschriftgemäß den festigkeitsmäßig vorgegebenen zulässigen Behälterdruck<sup>2</sup> zu keiner Zeit um mehr als 10 % bzw. bei Umgebungsbrand und Zugrundelegung der Empfehlungen in API RP 520 [14] um mehr als 21 % kurzzeitig überschreitet und die Massenströme gefahrlos ableitbar sind.

Das Technische Regelwerk beinhaltet neben der Forderung nach einer Ausstattung des druckführenden Anlagenteiles mit Sicherheitseinrichtungen auch Vorschriften zur Bemessung der Entlastungsquerschnitte. Auszugsweise sind wichtige (deutsche) in der Tab.1 aufgeführt. Es ist ersichtlich, daß die Berechnungsvorschriften nur für den Fall eines Austrages von Gas, Dampf oder Flüssigkeit ohne Phasenübergang durch Verdampfen, Kondensieren oder Entlösen gelten. Die einzige Ausnahme betrifft die Entlastung von nachverdampfenden Gasen im flüssigen Zustand. Diese Berechnungsgleichung ist allerdings physikalisch nicht konsistent, weil u.a. im Austragquerschnitt des Sicherheitsventiles mit unterschiedlichen Drücken in der Flüssigkeit und im Dampf gerechnet wird. In den Vorschriften wird im Hinblick auf die schwingungstechnisch sichere Auslegung des Sicherheitsventiles bei Einphasenströmung noch der höchstzulässige Druckverlust in der Zuleitung begrenzt und darauf verwiesen, daß durch den evtl. Eigengegendruckaufbau im Austrittquerschnitt des Sicherheitsventiles nach dem Ansprechen die Funktionfähigkeit bzw. die Durchsatzkapazität nicht beeinträchtigt werden darf. Eine obere Grenze für den Eigengegendruck wie in der API RP 520 aufgeführt von 10 % des Ansprechüberdruckes ist z.B. nicht für den Fall enthalten, daß der Armaturenhersteller keine Angaben über den zulässigen Wert machen kann.

Mit dem Blick auf die tatsächlich auftretenden strömungstechnischen Vorgänge bei einer Druckentlastung, insbesondere auf das zumindestens zeitweilige Auftreten einer Zweiphasen- oder Mehrphasen-

---

<sup>1</sup>Zu dem diesbezüglichen Technischen Regelwerk zählen: Unfallverhütungsvorschriften, Druckbehälter- und Dampfkesselverordnung mit den Technischen Regeln TRB, TRD und TRR (inklusive EN und ISO sowie CEN), FDBR-Normen, VDI und VGB Richtlinien, Verordnung über Gashochdruckleitungen, Gefahrgutverordnung Straße, AD und VdTÜV Merkblätter, DIN-Blätter etc. Wichtige ausländische Vorschriften sind die sog. RP Empfehlungen bzw. Blätter des API und der ASME.

<sup>2</sup>Der festigkeitsmäßige Auslegungsdruck und der (maximal) zulässige Druck können sich unterscheiden, wenn sie auf unterschiedliche Temperaturen bezogen sind.

Vorschrift	Geltungsbereich	Strömung	Berechnungsvorschrift
AD-Merkblatt A 1	Berstscheibe	Einphasig ohne Phasenübergang	Entlastungsquerschnitt
A 2	Sicherheitsventil Sicherheitsabsperrrventil	" " "	Entlastungsquerschnitt, Zuleitungslänge
DIN 3320, Teil 1	Sicherheitsventil Sicherheitsabsperrrventil	" " "	" "
FDBR 153	"	" " "	Zuleitung/Druckschwingung
TRB 403, Abschnitt 3	Sicherheitsventil	–	–
TRD 421/721	"	Einphasig ohne Phasenübergang	Entlastungsquerschnitt, Zuleitungslänge
" "	"		
VdTÜV Merkblatt 100/2	"	Zweiphasig, nachverdampfbares Gas in flüssigem Zustand	" "

Tab. 1: Charakteristika von Vorschriften in dem Technischen Regelwerk bezüglich der strömungstechnischen Auslegung der Entlastungsquerschnitte



strömung in der Entlastungseinrichtung, ergeben sich Widersprüche zwischen den allgemein gehaltenen Forderungen des Technischen Regelwerkes nach einer ausreichenden Dimensionierung der Druckentlastungseinrichtung und den ungenügenden oder unvollständigen bzw. fehlenden Berechnungsvorschriften. Somit besteht ein Ergänzungsbedarf für (einheitliche) Methoden zur Vorhersage des Eigengegendruckes bei kompressibler Strömung von Gas oder Dampf, des evtl. Auftretens eines Mehrphasengemisches und der dann erforderlichen Größe des Entlastungsquerschnittes. Es fehlen aber auch Verfahren für die Berechnung des Druckabfalles in der Zuleitung und Ableitung bei Mehrphasenströmung, so daß die Funktionsfähigkeit der Entlastungseinrichtung hilfsweise wenigstens durch die Einhaltung der bei Einphasenströmung bewährten bzw. üblichen prozentualen Werte angestrebt werden kann, und für die Auslegung der in der TRB 404 bzw. 600 [3, 5] geforderten Auffangsysteme.

Der Ergänzungsbedarf läßt sich nicht durch Übernahme der entsprechenden Vorschriften aus ausländischen Regelwerken stillen, denn diese decken in der Regel auch nicht die o.a. Lücken bei der strömungstechnischen Auslegung ab. In der Fachliteratur sind dagegen zahlreiche, z.T. konkurrierende Vorschläge aufgeführt. Aus der weltweiten Zusammenarbeit und dem Erfahrungsaustausch der Chemischen Industrie u.a. auf dem Gebiet der Anlagensicherheit hat sich eine Konvention für die Bevorzugung bzw. Kombination einiger Rechenmodelle herausgebildet. Sie beruht einerseits auf betrieblichen Erfahrungen und auf den Ergebnissen von Experimenten in kleinen Versuchsanlagen, es spielen aber auch Fragen der Handhabbarkeit, Übersichtlichkeit oder der (vermeintlichen) physikalischen Plausibilität eine große Rolle.

Im Rahmen dieser Zusammenstellung werden, ausgehend von den geltenden Technischen Vorschriften, die in der Chemischen Industrie bewährten Rechenmethoden und vorhandenen Erfahrungen in Verbindung mit dem Stand der Kenntnisse dargestellt, so daß den mit der verfahrenstechnischen Anlagensicherheit befaßten Fachleuten, insbesondere in den sog. kleinen und mittelgroßen Unternehmen, eine Bewertung der firmeninternen Vorgehensweisen und Rechenmethoden sowie eine angemessene Auslegung unter Beachtung der Grenzen dieser Methoden bzw. eine Überprüfung der Größe der Strömungsquerschnitte der vorhandenen Entlastungsorgane möglich ist. Letzteres läßt sich im Prinzip im Rahmen einer sog. Handrechnung durchführen. Die aufgeführten Berechnungsgleichungen bilden aber auch das Gerüst für die in den Fachabteilungen der Unternehmen verwendeten Rechenprogramme für die (ganzheitliche) dynamische Simulation der Druckentlastung. Diese erfordern aber für die Anwendung bedeutend mehr Grundkenntnisse der Thermodynamik, Fluidodynamik und Reaktionskinetik, da dann u.a. regelmäßig auch alternative Untermodelle zur Auswahl angeboten werden, die nur physikalisch konsistent kombiniert werden dürfen. In der Regel bedingt dies hernach auch eine intensive hauptamtliche Beschäftigung mit dieser Thematik.

Im Laufe der Bearbeitung konnten parallel experimentelle Untersuchungen mit Unterstützung des BMBF, der EG und der Max-Buchner-Forschungstiftung zur Bestätigung einiger Methoden durchgeführt und die Ergebnisse fortlaufend den beteiligten Fachleuten vorgestellt werden. Dies hat u.a. dazu beigetragen, daß insbesondere die Konvention für die Auslegung von Sicherheitsventilen bei Zweiphasenströmung jetzt zutreffender ist und auch gegenüber der Vorgehensweise gemäß der auch fortlaufend erweiterten DIERS Methodik [15] ein gewisser Erfahrungsvorsprung besteht.

Diese Zusammenstellung soll in gewissen Grenzen für das Vorgehen in der Praxis auch eine Arbeits-

anweisung darstellen. Es wird daher häufig zwecks Kürzung der Darstellung kein wissenschaftlicher Nachweis für bestimmte Aussagen geführt. Im Anhang zu diesem Bericht sind z.T. dann die entsprechenden Betrachtungen enthalten. Gelegentlich treten Wiederholungen im Text auf, diese sind belassen worden, damit die Zusammenstellung auch bei abschnittweisem Nachlesen noch verständlich ist. Es wird hiermit auch die Verbindung hergestellt zwischen den Leitfäden des Technischen Ausschusses für Anlagensicherheit (TAA) für das Erkennen und Beherrschen exothermer Reaktionen [16] und die Rückhaltung von gefährlichen Stoffen aus Druckentlastungseinrichtungen [17]. Wertvolle ergänzende Informationen sind auch in [18 bis 26] enthalten.

Mit dem Fortschritt in der Prozeßleittechnik ist es möglich geworden, auch meß-, steuer- und regeltechnische Maßnahmen in der Form einer sog. MSR-Schutzeinrichtung in die Druckabsicherung des Behälters einzubeziehen und ggf. die Entlastungseinrichtung zu ersetzen. Die dafür notwendigen Bedingungen sind z.B. in dem AD-Merkblatt A6 [27] aufgeführt. Die Anforderungen an die Prozeßleittechnik und die grundlegenden Sicherheitsbetrachtungen werden in der VDI/VDE-Richtlinie 2180 [28] bzw. in der DIN V 19250 und V 19251 [29, 30] beschrieben, während in dem Entwurf NAMUR NE 31 [31] die Maßnahmen enthalten sind. E. Molter und H. Schoft [32] gehen beispielhaft auf die Auswahlkriterien ein. Über eine alternative Absicherung von halbabsatzweise betriebenen Reaktoren berichten J. Schmidt und H. Giesbrecht [33]. Im weiteren wird hier jedoch die sog. Schutz-Prozeßleittechnik nicht vertieft, sondern davon ausgegangen, daß die Anordnung einer Druckentlastungsarmatur unumgänglich ist.

Schwerpunktmäßig sind seinerzeit die Auslegungsmethoden für die Absicherung von druckführenden Komponenten in absatzweise bzw. bei vergleichsweise kleinem Zulauf halbabsatzweise betriebenen verfahrenstechnischen Anlagen (mittels Druckentlastungsarmaturen) entwickelt worden. Die Vorgehensweise ist aber auch auf kontinuierlich betriebene Anlagen übertragbar bei entsprechender Definition des Pannenfalles. Im einzelnen können die Anlagenteile dann so unterschiedliche Apparate wie Chemiereaktoren, Destillationskolonnen, Trockner, Wärmeaustauscher oder Lagerbehälter sein. Sie sind mit Gasen, Dämpfen und Flüssigkeiten, ggf. mit einem niedrigen Feststoffgehalt, beaufschlagt. Die unerwünschte Druckerhöhung erfolgt aufgrund von bestimmungswidrigen Temperatursteigerungen, Massenstromänderungen und Dampf- oder Gasproduktionen. Staub-, Gas- oder Dampfexplosionen werden nicht behandelt.

Im folgenden wird zunächst auf die verfahrens- und sicherheitstechnischen Einsatzgrenzen von Druckentlastungseinrichtungen im allgemeinen eingegangen. Allerdings werden nicht die spezifischen technischen Vorteile gegeneinander abgewogen, da der Vorteil der einen Armatur in der Regel mit dem Nachteil der alternativ einsetzbaren Einrichtung korrespondiert und die endgültige Auswahl immer nur einen nicht verallgemeinerungsfähigen Kompromiß darstellt. Regelmäßig sind, abgestimmt auf einen Einzelfall, technische, wirtschaftliche und umweltpolitische Forderungen von beteiligten Technikern, Kaufleuten, Behördenvertretern sowie von Politikern etc. gleichzeitig bestmöglich jeweils zu berücksichtigen. Die spezifischen technischen Vorteile von Sicherheitsventilen, Berstscheiben etc. und die Randbedingungen, die durch das Stoffsystem, die Betriebsbedingungen und die Verträglichkeit mit den Werkstoffen vorgegeben werden, sind z.B. von G. Bozóki [34] ausführlich diskutiert worden.

## 1.1 Verfahrens- und sicherheitstechnische Einsatzgrenzen

Der wesentliche Parameter für die Absicherbarkeit eines druckführenden Apparates gegen eine Drucküberschreitung mit Hilfe der o.a. Einrichtungen ist die vergleichsweise langsame (allmähliche) Zunahme der Druckanstiegs geschwindigkeit im Augenblick der Entlastung. Als Konvention gilt, daß allenfalls bis zu einem Gradienten von etwa 1 bar/s die rechtzeitige Entspannung noch technisch beherrschbar ist. Dieser Richtwert bezieht sich auf die Auslegung mit Hilfe von quasi-stationären Methoden. Diese beinhalten vorsorglich u.a. eine zeitweilige Überschreitung des Ansprechdruckes nach dem Öffnen von bis zu 30 %. Wegen des exponentiellen Anstieges des Behälterdruckes je Zeiteinheit nach dem Ansprechen würden demnach im Pannenfall zwischenzeitlich deutlich größere Anstiegsgeschwindigkeiten vorliegen, so daß hierdurch Vorsorge getroffen wird. Eine zutreffende Aussage über die noch zulässige oder im Rahmen der Druckentlastung beherrschbare Druckanstiegs geschwindigkeit ist nur für den Einzelfall mit Hilfe der dynamischen Simulation, z.B. mit den allgemein zugänglichen Rechenprogrammen SAFIRE [15] oder RELIEF [35] bzw. mit firmeninternen Programmen wie Notent (Bayer AG), Reaktor (BASF AG), Vent (TUHH) etc. möglich<sup>3</sup>. Impulsförmige (steile) Druckanstiege lassen sich aber auch damit nicht erfassen, zur Absicherung für solche Einsatzfälle bei hohen Ansprechdrücken sind allerdings auch druckgesteuerte Einrichtungen nicht geeignet.

Zwischen dem bestimmungsgemäßen Betriebsdruck bzw. maximalen Verfahrensdruck und dem Ansprechdruck der Sicherheitseinrichtungen sowie dem maximal zulässigen Behälterdruck<sup>4</sup> soll jeweils ein genügend großer Sicherheitsabstand bestehen, damit es bei den unvermeidlichen kleinen Druckschwankungen im regulären Produktionsbetrieb nicht (fortlaufend) zu einem unnötigen Ansprechen der Armatur kommt. Dieser kann bei Berstscheiben oder Knickstabarmaturen kleiner sein, da sie in kürzerer Zeit öffnen und da der Ansprech- und Öffnungsdruck praktisch identisch sind. Ein wichtiger Vorteil des Sicherheitsventiles besteht dagegen darin, daß es nach Unterschreitung des sog. Schließdruckes im Behälter wieder selbsttätig schließt, so daß nur der unumgänglich notwendige Energie- bzw. Massenausstrag erfolgt. Damit kann die ggf. notwendige Rückhaltung in Form eines Abscheiders, Wäschers oder einer Fackel kleiner ausgeführt werden. Andererseits ist ein Ventil in der Regel nicht absolut leakagefrei, insbesondere nach längerer Installation bzw. Betriebsdauer infolge Erosion der Dichtfläche, so daß eine – wenn auch sehr geringe – Daueremission während des bestimmungsgemäßen Betriebes der Anlage nicht zu vermeiden ist. Dies ließe sich durch die zusätzliche Anordnung einer Berstscheibe vor dem Ventil beheben. Vorteilhaft ist dagegen wiederum, daß das Ventil, ggf. nach der Überholung in der Werkstatt, wieder verwendbar ist.

Nachstehend wird auf den prinzipiellen Ablauf einer strömungstechnischen Auslegung eingegangen. Dieser ist praktisch unabhängig von der Art der Sicherheitseinrichtung und dem Umfang bzw. der Tiefe der Modellierung der Drucksteigerung und der Entlastung. Je nach dem Verhalten des Fluides während der Entlastung unterscheidet sich der rechnerische Aufwand allerdings deutlich, er ist am geringsten im Fall einer inkompressiblen Flüssigkeitströmung ohne Nachverdampfung in der Armatur und am größten und auch am schwierigsten bei Auftreten einer kompressiblen Mehrphasenströmung mit Phasenübergang.

---

<sup>3</sup>Derzeit wird das Rechenprogramm SuperChems von der Fa. A.D. Little, USA, über DIERS eingeführt. Eine Validierung ist noch nicht erfolgt.

<sup>4</sup>Im Prinzip kann der Ansprechdruck auch mit dem zulässigen Behälterdruck identisch sein.

## 1.2 Vorgehensweise bei der strömungstechnischen Auslegung

Das Druckentlastungssystem besteht generell – ausgehend von dem abzusichernden Anlagenteil – aus (kurzer) Zuleitung, Entlastungsarmatur bzw. Armaturkombination und Ableitung sowie ggf. Sammelleitung über Dach oder zu der Rückhaltung. Die Auslegung beinhaltet – auf der Basis des abzuführenden Massenstromes – die Berechnung des mindestens erforderlichen Entlastungsquerschnittes des abzusichernden Anlagenteiles, die Auswahl der Sicherheitsarmatur, sofern nicht schon vorab oder im Laufe der Berechnung eine Entscheidung für ein Sicherheitsventil oder eine Berstscheibe getroffen wurde, die Bemessung der Zuleitung und Ableitung sowie ggf. der Sammelleitung hinsichtlich Länge, Durchmesser und Leitungsbestandteile unter Berücksichtigung der Bedingungen für die Funktionfähigkeit der Sicherheitsarmatur und der durch eine evtl. Rückhaltung aufgeprägten Randbedingungen. Schließlich muß die mechanische und thermische Belastung der Armatur(en) und der Rohrleitung aufgrund der plötzlichen Beaufschlagung mit einer Einphasen- oder Mehrphasenströmung infolge der Entlastung ermittelt werden<sup>5</sup>.

Die strömungstechnische Auslegung stützt sich zur Ermittlung des abzuführenden Massenstromes auf ein sog. Störungsszenario, d.h. auf eine denkbare und vernünftigerweise nicht ausschließbare Störung des bestimmungsgemäßen Betriebes der Anlage. Dazu gehört die Inbetriebnahme bzw. der Probebetrieb, das An- und Abfahren der Anlage, der Produktionsbetrieb, ggf. mit einem Lastwechsel, die Notabschaltung bei einer übermäßigen Störung, die Reinigung, Wartung sowie Instandhaltung und auch die Revision im Rahmen der Technischen Überwachung. Wenn hierbei keine Überschreitung des zulässigen Überdruckes in dem betrachteten Druckbehälter auftreten kann, z.B. aufgrund einer ausreichenden Absicherung durch eine MSR-Schutzeinrichtung oder weil der Behälter sozusagen eigensicher ist, so würde im Prinzip keine Druckentlastungseinrichtung notwendig sein.

Die Festlegung des Störungsszenarios erfolgt in der Regel im Rahmen einer systematischen und ganzheitlichen Sicherheitsbetrachtung unter Berücksichtigung des physikochemischen Verhaltens des Stoffsystems durch einen interdisziplinär zusammengesetzten Kreis von Fachleuten aus Anlagenplanung und -betrieb, Sicherheits- und Anlagenüberwachung, Konzessionierung sowie Umweltschutz und ggf. für Unternehmenskultur. Die wesentlichen Kriterien sind die mögliche Gefahr im Eintrittfall der Störung, die Eintrittswahrscheinlichkeit und das voraussichtliche Schadenausmaß sowie das unternehmensspezifische Sicherheits- und Umweltschutzkonzept. Die Vorgehensweise ist beispielsweise in [36 bis 39] beschrieben. Im Rahmen dieser Sicherheitsbetrachtung stellt sich regelmäßig auch die Frage nach den notwendigen technischen, personellen und organisatorischen Maßnahmen zur Vermeidung der evtl. Störung, wie Änderung der Verfahrensbedingungen und -parameter, druckfeste Bauweise etc. Hier soll davon ausgegangen werden, daß als letztes Glied in einer Kette von Sicherheitsvorkehrungen – wie bereits einleitend erwähnt – die Druckentlastung für den mechanischen Schutz des Behälters vorgesehen ist.

Auf der Basis des Störungsszenarios läßt sich mit Bezug auf die (ggf. voraussichtlichen) Auslegungsdaten des Druckbehälters und den Ansprechdruck der Entlastungseinrichtung zunächst die direkt abzuführende thermische oder potentielle Energie, u.U. in Abhängigkeit der Entlastungszeit, ermitteln, so daß der maximal zulässige Druck während der Entlastung zu keinem Zeitpunkt überschritten

---

<sup>5</sup>Im Prinzip ergeben sich hier Überschneidungen mit der im Rahmen des Konzessionierungsantrages nachgewiesenen sog. sicherheitstechnischen Druck- und Temperaturlösung der Gesamtanlage.

wird. Diese Energie muß mit Hilfe des Massenstromes ausgetragen werden. In der Regel ist die indirekte Energieabfuhr, z.B. durch äußere Kühlung des Behältermantels, nicht wirksam genug in der zur Verfügung stehenden Zeit, vergleichsweise vernachlässigbar klein, definitionsgemäß ausgefallen oder sie wird vorsorglich nicht in die Rechnung einbezogen.

Für die Umrechnung des Energiestromes in einen abzuführenden Massenstrom muß (vorerst nur) anlagenseitig bekannt sein, ob eine kopf- oder bodenseitige Entlastung des Behälters vorgesehen und ob mit einer Einphasen- oder einer Mehrphasenströmung aus Gas oder Dampf und Flüssigkeit, ggf. unter Mitführung von Feststoff wie Katalysatorteilchen, Polymerisat o.ä., zu rechnen ist. In den meisten Fällen läßt sich dies anhand der anlagentechnischen und betrieblichen Gegebenheiten entscheiden. Die Klärung ist jedoch schwierig bei der Tatsache einer kopfseitigen Entlastung eines im Pannenfall (regelmäßig) teilgefüllten Apparates, da sich hier immer anfänglich eine Gas- oder Dampfströmung und nachfolgend eventuell und ggf. nur zeitweilig eine Mehrphasenströmung einstellt. Im letzteren Fall soll hier zur Vereinfachung der Darstellung die Feststoffphase vernachlässigt werden, so daß im weiteren nur noch von einer Einstoff oder Zweistoff Zweiphasenströmung aus Flüssigkeit und dazugehörigem Dampf bzw. unter den gegebenen Druck- und Temperaturverhältnissen nicht verdampfender Flüssigkeit und nicht kondensierbarem Gas ausgegangen wird. Die Nichtberücksichtigung der Feststoffphase bzw. die Betrachtung als Pseudo-Flüssigkeit ist gemäß den Ergebnissen aus Strömungsuntersuchungen in Blasensäulenreaktoren eine zulässige Vereinfachung für Dreiphasengemische mit Feststoffkonzentrationen von bis zu rund 5 Gew.-% bei nicht zu extremen Dichteunterschieden und zu großen Teilchendurchmessern. Die Betrachtung eines Gemisches nur aus Gasen, Dämpfen oder Flüssigkeiten als jeweils eine Phase ist bei Berücksichtigung der entsprechenden Gemischstoffwerte auch eine zulässige Vereinfachung solange kein Phasenübergang erfolgt. Anderenfalls ist zu prüfen, ob die Siede- bzw. Kondensationstemperaturen noch genügend eng beieinander liegen, so daß das Gemisch praktisch bei einer mittleren Temperatur verdampft oder sich verflüssigt. Für den Fall großer Temperaturunterschiede, größenordnungsmäßig über 80 K, haben F.N. Nazario und J.C. Leung [40] einen Berechnungsvorschlag gemacht.

Die Umrechnung des Energiestromes in einen abzuführenden Massenstrom ist unabhängig von dem Auftreten einer Einphasen- oder Zweiphasenströmung rechentechnisch sehr aufwendig wegen des während der Entlastung zeitlich veränderlichen Druckes in dem abzusichernden Anlagenteil. In der Regel behilft man sich – insbesondere im Fall einer Handrechnung – mit der Annahme eines stationären Behälterzustandes bzw. einer stationären Strömung im Austragstutzen bezogen auf den Ansprechdruck der Armatur oder einen größeren zugelassenen zwischenzeitlichen Druck. Dies hat einen (rechnerisch) größeren abzuführenden Massenstrom und damit einen größeren Entlastungsquerschnitt zur Folge, so daß bezüglich des zu schützenden Anlagenteiles per se eine konservative Auslegung bzw. Überdimensionierung<sup>6</sup> vorliegt. Die Folgen für die Wirksamkeit der Rückhaltung, wegen eines größeren Zustromes von Masse je Zeiteinheit als für die Auslegung zugrunde gelegt, sind dann besonders zu betrachten. Insofern wird bei einer derartigen Überdimensionierung u.U. das Auslegungsproblem

---

<sup>6</sup>Im Hinblick auf die rechentechnisch bedingte Überdimensionierung, die auf den schlimmsten Pannenfall bezogene Auslegung und die in der Regel tatsächlich nur auftretenden kleineren Störungen des bestimmungsgemäßen Betriebes bietet sich aus wirtschaftlichen und umweltbezogenen Gründen die bezüglich des Ansprechdruckes und des Strömungsquerschnittes gestaffelte Entlastung über (mindestens) zwei Armaturen an, z.B. über ein (kleines) Sicherheitsventil und eine (größere) Berstscheibe.

nicht ganzheitlich gelöst, sondern es kommt nur zu einer Verlagerung in einen anderen Anlagenbereich.

Die Gleichungen zur Ermittlung der abzuführenden Massenströme sind in Kap. 4 aufgeführt. Hierbei wird ausnahmslos eine eindimensionale, stationäre, isotherme Flüssigkeitströmung bzw. adiabate Einphasenströmung von Gas oder Dampf oder eines Zweiphasengemisches in dem Abblaseleitungssystem zugrunde gelegt. Im Rahmen der vereinfachten stationären Betrachtungsweise wird vereinfachend keine zeitweilige Überhitzung, Unterkühlung oder Übersättigung der Flüssigkeit- bzw. Dampf- und Gasphase zugelassen. Es werden nur Gleichgewichtszustände zugrunde gelegt, die Stoffwerte sind daher immer auf den Sättigungsdruck als Leitgröße der Berechnung bezogen. Insofern ist damit auch die Zustandänderung längs der Sättigungslinie bzw. der Dampfdruckkurve bei Gemischen aus Flüssigkeit und zugehörigem Dampf festgelegt.

Die Ermittlung des effektiven Strömungsquerschnittes, damit der bislang allein mit Blick auf das Pannenszenario definierte abzuführende Massenstrom auch tatsächlich anlagentechnisch abführbar ist, basiert in der Regel auf den Stoffwerten bzw. dem Stoffverhalten bei dem Ansprech- bzw. Auslegungsdruck und auf der Durchsatzkapazität der vorgesehenen Sicherheitsarmatur bei Einphasenströmung von Gas, Dampf oder Flüssigkeit, d.h. ohne Phasenübergang durch Entlösung, Kondensation oder Verdampfung, bzw. bei Zweiphasenströmung. Je nach dem anfänglichen Druckgefälle zwischen Druckbehälter und Rückhaltung können sich bei kompressiblen Medien sog. fluiddynamisch unterkritische und (zeitweilig) überkritische (sowie insbesondere) kritische Strömungszustände ausbilden. Im letzteren Fall ist dann der auf den effektiven Entlastungsquerschnitt bezogene abführbare Massendurchsatz allein aufgrund der stofflichen Eigenschaften begrenzt. Ein solcher kritischer Zustand stellt sich bei kurzen Zuleitungen in der Regel im Sicherheitsventil oder in der Knickstabarmatur ein. Bei Berstscheiben ohne Vakuum- oder Gegendruckstütze bzw. bei solchen, die im geborstenen Zustand den Querschnitt der Abblaseleitung nicht nennenswert versperren würden, tritt der den Durchsatz begrenzende Massenstrom dagegen stromaufwärts im Behälterstutzen oder weiter stromabwärts in Krümmern, plötzlichen Erweiterungen etc. oder am Ende der Ableitung auf. Diese Aussagen gelten aber nicht ausnahmslos, es ist sogar die (gleichzeitige) Ausbildung von multiplen kritischen Strömungszuständen längs der Abblaseleitung denkbar, weil mehrere, eine Kontraktion der Strömung verursachende Einbauten vorliegen können. Für die Berechnung des mindestens erforderlichen Strömungsquerschnittes gilt dann, daß (im stationären Fall) der in Strömungsrichtung erste fluiddynamisch kritische Zustand zugrunde zu legen ist, weil dadurch der Massenstrom begrenzt wird.

Die berechnete Größe des effektiven Querschnittes ist ein wesentliches Entscheidungskriterium für die Wahl zwischen einem Sicherheitsventil, einer Berstscheibe oder einer Knickstabarmatur<sup>7</sup>. Es spielen daneben jedoch auch wirtschaftliche, umwelt- und firmenpolitische Gründe, aber insbesondere auch die strömungstechnischen Bedingungen eine Rolle, die zur Erfüllung der Funktionsfähigkeit der (druckgesteuerten) Armatur eingehalten werden müssen. Diese betreffen regelmäßig die zulässigen Drücke vor und nach der Armatur, damit diese wie vorgesehen auch ansprechen. Sie ergeben sich wiederum aus der strömungstechnischen Wechselwirkung mit der Ableitung und ggf. der Sammelleitung, sobald diese mit dem abzuführenden Massenstrom beaufschlagt werden. Insofern müssen dann auch

---

<sup>7</sup>Im folgenden wird nur noch zwischen Sicherheitsventil und Berstscheibe unterschieden, das Verhalten der Knickstabarmatur ähnelt bei dem Ansprechen dem der Berstscheibe und hinsichtlich der Durchströmung dem des Sicherheitsventiles.

diese Leitungen so ausgelegt sein, daß in Verbindung mit der Rückhaltung die Massenströme ebenso abführbar sind.

Zusammenfassend beinhaltet die Auslegung folgende wesentliche Schritte:

- Festlegung des Pannenfalles bzw. Störungsszenarios
- Ermittlung der abzuführenden Energie und des dafür notwendigen zeitlichen Massenaustrages
- Ausmittlung der Durchsatzkapazität der Entlastungseinrichtung bzw. des abführbaren Massenstromes
- Festlegung der Größe des Entlastungsquerschnittes und Auswahl der Entlastungsarmatur unter Beachtung der durch das Abblaseleitungssystem und die Rückhaltung vorgegebenen Verträglichkeitsbedingungen

Nachstehend werden diese Schritte der gesamten Auslegung im Detail behandelt<sup>8</sup>. Hierbei wird in der Praxis wechselweise von den stofflichen und/oder von den apparativen Daten ausgegangen. Bei einer Neuanlage würde man im Zuge der Konzeptplanung ausgehend von dem Produktionsprozeß und der postulierten Störung die Festigkeitskennwerte und die Stützengröße des Druckbehälters (anschließend) festlegen. Bei Altanlagen, in denen z.B. neue Produkte hergestellt werden sollen, ist die Leistungsfähigkeit der Druckentlastung praktisch vorgegeben. Im Bedarfsfall einer höheren Druckfestigkeit lassen sich allenfalls die Flansche verstärken und so ggf. die zulässigen Behälterdrücke etwas erhöhen. Demnach bleibt bei vorgegebenem Stützendurchmesser u.U. nicht mehr die freie Wahl zwischen einer Absicherung mit einem Sicherheitsventil, einer Berstscheibe oder einer Knickstabarmatur. Zum anderen kann es vorkommen, daß bei vorgegebenen Produktionsbedingungen und bestimmten Druckbehälterabmessungen und -kennwerten eine dampfraumseitige Notentspannung nur noch dann möglich ist, wenn ein Mitriß von Flüssigkeit und damit die Ausbildung einer Zweiphasenströmung ausgeschlossen werden kann. Dies bedingt hiernach z.B. zusätzliche Maßnahmen zur Begrenzung des Füllstandes im Druckbehälter bei dem vorgesehenen Pannenfalle.

Im Rahmen der Darstellung der Auslegungsschritte werden insbesondere für den Praktiker die Berechnungsgleichungen und speziell die Grenzen für die Anwendbarkeit angegeben. Für Einphasenströmungen von Gasen, Dämpfen oder Flüssigkeiten ohne Phasenübergang in dem Abblaseleitungssystem während der Entlastung sind diese Gleichungen auch in den o.a. Technischen Regeln aufgeführt, so daß diese praktisch nur der Vollständigkeit wegen hier dargestellt werden. Andererseits gelten diese für Gase/Dämpfe nur uneingeschränkt bei vergleichsweise kurze Ableitungen. Im Hinblick auf die notwendige Ergänzung für den Fall langer Ableitungen, in denen sich ein nennenswerter Druckabfall und damit u.U. ein zu berücksichtigender Eigengegendruck am Beginn der Ableitung einstellt, ist damit eine zusammenfassende Darstellung möglich. Anderes gilt für den Stand der Kenntnisse sowohl bezüglich der Wahrscheinlichkeit eines Auftretens einer Zweiphasenströmung während einer Entlastung als auch hinsichtlich der dann zu verwendenden Berechnungsgleichungen. Hier hat sich die nachfolgend dargestellte Konvention für die Wahl bzw. Kombination der Modelle herausgebildet, da wenige entsprechende Messungen aus kleinen Versuchsanlagen und mit Modellsystemen einer großen Anzahl von alternativen, allenfalls in engen Parameterbereichen validierten Berechnungsgleichungen gegenüberstehen. Die Wiedergabegenauigkeit einiger ausgewählter Methoden ist zum Ver-

---

<sup>8</sup>Grundsätzlich ist die strömungstechnische Auslegung für sog. Einzel- und Vielstoffanlagen gleich. Auf wesentliche genehmigungstechnische Probleme gehen z.B. J. Steinbach [41] und N. Viefers [42] ein.

gleich in [62, 63] angegeben.

Die strömungstechnische Auslegung der Entlastungseinrichtung ist nur ein Teil der ganzheitlich durchzuführenden Auslegung. Diese beinhaltet dann u.a. auch die Identifikation und lückenlose Dokumentation der Anlage hinsichtlich Annahmen, Gegebenheiten, Ergebnisse etc. Darauf wird nachfolgend nicht eingegangen, es interessieren hier allenfalls einige Grundabmessungen und Kennwerte des abzusichernden Anlagenteiles.

## 2. Charakterisierung des druckführenden Anlagenteils

Im Hinblick auf den systematischen Ablauf einer strömungstechnischen Auslegung der Entlastungseinrichtung würde aus der postulierten Störung erst die erforderliche Druckfestigkeit des Behälters etc. folgen. Andererseits erfolgt die festigkeitsmäßige (und werkstofftechnische) Auslegung des druckführenden Anlagenteiles häufig bereits in einem frühen Planungsstadium mit dem Blick auf die bestimmungsgemäßen Betriebsbedingungen, wobei allerdings aufgrund der Erfahrung des Anlagenplaners in der Regel schon vorsorglich Zuschläge für die Druckfestigkeit vorgenommen werden. Hier wird davon ausgegangen, daß die Abstimmung zwischen dem Planer und dem Fachmann für die Anlagensicherheit schon erfolgt sei und somit wie bei der Auslegung für eine Altanlage die charakteristischen Eigenschaften vorliegen. Im Hinblick auf die strömungstechnische Auslegung ist dann in der Regel die Kenntnis nachstehender Apparateeigenschaften notwendig. Üblicherweise lassen sich diese aus den Abnahmepapieren und -zeichnungen sowie dem sog. Fabrik- oder Apparateschild entnehmen.

- Gesamtvolumen
- Behälterdurchmesser und Höhe
- Entlastungsstutzendurchmesser, Lage (kopf- oder bodenseitig) und Ausbildung des Einlaufes
- Entlastungsstutzenlänge, ggf. geschätzte Innenwandrauhigkeit bei u.U. belegtem Rohr
- Behältereinbauten (Stromstörer, Innenkühler, Rührwerk, Begaser etc.)
- Zulässiger Betriebsüberdruck
- Zulässige Betriebstemperatur
- Arbeitsüberdruck und -temperatur
- Maximale Heiz- und Kühlleistung (Mantel- und Innenkühlung, ggf. Außenkühler)
- Anordnung (liegend, stehend etc.)

Im Prinzip sind diese Angaben auf einen ummantelten Rührwerkbehälter ohne oder mit zusätzlichem (Innen-)Kühler bezogen. Im Fall einer Rechnung für die Absicherung einer Kolonne, eines Wärmeaustauschers oder eines Rohrreaktors etc. müßten ggf. die Auswirkungen spezieller konstruktiver Gegebenheiten, wie der effektive freie geometrische Strömungsquerschnitt oder der verwinkelte innere Strömungsweg, in Betracht gezogen werden, z.B. bezüglich des Druckabfalls im Apparat und der statischen und dynamischen Kräfte auf Einbauten, Rohrleitungsführung und Fundamente.

Im Rahmen der Betrachtungen über die für die Auslegung zugrundezulegende Störung des bestimmungsgemäßen Betriebes werden – wieder auf den Rührwerkbehälter bezogen – weitere Angaben benötigt, wie der Füllgrad des Behälters oder die Zusammensetzung des Fluides bei Eintritt des Ereignisses. Auf derartige spezielle Fragen stößt der Fachmann automatisch bei der Benutzung der Berechnungs-



gleichungen, so daß hier nicht weiter in allgemeiner Form darauf eingegangen wird.

Im folgenden sind zunächst die möglichen Mechanismen, die zu einer Drucküberschreitung führen können, aufgeführt. Diese Zusammenstellung wird dem Fachmann aber nur eine Anregung bieten, sie ist mit Sicherheit nicht vollständig und entbindet daher nicht von der Pflicht, nach Ursachen zu fahnden, die im speziellen Fall sicherheitstechnisch Folgen haben könnten. Eine Betrachtung allein anhand dieser Fälle würde deswegen im Pannenfall nicht als Nachweis einer allumfassenden Sicherheitsanalyse dienen können.

### 3. Ursachen für unerwünschte Drucksteigerungen

Die Zusammenstellung der denkbaren Störungen in Tab.2 [22] enthält die sog. primären oder unabhängigen Standardfälle. Die Ursachen lassen sich prinzipiell auf Abweichungen im anlagentechnischen Betrieb und im Stoffsystem bzw. im chemischen Verfahren zurückführen. Bei dem Anlagenbetrieb läßt sich weiter unterscheiden hinsichtlich eines gegenüber dem (vorgesehenen) Betriebszustand veränderten Zustromes oder Abstromes von Masse bzw. eines größeren oder kleineren Energiestromes. In beiden Fällen sind sie bedingt durch Druck- und Temperaturunterschiede, die sich ausgehend von dem bestimmungsgemäßen Betrieb im Pannenfall je nach der Intensität der postulierten Störung unterschiedlich schnell ausbilden werden. Für die Berechnung nimmt man allerdings mangels Detailwissens darüber und im Hinblick auf die o.a. rechnerisch einfache Beschreibung vorsorglich den größten Wert an. Im Fall eines veränderten Stoffsystems wird regelmäßig eine sog. (exotherme) Durchgeheaktion postuliert<sup>9</sup>. Die Ermittlung der zur Charakterisierung des Reaktionsablaufes erforderlichen sicherheitstechnischen Kenngrößen bzw. der Formalkinetik ist bereits in dem Leitfaden für das Erkennen und Beherrschen exothermer Reaktionen [16] bzw. in [19 bis 21, 43] ausführlich beschrieben, so daß dies nicht wiederholt werden muß. Auf die Plausibilität der einzelnen Annahmen und Konventionen für die Rechnung in Tab.2 soll hier auch nicht weiter eingegangen werden. Im Einzelfall müßten die Abweichungen davon anlagentechnisch zu begründen sein. Gewöhnlich wird nicht die Gleichzeitigkeit oder die Sequenz von zwei oder mehr unabhängigen Störungen unterstellt wegen der dann niedrigen Wahrscheinlichkeit für den Eintritt. Es sollte aber unbedingt das Verhalten der betrieblichen Prozeßleittechnik bzw. Regeltechnik aufgrund der Störung beachtet werden.

In der Regel lassen sich mit Hilfe der Angaben in der Tab.2 alle gängigen Abweichungen von dem bestimmungsgemäßen Betrieb erfassen, und es kann damit die Definition des zugrundezulegenden Auslegungsfalles vorgenommen werden. In besonderen Fällen können je nach den spezifischen Umständen gleichwohl ebenso weitere Ursachen für eine Drucksteigerung denkbar sein, wie eine veränderte Umgebungsbedingung, ein sog. Rollover nach dem Befüllen eines Lagerbehälters oder ein Druckstoß bei dem Anfahren bzw. Abfahren der Anlage sowie bei einer Ladearmschnelltrennung. Aber auch im weitesten Sinne kann der Wechsel des Lieferanten des Grundmaterials oder der Additive, genauso wie ein Stickstoffeinbruch oder ein Ausfall der Instrumentenluft, ein Auslöser sein. Weitere derartige spezielle Fälle werden beispielsweise in [18, 23 bis 25, 37] angegeben. Eine Unterschreitung des Betriebs- oder Umgebungsdruckes in der Anlage wird in der Regel nicht als Auslöser für eine Panne angesehen.

---

<sup>9</sup>Auch eine endotherme Reaktion kann zu einem Druckaufbau führen, wenn als Reaktionsprodukte Gase oder flüchtige Flüssigkeiten entstehen. Die größere Gefährlichkeit der exothermen Reaktion ist durch den Temperaturanstieg und damit die progressiv zunehmende Beschleunigung der Umsetzung bedingt.

Denkbare Ursache Drucksteigerung	Annahme für die Berechnung der abzuführenden Energie
<p><b>Veränderter Massenzustrom bzw. -abstrom</b>  Zuströmleitung: Fehlerhaft öffnendes oder nicht ordnungsgemäß schließendes Ventil (z.B. Hängenbleiben des Ventilkegels)</p> <p>Abströmleitung:  Pumpe/Verdichter: Fehlbedienung, Ausfall  Wärmetauscher: Leck / Rohrreißer  Unbeabsichtigt verstelltes Ventil  (Energieausfall, Schaltungsfehler, Fehlbedienung)  Behälterüberfüllung</p>	<p>Maximaler Ventilhub ggf. einschl. Fertigungstoleranz bzw. ohne Hubbegrenzung, Maximaler Verfahrensdruck oder - bei großem Gefahrenpotential - maximal möglicher Druck auf der Druckseite, z.B. Öffnungsdruck eines dort vorhandenen Sicherheitsventiles (Reduzierstationen gelten nicht als sicherheitstechnisch zuverlässige Druckabsicherung)</p> <p>Begrenzung des Zustromes mit einer Blende (Druckverlust im Stellventil wird nicht beachtet)</p> <p>Verlegung/Zusetzen, ggf. des nachgeschalteten Apparates</p> <p>Maximal möglicher Förderdruck bzw. Förderstrom einer Pumpe bzw. eines Verdichters</p> <p>Geschlossenes Abströmventil</p> <p>Maximal möglicher Förderdruck bzw. Förderstrom</p>
<p><b>Erhöhter Energiezustrom</b>  Fehlerhafte Beheizung  Thermische Ausdehnung eingesperrter Flüssigkeit  Versagen der Heizedampfregelung  Reinigung: Aufheizung von Lösungsmittel</p> <p>Sonneneinstrahlung  Umgebungsbrand</p>	<p>Maximaler Wärmedurchgangskoeffizient für gereinigte Wärmeaustauschfläche</p> <p>Temperatur im abzusichernden System entspricht dem kleineren Wert  (1) Siedetemperatur des Reaktionsgemisches beim maximal zulässigen Druck  (2) Maximale Heizmediumtemperatur (z.B. Temperatur des Dampfzustromes)</p> <p>Berechnung nach TRbF 120  Wärmestrom nach API RP 520</p>
<p><b>Verminderter Energieabstrom</b>  Kühlungsausfall (Kühlwasser, Kondensator)  Belegung (fouling) der Wärmeaustauschfläche  Rührerausfall (Wellenbruch)  Unzureichende Durchmischung / Entmischung  Hohe Viskosität</p>	<p>Vollständiger Energieausfall; Flut-/Festigkeitsgrenze der Kolonnenböden nicht überschreiten</p>
<p><b>Verändertes Stoffsystem</b>  Durchgehreaktion infolge  Kühlungsausfall (Stromausfall, Pumpe versagt)  Fehlchargierung (Reihenfolge, Mengen, Stoffe)  Fehl dosierung (Reihenfolge, Stoffe, Dosierrate)  Verunreinigung (Starter inaktiv, Katalyse)  Nebenreaktionen (pH-Abweichung)  Fehlschalten/Unterbrechen von Stoffströmen  Rückströmung, Durchschlagen aus anderen Systemen  Startzeitpunkt, Reaktions-, Verweilzeit</p> <p>Gasbildende Reaktion (z.B. Zersetzungsreaktion) infolge von  Verunreinigung, Recyclingware (Katalyse)</p>	<p>Sicherheitstechnische Kenngrößen bzw. Formalkinetik (z.B. Druck- und Temperaturanstiegrate sowie Reaktionsenthalpie, s. Leitfaden Erkennen und Beherrschen exothermer Reaktionen)</p> <p>Wärmespeichervermögen der Stahlmasse des abzusichernden Anlagenteils einschließlich des Kühlers ggf. berücksichtigen</p> <p>Anreicherung (sog. Akkumulation) reaktiver Stoffe beachten (Reaktion schläft ein infolge inaktivem Katalysator; Überdosierung eines Zulaufstromes)</p> <p>Gasbildungsrate je Ansatzmenge (aus Laborversuch)</p>

Tab. 2: Denkbare gewöhnliche Ursachen für eine unerwünschte Drucksteigerung im abzusichernden Anlagenteil sowie Berechnungsannahmen für die abzuführende Druck- bzw. Wärmeenergie

Im Rahmen der Auslegung folgt nachstehend die Berechnung der kopf- und/oder ggf. bodenseitig aus dem druckführenden Anlagenteil abzuführenden Massenströme für die vier charakteristischen Störungen gemäß Tab. 2. Die Grundlage dafür sind die Bilanzen für Masse und Energie, wobei die Energie in Form von Wärme oder Druck in der Regel nicht mehr als Schlüsselgröße der Auslegung explizit in der Rechnung erscheint, da sie über die Verdampfungswärme oder die technische Arbeit unmittelbar in einen stationär abzuführenden Massenstrom umgesetzt wird. Insbesondere bei einem Druckaufbau infolge veränderter Massenströme gilt, daß in der Massenbilanz die abzuführende Druckenergie über die treibende Druckdifferenz integriert ist. Die geometrischen Randbedingungen der Entlastungseinrichtungen bzw. des Abblaseleitungssystems gehen hier allerdings noch nicht in die Rechnung ein.

#### 4. Abzuführender Massenstrom

Für die Berechnung werden u.a. die thermodynamischen und kalorischen Zustandgrößen sowie die Transportgrößen der (reinen) Stoffe bzw. ggf. der Stoffgemische benötigt. Sie müssen bei dem Auslegungsdruck bzw. im Bereich dieses Druckes bekannt sein. In der Regel bereitet die Beschaffung keine Schwierigkeiten, häufig ist allerdings die thermodynamische Konsistenz der Stoffwerte in Bezug zueinander, insbesondere in der Nähe des thermodynamisch kritischen Zustandes, nicht erfüllt. Ein einfaches thermodynamisches Kriterium für die Überprüfung der Konsistenz der Stoffwerte für die flüssige und die dampfförmige Phase wird von N.-J. Kranz und L. Friedel [44] beschrieben. Notwendige, aber nicht hinreichende Bedingungen, die bei Einstoffsystemen erfüllt sein müssen, sind beispielsweise:

$$dh_F/dT - dp_{sat}/dT (v_F + Tdv_F/dT) > 0 \quad \text{bzw. alternativ}$$

$$dh_F/dT - h_v/(v_F - v_D) (v_F/T + dv_F/dT) > 0$$

Es bezeichnen  $h$  die spezifische Enthalpie,  $v$  das spezifische Volumen,  $p_{sat}$  den Sättigungsdruck,  $T$  die Temperatur und  $h_v$  die spezifische Verdampfungsenthalpie. Mit den Indices  $F$  und  $D$  sowie im Vorgriff nachfolgend  $G$  sind die Flüssig-, Dampf- und Gasphase gemeint<sup>10</sup>.

Auf Grund des Kriteriums kann nicht entschieden werden, welche Stoffwerte ungenau bzw. falsch sind. Die Nichteinhaltung ist aber ein Anhaltspunkt dafür, daß die Ermittlung der Stoffwerte besonders sorgfältig erfolgen muß, da noch so realitätsnahe Annahmen für die Auslegung nicht die evtl. Ungenauigkeiten bei den Stoffgrößen<sup>11</sup> kompensieren können, so daß das Gesamtergebnis davon unbeeinflußt bliebe.

Die Berechnung des abzuführenden Massenstromes ist entsprechend den denkbaren Ursachen für die Drucksteigerung in Tab. 2 gegliedert in Massen- und Energieströme, die in den abzusichernden Druckbehälter strömen oder dort freigesetzt werden. Damit keine Drucksteigerung über den maximal zulässigen (Über)Druck erfolgt, müssen diese entsprechend schnell wieder über die Druckentlastungs-

<sup>10</sup>Im folgenden werden zur Vermeidung von Wiederholungen nur die jeweils hinzukommenden Bezeichnungen aufgeführt. Im Anhang ist das vollständige Verzeichnis enthalten.

<sup>11</sup>Regelmäßig gilt es zu beachten, daß die in der Literatur aufgeführten Stoffwerte im Hinblick auf die Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit der Meßwerte sich auf eine Reinheit in p.a. Qualität beziehen. In der Produktion liegen dagegen technisch reine Stoffe vor, so daß sich Unterschiede ergeben können.

einrichtung abführbar sein. Im Fall einer stationären Durchströmung des Anlagenteiles sind aber nur dann der Zuström- und der Entlastungsquerschnitt des Behälters gleich groß. Es ist dabei darauf zu achten, daß kein nennenswerter Druckabfall zwischen der Einleitung- und der Ableitungstelle im Apparat auftritt, der anderenfalls mit einzubeziehen wäre.

#### 4.1 Überströmen infolge unterschiedlicher Druckniveaus

Im Fall einer (postulierten) Gefahr infolge einer Druckerhöhung durch eine nicht abgeschaltete Pumpe oder einen weiter arbeitenden Verdichter errechnet sich der einströmende Massenstrom (vorsorglich) aus dem maximalen Förderstrom des Aggregates.

$$\text{Pumpe} \quad : M^* = V_{max}^* \rho_F$$

$$\text{Verdichter} : M^* = V_{max}^* \rho_{G/D}$$

In dem allerdings seltenen Fall der Förderung eines Zweiphasengemisches (bei einem fluiddynamisch unterkritischen Strömungszustand), z.B. durch Mitreißen von Gas oder Dampf in den Flüssigkeitsstrom bzw. bei Nachverdampfung<sup>12</sup> oder Nachentlösung infolge der Druckdifferenz, gilt bei Verwendung der sog. homogenen Strömungsdichte

$$M_{2ph}^* = V_{max}^* \rho_{hom}^* \quad \text{mit}$$

$$\rho_{hom}^* = \varepsilon^* \rho_{G/D} + (1 - \varepsilon^*) \rho_F \quad \text{oder} \quad 1/\rho_{hom}^* = v_{hom} = x^*/\rho_{G/D} + (1 - x^*)/\rho_F \quad \text{und}$$

$$\varepsilon^* = V_{G/D}^* / (V_{G/D}^* + V_F^*) \quad \text{oder} \quad x^* = M_{G/D}^* / (M_{G/D}^* + M_F^*)$$

In diesen Gleichungen bezeichnen  $\rho_{hom}^*$  die Strömungsdichte des homogenen Gemisches, wobei die Dichte der Gas/Dampfphase in der Berechnungsgleichung für die Gemischdichte ggf. auf einen mittleren Druck bezogen ist,  $V_{max}^*$  den maximalen Förderstrom,  $\varepsilon^*$  den volumetrischen Strömungsgas/dampfgehalt<sup>13</sup> und  $x^*$  den Strömungsmassengas/dampfgehalt.

Der Strömungsdichte wird hier hilfsweise die (physikalische) Eigenschaft einer äquivalenten Gemischdichte zugeschrieben. Mit gleicher Berechtigung ließen sich auch andere Definitionen für die Berechnung der Dichte einführen, so daß u.U. auch größere Massenströme errechnet werden könnten. Gewöhnlich dürften die Auswirkungen dieser Unterschiede kompensiert werden durch die Vereinfachungen bei der Beschreibung mit Hilfe einer stationären Strömung.

---

<sup>12</sup>Ein Maß für die notwendige Unterkühlung der Flüssigkeit, damit es bei dem Überströmen aufgrund des niedrigeren Druckes in dem aufnehmenden Druckraum nicht zu einer Nachverdampfung kommt, ist durch das Verhältnis aus Dampfdruck der unterkühlten Flüssigkeit und Entlastungsdruck  $\eta_s = p_{Dunterk}(T_o)/p_o$  gegeben. Auf die Berechnung wird im Zusammenhang mit dem sog. Omega-Verfahren von J.C. Leung [45] in Kap. 5.3.1 eingegangen. Für die Abschätzung der mindestens erforderlichen Untersättigung der Flüssigkeit, damit es bei der Entspannung nicht zu einer Desorption kommt, gibt es keine derartige Rechenvorschrift.

<sup>13</sup>Je nach den Komponenten des Zweiphasengemisches wird der Strömungsgas- bzw. Strömungsdampfgehalt sowie entsprechend der Strömungsmassengas/dampfgehalt verwendet. Sinngemäß geht dann der Gas- bzw. Dampfvolumentrom bzw. analog der Gasmassenstrom in die Definitionsgleichung ein.

In der Regel bereitet die Bereitstellung des Gas/Dampfgehaltes des Gemisches für die Berechnung der Dichte die größte Schwierigkeit. Hierfür ist man auf plausible, auf den Einzelfall abgestellte Annahmen angewiesen. Im Fall einer Nachverdampfung bzw. Nachentlösung läßt sich ein Anhaltswert auf der Basis einer isentropen Zustandänderung des Gemisches bzw. der Flüssigkeitsphase zwischen den beiden (konstanten) Druckniveaus ermitteln. Ausgehend von der Definition der spezifischen Entropie des Gemisches

$$s(p) = x^* s_D(p) + (1 - x^*) s_F(p)$$

folgt für den Strömungsmassengas/dampfgehalt nach der Entspannung

$$x^* = (x_o^* (s_D(p_o) - s_F(p_o)) + s_F(p_o) - s_F(p)) / (s_D(p) - s_F(p))$$

Für den Fall der Entspannung einer anfänglich gesättigten Flüssigkeit ist der Gas/Dampfgehalt  $x_o^*$  gleich 0. Bei der Gegebenheit eines Zweiphasengemisches läßt sich der Strömungsmassengas/dampfgehalt  $x_o^*$  auch über die Annahme eines homogenen Gemisches ermitteln

$$x_o^* = x_o = M_{G/D} / (M_{G/D} + M_F)$$

Hierbei bezeichnen  $M_{G/D}$  und  $M_F$  die Massen von Gas, Dampf und Flüssigkeit in dem Druckraum.

Im Fall einer postulierten isenthalpen Entspannung wäre in der o.a. Gleichung anstelle der Entropie die spezifische Enthalpie einzusetzen. Der Gas/Dampfgehalt würde bei einem idealen Stoffverhalten dann vergleichsweise geringfügig größer sein. Häufig ist man hilfsweise auch auf die Verwendung der Enthalpien angewiesen, weil die Werte der Entropie nicht sogleich verfügbar sind.

Bei einem Überströmen von Flüssigkeit oder Gas/Dampf ohne Phasenübergang allein infolge eines treibenden Druckunterschiedes, z.B. aus einer Vorlage in den Reaktor (ggf. über eine Drosselstrecke), aber auch bei einem Riß in einer Rohrwand, beispielsweise bei einem Kühlwassereinbruch, oder einem undichten Ventil, gilt bei Annahme einer praktisch isothermen, inkompressiblen Zustandänderung in der sog. unterkritischen Strömung und unter Berücksichtigung der linearen und lokalen Dissipation in der Überströmleitung infolge von Reibung, Stoß- und Formverlusten

$$M_{G/D}^* = d^2 \pi / 4 \sqrt{\Delta p \rho_{G/D}(p_o) (1 - \Delta p / 2 p_o) / (\sum \lambda_i l_i / d_i + \sum \zeta_j - \ln(1 - \Delta p / p_o))} \quad \text{und}$$

$$M_F^* = d^2 \pi / 4 \sqrt{2 \Delta p \rho_F / (\sum \lambda_i l_i / d_i + \sum \zeta_j)}$$

Es bezeichnen  $p_o$  und  $\rho_i$  den Ruhedruck und die Ruhedichte in dem Behälter mit dem höheren, annahmegemäß konstanten Druck,  $\Delta p$  den treibenden Druckunterschied,  $\lambda$  den Widerstandbeiwert, bezogen auf das jeweilige Rohrstück gleichen Durchmessers,  $l$  die Rohrlänge,  $d$  den Innendurchmesser und  $\zeta$  den Druckverlustbeiwert der jeweiligen Rohreinbaute wie Ventil, plötzliche Erweiterung, Rohrbogen etc. Gegebenenfalls ist bei turbulentem Strömungszustand die tatsächliche Rohrwandrauhigkeit zu berücksichtigen. Entsprechende Angaben dazu sowie zu der linearen und lokalen Dissipation sind z.B. im VDI-Wärmeatlas [46] enthalten.

In der Gleichung für den Gas/Dampfmassenstrom ist ebenso wie in der für den Flüssigkeitmassenstrom die Änderung der kinetischen Energie der Strömung und insbesondere der geodätische Höhenunterschied zwischen den beiden druckführenden Anlageteilen vernachlässigt worden. Die Bedeutung dieser letzteren Annahme für die Größe des Massenstromes ist ggf. zu überprüfen. Bei dem Überströmen darf kein (ggf. nennenswerter) Phasenübergang wegen des in der Regel vorliegenden kleinen Differenzdruckes erfolgen.

Die Gleichung für den Gas/Dampfmassenstrom gilt nur solange, wie das Gas bzw. der Dampf hilfsweise noch als inkompressibel angesehen werden kann. Die Konvention dafür sieht vor, daß die Mach Zahl der Strömung kleiner als etwa 0,3 sein muß. Dabei wird allerdings eine adiabate Zustandänderung und eine reibungsfreie Strömung vorausgesetzt. Die letztere Bedingung dürfte bei längeren Überströmleitungen nicht erfüllt sein, so daß im Zweifelsfall eine aufwendige Berechnung der Größe des in den abzusichernden Druckbehälter einströmenden Gas/Dampfmassenstromes notwendig wird. Die Vorgehensweise dazu ist z.B. von J. Schmidt und L. Friedel [47] oder T. Bäumer und L. Friedel [48] beschrieben worden.

Für die Abschätzung der Größe der Mach Zahl der Strömung können näherungsweise die (bekannten) Zustandgrößen bei dem Ruhezustand im Behälter herangezogen werden. Sie errechnet sich dann zu

$$Ma = u_{G/D}/a_o \quad \text{mit} \quad a_o = \sqrt{\kappa R T_o} = \sqrt{\kappa p_o/\rho_{G/D}(p_o)} \quad \text{und} \quad u_{G/D} = V_{G/D}^*/A$$

wobei  $u_{G/D}$  die mittlere Gas/Dampfgeschwindigkeit und  $a_o$  die (isentropen) Schallgeschwindigkeit bezeichnen. Diese Größe ist ein Stoffwert, der durch Isentropenexponent  $\kappa$ , spezifische Gaskonstante  $R$  und Ruhegröße von Temperatur bzw. Druck und Dichte im Behälter mit dem höheren Druck definiert wird.

Im Fall einer nicht isothermen Entspannung der Gas/Dampfphase während des Überströmens gilt näherungsweise gemäß W. Goßlau und R. Weyl [49]

$$M_{G/D}^* = d^2 \pi/4 \sqrt{\frac{\Delta p \rho_{G/D}(p_o) (1 - \Delta p/2p_o)}{\sum \lambda_i l_i/d_i + \sum \zeta_j - \ln(1 - \Delta p/p_o) 2/\kappa^n}} \quad \text{mit} \quad 1 \leq n \leq \kappa$$

wobei  $n$  den Polytropenexponent darstellt. Dieser Wert liegt in der Regel zwischen dem des Isentropenexponenten und eins (isotherme Zustandänderung).

Der überströmende Massenstrom eines Zweiphasengemisches läßt sich bei einem kleinen Gas/Dampfgehalt größenordnungsmäßig mit der mit Hilfe der homogenen Strömungsdichte korrigierten Gleichung für den Flüssigkeitmassenstrom berechnen.

$$M_{2ph}^* = d^2 \pi/4 \sqrt{2\Delta p \rho_{hom}^* / (\sum \lambda_i l_i/d_i + \sum \zeta_j)}$$

Für die Berechnung des überströmenden Massenstromes gelten dabei dieselben Annahmen wie für die Flüssigkeitströmung. Im einzelnen (isotherme) inkompressible Zustandänderung sowie vernachlässigbar kleiner Höhenunterschied und hintanstellbar kleine Änderung der kinetischen Energie des Ge-

misches. Bei Vorliegen eines größeren Strömungsmassengas/dampfgehaltes als etwa 5% sollten der Widerstand- und der Druckverlustbeiwert bei Zweiphasenströmung eingesetzt werden. Diese lassen sich beispielsweise wieder mit Hilfe der Angaben im VDI-Wärmeatlas [46] berechnen.

Die Berechnung des abzuführenden Massenstromes bei einem Überströmen aus dem thermodynamisch überkritischen Zustandgebiet in den unterkritischen Bereich bzw. in das sog. Naßdampfgebiet läßt sich mit einer für technische Zwecke annehmbaren Genauigkeit mit den für eine Einphasenströmung von Flüssigkeit oder Gas/Dampf bzw. eine homogene Zweiphasenströmung<sup>14</sup> angegebenen Beziehungen vornehmen. Die Annahme einer isentropen Entspannung ist dabei zulässig [50]. Im Ausgangszustand liegt definitionsgemäß auch bei (ursprünglichen) Flüssigkeit- oder Gas/Dampfgemischen ein Einstoff Fluid vor, je nach dem, ob die Dichte größer oder kleiner als die im thermodynamisch kritischen Zustand ist, geht es bei der Entspannung in eine Flüssigkeit, ein Gas oder einen Dampf bzw. in ein Zweiphasengemisch über. Dieses ist dann durch teilweise Verdampfung bzw. Kondensation oder sogar Ausfrieren entstanden.

Die gesamte Rechnung bereitet insofern Schwierigkeiten, weil das Fluid in diesem Zustandbereich ein ausgeprägtes Realgasverhalten<sup>15</sup> aufweist. Die thermodynamischen Größen lassen sich am ehesten noch mit einer Kombination aus kalorischer und thermodynamischer Zustandgleichung, z.B. gemäß Soave-Redlich-Kwong, erfassen. Die nachfolgend beschriebene sog. Omega-Methode von J.C. Leung [77] und ähnliche Näherungsverfahren sind u.a. im Hinblick auf die unbefriedigende Darstellung der Stoffwerte (in diesem Zustandbereich) nicht anwendbar.

Über das bei dem Phasenübergang zeitweilig sich einstellende thermodynamische Ungleichgewicht in der Form eines Kondensations-, Gefrier- oder Siedeverzuges sowie über die Abweichungen bei Vorliegen von retrograden Fluiden, extrem großen externen Wärmeströmen oder einer sehr langsamen Entspannung liegen allerdings noch keine verallgemeinerungsfähigen Erfahrungen vor. Die Zusammensetzung der Zweiphasenströmung wird daher einfachheitshalber unter der Annahme einer unverzüglichen Einstellung der Gleichgewichtswerte ermittelt. Aber auch dies bereitet noch große Schwierigkeiten, wenn Stoffgemische vorliegen.

## 4.2 Wärmeübertragung

Bei Gefahr einer Drucksteigerung durch Wärmeübertragung, z.B. infolge irrtümlicher Beheizung anstatt Kühlung des Reaktors, versehentlicher Beladung mit einem sog. Niedrigsieder oder aufgrund von Sonneneinstrahlung, errechnet sich der abzuführende Massenstrom (vorsorglich) aus dem maximal übertragbaren Wärmestrom bei gereinigten bzw. nicht belegten Wärmeaustauschflächen in der tatsächlichen Größe, d.h. einschließlich des sog. Overdesign, und bei den (extremen) Strömungsbedingungen des postulierten Pannenfalles. Dies beinhaltet dann u.U. wegen des Einsetzens von Blasensieden eine deutlich größere Wärmeübergangszahl als bei einem Wärmeübergang ohne Phasenwechsel.

---

<sup>14</sup>Das Homogene Gleichgewichtsmodell zur Beschreibung der (homogenen) Zweiphasenströmung ist in Kap. 5.3.1 enthalten.

<sup>15</sup>Wenn der Druck deutlich kleiner als der thermodynamisch kritische Druck ist, so kann näherungsweise mit einem Idealgasverhalten gerechnet werden.

Für die Berechnung des Wärmestromes gilt gleichermaßen für die nachfolgenden drei charakteristischen Fälle

$$Q^* = k A \Delta\vartheta_M$$

Zur Kompensation der Ausdehnung einer eingeschlossenen (beheizten), nicht verdampfenden Flüssigkeit errechnet sich der abzuführende Massenstrom aus Flüssigkeit über

$$M_F^* = Q^* \beta / c_{vF}$$

Für den Fall einer Volumenabführung mit Hilfe eines nicht kondensierbaren Gasmassenstromes lautet die Gleichung

$$M_G^* = Q^* / c_{vG} T$$

Der Massenstrom des Dampfes bei Wärmeabfuhr durch Sieden der Flüssigkeit bzw. Verdampfungskühlung, z.B. im Fall eines sog. eingeblockten Wärmeaustauschers oder einer sozusagen kurzgeschlossenen Pumpenleitung, bei dem die eingespernte Flüssigkeit über dem Siedepunkt erhitzt wird, folgt bei Vernachlässigung der Volumenänderungsarbeit aus

$$M_D^* = Q^* / h_v$$

In diesen Gleichungen bedeuten  $k$  die Wärmedurchgangszahl,  $A$  die Wärmeaustauschfläche,  $\Delta\vartheta_M$  der mittlere Temperaturunterschied zwischen Heizmedium und Fluid,  $\beta$  der thermische Ausdehnungskoeffizient der Flüssigkeit,  $c_{vF}$  und  $c_{vG}$  die spezifische Wärme der Flüssigkeit und des Gases,  $T$  die Temperatur des stationär abströmenden Gases und  $h_v$  die spezifische Verdampfungsenthalpie bei dem Ansprechdruck. Im Hinblick auf die stationäre Betrachtung wird das Wärmespeichervermögen des Anlagenteiles vorsorglich (in allen drei Fällen) nicht berücksichtigt. Anderenfalls würden die abzuführenden Massenströme kleiner sein. Desweiteren wurden evtl. Wärmeabgaben an die Umgebung nicht beachtet.

Die Erniedrigung des Druckes infolge Kühlung, z.B. in einem Lagerbehälter bei einem Gewitter an einem heißen Sommertag, wird hier nicht betrachtet. Zwecks Vermeidung müßten bei Voraussetzung identischer Annahmen die gleichen Massenströme einfließen. Allerdings wäre in der Gleichung für den Dampfstrom die Kondensationswärme entsprechend einzuführen, wenn die Verflüssigung evtl. vorhandener Dämpfe berücksichtigt werden soll [51].

Der abzuführende Dampfmassenstrom bei Siedekühlung stimmt mit dem gesamten abzuführenden Massenstrom überein, wenn tatsächlich allein gesättigter Dampf abströmt und praktisch keine Flüssigkeit mitgerissen wird. Dies ist in der Regel nur dann der Fall, wenn der volumetrische Füllgrad  $\varphi$  der Flüssigkeit im Anlagenteil zu Beginn der Entlastung unterhalb eines maximal zulässigen Füllstandes liegt, so daß das Gemisch bei der Entlastung aufgrund einer genügend großen sog. Phasenseparation an der freien Grenzfläche im Behälter nicht bis zu dem Entlastungsstutzen aufwallt<sup>16</sup>. Die wesentlichen Einflußgrößen hierfür sind die charakteristische Blasenauftieggeschwindigkeit im Gemisch  $u_\infty$

---

<sup>16</sup>Die vier üblichen Abstufungen der Phasenseparation an der freien Grenzfläche gemäß DIERS in der Reihenfolge eines zunehmenden Gas/Dampfgehaltes in dem Entlastungsquerschnitt lauten z.T. in Anlehnung an eine Aufwärtsströmung des Dampfes in einer Zweiphasenrohrströmung homogeneous flow oder no/zero phase separation/disengagement, bubbly flow und churn turbulent flow bzw. partial phase separation/disengagement sowie complete/total phase separation/disengagement.



und die sog. Gas/Dampf-Leerrohrgeschwindigkeit  $u_{G/Dleer}$  über dem Flüssigkeitspiegel im Behälter.

$$u_{G/Dleer} = M_{G/D}^* / \left( d^2 \pi / 4 \rho_{G/D} (p_o) \right) \quad \text{und}$$

$$u_\infty = K \left( \sigma (p_o) g \left( \rho_F (p_o) - \rho_{G/D} (p_o) \right) \right)^{1/4} / \sqrt{\rho_F (p_o)}$$

Der maximal zulässige Füllgrad im Fall eines stehenden, zylindrischen Behälters mit einem Verhältnis aus Höhe und Durchmesser von 1 bis 3 berechnet sich bei nicht schäumenden, wäßrigen Systemen gemäß [15] aus

$$\varphi_{max} = 1 - u_{G/Dleer} / \left( u_\infty (2 + C_o u_{G/Dleer} / u_\infty) \right) \geq \varphi \quad \text{mit} \quad \varphi = V_F / V_R$$

Für den Fall eines nicht schäumenden Gemisches mit viskoser Flüssigphase bzw. eines schäumenden Systems gilt für den größten Flüssigkeitsfüllstand

$$\varphi_{max} \geq 1 - \varepsilon \quad \text{mit} \quad \varepsilon = u_{G/Dleer} / u_\infty (1 - \varepsilon^3) (1 - C_o \varepsilon) / (1 - \varepsilon)^2$$

In diesen Beziehungen bezeichnen  $d$  den Durchmesser des Behälters,  $\sigma$  die (statische) Oberflächenspannung des Gemisches,  $g$  die Erdbeschleunigung,  $\varepsilon$  den mittleren volumetrischen Gas/Dampfgehalt im Gemisch,  $V_F$  das Flüssigkeitsvolumen und  $V_R$  den Rauminhalt des druckführenden Anlagenteiles. Die Stoffwerte sind auf den Ansprechdruck  $p_o$  der Entlastungseinrichtung bezogen. Die Größe der dimensionfreien Korrekturfaktoren  $C_o$  für die Charakterisierung der Dampfgehaltverteilung über den Querschnitt des (stehenden) Behälters und  $K$  für die Blasenauftiegggeschwindigkeit sind abhängig von der dynamischen Viskosität und der Schäumfähigkeit der Flüssigphase, Tab. 3<sup>17</sup>.

Schäumverhalten	Dynamische Flüssigkeitsviskosität [mPa s]	Korrekturfaktor	
		$C_o[-]$	$K[-]$
Nicht schäumend	< 100 (wäßrig)	1,5	1,53
	> 100 (viskos)	1,2	1,18
Schäumend	beliebig	1,01	1,18

Tab. 3: Korrekturfaktoren  $C_o$  und  $K$  für die Dampfgehaltverteilung und die Blasenauftiegggeschwindigkeit im Behälter

Bei der Berechnung des zulässigen Füllstandes im Behälter vor Beginn der Entlastung geht man im Prinzip davon aus, daß sich bei einem nicht schäumenden Gemisch mit wäßriger Flüssigphase eine

<sup>17</sup>Die Korrekturfaktoren  $C_o$  und  $K$  sind so angepaßt, daß der Druckverlauf im Reaktor etc. in Verbindung mit der gemäß dem Homogenen Gleichgewichtsmodell bzw. dem Omega-Verfahren berechneten kritischen Massenstromdichte nachbildbar ist. Eine Berechnung mit einem anderen Massenstromdichtemodell bedingt – erwartungsgemäß wegen der Unvollständigkeit der Untermodelle und der gegebenen Neutralisierung von Fehlern – u.U. andere Korrekturfaktoren [52].

Strömungsform im Behälter während der Entlastung in der Art eines churn turbulent flow einstellt. Bei hochviskoser Flüssigkeit rechnet man mit sog. bubbly flow und bei einem schäumenden System wird eine homogene Strömung bzw. ein homogenes Aufwallen angenommen. Im Vorsorgefall wäre immer die letztgenannte Aufwallart anzunehmen.

Ein typischer Wert für die charakteristische Blasenauftiegggeschwindigkeit bei niedrig viskoser Flüssigphase beträgt rund 20 cm/s, bei zähen Flüssigkeiten sinkt er auf etwa 5 cm/s. Im Fall einer nicht schäumenden, niedrig viskosen Flüssigphase liegt daher der maximal zulässige Füllgrad im Pannenfalle, damit es bei der gas/dampfraumseitigen Entlastung noch bei einer Einphasenströmung bleibt, in der Größenordnung von 65 %. Bei höherer dynamischer Viskosität kann er bis auf rund 20 % abfallen. Bei einer unter den Bedingungen des Pannenfalles schäumenden Flüssigkeit ist wegen des dann rechnerisch verschwindenden mittleren Gas/Dampfgehaltes immer mit dem Einsetzen einer Zweiphasenströmung aus Gas oder Dampf und Flüssigkeit, im Prinzip aber erst nach der anfänglichen Einphasenströmung, zu rechnen. Hierbei wird zusätzlich zu dem den Druckabbau bzw. die Kühlung bewirkenden Gas/Dampfmassenstrom auch Flüssigkeit in nennenswertem Umfang mit ausgetragen, so daß ein größerer Gesamtmassenstrom abzuführen ist. Auf den dann notwendigen Rechengang bei Zweiphasenaustrag wird im Zusammenhang mit der Berechnung des abzuführenden Massenstromes im Fall einer durchgehenden Reaktion eingegangen.

Die Neigung einer Flüssigphase zum Schäumen läßt sich derzeit nur aufgrund der bei Störungen des bestimmungsgemäßen Betriebes gemachten Erfahrungen definieren oder näherungsweise in dedizierten Laborversuchen feststellen. So gilt als Konvention eine Flüssigkeit als Schäumer, wenn bei einer kopfseitigen Druckentlastung im sog. VSP oder PhiTec Reaktionskalorimeter mehr als 60 % der anfänglich im Behälter vorhandenen Flüssigphase ausgetragen wurde. Erfahrungsgemäß handelt es sich dabei um eine Tensidlösung oder eine Emulsion, eine feststoffverschmutzte Flüssigkeit oder ein Flüssigkeitgemisch mit sehr unterschiedlichen Siedetemperaturen der Komponenten.

Die Beziehungen für den maximal zulässigen Füllgrad zwecks Vermeidung des Austrages eines Zweiphasengemisches lassen sich auch bei liegenden Behältern verwenden. Der berechnete maximal zulässige Füllgrad der Flüssigkeit kann dann um rund 5 % überschritten werden [53].

Für die Berechnung der abzuführenden Massenströme bei Einwirkung von Sonneneinstrahlung gelten aus der praktischen Erfahrung abgeleitete Beziehungen. Diese sind z.B. bei E. Müller et al. [54] aufgeführt. Auch bei der Berechnung des Wärme- bzw. Massenstromes im Fall eines Umgebungsbrandes ist man auf die Benutzung derartiger empirischer Gleichungen angewiesen. Diese sind nachstehend wegen der evtl. größeren Bedeutung für die sicherheitstechnische Auslegung angegeben worden.

### 4.3 Umgebungsbrand

Gemäß den deutschen Vorschriften, z.B. TRB 403, ist es nicht notwendig, den Umgebungsbrand als Auslöser für eine Drucksteigerung zu berücksichtigen. Sollte dennoch eine Abschätzung notwendig werden, so läßt sich die zugeführte Wärme  $Q^*$  unter Zugrundelegung der Angaben in API RP 520 ermitteln:

$$Q^* = 43,2 F A_b^{0,82}$$

Hierbei bezeichnen  $A_b$  die flüssigkeitbenetzte innere Behälteroberfläche bis zu einer Höhe von 8 m über der Brandebene bzw. bis zum größten Durchmesser eines Kugelbehälters und  $F$  einen sog. Umgebungsfaktor, der von der Feuerfestigkeit der Behälterisolierung<sup>18</sup> abhängt. Er ist als Funktion der Wärmeleitzahl  $\lambda_{isol}$  und der Wandstärke  $\delta_{isol}$  der Isolierung<sup>19</sup> wie folgt einzusetzen, Tab. 4.

Umgebungsfaktor $F$ [-]	Behälterisolierungstärke
1	0
$0,013 \lambda_{isol}/\delta_{isol}$	$\delta_{isol} > 0$
0,03	Erdbedeckt, oberirdisch
0	Erdbedeckt, unterirdisch

Tab. 4: Umgebungsfaktor in Abhängigkeit von der Behälterisolierungstärke bzw. der Erdbedeckung

Der Wärmestrom errechnet sich in kW, wenn die benetzte Fläche in  $m^2$  zugrunde gelegt wird. Im Extremfall einer ungenügenden Drainage oder einer nicht vorgesehenen Brandbekämpfung ist der einfallende Wärmestrom um ca. 65 % zu erhöhen.

Die Normen NFPA 30 [55] und API 2000 [56] sehen insbesondere eine Minderung des Wärmestromes mit zunehmender Größe der benetzten Behälterfläche vor, da bei größeren Behältern eine gleichmäßige Befuerung unwahrscheinlich wird. Speziell der Brandschutz von (stationären) Flüssiggasbehältern wird im Detail von M. Berweger [57] behandelt<sup>20</sup>.

Der abzuführende Massenstrom berechnet sich je nach dem Aggregatzustand des abströmenden Fluides gemäß den in Kap. 4.2 aufgeführten Beziehungen. Im Fall einer bei Eintritt des Pannenfalles vorliegenden inertisierten, verdampfbaren Flüssigkeit dürfte in der Regel der Gasmassenstrom vernachlässigbar klein gegenüber dem Dampfmassenstrom sein, so daß man davon entbunden wird, den Wärmeübergang an das Gas getrennt zu erfassen. Hierfür sind die o.a. empirischen Gleichungen für den Wärmestrom allerdings auch nicht geeignet.

#### 4.4 Chemische Umsetzung

Für die Berechnung des bei einer unkontrolliert ablaufenden bzw. thermisch durchgehenden Reaktion zwecks Vermeidung eines unzulässigen Druckes abzuführenden Massenstromes hat sich die Einteilung der Reaktionssysteme für in der Flüssigphase ablaufende homogene bzw. heterogene Umsetzungen in zwei Grundtypen gemäß DIERS bewährt:

<sup>18</sup>Ein Umgebungsfaktor von kleiner als 1 sollte nur bei thermisch stabilen Isolierungen und bei einer Abdeckung mit Stahlblech angesetzt werden.

<sup>19</sup>Bei allen aufgeführten Größengleichungen sind – soweit nicht anders angemerkt – nur SI-Einheiten verwendbar.

<sup>20</sup>Für den Bereich der Seeschifffahrt und insbesondere für Flüssiggastanker gelten die Richtlinien der IMO und der SIGTTO.

## 1. Dampfdruckproduzierendes Reaktionssystem (Angloamerikanische Bezeichnung: Vapor, tempered oder high liquid vapour pressure reaction system)

Der Druck im Reaktionsraum steigt aufgrund der durch die fortschreitende Umsetzung zunehmenden Temperatur des Reaktionsgemisches und die damit einhergehende Verdampfung. In der Regel handelt es sich dabei um ein Lösungsmittel mit einem gegenüber dem evtl. vorhandenen Inertgaspartialdruck großen Dampfdruck. Infolge der Druckentlastung kommt es zur sog. Siedekühlung durch Nachverdampfung der Flüssigphase. Bei zutreffender Auslegung der Entlastungsquerschnitte läßt sich mit Hilfe des ausgetragenen Dampfmassenstromes ein weiterer Anstieg der Temperatur des Reaktionsgemisches vermeiden bzw. sogar die Temperatur und damit der Innendruck erniedrigen.

## 2. Gasproduzierendes Reaktionssystem (Gassy oder low liquid vapour pressure reaction system)

Der Druck wird durch die Bildung eines bei den Entlastungsbedingungen nicht kondensierbaren Gases, z.B. infolge einer Zersetzungsreaktion oder als Nebenprodukt einer Synthese, erhöht. Der Partialdruck der Flüssigphase ist dabei vergleichsweise vernachlässigbar klein. Eine nennenswerte Kühlung und damit Beeinflussung oder gar Begrenzung der Reaktionsgeschwindigkeit ist durch die Druckentlastung bzw. den Austrag des Gasmassenstromes nicht möglich, die Temperatur und die Umsetzungsgeschwindigkeit nehmen vielmehr mit zunehmender Entlastungszeit bis zur Erschöpfung der Reaktanden weiter zu. Die Stabilisierung des Druckes auf den Ansprechdruck bzw. ein Druckabbau ist nur durch den rechtzeitigen und genügend großen Austrag von Gasmasse möglich.

Von einem hybriden Reaktionssystem (hybrid reaction system) spricht man, wenn die Drucksteigerung gleichzeitig durch Verdampfung und durch Gasbildung bedingt ist. In der Folge von einer großen Temperaturerhöhung aufgrund der durchgehenden (exothermen) Reaktion kann auch ein zunächst dampfdruckproduzierendes System in ein gasbildendes übergehen, wenn bei hohen Temperaturen Zersetzungsreaktionen auftreten. Auch die umgekehrte Reihenfolge, ein zunächst gasproduzierendes System geht in ein dampfdruckbildendes über, ist möglich. Ein Beispiel wäre die Zersetzung von Wasserstoffperoxid, wenn im späteren Verlauf der Entlastung das gebildete Wasser siedet. In vielen Fällen neigt aber das durchgehende Reaktionssystem im Bereich der technisch üblichen Entlastungsdrücke zu einem überwiegenden Verhalten entsprechend einem der beiden Grundtypen.

Die Basis für die Berechnung der abzuführenden Massenströme von Dampf und Gas ist die Wärmefreisetzungs- und Gasproduktionsrate bzw. -geschwindigkeit während der postulierten Durchgehreaktion. Diese sind in der Regel insbesondere unter den extremen Bedingungen des Pannenfalles nicht literaturbekannt. Für die Messung haben sich spezielle adiabatische bzw. quasi-adiabatische Reaktionskalorimeter<sup>21</sup> mit kleinem Probenvolumen bewährt [43]. Aufgrund der Versuche erhält man die Temperatur und den Druck bis zur vollständigen Umsetzung in Abhängigkeit von der Zeit, so daß daraus die

---

<sup>21</sup>Häufig eingesetzte Geräte sind das sog. PhiTec, VSP und RSST Kalorimeter. Die Messungen werden z.B. von spezialisierten Ingenieurbüros, Forschungsinstituten und neuerdings auch im Lohnauftrag von Fachstellen in den Werken der Chemischen Industrie durchgeführt, sofern im eigenen Unternehmen dafür keine Möglichkeit besteht. Es ist dann aber empfehlenswert, auch sogleich die Auslegung durchführen zu lassen, da die Kennwerte der Durchgehreaktion nur bei vollständiger Kenntnis der Umstände der Messungen sinnvoll gewertet werden können.

Wärme- und Gasproduktionsrate bei einem bestimmten Ansprechdruck der Entlastungseinrichtung bzw. in diesem Bereich ableitbar ist.

Die im Modellmaßstab, in der Regel im geschlossenen, nicht entlasteten (quasi-adiabaten) Kalorimeter ermittelten charakteristischen Werte für die spezifische Wärmefreisetzung bzw. Gasproduktion werden praktisch ohne Korrektur<sup>22</sup> für die Auslegung im Produktionsmaßstab, insbesondere auch während der Entlastung, zugrunde gelegt. Diese Übertragung beinhaltet u.a. die wesentliche, aber regelmäßig nicht gegebene Annahme identischer Startbedingungen für die Durchgehreaktion, die Übernahme eines adiabaten Verhaltens des Großreaktors, was durchaus mit guter Näherung erfüllt sein dürfte, und schließlich auch die Voraussetzung eines identischen Ablaufes der Reaktion im geschlossenen und im entlasteten Behälter. Es wird aber ebenso die gleiche räumliche Gleichzeitigkeit der Reaktion in der Großausführung unterstellt, was dagegen insbesondere bei einem vorsorglich postulierten Rührerausfall nicht immer gegeben sein könnte<sup>23</sup>. Aufgrund der Ergebnisse von Durchgehversuchen in Reaktoren mit Rauminhalten von bis zu 280 l ist jedoch insgesamt erkennbar, daß diese Übertragung bei den sog. dampfdruckproduzierenden homogenen Reaktionen beispielsweise ohne nennenswerte Korrekturen zulässig ist. Dagegen scheint dies bei einigen sog. heterogenen Reaktionen, wie bei einer Emulsionspolymerisation, nicht ohne weiteres erlaubt zu sein [59, 60, 129]. Über die Extrapolierbarkeit der im Labormaßstab gemessenen Gasproduktionsrate liegen noch keine gesicherten Erfahrungen vor.

Für die Berechnung des abzuführenden Massenstromes sind zwecks Vermeidung der rechnerisch sehr aufwendigen numerischen Lösung der Energie- und Massenbilanz für jeden Augenblick des Durchgehens im geschlossenen Reaktor und während der Entlastung zahlreiche, alternativ verwendbare, sog. quasi-stationäre Rechenmethoden vorgeschlagen worden. Sie beruhen auch auf einer Massen- und einer allerdings vereinfachten Energiebilanz für den Reaktor zu dem Zeitpunkt des Ansprechens der Sicherheitseinrichtung. Definitionsgemäß ist dann – wie bei den o.a. Beziehungen in dem Kap. 4.1 bis 4.3 – ein gleichbleibender Massenstrom auszutragen. Im folgenden werden nur noch diese quasi-stationären Methoden diskutiert.

Ein wesentliches Merkmal der (quasi-stationären) Auslegungsmethoden ist, daß außer im Sonderfall eines (seltenen) Ausströmens von nur Gas oder Dampf während der gesamten Entlastungszeit einfachheitshalber stets von einer Zweiphasenströmung aus Dampf oder Gas und Flüssigkeit im thermodynamischen Gleichgewicht ab Entlastungsbeginn ausgegangen wird. Die bei einer behälterkopfsseitigen Entlastung eines teilgefüllten Reaktors immer zuerst auftretende (ggf. kurzzeitige) Zeitspanne mit einer Strömung nur aus Dampf oder Gas wird damit vernachlässigt. Daß dann dennoch bei dampfdruckproduzierenden Reaktionsystemen der zulässige Behälterdruck als alleiniges Auslegungskriterium auch nicht kurzzeitig vorschriftswidrig über die zugelassene Akkumulation (rechnerisch) steigt, ist u.a. die Folge einer ausreichenden Kompensation der Auswirkungen von Fehlern aufgrund von mindestens zwei vereinfachenden Annahmen. Zum einen betrifft es die Vernachlässigung der Überhitzung der

---

<sup>22</sup>Es erfolgt allenfalls eine Korrektur der Kalorimeterdaten, wenn der sog.  $\varphi$ -Faktor, d.h. das Verhältnis aus Gesamtmasse von Probekörper und Probenmasse, den Idealwert von 1 deutlich überschreitet. Über die Auswirkungen der in der Literatur aufgeführten Vorschläge für die Berichtigung berichten E. Wilcock und R.L. Rogers [58]. Auf den Einfluß einer unterschiedlichen Rührintensität, insbesondere bei zähen Medien, verweist C. Askonas [131].

<sup>23</sup>Dies trifft insbesondere auf die sog. hot spot Bildung bei nur gasproduzierenden Reaktionsystemen zu.

flüssigen Phase und die damit tatsächlich höhere Reaktionsgeschwindigkeit, und es wird auch bewußt ein kleinerer auszutragender Dampfstrom und damit größerer Gesamtmassenstrom zugrunde gelegt. Darauf soll im Zusammenhang mit der Analyse der vereinfachten Energiebilanz nochmals eingegangen werden.

Im folgenden wird die Berechnung des abzuführenden Massenstromes in Abhängigkeit von dem Reaktionstyp gemäß DIERS dargestellt, diese pragmatische Einteilung der Reaktionssysteme und die darauf beruhenden Methoden haben sich weltweit durchgesetzt. Sie gelten im strengen Sinn nur für absatzweise bzw. halbabsatzweise betriebene Reaktoren. Die Bedingungen für die Erweiterung der Anwendbarkeit auf lange Schlaufenreaktoren sind z. B. von M.A. Grolmes und M.H. Yue [61] betrachtet worden.

#### 4.4.1 Dampfdruckproduzierende Reaktion

Für den Zeitpunkt des Ansprechens der Sicherheitseinrichtung lautet die auf den Reaktor bezogene vereinfachte Energiebilanz

$$M_o c_{vF} dT/dt|_R = Q^* - M_{ges}^* h_v (x^* + v_F / (v_D - v_F))$$

In dieser Bilanz bedeuten mit Bezug auf die Gegebenheiten beim Ansprechdruck  $M_o$  die Masse des Reaktionsgemisches,  $c_{vF}$  die spezifische Wärme der Flüssigphase im Reaktor<sup>24</sup>,  $dT/dt|_R$  die resultierende Temperaturanstieggeschwindigkeit des Reaktors bzw. im Reaktionsgemisch,  $Q^*$  der effektiv wirksame Wärmestrom, bestehend aus dem durch die chemische Reaktion und dem im folgenden allerdings wegen der Annahme eines adiabatischen Reaktors nicht weiter berücksichtigten über die Reaktorwand zu- bzw. abgeführten Wärmestrom,  $M_{ges}^*$  der über die Abblaseleitung abzuführende (konstante) Gesamtmassenstrom,  $h_v$  die spezifische Verdampfungsenthalpie,  $x^*$  der Strömungsmassendampfgehalt des abströmenden Gemisches und  $v_F$  und  $v_D$  die spezifischen Volumina der beiden Phasen. Der damit gebildete Quotient beinhaltet die spezifische Volumenänderungsarbeit des ausströmenden Gemisches. Er ist im allgemeinen bei niedrigen Drücken vernachlässigbar klein gegenüber dem Strömungsmassendampfgehalt. Das Produkt aus  $M_{ges}^*$  und  $x^*$  stellt den (abzuführenden) Dampfmassenstrom dar, gleichzeitig wird auch der Flüssigkeitmassenstrom  $M^*(1 - x^*)$  mitgeschleppt bzw. ausgetragen, der allerdings keinen Beitrag zur Siedekühlung bzw. Temperaturniedrigung leistet und somit in der (vereinfachten) Bilanz nicht erscheint.

Die freigesetzte Reaktionswärme ergibt sich z.B. aus der im Labor gemessenen (adiabaten) Temperaturanstieggeschwindigkeit beim Entlastungsdruck. Es gilt

$$Q_R^* = M_o q_R^* = M_o c_{vF} dT/dt|_{p_o} \quad \text{und} \quad Q_R^* \approx Q^*$$

Das Ziel der quasi-stationären Berechnung beinhaltet, den abzuführenden Dampfmassenstrom bzw. Gesamtmassenstrom in Verbindung mit dem in der Regel nicht bekannten, sich bei einer Entlastung selbsttätig aufgrund der Phasenseparation einstellenden Strömungsmassendampfgehalt so zu wählen, daß die zeitliche Temperaturänderung des Reaktionsgemisches im Reaktor in der o.a. vereinfachten

<sup>24</sup>In erster Näherung wird regelmäßig  $c_{vF} = c_{pF}$  gesetzt.

Energiebilanz verschwindet. Insofern müßte dann zum Zeitpunkt der Entlastung zeitgleich der freigesetzte Reaktionswärmestrom in Form latenter Wärme von dem Dampf- bzw. Gesamtmassenstrom ausgetragen werden. Sofern noch eine geringe zeitliche Temperaturänderung zugelassen wird oder sich nicht vermeiden läßt, so würde ein kleinerer abzuführender Massenstrom bzw. Entlastungsquerschnitt die Folge sein. Der untere Grenzwert für den Gesamtmassenstrom bzw. den Entlastungsquerschnitt ist bei einem Strömungsmassendampfgehalt von 1, d.h. nur Dampfströmung, erreicht<sup>25</sup>.

Der Strömungsmassendampfgehalt des abströmenden Gemisches, d.h. der relative Anteil von Dampf und entsprechend von mitgeschleppter Flüssigkeit, ist abhängig von dem Aufwall- und dem ggf. überlagerten Aufschäumverhalten des Gemisches während der Entlastung. Er ist am kleinsten bei der Grenzannahme eines sog. homogenen Aufwallens bzw. einer gedachten gleichmäßigen Verteilung der beiden Phasen im gesamten Reaktor bzw. in der Strömung im Entlastungsquerschnitt. Der andere Grenzwert wäre für den Fall einer vollständigen Phasenseparation gegeben. Hier würde bei der kopfseitigen Entlastung der in der Flüssigphase gebildete Dampf ohne ein nennenswertes Aufwallen zu verursachen aus der Flüssigkeit in den Dampfraum innerhalb des Reaktors treten, oder es käme nicht zum Aufwallen bis in den Austragstutzen, so daß dort auch nur eine Dampfströmung vorliegt. Im Fall eines zu Entlastungsbeginn vollständig mit Flüssigphase gefüllten, kopfseitig entlasteten Reaktors oder bei einer Bodenentlastung wäre die Grenzannahme einer sog. reinen Flüssigkeitströmung, d.h. ein verschwindender Strömungsmassendampfgehalt ( $x^* = 0$ ), noch möglich und ggf. auch sinnvoll.

Im Rahmen der Auslegung mit quasi-stationären Methoden ist es Konvention, im Fall der dampfraumseitigen Entlastung vorsorglich den kleinsten Strömungsmassendampfgehalt zu wählen. Rechnerisch folgt daraus der kleinste Massenstrom von Dampf bei gleichzeitigem größten Flüssigkeitsaustrag. Insofern bedeutet diese Annahme eines homogenen Aufwallens eine zusätzliche Überdimensionierung des Entlastungsquerschnittes der Armatur und eine vorsorgliche Überdeckung aller Unsicherheiten aufgrund von vereinfachenden oder unvollständigen bzw. fehlerhaften Annahmen<sup>26</sup>.

Der Strömungsmassendampfgehalt berechnet sich bei homogenem Aufwallen aus

$$x_o = M_D / (M_D + M_F) , \quad \text{und es gilt} \quad x^* = x_o$$

Die in der Literatur aufgeführten quasi-stationären Auslegungsmethoden unterscheiden sich im wesentlichen im weiteren nur bei den Randbedingungen bzw. Annahmen für die Schließungsbedingungen für die vereinfachte Energiebilanz. Hier wird (nur) die Methode von J.C. Leung [45] vorgestellt, da sie relativ übersichtlich und leicht anwendbar ist sowie im Mittel die vergleichsweise zutreffendste Auslegung bei durchgehenden homogenen und heterogenen Reaktionen ermöglicht [62, 63]. Die Gleichung

---

<sup>25</sup>Diese Aussage gilt nur in Verbindung mit einer quasi-stationären Betrachtungsweise, d.h. bei Zugrundelegung eines konstanten Massenstromes.

<sup>26</sup>Bei einer Auslegung mit Hilfe der dynamischen Simulation des Entspannungsvorganges werden je nach dem vorstellbaren Aufwallverhalten des Reaktionsgemisches auch eine teilweise Phasenseparation und somit größere anfängliche Strömungsmassendampfgehalte angenommen. Dies führt zu kleineren abzuführenden Massenströmen. Im Fall einer Entlastung aus dem thermodynamisch überkritischen Zustandbereich wird jedoch immer ein homogenes Aufwallen vorausgesetzt.

für den abzuführenden Gesamtmassenstrom lautet unter Verwendung der Clausius-Clapeyron'schen<sup>27</sup> Beziehung

$$M_{ges}^* = M_o q_R^* / \left( (V_R h_v / (M_o (v_D - v_F)))^{0,5} + (c_{vF} \Delta T)^{0,5} \right)^2 \quad \text{mit}$$

$$q_R^* = 0,5 c_{vF} \left( (dT/dt)_{p_o} + (dT/dt)_{max} \right)$$

Hierbei wird die spezifische Wärmefreisetzung  $q_R^*$  mit Hilfe des arithmetischen Mittels aus der (adiabaten) Temperaturanstieggeschwindigkeit bei dem Entlastungsdruck und bei der Anstieggeschwindigkeit, die sich bei der Entlastung (in einem geschlossenen Modellreaktor) bei dem größten zwischenzeitlich zugelassenen Druck<sup>28</sup> einstellt, berechnet. Insofern ist damit die Änderung der spezifischen Wärmefreisetzung während der Entlastung bzw. nach Entlastungsbeginn berücksichtigt worden, wenn im Hinblick auf einen möglichst kleinen Entlastungsquerschnitt ein weiterer kurzzeitiger Anstieg des Reaktordruckes nach dem Ansprechen um 20 % bis 30 % zugelassen wird<sup>29</sup>. Mit  $V_R$  ist das Reaktorvolumen bezeichnet und  $\Delta T$  entspricht der zulässigen Temperaturerhöhung (gemäß der gemessenen Dampfdruckkurve) infolge der zugelassenen zwischenzeitlichen Druckerhöhung über den Ansprechdruck. Eine stillschweigende Randbedingung für die Gültigkeit dieser Beziehung ist, daß die Maxima von Temperatur und Druck sich zu gleicher Zeit einstellen.

#### 4.4.2 Gasproduzierende Reaktion

Die vereinfachte Energiebilanz für den Reaktor reduziert sich hier auf eine Massenbilanz, wenn der über die Reaktorwand zu- oder abgeführte Wärmestrom sowie die je Zeiteinheit im Reaktor freigesetzte Gasbildungs- bzw. Zersetzungswärme in der (im Labor gemessenen) Druckanstieggeschwindigkeit erfaßt wird. Die Massenbilanz lautet dann unter der Voraussetzung der Gültigkeit des idealen Gasgesetzes

$$M_{ges}^* = N^* (M_G + M_F) / V_R$$

wobei  $N^*$  die volumetrische Gasproduktionsgeschwindigkeit und  $M_G$  und  $M_F$  die Massen der beiden Phasen im Reaktorvolumen  $V_R$  zum Zeitpunkt der Entlastung bezeichnen.

Für die Berechnung des Gesamtmassenstromes und der Zusammensetzung sind wieder alternative Methoden in der Literatur aufgeführt [63]. Sie unterscheiden sich im wesentlichen nur durch die Annahmen bzw. Gleichungen für die Ermittlung der Gasproduktionsgeschwindigkeit. Einheitlich wird wiederum für die Zusammensetzung des auszutragenden Zweiphasengemisches der Strömungsmassengasgehalt unter Voraussetzung eines homogen aufgewallten Behälterinhaltes zugrunde gelegt. Er

<sup>27</sup>Die Einbringung der Beziehung von Clausius-Clapeyron beinhaltet die (übliche) Annahme, daß die Zusammensetzung des Reaktionsgemisches sich nicht (nennenswert) während des zwischenzeitlichen Druckanstieges über den Ansprechdruck ändert.

<sup>28</sup>In einigen Veröffentlichungen von J.C. Leung bezeichnet  $(dT/dt)_{max}$  auch die während einer Messung in einem Kalorimeter mit geschlossenem Testbehälter maximal aufgetretene Temperaturanstieggeschwindigkeit.

<sup>29</sup>Im Hinblick auf einen möglichst kleinen abzuführenden Massenstrom und damit einhergehend eines kleinstmöglichen Entlastungsquerschnittes bietet es sich an, den Ansprechdruck so niedrig wie betriebstechnisch möglich festzulegen, weil damit niedrigere Temperaturanstieggeschwindigkeiten verbunden sind.



errechnet sich zu

$$x_o = M_G / (M_G + M_F) , \quad \text{wobei auch wieder gilt} \quad x^* = x_o$$

Aus den Ergebnissen der im Rahmen der dynamischen Simulation der Entlastung einer durchgehenden Zersetzungsreaktion von Wasserstoff durchgeführten Parameterstudie von N.-J. Kranz und L. Friedel [64], aber auch aus den Nachrechnungen von J.S. Duffield et al. [130], läßt sich ableiten, daß bei gasproduzierenden Reaktionen die Annahme eines homogen aufgewallten Behälterinhaltes nicht immer den vergleichsweise größten Entlastungsquerschnitt bewirkt. Demgegenüber deuten die vorläufigen Ergebnisse von Vergleichsrechnungen – allerdings ohne experimentellen Nachweis – darauf hin, daß mit der quasi-stationären Methode von J.C. Leung und H.K. Fauske [65] unter Zuhilfenahme des Gasgehaltes bei homogen aufgewallten Behälter dennoch im Mittel plausible Größenordnungen für den abzuführenden Gesamtmassenstrom und damit für den Entlastungsquerschnitt ermittelt werden. Hierbei ist in die obige Massenbilanz die in einem geschlossenen Modellreaktor bei durchgehender Reaktion ermittelte maximale volumetrische Gasproduktionsgeschwindigkeit eingesetzt. Diese läßt sich auf den Produktionsmaßstab umrechnen gemäß

$$N_{max}^* = V_G / (p_o + \Delta p) (dp/dt)_{max} M_{ges,Reaktor} / M_{ges,Modell}$$

In dieser Gleichung bedeuten  $V_G$  das Gasraumvolumen im Modellreaktor und  $p_o$  den Entlastungsdruck. Mit  $\Delta p$  wird die zugelassene zwischenzeitliche Drucküberschreitung über den Entlastungsdruck bezeichnet. Der aus den Gesamtmassen gebildete Quotient stellt den (linearen) Maßstabfaktor dar.

Bei Verwendung der Ergebnisse aus den Versuchen in einem VSP, PhiTec oder RSST Reaktionskalorimeter mit einem sog. offenen Testbehälter ist die Gasproduktionsgeschwindigkeit mit einem Temperaturkorrekturfaktor  $T_o/T_u$  zu multiplizieren. Hierbei bezeichnet  $T_u$  die Temperatur im Gasraum des den Testbehälter umgebenden Behältnisses. Der Korrekturfaktor ist im allgemeinen größer als eins. Dadurch wird berücksichtigt, daß aufgrund der niedrigen Temperatur im umgebenden Behältnis eine kleinere Druckanstieggeschwindigkeit gemessen wird als bei gleichen Temperaturen im Testbehälter und im umgebenden Behältnis. Für  $V_G$  ist dann auch das effektive Gasraumvolumen dieses Behältnisses zuzüglich des Gasraumvolumens im Testbehälter einzusetzen.

#### 4.4.3 Hybride Reaktion

Für die Berechnung des abzuführenden Massenstromes hat sich noch keine Konvention herausgebildet [63]. Es bietet sich an, je nach dem anfänglich überwiegendem dampfdruck- oder gasproduzierenden Verhalten der Reaktion nur den entsprechenden Massenstrom mit den Gleichungen von J.C. Leung [45] oder von J.C. Leung und H.K. Fauske [65] zu ermitteln. Häufig ist der Gesamtmassenstrom aus Dampf und Flüssigkeit oder Gas und Flüssigkeit deutlich größer als der andere, so daß wegen der im allgemeinen akzeptierten Überdimensionierung des Gesamtmassenstromes die jeweilige Vernachlässigung des anderen Gesamtmassenstromes vertretbar erscheint. Allerdings wird von J.C. Leung und H.K. Fauske anlässlich der Umrechnung des Massenstromes in einen Mindestquerschnitt noch nachträglich eine Korrektur für die Berücksichtigung des hybriden Verhaltens eingeführt.

## 4.5 Bewertung der Massenstromberechnung

Im Hinblick auf die vereinfachenden Vorgaben bei der Aufstellung der Gleichungen für die Massenstromberechnung, die sowohl für den Fall einer Einphasenströmung von Flüssigkeit oder Dampf bzw. Gas als auch bei den hier nicht aufgeführten alternativen Methoden für den Fall durchgehender Reaktionen generell so gewählt sind, daß die einzelnen Auswirkungen der Annahmen jeweils zu einem rechnerisch größeren Massenstrom und damit auch zu einem größeren Entlastungsquerschnitt führen, wird man davon ausgehen wollen, daß auch die tatsächlich abzuführenden Massenströme gemäß dieser Auslegung größer als erforderlich sein werden. Ein unmittelbarer Nachweis mit Hilfe von gemessenen Massenströmen ist freilich nicht möglich, da während einer Entlastung der ausgetragene (Gesamt)Massenstrom sich fortlaufend ändert, hier aber ein bezüglich der Einhaltung des zulässigen Behälterdruckes rechnerisch äquivalenter, konstanter Gesamtmassenstrom definiert wird. Insofern kann man zunächst nicht feststellen, inwieweit tatsächlich eine Übervorhersage des abzuführenden Massenstromes vorliegt. Auf diese Problematik wird indessen nochmals bei der Bewertung der mit diesen Massenströmen berechneten Entlastungsquerschnitte eingegangen. Es sollte jedoch schon deutlich geworden sein, daß mit Hilfe der quasi-stationären Methode(n) allenfalls eine Querschnittberechnung, aber keine angemessene Auslegung der Rückhaltung möglich ist, da nicht mit dem tatsächlichen Massenstrom gerechnet werden kann. Hierfür eignet sich nur eine dynamische Simulation der Druckentlastung, im einzelnen unter Berücksichtigung der zeitabhängigen Drücke, Temperaturen, Massenströme, Zusammensetzungen etc.

## 5. Mindestens erforderlicher Entlastungsquerschnitt

Die Berechnung des Querschnittes läßt sich unabhängig von der Ursache für die Drucksteigerung und weitgehend ohne Bezug auf den Typ der Entlastungsarmatur gliedern nach dem Aggregatzustand des abzuführenden Massenstromes. Hierbei ist allerdings die Kompressibilität des Fluides und damit ggf. die Begrenzung des Durchsatzes bei Erreichen der Schallgeschwindigkeit in der Gas- oder Dampfströmung bzw. des fluiddynamisch kritischen Strömungszustandes in der Zweiphasenströmung zu beachten. Insofern ist im folgenden zwischen dem abzuführenden und dem über einen vorgegebenen Entlastungsquerschnitt abführbaren Massenstrom zu unterscheiden.

Der abzuführende Massenstrom errechnet sich in erster Näherung unbelastet von den geometrischen Gegebenheiten des Reaktionsraumes, der Überströmleitung oder der wärmeübertragenden Fläche aus einer gekoppelten Massen- und Energiebilanz für einen vorbestimmten (Ansprechüber-)Druck. Demgegenüber steht ebenso eigenständig die strömungstechnisch zu lösende Transportaufgabe, diesen Massenstrom bei einem vorgegebenen Druckgefälle durch eine Leitung mit einem u.a. aus technischen und wirtschaftlichen Gründen möglichst kleinen Durchmesser und damit bestimmten (engsten) Strömungsquerschnitt mit einer möglichst großen Geschwindigkeit auszutragen. Bei Gasen oder Dämpfen und bei Flüssigkeiten<sup>30</sup> kann dabei maximal die (isentropische) Schallgeschwindigkeit erreicht werden. Diese ist ein Stoffwert und damit nur durch den Druck und die Temperatur, aber nicht durch den kinemati-

---

<sup>30</sup>In der Regel wird die Schallgeschwindigkeit der Flüssigkeit bei den hier üblichen Druckunterschieden bei weitem nicht erreicht.

schen Zustand des Fluides bestimmt. Bei Zweiphasengemischen ist die Schallgeschwindigkeit<sup>31</sup> u.a. von der in der Entlastungseinrichtung sich einstellenden, aber nicht vorhersagbaren Strömungsform bzw. Phasenordnung und der Frequenz der definitiongemäß der Schallgeschwindigkeit zugrundeliegenden Ausbreitungsgeschwindigkeit kleiner Druckstörungen abhängig. Diese Größen werden wiederum durch die Dichte des Gemisches bestimmt, die sich allerdings auch nicht - wie bereits o.a. - zutreffend definieren läßt [66]. Man behilft sich daher mit dem Produkt aus Dichte und Schallgeschwindigkeit, d.h. mit der sog. kritischen Massenstromdichte. Diese stellt bei Erreichen des fluiddynamisch kritischen Strömungszustandes den strömungsquerschnittbezogenen maximal möglichen (abführbaren) Massenstrom dar.

Sowohl bei Einphasen- als auch bei Zweiphasenströmung ist gemäß der Konvention der kritische Strömungszustand anhand der isentropen, d.h. adiabaten und reibungsfreien Strömung durch eine ideale, keine Wandablösung und Kontraktion der Strömung verursachende Düse definiert. Es gilt entsprechend der Stromfadentheorie, daß bei konstantem Vordruck eine weitere Absenkung des Druckes stromabwärts von der Düsenmündung unter den fluiddynamisch kritischen Druck keine Vergrößerung des Durchsatzes bewirkt. Bei allen Einbauten, die aber eine (nennenswerte) Ablösung und Kontraktion der Strömung bewirken, wie hier das Sicherheitsventil und die Knickstabarmatur sowie evtl. die Berstscheibe, kann sich im strengen physikalischen Sinne kein so definierter kritischer Zustand einstellen, da u.a. bei einer Erniedrigung des Gegendruckes gleichzeitig die Kontraktion geringer bzw. der engste Strömungsquerschnitt dann größer wird. In der Folge würde sich ein freilich nur u.U. geringfügig größerer Massenstrom einstellen. Für technische Berechnungen dürften diese Unterschiede vernachlässigbar klein sein. Allerdings beruht der Wissensstand darüber praktisch nur auf Versuchsergebnissen mit Blenden bei kompressibler Einphasenströmung.

Bezüglich der Ermittlung des mindestens erforderlichen Entlastungsquerschnittes bei einem vorgegebenen Druckgefälle gilt insbesondere bei der quasi-stationären Bilanzierung ausnahmslos, daß der über das Abblaseleitungssystem abführbare Massenstrom immer größer oder gleich dem aufgrund der unerwünschten Drucksteigerung abzuführenden Massenstrom sein muß<sup>32</sup>.

$$M_{abf\ddot{u}hrbar}^* \geq M_{abzuf\ddot{u}hren}^*$$

Diese triviale Aussage bzw. formalistische Vorgehensweise erhält aber ihre Anschaulichkeit bzw. Bedeutung aus der Tatsache, daß mit genereller Ausnahme der Entlastung von (nicht verdampfender) Flüssigkeit und der selteneren Fälle mit Unterschallströmung von Gas oder Dampf ansonsten sich immer ein fluiddynamisch kritischer Strömungszustand in der auszulegenden Entlastungseinrichtung einstellt<sup>33</sup>. Den dann zu berechnenden maximal möglichen Durchsatz erhält man auch bei Gas/Dampfströmung immer zunächst in Form der (maximal) abführbaren kritischen Massenstromdichte  $m_{abf\ddot{u}hrbar}^*$ . Der mindestens erforderliche Entlastungsquerschnitt ergibt sich hiernach mit der

---

<sup>31</sup>Bei Zweiphasengemischen gibt es im strengen Sinne keine Schallgeschwindigkeit. Man behilft sich daher häufig mit der sog. kritischen Geschwindigkeit oder dem fluiddynamisch kritischen (Strömungs-)Zustand. Der Anschaulichkeit und Einheitlichkeit wegen wird hier die Fiktion Schallgeschwindigkeit beibehalten.

<sup>32</sup>Allenfalls kurzzeitig kann im Rahmen einer dynamischen Simulation der Druckentlastung eine Ausnahme zugunsten eines kleineren Entlastungsquerschnittes zulässig sein. Es gilt dann  $\int_{t_{Entl}} M_{abf\ddot{u}hrbar}^* dt \geq \int_{t_{Entl}} M_{abzuf\ddot{u}hren}^* dt$ .

<sup>33</sup>Das Auftreten von Überschallströmungen wird hier nicht weiter betrachtet.

armaturspezifischen, in einer sog. Bauteilprüfung ermittelten Ausflußziffer  $\alpha$  zu

$$A_o \geq M_{abzuföhren}^* / (\alpha m_{abföhbar}^*)$$

Diese Beziehung ist auch bei Unterschallströmung zutreffend, wenn mit der entsprechend kleineren Massenstromdichte gerechnet würde.

Die Ausflußziffer besagt als (willkürlich gewählte) Vergleichszahl, inwieweit der geometrisch engste Strömungsquerschnitt einer Armatur gegenüber dem einer idealen Düse als Standard bei gleichem Ruheüberdruck vergrößert werden muß, damit der gleiche Durchsatz gewährleistet ist. Anschaulich läßt sich dies mit der Ablösung und der Einschnürung der Strömung in der Armatur erklären. Im allgemeinen technischen Sprachgebrauch wird dagegen mit der Ausflußziffer die Minderung der Masseudurchsatzkapazität u.a. aufgrund des größeren Strömungswiderstandes gegenüber dem der Düse umschrieben. Rechnerisch führen die beiden Aussagen zu identischen Ergebnissen. Durch die letztere Aussage entsteht aber der Eindruck, daß die maximal abführbare bzw. kritische Massenstromdichte reduzierbar ist. Diese hat aber die Eigenschaft eines nur von dem (fluidodynamisch kritischen) Druck und ggf. der Temperatur abhängigen Stoffwertes, der dann nicht mit einer in der Bauteilprüfung ermittelten, je nach den spezifischen Armaturabmessungen unterschiedlich großen Ausflußziffer korrigierbar ist. Im weiteren soll jedoch der technische Sprachgebrauch im Hinblick auf die Nutzung dieser Zusammenstellung durch den Praktiker beibehalten werden.

Im folgenden wird zunächst auf die Beziehungen für die Berechnung des Strömungsquerschnittes bei Einphasenströmung von Flüssigkeit sowie von Gas oder Dampf eingegangen. Diese sind beispielsweise in den AD-Merkblättern A1 und A2 [4, 9] aufgeführt. Die Auslegung ist damit einfach, weil in der Regel für die Sicherheitsventile und Berstscheiben bereits die im Rahmen von standardisierten Bauteilprüfungen mit Hilfe der zuerkannten Ausflußziffer ermittelten abführbaren Massenstromdichten in Form des o.a. Produktes aus Massenstromdichte und Ausflußziffer (katalogmäßig) vorliegen. Anschließend wird auf die Auslegung bei Zweiphasenströmung eingegangen. Hier ist die abführbare kritische Massenstromdichte und die Ausflußziffer immer zu berechnen, da vorerst die maximale Kapazität nur von einigen Sicherheitsventilen, und dann aber auch nur in bestimmten Parameterbereichen, bekannt ist [67].

## 5.1 Einphasenströmung von Flüssigkeit

Der mindestens erforderliche Entlastungsquerschnitt der Sicherheitsarmatur ist gegeben zu

$$A_o = M_F^* / \left( \alpha_w \sqrt{2 \rho_F (p_o - p_a)} \right)$$

Hierin bezeichnen  $p_o$  den Druck im Druckraum bzw. den Ansprechdruck und  $p_a$  den Gegendruck im Austrittsquerschnitt der Armatur,  $\rho_F$  die Flüssigkeitsdichte und  $\alpha_w$  die im Rahmen der Bauteilprüfung oder in einer Einzelprüfung zuerkannte Ausflußziffer<sup>34</sup>. Sie ist auf den engsten geometrischen Strömungsquerschnitt  $A_o$  bezogen. Dieser kann bei einem Sicherheitsventil im Ventilsitz oder aber

<sup>34</sup>Die Hersteller von Sicherheitsventilen bzw. Berstscheiben geben regelmäßig in den Katalogen die Ausflußziffer an. Für die Knickstabarmatur werden auf Anfrage Ausflußziffern zwischen 0,89 und 0,90 genannt, der Hersteller rechnet aber selbst mit einer Ziffer von 0,62 [70].

auch stromaufwärts oder -abwärts liegen.

Die Bauteilprüfung wird regelmäßig mit Wasser und damit mit einem niedrigviskosen Fluid durchgeführt. Für den Fall der Entlastung von viskosen Flüssigkeiten über ein Sicherheitsventil wird z.B. in der Empfehlung API RP 520 die Erweiterung des engsten geometrischen Querschnittes mit Hilfe eines sog. Vergrößerungsfaktors  $K_\eta$  in Form eines Divisors empfohlen.

$$A_\eta = A_o / K_\eta$$

Der Vergrößerungsfaktor ist von der auf den kleinsten Durchmesser im Sicherheitsventil bezogenen Reynolds Zahl abhängig und erreicht maximal den Wert von eins, Tab. 5 [71].

Vergrößerungsfaktor $K_\eta [-]$	Reynolds Zahl Bereich $[-]$
$0,2669 \ln(Re) - 0,6413$	$34 \div 200$
$1,308 \cdot 10^{-3} \ln^3(Re) - 4,093 \cdot 10^{-2} \ln^2(Re) + 0,4343 \ln(Re) - 0,5735$	$200 \div 6 \cdot 10^4$
1	$> 6 \cdot 10^4$

Tab. 5: Dimensionsloser Vergrößerungsfaktor gemäß API RP 520 für den Querschnitt von Sicherheitsventilen in Abhängigkeit von der Reynolds Zahl im engsten Querschnitt ( $Re = w_F d_o \rho_F / \eta_F$ )

Alternativ kann für eine Reynolds Zahl von größer als 80 die einfachere Beziehung gemäß K. Molavi [72] verwendet werden.

$$K_\eta = 0,975 \sqrt{(170/Re + 0,98)^{0,5}} \quad \text{mit } Re > 80$$

Die Berücksichtigung des Vergrößerungsfaktors wird in dem deutschen Regelwerk nicht gefordert.

## 5.2 Einphasenströmung von Gas oder Dampf

Es gilt sowohl für den Fall eines fluiddynamisch unterkritischen als auch kritischen Strömungszustandes in der Sicherheitsarmatur

$$A_o = M_{G/D}^* / (\Psi \alpha_w p_o) \sqrt{0,5 T_o Z R}$$

Es bezeichnen hierbei  $M_{G/D}^*$  den abzuführenden Gas- oder Dampfmassenstrom,  $\alpha_w$  die zuerkannte Ausflußziffer<sup>35</sup> in Abhängigkeit des Gegendruckes,  $p_o$  und  $T_o$  den Ruhedruck und die Temperatur im Druckraum,  $Z$  den Realgasfaktor<sup>36</sup>,  $R$  die spezifische Gaskonstante und  $\Psi$  die den Strömungszustand charakterisierende dimensionslose Ausflußfunktion. Sie ist abhängig von dem Isentropenexponent  $\kappa$  und dem (absoluten) Gegendruck gemäß Tab. 6.

<sup>35</sup>Je nach den nationalen oder internationalen Vorschriften wird  $\alpha_w$  oder  $\alpha_D$  verwendet. Es gilt  $\alpha_w = \alpha/1,1$  bzw.  $\alpha_D = 0,9\alpha$ , wobei  $\alpha$  die tatsächlich experimentell ermittelte (nicht verminderte) Ausflußziffer bezeichnet.

<sup>36</sup>In der Praxis wird - mit Ausnahme bei gesättigten Kohlenwasserstoffdämpfen - meistens mit einem Realgasfaktor von eins gerechnet [73].

Ausflußfunktion $\Psi [-]$	Strömungszustand bzw. Druckverhältnis $[-]$	
$\sqrt{\kappa/(\kappa-1)} \sqrt{(p_a/p_o)^{2/\kappa} - (p_a/p_o)^{(\kappa+1)/\kappa}}$	unterkritisch	$1 \geq p_a/p_o > (2/(\kappa+1))^{\kappa/(\kappa-1)}$
$\sqrt{\kappa/(\kappa+1)} (2/(\kappa+1))^{1/(\kappa-1)}$	kritisch	$0 < p_a/p_o \leq (2/(\kappa+1))^{\kappa/(\kappa-1)}$

Tab. 6: Ausflußfunktion in Abhängigkeit von dem Strömungszustand in dem engsten Strömungsquerschnitt bzw. von dem Verhältnis aus Ruhedruck und Gegendruck

In dem AD-Merkblatt A2 ist für die Berechnung des Querschnittes von Sicherheitsventilen für den Fall einer Entlastung von Wasserdampf eine im Hinblick auf die weltweit einheitlich benutzten Stoffwerte vereinfachte Gleichung angegeben. Laut G. Bozóki sollte diese nur bis zu Ruhedrücken von etwa 60 bar verwendet werden, wenn höhere Ansprüche an die Genauigkeit gestellt werden.

Die Abblaseleitungssysteme sind in der Regel so ausgelegt, daß im Sicherheitsventil oder in der Knickstabarmatur der den Durchsatz begrenzende engste Querschnitt vorliegt. Insofern würde sich dann dort bei einer genügend großen Druckdifferenz der (wahre) kritische Strömungszustand ausbilden. Dies kann auch für Berstscheiben gelten, wenn der freie Querschnitt nach dem Bersten deutlich kleiner als der der Rohrleitung oder wenn eine sog. Vakuum- oder Gegendruckstütze installiert ist. Im anderen Fall wird sich der den Massenstrom begrenzende kritische Zustand stromaufwärts im Behälterstutzen oder weiter stromabwärts in einem Rohrbogen, am Eintritt in die Sammelleitung bzw. Fackelleitung oder am Leitungsende etc. einstellen. Zur Abschätzung der Lage des kritischen Strömungszustandes, insbesondere bei langen Ableitungen mit solchen Einbauten in vergleichsweise kurzen Abständen, so daß sog. multiple kritische Strömungszustände (gleichzeitig) sich einstellen können, gibt es keine einfache Methode, da dazu der lokale Zustand bekannt sein muß [47, 48, 74].

### 5.3 Zweiphasenströmung

Die Berechnung des mindestens erforderlichen Strömungsquerschnittes erfolgt analog zu der Vorgehensweise bei Einphasenströmung gemäß

$$A_o = M_{abzuföhren}^* / (\alpha m_{abföhbar}^*)$$

Die Ermittlung gestaltet sich aber vergleichsweise aufwendig, da die Abblasekapazität der Entlastungsarmatur in der Regel aus Bauteilprüfungen o.ä. nicht bekannt ist. Im folgenden wird daher die Berechnung der abführbaren bzw. kritischen oder theoretisch (maximal) möglichen Massenstromdichte und der armaturspezifischen Ausflußziffer (getrennt) dargestellt.

#### 5.3.1 Abführbare Massenstromdichte

Für die Berechnung der abführbaren bzw. kritischen Massenstromdichte bei Zweiphasenströmung stehen in der Literatur mittlerweile über 60 Modelle zur Verfügung. Es läßt sich rechnerisch zeigen, daß sich mit dem sog. Homogenen Gleichgewichtsmodell (Homogeneous Equilibrium Model) die kleinste kritische Massenstromdichte aller Modelle ergibt [68]. Bei der Verwendung für die Querschnittmittlung würde man damit zunächst –zumindest rechnerisch– auf der sog. sicheren Seite liegen.

Es ist aber ein (leider noch sehr verbreiteter) Trugschluß daraus abzuleiten, daß sich wegen der zahlreichen, mit dem Blick auf eine Verkleinerung des Massenstromes gewählten Extremannahmen in dem Modell auch tatsächlich in der Praxis keine kleineren Massenstromdichten einstellen können. In dem Modell werden nur das thermodynamische und das fluiddynamische Ungleichgewicht zwischen den Phasen, in der Form des Siede-, Entlöse- und ggf. Kondensationsverzuges sowie des Schlupfes betrachtet, nicht aber die (reale) Zustandänderung des Gemisches und insbesondere die (größeren) Strömungsverluste in einer Armatur gegenüber der verlustfreien Strömungen in der zugrundegelegten idealen Düse. Desweiteren wird die Viskosität der Flüssigkeit in dem Modell nicht berücksichtigt. Sobald die Effekte aufgrund dieser beiden letztgenannten Mängel gegenüber den Auswirkungen der o.a. Extremannahmen auf die Massenstromdichte überwiegen, werden sich kleinere Werte ergeben als die nach dem Homogenen Gleichgewichtsmodell berechneten [69]. Insofern ist es wie bei der Einphasenströmung auch bei der Zweiphasenströmung notwendig, zusätzlich z.B. eine experimentell ermittelte Ausflußziffer zur Berücksichtigung der armaturspezifischen Minderung des abführbaren Massenstromes einzuführen. Gegenüber den Verhältnissen bei Einphasenströmung, für die es nur das Modell der idealen Düsenströmung gibt, ist diese aber an das jeweilige spezielle Zweiphasen-Strömungsmodell, z.B. an das Homogene Gleichgewichtsmodell oder an die noch zu erläuternde Omega-Methode etc., unabänderlich gebunden.

In der Praxis behilft man sich regelmäßig mit der Berechnung der abführbaren bzw. theoretisch möglichen Massenstromdichte gemäß dem (isentropen) Homogenen Gleichgewichtsmodell<sup>37</sup>. Dieses beinhaltet als Idealfall die bereits o.a. reibungsfreie, adiabate Strömung und die unmittelbare (verzugfreie) Einstellung der Sättigungswerte für Dichte und Temperatur während der (plötzlichen) Entlastung. Desweiteren strömen die beiden Phasen wegen der homogenen Verteilung mit gleicher mittlerer Geschwindigkeit. Diese Voraussetzung ist nur bei sog. Blasen- und Sprühströmung weitgehend erfüllt, also bei sehr niedrigen und sehr großen Strömungsmassengas/dampfgehalten bzw. im Randbereich der Zweiphasenströmung zur Einphasenströmung von Flüssigkeit bzw. Gas oder Dampf. Dennoch wird das Modell für den gesamten Bereich der Zweiphasenströmung hilfsweise eingesetzt.

Der einzigartige Vorteil des Homogenen Modells gegenüber allen anderen Berechnungsmethoden ist die Ähnlichkeit mit dem formalen Aufbau sowie die analoge Vorgehensweise bei der Lösung der Gleichung wie bei der kompressiblen Gas/Dampfströmung. Desweiteren beinhaltet es einen mathematisch stetigen Übergang von der Strömung eines Gases oder Dampfes über die eines Zweiphasengemisches zu der (stets unterkritischen) Flüssigkeitströmung, und es wird nur eine Definition für die (homogene) Dichte des Zweiphasengemisches benötigt [66]. Dies gilt entsprechend auch für den Sonderfall der Entspannung eines anfänglich im thermodynamisch überkritischen Zustand vorliegenden Fluides.

Für den Fall einer Zweiphasenströmung eines Einstoffsystems aus Flüssigkeit und zugehörigem Dampf sind in der Literatur unterschiedliche Schreibweisen des Homogenen Gleichgewichtsmodells aufgeführt [68]. Ein wesentliches Merkmal ist die Anzahl der erforderlichen Stoffwerte. Bei Vorgabe von thermodynamisch konsistenten Stoffwerten ergeben sich übereinstimmende Rechenergebnisse. Es treten aber z.T. deutliche Abweichungen auf, wenn die Stoffwerte, wie so häufig in der Praxis, mit Hilfe

---

<sup>37</sup>Je nach der vereinbarten Zustandänderung ließe sich mit gleicher Berechtigung ein isenthalpes oder ein polytropes Homogenes Gleichgewichtsmodell definieren [75]. Im folgenden ist immer das isentrope Modell gemeint.

von Näherungsbeziehungen berechnet werden. Dies gilt besonders für die Schreibweise gemäß VDI-Wärmeatlas [46]. Diese wird aber dennoch aufgeführt, da sie sich wegen der übersichtlichen Form am ehesten für eine sog. Handrechnung mit Hilfe von tabellierten (konsistenten) Stoffwerten eignet.

Für die abführbare Massenstromdichte gilt bei isentroper Entspannung von dem höheren Druck  $p_o$  im Druckraum auf den zunächst unbekanntem Gegendruck  $p_a$  im Austrittsflansch der Armatur

$$m_{hom}^* = \sqrt{2(h_{hom}(p_o) - h_{hom}(p_a))} / (x^* v_D(p_a) + (1 - x^*) v_F(p_a))$$

mit dem Strömungsmassendampfgehalt  $x^*$  gemäß

$$x^* = (s_{hom}(p_o) - s_F(p_a)) / (s_D(p_a) - s_F(p_a))$$

In diesen Gleichungen bezeichnen  $h$  und  $s$  die spezifische Enthalpie und Entropie des homogenen Gemisches bei den entsprechenden Sättigungsdrücken. Für die Enthalpie gilt

$$h_{hom}(p) = x^* h_D(p) + (1 - x^*) h_F(p)$$

Die spezifische Entropie des Gemisches im Ruhezustand ist über den zu Beginn der Entlastung im Behälter vorliegenden Stagnationsmassendampfgehalt  $x_o$  und die spezifische Entropie der beiden Phasen gegeben.

$$s_{hom}(p_o) = x_o s_D(p_o) + (1 - x_o) s_F(p_o) \quad \text{mit} \quad x_o = M_D / (M_D + M_F)$$

Der maximale Wert für die abführbare Massenstromdichte, d.h. die kritische Massenstromdichte, ergibt sich aus der mathematischen Bedingung  $dm_{hom}^*/dp = 0$  und  $d^2m_{hom}^*/dp^2 \leq 0$ . In der o.a. Form ist die Gleichung jedoch nicht unmittelbar nach dem Druck differenzierbar, da die spezifischen Entropien und Enthalpien sowie die spezifischen Volumina der beiden Phasen nicht nur von dem Gegendruck, sondern auch von dem Strömungsmassendampfgehalt abhängen, der sich wiederum je nach dem vorgegebenen Druck einstellt. Im Rahmen einer sog. Handrechnung kann man sich damit behelfen, den Gegendruck schrittweise solange zu verringern, bis die Massenstromdichte bei Einsetzen der zugehörigen Werte der thermischen und kalorischen Stoffgrößen den größten Wert erreicht hat. Dieser wird sich bei dem sog. fluiddynamisch kritischen Druck, der deutlich unterhalb des Ruhedruckes, aber auch noch oberhalb des Umgebungsdruckes bzw. des Druckes in der Rückhaltung liegen muß, einstellen, da für den Austrag des Zweiphasengemisches über die Ableitung noch ein Druckunterschied bzw. treibendes Druckgefälle unabdingbar ist.

Im Fall eines unterkritischen Strömungszustandes, d.h. die maximal mögliche Massenstromdichte kann sich aufgrund der zu geringen Druckdifferenz nicht einstellen, ist rechnerisch die Massenstromdichte so lange zu erniedrigen, bis die Differenz zwischen dem Gegendruck im Austrittsflansch und dem Druck in der Rückhaltung bzw. der Umgebung der Druckänderung in der Zweiphasenströmung längs der Ableitung aufgrund von Reibung, Beschleunigung und ggf. Verzögerung sowie geodätischem Höhenunterschied entspricht. Diese läßt sich z.B. mit Hilfe der Angaben im VDI-Wärmeatlas [46] ermitteln.

Das Homogene Gleichgewichtsmodell ist im Fall eines Zweistoffsystems aus einem bei dem vorliegenden Druck- und Temperaturbereich nicht kondensierbaren Gas und einer nichtverdampfenden Flüssigkeit,



d.h. wie bei einem gasbildenden Reaktionssystem, u.a. wegen des dann gleichbleibenden (anfänglichen) Strömungsmassengasgehaltes einfacher zu handhaben. Für die abführbare Massenstromdichte gilt analog

$$m_{hom}^* = \sqrt{2(h_{hom}(p_o) - h_{hom}(p_a))} / (x_0 v_G(p_a) + (1 - x_0) v_F(p_a)) \quad \text{mit}$$

$$h_{hom}(p) = x_0 h_G(p) + (1 - x_0) h_F(p) \quad \text{und} \quad x_0 = M_G / (M_G + M_F)$$

In der Beziehung für die spezifische Enthalpie des homogenen Gemisches lassen sich die einzelnen spezifischen Enthalpien unmittelbar über das ideale Gasgesetz ermitteln bzw. beispielsweise aus dem VDI-Wärmeatlas [46] oder den entsprechenden Zustandsdiagrammen entnehmen.

Eine gegenüber dem Homogenen Gleichgewichtmodell vereinfachte und insbesondere explizite Berechnung der abführbaren (homogenen) Massenstromdichte bei unterkritischem und kritischem Strömungszustand von Einstoff- und Zweistoffgemischen ist mit dem sog. dimensionslosen  $\omega$ -Parameter bzw. gewissermaßen mit der Omega-Methode von J.C. Leung [45, 75 bis 77] möglich.

Für die Berechnung der abführbaren Massenstromdichte gilt zunächst

$$m^* = \Psi \sqrt{2 p_o / v_{hom}(p_o)}$$

wobei die stoffspezifische Ausflußfunktion  $\Psi$  von dem Strömungszustand im engsten Strömungsquerschnitt und dem als Polytropenexponent eingeführten  $\omega$ -Parameter abhängig ist, Tab. 7. Bis zu Werten des Parameters von vier liegt rechnerisch eine Zweiphasenströmung mit einem großen Dampfgehalt vor, für Werte oberhalb von vier ist mit kleinen Dampfgehalten zu rechnen.

Strömungszustand	$\omega$ -Parameter [-]	Ausflußfunktion $\Psi$ [-]
Kritisch, $\eta_a \leq \eta_{krit}$	< 1	$\varepsilon_o = x_o v_{G/D}(p_o) / v_{hom}(p_o)$
	1 bis 4	$0,66 / (\sqrt{2} \omega^{0,39})$
	4 bis 100	$1 / \sqrt{2\omega} (0,6055 + 0,1356 \ln \omega - 0,0131 (\ln \omega)^2)$
Unterkritisch, $\eta_a > \eta_{krit}$		$\sqrt{-(\omega \ln \eta_a + (\omega - 1)(1 - \eta_a))} / (\omega (1/\eta_a - 1) + 1)$

Tab. 7: Ausflußfunktion der Zweiphasenströmung in Abhängigkeit von dem  $\omega$ -Parameter und dem Strömungszustand in dem Entlastungsquerschnitt gemäß J.C. Leung [45]

Für den  $\omega$ -Parameter<sup>38</sup> in der zuletzt veröffentlichten Form gilt

$$\omega = x_o (v_D(p_o) - v_F(p_o)) / v_{hom}(p_o) (1 - (2p_o (v_D(p_o)) - v_F(p_o)) / h_v(p_o)) + c_{pF}(p_o) T_o p_o / v_{hom}(p_o) \cdot ((v_D(p_o) - v_F(p_o)) / h_v(p_o))^2$$

wobei  $v_{hom}(p_o)$  den Kehrwert der homogenen Strömungsdichte bei dem Ruhedruck bzw. das spezifische Volumen des Zweiphasengemisches darstellt gemäß

$$v_{hom}(p_o) = x_o v_D(p_o) + (1 - x_o) v_F(p_o) \quad \text{mit} \quad x_o = M_D / (M_D + M_F)$$

Der Multiplikator bzw. erste Faktor in der Gleichung für den  $\omega$ -Parameter charakterisiert gemäß J.C. Leung die sog. Kompressibilität des Zweiphasengemisches aufgrund der ggf. bereits vorhandenen gas/dampfförmigen Phase, die übrigen Terme beinhalten die Zunahme der Kompressibilität infolge der Nachverdampfung aufgrund der Druckentlastung bei Einstoffsystemen. Bei Zweistoffsystemen verschwinden alle Terme, die die Verdampfungswärme beinhalten, wegen eines formal unendlich großen Wertes<sup>39</sup>.

Die Zuordnung des Strömungszustandes in Tab. 7 erfolgt mit Hilfe des fluiddynamisch kritischen Druckverhältnisses und des Quotienten aus Gegendruck und Ruhedruck als sog. treibendes Druckverhältnis

$$\eta_{krit} = p_{krit} / p_o \quad \text{und} \quad \eta_a = p_a / p_o$$

Das fluiddynamisch kritische Druckverhältnis läßt sich iterativ ermitteln aus

$$(\omega + 1/\omega - 2) \eta_{krit}^2 / (2\eta_a) - 2(\omega - 1) \eta_{krit} + \omega \eta_a \ln(\eta_{krit} / \eta_a) + 3/2 \omega \eta_a - 1 = 0$$

Für einen  $\omega$ -Parameter zwischen 1 und 100 ist das kritische Druckverhältnis mit genügender Genauigkeit unmittelbar berechenbar aus

$$\eta_{krit} = 0,55 + 0,217 \ln \omega - 0,046 (\ln \omega)^2 + 0,004 (\ln \omega)^3$$

Im Fall einer wenig unterkühlten Zuströmung von Flüssigkeit kann es infolge des Druckabfalls in der Armatur, z.B. bei dem bereits o.a. Überströmen von Flüssigkeit, zu einer Nachverdampfung kommen. Gemäß J.C. Leung läßt sich dies abschätzen mit Hilfe des Druckverhältnisses

$$\eta_s = p_{D_{unterk}}(T_o) / p_o = 2\omega_s / (1 + 2\omega_s)$$

wobei  $p_{D_{unterk}}(T_o)$  den Sättigungsdruck zu der Temperatur  $T_o$  im Behälter bezeichnet, und mit dem

---

<sup>38</sup>J.C. Leung gibt auch die vereinfachte Form an

$$\omega = x_o (v_D(p_o)) / v_{hom}(p_o) + c_{pF}(p_o) T_o p_o / v_{hom}(p_o) ((v_D(p_o) - v_F(p_o)) / h_v(p_o))^2 = \varepsilon_o + (1 - \varepsilon_o) \rho_F(p_o) c_{pF}(p_o) \cdot T_o p_o ((v_D(p_o) - v_F(p_o)) / h_v(p_o))^2$$

Im wesentlichen beinhaltet diese die Annahme, daß das spezifische Volumen der Flüssigphase vernachlässigbar klein gegenüber dem der Gas/Dampfphase ist, was nur bei niedrigen Werten des thermodynamisch kritischen Druckverhältnisses zutrifft. Im anderen Fall sollte daher die o.a. vollständige Gleichung verwendet werden.

<sup>39</sup>Für die Berechnung des  $\omega$ -Parameters im Fall von Mehrstoffgemischen, insbesondere mit einem sog. weiten Siedebereich, wird auf den Berechnungsvorschlag von F.N. Nazario und J.C. Leung [40, 78] verwiesen.

$\omega$ -Parameter  $\omega_s$  der unterkühlten Strömung

$$\omega_s = c_{pF}(p_o) T_o p_{D_{unterk}}(T_o) / v_F(p_o) ((v_D(p_o) - v_F(p_o)) / h_v(p_o))^2$$

Bei einer sog. gering unterkühlten Flüssigphase<sup>40</sup> ist die Ungleichung  $\eta_s \geq 2\omega_s / (1 + 2\omega_s)$  erfüllt, und es kommt zur Nachverdampfung. Es kann sich dann ein kritischer oder ein unterkritischer Strömungszustand in der Armatur einstellen.

Bei der Gegebenheit eines kritischen Zustandes folgt die Massenstromdichte aus

$$m^* = \sqrt{p_o / \rho_F(p_o)} \sqrt{2(1 - \eta_s) + 2(\omega_s \eta_s \ln(\eta_s / \eta_{krit}) - (\omega_s - 1)(\eta_s - \eta_{krit}))} / (\omega_s(\eta_s / \eta_{krit} - 1) + 1)$$

wobei das Druckverhältnis  $\eta_s$  wie oben definiert ist.

Das fluiddynamisch kritische Druckverhältnis bei unterkühlter Zuströmung  $\eta_{skrit}$  ergibt sich (iterativ) aus der o.a. Gleichung, wenn anstelle von  $\omega$  der Parameter der unterkühlten Strömung  $\omega_s$  eingeführt wird

$$(\omega_s + 1/\omega_s - 2)\eta_{skrit}^2 / (2\eta_s) - 2(\omega_s - 1)\eta_{skrit} + \omega_s \eta_s \ln(\eta_{skrit} / \eta_s) + 3/2\omega_s \eta_s - 1 = 0$$

bzw. näherungsweise mit der o.a. expliziten Beziehung für das kritische Druckverhältnis, wenn wiederum  $\omega_s$  anstelle von  $\omega$  eingeführt wird und die Grenzen eingehalten werden.

Im Fall eines unterkritischen Strömungszustandes berechnet sich die abführbare Massenstromdichte gemäß

$$m^* = \sqrt{p_o / \rho_F(p_o)} \sqrt{2(1 - \eta_s) + 2(\omega_s \eta_s \ln(\eta_s / \eta_a) - (\omega_s - 1)(\eta_s - \eta_a))} / (\omega_s(\eta_s / \eta_a - 1) + 1)$$

Hierbei bezeichnet der Quotient  $\eta_a$  wieder das Verhältnis aus Gegendruck im Austrittsquerschnitt der Armatur und Ruhedruck im (druckführenden) Behälter.

Bei einer gewissermaßen hochgradig unterkühlten Flüssigkeit, es trifft also die Ungleichung  $\eta_s < 2\omega_s / (1 + 2\omega_s)$  zu, berechnet sich der abführbare Massenstrom der dann nicht in der Armatur nachverdampfenden Flüssigkeit mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung zu

$$m^* = \sqrt{2\rho_F(p_o)(p_o - p_a)}$$

Für den vergleichsweise selten vorkommenden Fall, daß die unterkühlte Flüssigkeit erst in der der Armatur nachgeschalteten Ableitung den Sättigungsdruck erreicht, so daß sich entweder im Rohr oder am Rohrende eine Zweiphasenströmung einstellt, geben J.C. Leung und W.H. Ciolek [112] ähnlich aufgebaute Berechnungsgleichungen an.

Der besondere Vorteil der Omega-Methode gegenüber dem Homogenen Gleichgewichtmodell ist die weitgehend stoffgrößenunabhängige Berechenbarkeit des fluiddynamisch kritischen Strömungszustan-

<sup>40</sup>Die Flüssigphase ist definitionsgemäß unterkühlt bezogen auf den Ruhezustand in abzusichernden Druckraum und überhitzt im Verhältnis zu dem Gegendruck.

des unmittelbar aus den Ruhegrößen in dem Druckraum, allerdings zu Lasten der Genauigkeit. Der Anwendungsbereich der Rechenmethode ist deswegen begrenzt durch

$$p_o/p_{krit} < 0,5 \quad \text{oder} \quad T/T_{krit} < 0,9$$

Bei höheren Drücken und Temperaturen sind die Abweichungen gegenüber den Rechenwerten gemäß dem Homogenen Gleichgewichtsmodell nicht mehr zu vernachlässigen [79]. Die maßgebliche Ursache für diese Begrenzung ist gemäß L.L. Simpson [80] die zu einfache polytrope Zustandgleichung<sup>41</sup> für die homogene Strömungsdichte. Desweiteren sollte im Fall von dampfdruckproduzierenden Reaktionssystemen der  $\omega$ -Parameter zwischen 1 und 100 liegen [81].

Für die Berechnung der abführbaren Massenstromdichte im Fall einer hybriden Durchgehreaktion gibt J.C. Leung auch ein ähnlich aufgebautes, allerdings wesentlich umfangreicheres Gleichungssystem an [82]. Dies ist jedoch nicht mehr geschlossen lösbar und erfordert insbesondere auch die (selten gegebene) Kenntnis der Zusammensetzung des Gemisches aus Dampf und Gas. Im Hinblick auf die angestrebte Darstellung von relativ einfachen und daher leicht überschaubaren Berechnungsmethoden soll hier darauf verzichtet werden. Die von J.C. Leung [83] vorgeschlagene einfachere Vorgehensweise für die Ermittlung des Entlastungsquerschnittes im Fall von hybriden Systemen wird in Kap. 5.3.3 vorgestellt.

Für die Abschätzung der Lage des wahren kritischen Strömungszustandes und eventuell weiterer gleichzeitig sich einstellender gelten dieselben Betrachtungen wie bei der kompressiblen Strömung von Gas oder Dampf. Bei der Zweiphasenströmung kommt erschwerend hinzu, daß die Wahl des kritischen Massenstromdichtemodells und damit einhergehend die Berechnung des dazugehörigen fluiddynamisch kritischen Druckes einen großen Einfluß auf die Lage ausübt. So ist es vorstellbar, daß beispielsweise mit dem Homogenen Gleichgewichtsmodell und dem Ungleichgewichtsmodell gemäß R.E. Henry und H.K. Fauske [84] nicht nur abweichende Massenströme, sondern auch eine unterschiedliche Anzahl von kritischen Strömungszuständen und damit verschiedene Drücke längs der Ableitung berechnet werden.

Im folgenden wird auf die notwendige Vergrößerung des geometrischen Entlastungsquerschnittes bzw. die formale Minderung der abführbaren (kritischen) Massenstromdichte mit Hilfe der Ausflußziffer eingegangen.

### 5.3.2 Ausflußziffer

Aufgrund der Bauteilprüfung oder einer Einzelabnahme der Sicherheitsarmatur steht in der Regel die (größere) Ausflußziffer bei Einphasenströmung von Gas oder Dampf und (die kleinere) bei Flüssigkeitsströmung zur Verfügung. Größenordnungsmäßig unterscheiden sie sich bei identischer Ventilbauweise und gleichem bezogenen Ventilhub um etwa 35 % [73]. Aus den vorläufigen Ergebnissen von Durchsatzmessungen an Sicherheitsventilen ist bekannt, daß in der Regel die formale Abminderung der abführbaren Massenstromdichte gemäß dem Homogenen Gleichgewichtsmodell oder dem Modell von J.C. Leung

<sup>41</sup>Die Zustandgleichung bzw. die Änderung des spezifischen Volumens des homogenen Gemisches bei der Entspannung berechnet sich gemäß  $v_{hom}(p) = v_{hom}(p_o) \omega (p_o/p - 1) + v_{hom}(p_o)$ . Diese Beziehung ist durch Reihenentwicklung der Adiabatenbeziehung  $p v_{hom}^k = const$  und Abbruch nach dem Glied erster Ordnung entstanden.

mit Hilfe der Ausflußziffer für Gas/Dampfströmung, insbesondere in dem Bereich der für Druckentlastungen von Chemiereaktoren typischen (berechneten) kleinen anfänglichen Gas/Dampfgehalte, nicht immer ausreicht, um eine genügend große Bemessung des Entlastungsquerschnittes zu erreichen. Andererseits führt die Abminderung mit Hilfe der kleineren Ausflußziffer zu überdimensionierten Querschnitten, aber im Fall von Sicherheitsventilen oder Knickstabarmaturen u.U. zu Baugrößen und evtl. Rückstoßkräften, die in der Praxis nicht mehr problemlos handhabbar sind. Von der Anschauung her, aber nicht aus einer physikalischen Betrachtungsweise, da die Ausflußziffern nur willkürlich gewählte Vergleichszahlen mit physikalisch unterlegter Bedeutung sind, bietet es sich an, für die Berechnung der Ausflußziffer bei Zweiphasenströmung pragmatischerweise die Ausflußziffern der Einphasenströmungen im Verhältnis der Zusammensetzung der Zweiphasenströmung zu wichten [85]:

$$\alpha_{hom} = \varepsilon^* \alpha_D + (1 - \varepsilon^*) \alpha_F \quad \text{mit}$$

$$\varepsilon^* = x_o \left/ \left( x_o + (1 - x_o) \rho_D (p_{krit}) / \rho_F (p_{krit}) \right) \right.$$

Bei der Wichtung der Ausflußziffern wird vorausgesetzt, daß die Ausflußziffer, unabhängig von dem kritischen oder unterkritischen Strömungszustand des Gemisches, nur zwischen den beiden Werten der Einphasenströmung liegen kann. Bei einem Übergang zur Einphasenströmung, d.h. bei jeweils einem verschwindenden Stagnationsmassendampfgehalt bzw. -flüssigkeitgehalt, würde die Zweiphasen-Ausflußziffer rechnerisch asymptotisch in diese Grenzwerte übergehen.

Der von J.C. Leung vorgeschlagene konstante Wert für die Zweiphasen-Ausflußziffer von 0,9 bis 0,95 wird bei Sicherheitsventilen und Knickstabarmaturen zu unterdimensionierten Entlastungsquerschnitten führen<sup>42</sup>. Bei solchen Berstscheiben, die den gesamten Querschnitt freigeben, dürfte die Größenordnung der Ausflußziffer stimmen. Anderenfalls ist die o.a. Wichtung vorzunehmen. Einige Anhaltswerte für die Ausflußziffer können beispielsweise den Berichten von W. Althaus [86] oder L. Friedel und H.-M. Kißner [87] entnommen werden, sofern die Hersteller der zum Einbau vorgesehenen Berstscheibe diese Werte nicht zur Verfügung stellen können.

### 5.3.3 Zusammenfassung zum Berechnungsgang

Bei Vorliegen eines überwiegend dampfdruck- oder gasproduzierenden Verhaltens des Reaktionssystems ist die unmittelbare Ermittlung des mindestens erforderlichen Entlastungsquerschnittes über den vorgegebenen (konstanten) abzuführenden Massenstrom und dem Produkt aus abführbarer Massenstromdichte und gewichteter Ausflußziffer möglich. Bei in der Armatur dann nicht nachverdampfenden Gemischen ist die Zweiphasenausflußziffer auf die kritische Massenstromdichte gemäß dem Homogenen Gleichgewichtmodell zu beziehen. Im Fall von nachverdampfenden Systemen muß dagegen auf das Massenstromdichtemodell von R.E. Henry und H.K. Fauske [84] zurückgegriffen werden. Die abführbare kritische Massenstromdichte folgt aus

$$m^* = \left( x_o v_D (p_{krit}) / (n p_{krit}) + (v_D (p_{krit}) - v_F (p_o)) \right) \left[ (1 - x_o) N / \right. \\ \left. / (s_D (p_{krit}) - s_F (p_{krit})) (ds_F / dp)_{krit} - (x_o c_{pD} (1/n - 1/\kappa)) / (p_{krit} (s_D (p_o) - s_F (p_o))) \right]^{-1/2}$$

mit

<sup>42</sup>Die Empfehlung eines Wertes von 0,95 erfolgte vermutlich mit dem Blick auf die US amerikanischen Ventilbauarten mit einer Ausflußziffer von rund 0,975.

$$p_{krit}/p_o = (((1 - \epsilon_o)/\epsilon_o) (1 - p_{krit}/p_o) + \kappa/(\kappa - 1)) / (1/(2\beta\epsilon_M^2) + \kappa/(\kappa - 1))^{\kappa/(\kappa-1)}$$

$$n = ((1 - x_{tats}^*)c_{pF}/c_{pD} + x_{tats}^*) / ((1 - x_{tats}^*)c_{pF}/c_{pD} + x_{tats}^*/\kappa),$$

$$\beta = 1/n + (1 - v_F(p_o)/v_D(p_{krit})) ((1 - x_o)Np_{krit}/(x_o(s_D(p_{krit}) - s_F(p_{krit}))(ds_F/dp)_{krit} - c_{pD}(1/n - 1/k)/(s_D(p_o) - s_F(p_o))))),$$

$$\epsilon_M = 1/(1 + (1/x_o - 1)v_F(p_o)/v_D(p_{krit})), \quad \epsilon_o = 1/(1 + (1/x_o - 1)v_F(p_o)/v_D(p_o)),$$

$$x_{tats}^* = x_{Gleichgew}^* N, N = x_{Gleichgew}^*/0,05 \quad \text{für } x_{Gleichgew}^* \leq 0,05 \quad \text{und } N = 1 \quad \text{für } x_{Gleichgew}^* > 0,05$$

und

$$x_{Gleichgew}^* = x_o (s_D(p_o) - s_F(p_o)) + s_F(p_o) - s_F(p_{krit}) / (s_D(p_{krit}) - s_F(p_{krit}))$$

Mit  $\epsilon_M$  und  $\epsilon_o$  ist der volumetrische Dampfgehalt in der Düsenmündung bzw. bei dem Stagnationszustand bezeichnet.

Eine grobe bzw. schnelle Kontrolle der notwendigen Größe der berechneten (geometrischen) Entlastungsquerschnitte ohne Berücksichtigung einer Ausflußziffer ist mit Hilfe von Abb. 1 und 2 möglich<sup>43</sup>. Der Entlastungsquerschnitt ergibt sich bei kopfseitiger Entlastung in Abhängigkeit von der Reaktionsenthalpie bzw. der Gasproduktionsgeschwindigkeit und des Entlastungsüberdruckes (1 psig  $\hat{=}$  0,0689 barü), wobei typische Stoffwerte und Temperaturen zugrunde gelegt wurden. Weitere Annahmen sind ein zulässiger zwischenzeitlicher Druckanstieg von 20 % über dem Entlastungsdruck und ein homogenes Aufwallen. Erfahrungsgemäß sind die Querschnitte größer als erforderlich, so daß sich in der Regel eine Korrektur mit Hilfe der Ausflußziffer erübrigt, wenn Einfachheit halber diese Werte für die Auslegung übernommen werden.

Im Rahmen der Auslegung für ein hybrides Reaktionssystem berechnet J.C. Leung [83] zunächst drei Entlastungsquerschnitte mit Hilfe der nachfolgenden Größengleichungen in SI-Einheiten und übernimmt dann den größten Querschnitt.

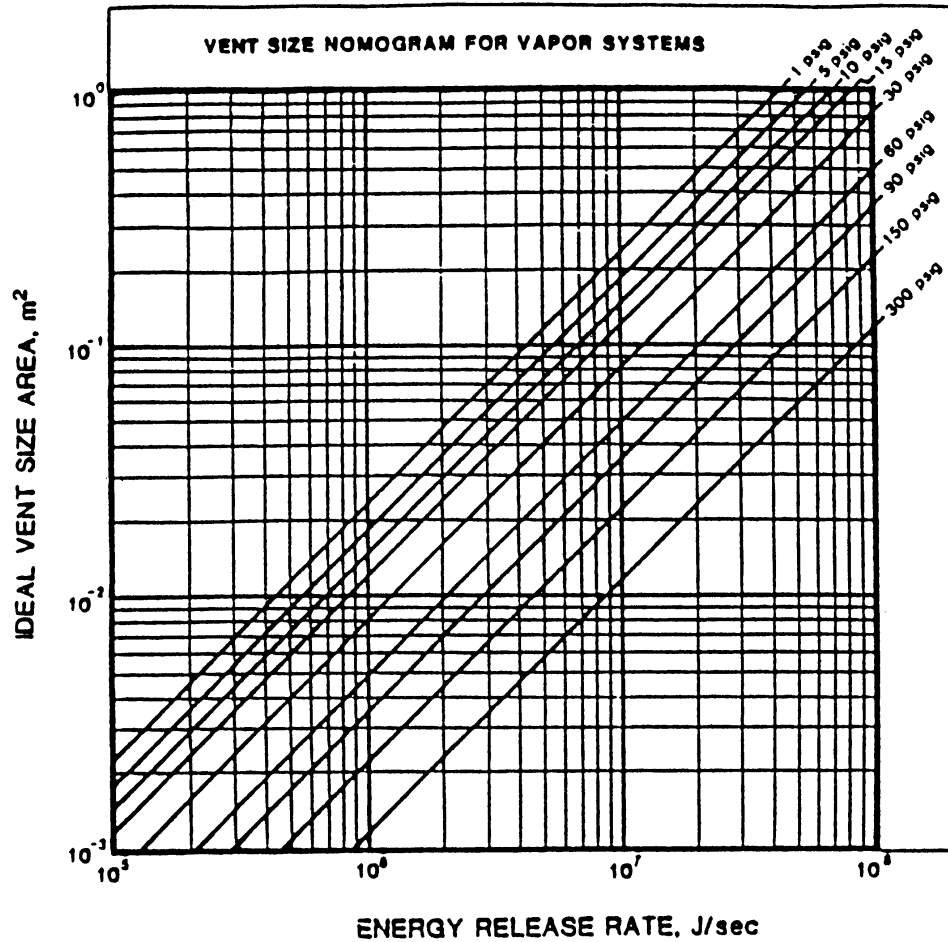
$$A = 2,5 \cdot 10^{-4} M_o/M_t (dp/dt)_{p_o} \left/ (p_{max} (p_{max} - p_o)^{0,5}) \right.$$

$$A = 4,6 \cdot 10^{-4} M_o/M_t (dp/dt)_{p_o} \left/ p_o^{1,5} \right.$$

$$A = 0,1 M_o (dT/dt)_{p_o} \left/ p_o \right.$$

Die ersten beiden Gleichungen setzen die Messung der Druckanstieggeschwindigkeit bei dem Entlastungsdruck in einem (nicht adiabaten) RSST Reaktionskalorimeter von Fauske & Assoc., Inc. voraus. Mit  $M_t$  ist dabei die Probenmenge in diesem Kalorimeter gemeint,  $p_{max}$  bezeichnet den maximal zugelassenen Druck im Reaktor. Bei Verwendung der Meßwerte aus Versuchen in einem VSP oder PhiTec Reaktionskalorimeter muß in der ersten Gleichung anstelle des Faktors  $2,5 \cdot 10^{-4}$  die Zahl  $2,7 \cdot 10^{-3}$

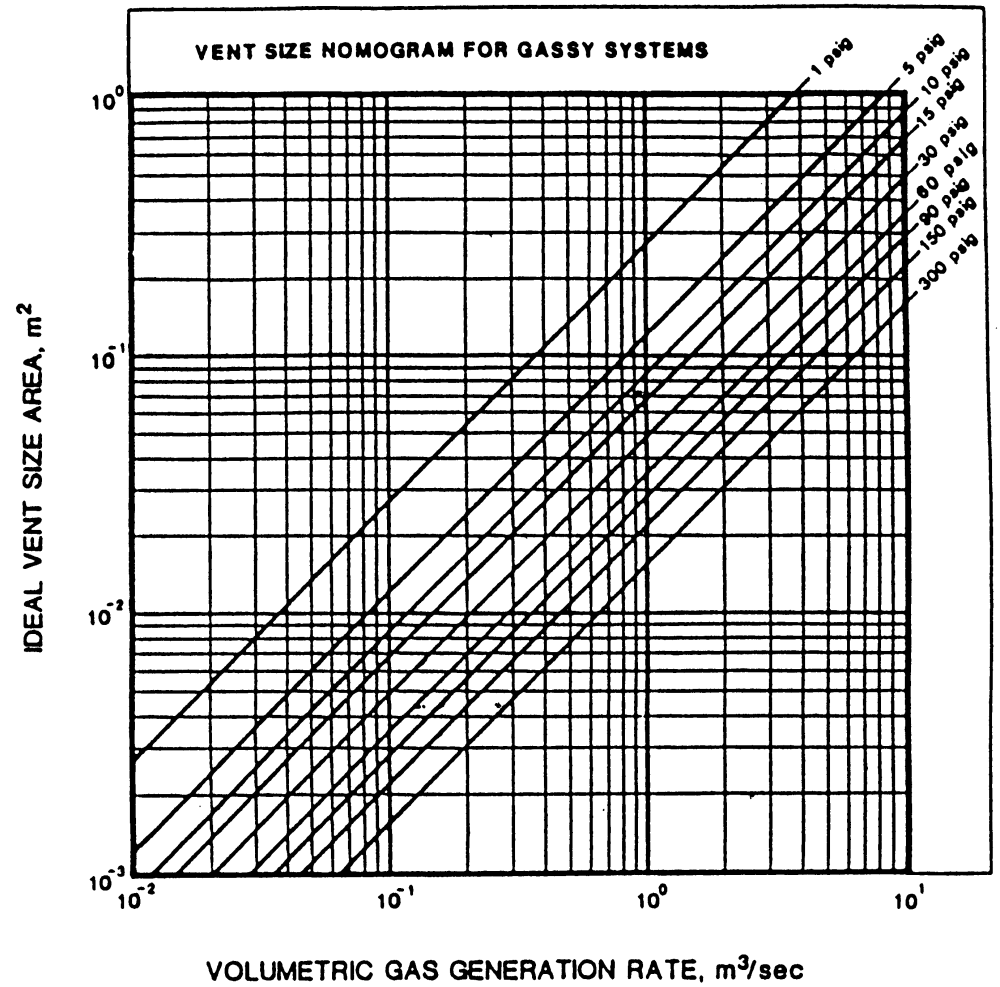
<sup>43</sup>Die abgelesenen Entlastungsquerschnitte beinhalten auch einen Zuschlag für die Minderung des Massendurchsatzes aufgrund der in der angenommenen Länge der Ableitung von 400 bis 450 Rohrdurchmessern aufgetretenen Reibung.



**ASSUMPTIONS:**

$T = 400\text{K}$                        $\alpha_D = 1.0$   
 $C = 2500 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$              $L/D = 0$

Abb. 1: Mindestens erforderlicher Entlastungsquerschnitt in Abhängigkeit von Reaktionwärmestrom und Entlastungsüberdruck (1 psig  $\hat{=}$  0,0689 barü) für ein dampfdruckproduzierendes Reaktionssystem bei Annahme von typischen Stoffwerten und einer Ausflüßziffer von eins



**ASSUMPTIONS :**

$L/D = 0$                        $\rho_l = 1000 \text{ kg/m}^3$

Abb. 2: Mindestens erforderlicher Entlastungsquerschnitt in Abhängigkeit von Gasproduktiongeschwindigkeit und Entlastungsüberdruck (1 psig  $\hat{=}$  0,0689 barü) für ein gasproduzierendes Reaktionssystem bei einer Dichte der Flüssigphase von 1000 kg/m<sup>3</sup> und einer Ausflüßziffer von eins

eingeführt werden. Hierdurch wird das unterschiedliche freie Dampfraumvolumen in den Versuchsbehältern berücksichtigt<sup>44</sup>.

Im Hinblick darauf, daß von J.C. Leung in früheren Arbeiten nur eine konstante Ausflußziffer für Zweiphasenströmungen in der Größenordnung von 0,95 empfohlen wird, bietet es sich hier aus Gründen der Einheitlichkeit an, bei dem Einsatz eines Sicherheitsventiles den (größten) Entlastungsquerschnitt auch mit Hilfe der gewichteten Ausflußziffer anstelle des konstanten Faktors zu berechnen.

Auf der Basis des berechneten Entlastungsquerschnittes läßt sich –sofern nicht in einem früheren Stadium der Berechnung schon eine Entscheidung für eine bestimmte Armatur getroffen wurde– die Art und die Größe der Sicherheitseinrichtung festlegen. In der Regel stimmt aber der mindestens erforderliche Entlastungsquerschnitt nicht mit einem der geometrischen Querschnitte der handelsüblichen Armaturen überein. Sofern nicht durch technische Maßnahmen, wie bei dem Vollhubventil durch eine Begrenzung des Ventiltellerhubes oder beispielsweise durch die Wahl eines Proportionalventiles bzw. einer proportionalen Öffnungscharakteristik, eine Anpassung der Querschnitte möglich ist, so muß die nächstgrößere Baugröße gewählt werden. Dies hat u.U. zur Folge, daß tatsächlich ein größerer Massenstrom (rechnerisch) abführbar ist. Dann muß aber auch die Berechnung des erforderlichen Entlastungsquerschnittes für Zweiphasenströmung hinsichtlich der weiterhin gültigen Einhaltung der Annahmen überprüft werden. So wird dadurch der Reaktorinhalt bei gleichem Füllgrad des Reaktors zu Beginn der Entlastung wegen des steileren Druckabbaus nach dem Ansprechen höher ausfallen mit der Folge, daß u.U. das erwünschte Dampfströmen entfällt und mit Zweiphasenströmung zu rechnen ist, was wiederum einen noch größeren Entlastungsquerschnitt bedingt. Im Fall der Entlastung einer vorher nichtverdampfenden Flüssigkeit könnte es jetzt wegen des schnelleren Druckabfalls doch noch zu einer teilweisen Nachverdampfung im Ventil und damit zu dem bereits o.a. größeren erforderlichen Entlastungsquerschnitt kommen. Insofern bedingt die Wiederholung der Auslegung doch eine (allerdings einfache) iterative Vorgehensweise, auch wenn das weitgehend explizite Omega-Verfahren von J.C. Leung herangezogen wird.

Auf die Nachrechnung und damit die Überprüfung der Annahmen sollte nur verzichtet werden, wenn die Querschnitte sich nicht nennenswert unterscheiden. Tolerierbar ist dabei auch eine geringfügige Überschreitung des Grenzfüllgrades oder des fluiddynamisch kritischen Druckverhältnisses, da diese Werte im Prinzip nur mittlere statistische Zwischengrößen für die Rechnung sind.

#### **5.4 Bewertung der Entlastungsquerschnittberechnung**

Aus der vereinfachten Energiebilanz ist ersichtlich, daß für die Berechnung des Entlastungsquerschnittes bei vorgegebenen reaktionskinetischen Kennwerten der anfängliche Stagnationsmassengas/dampfgehalt die maßgebliche Auslegungsgröße ist. Er bestimmt den abzuführenden Gesamt-Massenstrom, über die abführbare Massenstromdichte und die Ausflußziffer der Armatur ist unmittelbar der mindestens erforderliche Querschnitt festgelegt.

---

<sup>44</sup>Vorsorglich wird darauf hingewiesen, daß nicht nur hier bei den hybriden Gemischen, sondern bei allen Gleichungen der DIERS Methodik (stillschweigend) davon ausgegangen wird, daß die reaktionskinetischen Daten im VSP, RSST oder PhiTec Reaktionskalorimeter ermittelt werden. Bei Verwendung der Ergebnisse aus Versuchen in anderen Kalorimetern ist u.U. wegen der dann notwendigen Umrechnungen mit abweichenden Auslegungsdaten zu rechnen.



Der Stagnationsmassengas/dampfgehalt wird unter der (idealisierten) Annahme eines zu Beginn der Entlastung homogen aufgewallten Behälterinhaltes berechnet und mit der Annahme einer identischen gesamten Entropie des ruhenden bzw. strömenden Gemisches in einen Strömungsmassengas/dampfgehalt umgerechnet. Beide Werte stellen die kleinsten, überhaupt möglichen Gas/Dampfgehalte dar, insbesondere bei einer kopfseitigen Druckentlastung werden sich immer z.T. deutlich größere Gas/Dampfgehalte einstellen<sup>45</sup>. Diese Unterschiede sind hinsichtlich der Berechnung der erforderlichen Entlastungsquerschnitte aus pragmatischen Gründen hinzunehmen, insbesondere da die Ergebnisse der Vergleiche zwischen den mit der Methode von J.C. Leung bzw. dem Homogenen Gleichgewichtmodell berechneten und den im Experiment verwendeten Entlastungsquerschnitten die vorläufige Aussage zulassen, daß damit stets der Entlastungsquerschnitt, aber auch vermutlich der abgeführte Massenstrom, deutlich überdimensioniert wird [63]. Allerdings gilt diese Aussage nur für Entlastungen über eine geborstene Berstscheibe bzw. eine Blende als Modell, d.h. bei Annahme einer Ausfließziffer von nahezu eins<sup>46</sup>. Im Fall einer Entlastung über ein Sicherheitsventil oder eine Knickstabarmatur mit gleichem (geometrisch) engsten Querschnitt würde die Überdimensionierung geringer ausfallen, u.U. könnte es aber auch zu einer Unterdimensionierung kommen.

Eine Möglichkeit zur experimentellen Ermittlung des tatsächlichen Strömungsmassengas/dampfgehaltes während einer Entlastung aus unmittelbar meßbaren Größen der Zweiphasenströmung, z.B. im Behälterstutzen der Zuleitung, gibt es nicht. Die Umrechnung des Meßsignals beinhaltet bei Zweiphasenströmungen immer einige (plausible) Annahmen, wie über das fluiddynamische und thermodynamische Gleichgewicht zwischen den Phasen an der Meßstelle, die Adiabasie oder die Definition der Strömungsdichte. Die Folge ist, daß die Größe des wahren Strömungsmassengas/dampfgehaltes allenfalls in bestimmten Grenzen bei Voraussetzung der Gültigkeit spezieller Randbedingungen abschätzbar ist. Demgegenüber gilt für die Messungen bei den Versuchen zur Ermittlung der abführbaren Massenstromdichte von Armaturen, daß sich die Massenströme der beiden Phasen und damit der Strömungsmassengas/dampfgehalt unmittelbar ermitteln lassen. Für die Nachrechnung der (gemessenen) Massenströme durch Sicherheitsventile mit dem Homogenen Gleichgewichtmodell<sup>47</sup> bzw. dem Modell von R.E. Henry und H.K. Fauske muß dieser dann in einen fiktiven Stagnationsmassengas/dampfgehalt, beispielsweise wie hier auf der Grundlage einer isentropen Zustandänderung umgerechnet werden. Nur unter der Voraussetzung der Gültigkeit dieser Annahme gelten die Empfehlungen für die Verwendung der beiden Modelle. In der Regel ist damit eine Berechnung des mindestens notwendigen Entlastungsquerschnittes in bestimmten Parameterbereichen mit einer Unsicherheit von  $\pm 30\%$  ermöglichen. Die Zweiphasenströmung bestand hierbei aus Luft und Wasser, wobei die Versuche den gesamten technisch vorkommenden Gasgehaltbereich abdeckten, und aus Wasser/Wasserdampf mit Massendampfgehalten von bis zu 12 %.

Das Modell von W. Goßlau und R. Weyl [49] gestattet in den bislang betrachteten Versuchsberei-

---

<sup>45</sup>Prinzipgerecht ist dabei zu wenigstens der abzuführende und der abführbare Massenstrom mit demselben Gas/Dampfgehalt berechnet worden, so daß die Auswirkung dieser Vereinfachung sich zumindestens zum Teil ausgleichen.

<sup>46</sup>Die tatsächliche Ausfließziffer der hier für die Rechnung ab Entlastungsbeginn angenommenen Zweiphasenströmung läßt sich bei unterkritischen Strömungszuständen, z.B. gemäß B. Shannak [132], abschätzen.

<sup>47</sup>Die Verwendung der Omega-Methode von J.C. Leung wird trotz seiner Einfachheit nicht so empfohlen wegen der Unsicherheit über die Genauigkeit bei höheren thermodynamisch kritischen Druckverhältnissen.

chen zutreffendere Vorhersagen als die originalen (nicht erweiterten) Modelle von J.C. Leung oder R.E. Henry und H.K. Fauske sowie das Homogene Gleichgewichtmodell. Es wird hier aber nicht vorgestellt, da es wesentlich aufwendiger zu handhaben ist und schon die Ausflußziffern der beiden Einphasenströmungen beinhaltet, so daß es nicht so einfach wie die anderen Modelle zwecks Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit erweiterbar ist.

Aufgrund der Ergebnisse der Druckentlastungsversuche und der getrennt davon durchgeführten Durchsatzmessungen an Sicherheitsventilen läßt sich (streng genommen) noch keine abschließende Beurteilung der Qualität der Entlastungsquerschnittberechnung bei Zweiphasenströmung vornehmen. Zum einen stimmen die für den o.a. Vergleich zugrundegelegten berechneten und experimentell abgeleiteten Stagnationsmassengas/dampfgehalte nicht überein. Die Unterschiede - bezogen auf den Rechenwert - dürften sicherlich bei 50 % liegen. Zum anderen ist die abzuführende Massenstromdichte - wie bereits o.a. - ein äquivalenter mittlerer Wert für einen Massenausstrag, der tatsächlich zu Beginn der Entlastung bei einem teilgefüllten, kopfseitig entlasteten Behälter praktisch nur aus Gas oder Dampf besteht, also einen Gas/Dampfgehalt von rund 100 % aufweist, und der dann bei Einsetzen der Zweiphasenströmung nach übereinstimmender Ansicht auf Strömungsmassengas/dampfgehalte zwischen 15 und 40 % abfällt. Hierbei stellt sich dann aber eine Schwall- bzw. Ringströmung im Entlastungsstutzen ein, die sich sicherlich nicht wie eine homogene Strömung verhält. Wesentlicher ist aber, daß dieser mittlere abzuführende Massenstrom im Prinzip nur ein Zwischenwert ist, der für die Berechnung des Druckes im Behälter von unabdingbarer und physikalisch anschaulicher Bedeutung ist, aber nicht unbedingt von der Größe her einen Bezug zur Realität aufweisen muß. Es ist dann ersichtlich, daß der damit ermittelte Entlastungsquerschnitt auch bei Verwendung der zutreffenden Durchsatzcharakteristik der Entlastungsarmatur nicht notwendigerweise immer angemessen ist.

Die dynamische Simulation der Druckentlastung auf der Basis derselben Untermodelle für Phasenseparation, Massenstromdichte, Zustandänderung etc. gemäß DIERS läßt aber wiederum erkennen, daß zumindestens der für die mechanische Integrität des Behälters wichtige Druck weitgehend zutreffend vorhersagbar ist für den Fall einer Entspannung über eine Berstscheibe [88]. Insofern läßt sich zusammenfassend (beruhigend) feststellen, daß die Auslegung bezüglich des Reaktordruckes auf der Basis der o.a. Massenstromdichtemodelle und nach Erweiterung durch Einführung der gewichteten Zweiphasen-Ausflußziffer auch bei einer Entspannung über Sicherheitsventile zutreffend sein wird. Man soll sich dabei aber bewußt sein, daß dies - wie bei der Entspannung über eine Berstscheibe - nur dadurch zustande kommt, weil die Ungenauigkeiten aufgrund der Vereinfachungen bei den Untermodellen für Gas/Dampfgehalt, kritische Massenstromdichte etc. sich weitgehend kompensieren.

In der Regel geht man davon aus, daß im Fall einer durchgehenden Reaktion die kopfseitige Entlastung einen kleineren Entlastungsquerschnitt bedingt als die bodenseitige. Rechnerisch wird von V.H. Edwards [89] gezeigt, daß bei gasproduzierenden und bei hybriden Reaktionsystemen die bodenseitige Entlastung neben anderen sicherheitstechnischen Vorteilen auch zu einem deutlich kleineren Entlastungsquerschnitt führen kann. Dieses Ergebnis überrascht nicht, es sollte aber auch nicht verallgemeinert werden. Bereits N.-J. Kranz und L. Friedel [64] haben gezeigt, daß es bei der Auslegung der Entlastungsquerschnitte für gasbildende Durchgehreaktionen anders als gewohnt von den Auslegungsrechnungen für dampfdruckproduzierende Systeme a priori keine Regel für eine möglichst konservative Bemessung gibt.

Im Rahmen der bisherigen Betrachtungen ist die Größe des erforderlichen Entlastungsquerschnittes allein in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen im abzusichernden Anlagenteil behandelt worden. Damit läßt sich das erforderliche Sicherheitsventil oder die benötigte Berstscheibe auswählen. Für die Gewährleistung der sog. sicheren Funktion dieser Armaturen, insbesondere für das nach dem Ansprechen schwingungsfähige Sicherheitsventil bzw. den schwingungsfähigen Ventilteller, sind bestimmte, durch die Zu- und Ableitung sowie Sammelleitung vorgegebene strömungstechnische Verträglichkeitsbedingungen einzuhalten. Diese betreffen Vorschriften bezüglich der Größe des zulässigen Druckverlustes in der Zuleitung zum Ventil und des zulässigen Gegendruckes im Austrittsflansch des Ventiles bzw. der Berstscheibe. Nur dann ist bestmöglich (schwingungstechnisch) vorgesorgt, daß das Ventil tatsächlich bis zur mechanischen Hubbegrenzung des Ventiltellers weitgehend stabil öffnet und sozusagen nicht flattert oder pumpt oder daß die Berstscheibe vollständig aufreißt.

Im folgenden wird auf die Bedingungen für die Funktionfähigkeit des Sicherheitsventiles und der Berstscheibe im Zusammenwirken mit der nach dem Ansprechen der Armatur anlaufenden Strömung in dem Abblaseleitungssystem eingegangen.

## 6. Funktionfähigkeit der Entlastungsarmatur

Sowohl in der Zuleitung als auch in der Ableitung sind Einbauten wie Krümmer, T-Stücke, (plötzliche) Erweiterungen und Verengungen<sup>48</sup> etc. zulässig bzw. notwendig. Je nach der jeweiligen strömungsgünstigen oder -ungünstigen Ausführung stellen sie einen unterschiedlich großen Widerstand für die bei dem Ansprechen der Armatur anlaufende und anschließende transiente Strömung dar, und es kann dadurch zu Störungen des Funktionverhaltens der Armatur kommen. Im einzelnen soll die Armatur bei Erreichen des Ansprechdruckes bzw. der vorgegebenen Differenz der Drücke zwischen Eintritt- und Austrittseite der Armatur den vorgesehenen Entlastungsquerschnitt freigeben. Bei einem weiteren Druckanstieg muß der abzuführende Massenstrom übernommen werden und im Fall eines Sicherheitsventiles soll bei einer Druckabsenkung im System das Ventil schließen. Zur Erfüllung dieser funktionstechnischen Forderungen sind insbesondere bei dem schwingungsfähigen Sicherheitsventil eine Reihe von Bedingungen einzuhalten. Bezogen auf das Ventil beziehen sich diese im wesentlichen auf die Störung des Kräftegleichgewichtes am Ventilteller infolge der nach dem Öffnen anlaufenden Strömung in der Zuleitung und der Ableitung. Bei unsachgemäßer schwingungstechnischer Auslegung kann es dann zum sog. (hochfrequenten) Flattern oder Hämmern bzw. (niederfrequenten) Pumpen<sup>49</sup> des Ventiles kommen. In manchen Fällen kann dies zur Zerstörung des Ventiles und der Rohrleitung sowie bei Eintreten des Flatterns zu dem Überdrücken des abzusichernden Anlagenteiles führen, wenn der abzuführende Massenstrom wegen der zeitweiligen vollständigen oder teilweisen Schließung des Ventiles nicht wie rechnerisch vorgesehen abführbar ist. Im folgenden wird zunächst auf die fluiddynamischen und schwingungstechnischen Vorschriften und Regeln für die Gewährleistung der Funktionfähigkeit der Armatur eingegangen.

---

<sup>48</sup>Regelgemäß darf stromaufwärts und stromabwärts von der Sicherheitsarmatur kein kleinerer Strömungsquerschnitt auftreten als der Eintritt- und Austrittsquerschnitt der Armatur. In der Überströmleitung nach einem Sicherheitsventil oder einer Berstscheibe ist in begründeten Ausnahmefällen auch eine Drosselblende zugelassen, um z.B. einen Wäscher nicht zeitweilig zu überlasten.

<sup>49</sup>Das Pumpen des Ventiles tritt nur bei einer Überdimensionierung des Entlastungsquerschnittes auf, es ist daher kein Funktionsversagen im eigentlichen Sinne.

## 6.1 Sicherheitsventil

Die Ursachen für das Schwingen sind vielfältig und ergeben sich aus dem Zusammenwirken von Ventil, Anlage, Zu- und Ableitung sowie den Betriebsbedingungen im Pannenfall. Die Zusammenhänge sind allenfalls phänomenologisch verständlich, eine mathematische Beschreibung ist bisher noch nicht gelungen. Aus der betrieblichen Erfahrung haben sich daher Empfehlungen für die schwingungssichere Ventilauslegung entwickelt. Generell gilt, daß damit im Einzelfall eine zutreffende Vorsorge möglich ist. Hierbei sollte aber bedacht werden, daß derartige sicherheitstechnische Auslegungen in der Regel auch nicht indirekt validiert sind durch glimpflich überstandene Störungen des bestimmungsgemäßen Betriebes. Die im Ereignisfall tatsächlich aufgetretenen Strömungsbedingungen und Drücke sowie Temperaturen sind gar nicht bekannt, sie ließen sich allenfalls anhand von plausiblen Erklärungen nachträglich größenordnungsmäßig abschätzen.

Die funktionstechnischen Auslegungskriterien stützen sich auf die Größe des Druckverlustes in der Zuleitung, den Gegendruck im Ventilaustrittsquerschnitt und den Druckstoß in der Zuleitung. Nachfolgend wird darauf eingegangen.

### 6.1.1 Druckverlust in der Zuleitung

Zwecks Vermeidung des Ventilflatterns darf z.B. gemäß dem AD-Merkblatt A2 der Druckverlust bei dem größten abführbaren Massenstrom<sup>50</sup> nicht größer als 3% der Differenz zwischen dem Ansprechdruck und dem sog. Fremdgedruck<sup>51</sup> bzw. des Ansprechüberdruckes betragen. Hierbei wird vorausgesetzt, daß die bezogene Schließdruckdifferenz des Ventiles mindestens 5% erreicht. Bei einer kleineren Druckdifferenz muß der Unterschied zwischen dem Druckverlust und der Schließdruckdifferenz wenigstens 2% ausmachen. Diese Vorschrift gilt für die (stationäre) Einphasenströmung von Flüssigkeit, Gas und Dampf. Für den Fall einer Zweiphasenströmung gibt es noch keine Vorschrift. Es ist daher Konvention, dieses sog. Druckverlustkriterium zu übernehmen, zumal bei einer Druckentlastung häufig zeitweilig eine Gas/Dampfströmung oder eine Flüssigkeitströmung vor dem Einsetzen der Zweiphasenströmung auftritt, auch wenn einfachheitshalber mit dieser ab Entlastungsbeginn gerechnet wird.

Der Druckverlust über die Zuleitung berechnet sich gemäß

$$\Delta p_v = M^{*2} / 2 \rho (p_o) \left( \sum \xi_i / A_i^2 + \sum \lambda_i l_i / (d_i A_i^2) \right)$$

Hierbei bezeichnet  $\rho(p_o)$  die Dichte des Fluids bzw. des homogenen Zweiphasengemisches bei dem Zustand im abzusichernden Druckraum,  $\xi_i$  und  $\lambda_i$  den auf den entsprechenden Strömungsquerschnitt bezogenen Druckverlustbeiwert der Einbaute bzw. Widerstandbeiwert des Zuleitungsabschnittes. In der Regel läßt sich bei turbulenter Strömung für den Widerstandbeiwert ein einheitlicher Wert von 0,02 rechtfertigen, die Wandrauhigkeit der u.U. aufgrund von vorangegangenen Druckentlastungen belegten bzw. korrodierten Zuleitung muß regelmäßig per se geschätzt werden.

---

<sup>50</sup>Der maximal abführbare Massenstrom ist vorschriftgemäß bei der Druckverlustberechnung auf den 1,1fachen Ansprechdruck zu beziehen und mit der um 10% geminderten zuerkannten Ausflußziffer zu ermitteln.

<sup>51</sup>Der Fremdgedruck ist der auf der Austrittseite der geschlossenen Armatur anstehende Druck.

Bei Zuleitungslängen, die kürzer sind als der fünffache Nenndurchmesser des Ventileintrittes und gleichzeitig eine Länge von 200 mm nicht überschreiten, ist laut VdTÜV Merkblatt 100 [13] die Einhaltung des 3 % Kriteriums nicht erforderlich.

Der Druckverlust errechnet sich mit der (idealisierten) Annahme einer stationären Strömung unter Berücksichtigung der Druckverlustbeiwerte des Behältereinlaufes und der Flanschverbindungen sowie des Widerstandbeiwertes der Zuleitung. Im Vergleich der Größen der einzelnen Verluste überwiegt in der Regel der Einlaufverlust, so daß es sich bei einem zunächst zu großen Druckverlust anbietet, den Einlauf zwecks Einhaltung der Vorschrift strömungsgünstiger auszuführen. Zum anderen läßt sich aus der Berechnungsgleichung die Forderung ableiten, das Sicherheitsventil möglichst nahe zu dem abzusichernden Anlagenteil anzuordnen. Bei einer Zweiphasenströmung ist der Druckverlust deutlich größer als der in der Flüssigkeitströmung bei identischem gesamten Massendurchsatz. Bei niedrigen Ansprechdrücken kann das zur Folge haben, daß zwecks Einhaltung des 3 % Kriteriums das Ventil praktisch unmittelbar auf den sozusagen gut gerundeten Einlauf des Kesselstutzens gesetzt werden muß.

In den Katalogen der Ventilhersteller sind regelmäßig Diagramme enthalten, mit deren Hilfe der zulässige gesamte Druckverlustbeiwert der Zuleitung und damit deren maximale Länge bestimmbar ist, so daß bei dem Vorliegen einer Einphasenströmung eine einfache Auslegung möglich ist. Sofern sich insbesondere bei großen Ventilen Schwierigkeiten bezüglich der Einhaltung des 3 % Kriteriums ergeben, so sollte in Zusammenarbeit mit dem Ventilhersteller geprüft werden, ob aufgrund der seinerzeitigen Bedingungen bei der Bauteilprüfung der Einlaufverlust überhaupt berücksichtigt werden muß. Bei gesteuerten Ventilen gelten die Anforderungen für den Zuleitungsdruckverlust nur, wenn sie bei einem Ausfall der Steuerung als direkt wirkende Sicherheitsventile arbeiten würden.

Die Einhaltung des Druckverlustkriteriums hat sich in der Praxis in vielen Fällen als geeignet erwiesen, das Flattern des Sicherheitsventiles zu verhindern [90]. Es bietet aber keine Gewähr, da die Anregung dieses Feder-Masse-Systems zu harmonischen und evtl. auch chaotischen Schwingungen nicht allein durch die anlaufende Strömung erfolgt und insbesondere dann auch nicht nur durch eine stationäre Betrachtungsweise erfaßbar ist. Auf weitere Auslegungskriterien, wie das sog. Druckstoßkriterium, und auf andere Schutzmaßnahmen wird in Kap. 6.1.3 eingegangen.

### **6.1.2 Gegendruck auf der Ventilaustrittseite**

In der Bereithaltungszeit liegt auf der Austrittseite des geschlossenen Sicherheitsventiles der sog. Fremdgedruck an. In der Regel ist dies der atmosphärische Druck, da die Ableitung und evt. die Sammelleitung sowie ggf. die Rückhaltung nicht unnötig mit einem höheren Druck dauernd beaufschlagt werden<sup>52</sup>. Mit dem Ansprechen des Ventiles baut sich im Austrittquerschnitt ein Eigengegen-

---

<sup>52</sup>Im Rahmen der Festlegung des Störungsszenarios ist auch der Fall zu betrachten, daß durch gleichzeitig abblasende Armaturen zeitweilig ein höherer Fremdgedruck in der Sammelleitung auftreten kann. Dies würde (vorübergehend) zu einer entsprechenden Anhebung des Ansprechdruckes des Sicherheitsventiles führen. Sofern ein Teil der Rückhaltung, z.B. der Auffangbehälter, gleichzeitig zum Chargieren im Produktionsbetrieb eingesetzt wird, so muß Vorsorge getroffen werden, daß bei dem postulierten Pannenfall tatsächlich kein Überdruck in der Rückhaltung gegenüber der Umgebung vorliegt.

druck auf, der nötig ist, den ausgetragenen Massenstrom durch die Ableitung zu transportieren. Durch diesen Druckaufbau reduziert sich die anfänglich vorhandene treibende Druckdifferenz über das Ventil, so daß es zur Minderung der Durchsatzkapazität und auch ggf. zum Flattern des Sicherheitsventiles kommen kann, wenn ein bauartabhängiger Druck im Austrittsquerschnitt überschritten wird. Sofern von den Herstellern keine spezifischen Angaben erhältlich sind, so sollte bei federbelasteten Vollhub-sicherheitsventilen ohne Faltenbalg im allgemeinen 15 % des Ansprechüberdruckes nicht überschritten werden<sup>53</sup>. Dies gilt sowohl bei Einphasen- als auch vorläufig gemäß den ersten Untersuchungsergebnissen für Zweiphasenströmungen [91].

Die Berechnung des Gegendruckes auf der Ventilaustrittseite erfolgt üblicherweise mit der Annahme einer stationären, eindimensionalen Strömung bei Zugrundelegung des größten Druckes im abzusichernden Anlagenteil und des maximal abführbaren Massenstromes. Hierbei sind die reversiblen Druckänderungen infolge Veränderung der geodätischen Lage, aufgrund der Beschleunigung und der Verzögerung des Fluides bzw. Gemisches sowie die irreversiblen Beiträge zur Druckänderung infolge von Reibung und von Form- und Stoßverlusten in den Einbauten zu berücksichtigen. In Anbetracht der zahlreichen und oft nur größenordnungsmäßig abschätzbaren strömungstechnischen Merkmale der Rohrleitungskomponenten, wie Belegung (fouling) der Rohrwand, Kantenschärfe bei Strömungsquerschnittänderungen, Zentrierung der Flansche, tatsächlicher Rohrrinnendurchmesser, Rundheit der Rohre etc. kann man keine extreme Vorhersagegenauigkeit erwarten. Dies erscheint einerseits auch gar nicht nötig, da durch die Annahme einer stationären Strömung regelmäßig bereits ein größerer Gegendruck berechnet wird [92]. Zum anderen ist dieser Eigengendruck nur eine physikalisch anschauliche, auf den Austrittsquerschnitt des Ventiles bezogene Rechengröße. Tatsächlich ist der Druck wegen der Einschnürung der Strömung und der Ausbildung einer Sekundärströmung ungleichmäßig über den Austrittsquerschnitt verteilt, und es ist noch nicht bekannt, welche Druckverteilung dann auf dem Ventilteller vorliegt.

Für die Berechnung des Gegendruckes im Ventilaustritt bei Einphasenströmung stellen die (deutschen) Ventilhersteller bewährte Rechenprogramme zur Verfügung, so daß eine relativ einfache und schnelle Berechnung, insbesondere bei kompressibler Strömung, möglich ist. Eine gleichzeitige festigkeitsmäßige Auslegung der Rohrleitungskomponenten ist damit u.U. nicht zulässig, da sie einige, allerdings in Anbetracht der o.a. Schwierigkeiten bei der Beschreibung der Rohrleitungseigenschaften berechnete Vereinfachungen beinhalten, deren Auswirkungen auf die Berechnung des Druckes längs der Ableitung aber nicht ohne weiteres überschaubar sind.

Im folgenden werden die Berechnungsgleichungen für den Gegendruck bei der Gegebenheit einer inkompressiblen Flüssigkeitströmung ohne Nachverdampfung oder Nachentlösung, einer kompressiblen Gas/Dampfströmung ohne Kondensation und im Fall einer Zweiphasenströmung angegeben. Der abführbare Massenstrom ist aufgrund der vorangegangenen Berechnung bekannt. Laut Vorschrift muß hierbei der maximal mögliche Massenstrom eingesetzt werden. Dieser würde sich bei einem um 10 % erhöhten Ansprechdruck und einer um 10 % geminderten (zuerkannten) Ausflußziffer einstellen. Bei kompressiblen Strömungen ist allerdings zu kontrollieren, ob dieser aufgrund der vorhandenen oder gewählten geometrischen Abmessungen der Ableitung sich tatsächlich im Ventil einstellen kann.

---

<sup>53</sup>In der API RP 520 wird z.Z. noch pauschal ein Wert von 10 % des Ansprechüberdruckes empfohlen bei Zugrundelegung des Durchsatzes bei dem 1,1fachen Ansprechüberdruck.

## Einphasen Flüssigkeitströmung

Für die Berechnung wird eine isotherme, inkompressible Strömung zugrunde gelegt. Am Leitungsende herrscht der Fremdgedruck  $p_u$ . Für den Druck im Austrittsquerschnitt der Armatur  $p_a$  gilt gemäß der um das Druckverlustglied erweiterten Bernoulli-Gleichung

$$p_a = M^{*2}/2\rho_F \left[ (1/A_u^2 - 1/A_a^2) + \left( \sum \xi_i/A_i^2 + \sum \lambda_i l_i/(d_i A_i^2) \right) \right] + \rho_F g (z_u - z_a) + p_u$$

Hierbei bezeichnen  $A_i$  und  $z_i$  die jeweiligen Strömungsquerschnitte bzw. geodätischen Höhen der Bezugspunkte, die Flüssigkeitdichte ist praktisch konstant und auf einen der beiden Drücke beziehbar.

## Einphasen Gas/Dampfströmung

Die Berechnung beruht auf der Annahme einer adiabaten (stationären) Strömung eines idealen Gases bzw. Dampfes und einer Unterschall- bzw. Schallströmung am Leitungsende. Gegenüber der Darstellung mit Hilfe der örtlichen Mach Zahl  $Ma = u/a$  mit  $a = \sqrt{\kappa RT} = \sqrt{\kappa p/\rho}$  wäre hier eine relativ übersichtliche Schreibweise mit der Laval Zahl möglich<sup>54</sup>. Aus Gründen der Einheitlichkeit wird aber die Mach Zahl beibehalten.

Im Rahmen der Auslegung beginnt man am einfachsten mit der Schätzung des Strömungszustandes am Ende der Ableitung, z.B. mit der Annahme einer Mach Zahl von 1, d.h. eines kritischen Strömungszustandes. Der Druck in der Rohrleitungsmündung  $p_e$  ist dann größer als der Fremdgedruck  $p_u$ , oder es wird Gleichheit der Drücke und damit eine Mach Zahl von kleiner als 1 vorausgesetzt.

Der fluiddynamisch kritische Druck am Ableitungsende ergibt sich gemäß

$$p_{krite} = p_0 \alpha A_0 2 \Psi / \left( A \sqrt{\kappa (\kappa + 1)} \right)$$

mit der Ausflußfunktion  $\Psi$  gemäß Tab.6 in Kapitel 5.2.

Für einen Druck  $p_{krite}$  von kleiner als  $p_u$  gelten

$$Ma_e = p_{krite}/p_u \sqrt{(\kappa + 1) / \left( 1 + \sqrt{(p_{krite}/p_u)^2 (\kappa^2 - 1)} \right)} \quad \text{und} \quad p_e = p_u,$$

während für einen Druck  $p_{krite}$  von größer als oder gleich  $p_u$  zutrifft, daß die Mach Zahl  $Ma_e$  gleich 1 und der Druck  $p_e$  gleich  $p_{krite}$  ist.

Mit Hilfe des abführbaren Massenstromes bei vollgeöffneter Armatur als Startwert für die Berechnung ist die Ermittlung der Mach Zahl am Austritt bzw. des Strömungszustandes schnell möglich.

Bei einer Ableitung mit einem gleichbleibenden Durchmesser kann mit der (bekannten) Mach Zahl am Rohrende die Mach Zahl im Ventilaustrittsquerschnitt berechnet werden gemäß

$$2/Ma_a^2 - (\kappa + 1) \ln \left( 1/Ma_a^2 + (\kappa - 1)/2 \right) = 2/Ma_e^2 - (\kappa + 1) \ln \left( 1/Ma_e^2 + (\kappa - 1)/2 \right) + 2\kappa \left( \sum \lambda_i l_i/d_i + \sum \xi_i \right)$$

<sup>54</sup>Dieses Gleichungssystem ist von Priv.-Doz. Dr.-Ing. G. Ehrhardt im Rahmen eines BMBF geförderten Forschungsvorhabens entwickelt und den Richtlinienausschüssen zur Aufnahme in die Vorschriften empfohlen worden [93].

Bei langen Ableitungen mit abschnittsweise unterschiedlichen Strömungsquerschnitten empfiehlt es sich, diese entsprechend in Segmente zu teilen, wobei gemäß der Stromfadentheorie die Querschnittänderungen eigene Abschnitte bilden und die zugehörigen Druckverluste über die Verlustbeiwerte den in Strömungsrichtung nachfolgenden Rohrsegmenten zugerechnet werden.

Im Fall einer Verengung oder einer Erweiterung des Strömungsquerschnittes in der Ableitung berechnet sich die stromaufwärts vorliegende Mach Zahl sowohl für den Umstand, daß in dem stromabwärts gelegenen Querschnitt (2) eine Mach Zahl von kleiner oder gleich eins vorliegt, zu

$$Ma_1 / \left(1 + (\kappa - 1)/2 Ma_1^2\right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)/2} = A_2/A_1 Ma_2 / \left(1 + (\kappa - 1)/2 Ma_2^2\right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)/2}$$

Hierbei wird der Verlustbeiwert der Verengung auch dem stromabwärts nachfolgenden Rohrabschnitt zugeordnet, so daß dieser hier nicht in die Berechnung eingeht.

Für den Zusammenhang zwischen den Mach Zahlen bei einer Erweiterung des Strömungsquerschnittes gilt

$$Ma_1 \sqrt{1 + (\kappa - 1)/2 Ma_1^2} = A_2/A_1 Ma_2 \sqrt{1 + (\kappa - 1)/2 Ma_2^2}$$

Im Rahmen dieser Berechnung wird der Druckanstieg infolge der (reversiblen) Verzögerung der Strömung vernachlässigt. Der Gegendruck im Austrittsquerschnitt des Ventils folgt dann mit der Mach Zahl aus

$$p_a = p_e A_e/A_a Ma_e/Ma_a \sqrt{1 + (\kappa - 1)/2 Ma_e^2} / \sqrt{1 + (\kappa - 1)/2 Ma_a^2}$$

## Zweiphasenströmung

Für den Fall einer horizontalen Ableitung kann der Gegendruck mit Hilfe der Omega-Methode von J.C. Leung [94] größenordnungsmäßig berechnet werden<sup>55</sup>, wenn aus Gründen der Einheitlichkeit die DIERS Methodik beizubehalten ist.

$$(\Sigma \xi_i + \Sigma \lambda_i l_i/d_i) = 2 p_o \rho_{hom}(p_o)/m^{*2} \left( (\eta_a - \eta_{krit}) / (1 - \omega) - \omega / (1 - \omega)^2 \right) \cdot$$

$$\cdot \ln [((1 - \omega) \eta_a + \omega) / ((1 - \omega) \eta_{krit} + \omega)] + 2 \ln [((1 - \omega) \eta_a + \omega) / ((1 - \omega) \eta_{krit} + \omega) \eta_{krit}/\eta_a] \quad \text{mit}$$

$$\eta_a = p_a/p_o \quad \text{und} \quad \eta_{krit} = p_{krit}/p_o$$

Der Druck am Ableitungsende ist bestimmbar aus

$$p_e = m^* \sqrt{p_o \omega / \rho_{hom}(p_o)}$$

Wenn dieser Druck den Fremdgedruck übersteigt, so liegt ein kritischer Strömungszustand am Leitungsende vor, und für das Druckverhältnis  $\eta_{krit}$  gilt, daß der fluiddynamisch kritische Druck  $p_{krit}$  gleich  $p_e$  zu setzen ist. Aus der Beziehung von J.C. Leung ist dann der Druck im Austrittsquerschnitt des Ventiles ermittelbar. Hierbei wird für den Widerstandbeiwert  $\lambda_i$  in der Regel auch ein Wert von 0,02 gesetzt. Für die Druckverlustbeiwerte der Einbauten kann in erster Näherung der Wert bei Flüssigkeitströmung verwendet werden.

<sup>55</sup>Die ursprüngliche Gleichung von J.C. Leung ist hier sinngemäß um die Summe der Druckverlustbeiwerte erweitert worden.



Wenn der Druck am Leitungsende mit dem Fremdgedruck übereinstimmt, so wird damit das Druckverhältnis  $\eta_{krit}$  gebildet, und dann ist auch wieder der Gegendruck im Austrittsquerschnitt berechenbar. Sofern das Zweiphasengemisch in der Ableitung auf eine höhere geodätische Lage gefördert wird, d.h. der Ableitungsquerschnitt liegt um die Höhe  $\Delta z$  über dem Austrittsquerschnitt des Ventiles, so ist zusätzlich der geodätische Druckabfall

$$\Delta p_{geod} = [\varepsilon \rho_{D/G} + (1 - \varepsilon) \rho_F] g \Delta z \quad \text{mit} \quad \varepsilon \approx x_o / (x_o + (1 - x_o) \rho_{D/G} / \rho_F)$$

bei der Berechnung des Gegendruckes zu berücksichtigen. Die Dichte der gasförmigen Phase ist hierbei einfachheit halber auf den mittleren Druck zu beziehen. Alternativ, aber rechnerisch aufwendiger, läßt sich der gesamte Druckabfall, bestehend aus Druckverlust und geodätischem Druckabfall bzw. Druckanstieg, mit der Beziehung von J.C. Leung<sup>56</sup> erfassen:

$$(\Sigma \xi_i + \Sigma \lambda_i l_i / d_i) = - \int_{\eta_a}^{\eta_e} \left( (1 - \omega) \eta^2 + \omega \eta \right) \left( 1 - \omega / \eta^2 G^{*2} \right) / \left( G^{*2} / 2 (\omega + (1 - \omega) \eta)^2 + \eta^2 F_i \right) d\eta$$

mit  $G^* = m^* / \sqrt{p_o \rho_{hom}(p_o)}$  und dem sog. Rohrreinigungskoeffizient  $F_i = \rho_{hom}(p_o) g d \Delta z / (\lambda p_o l)$

wobei  $l$  die gesamte Ableitungslänge bezeichnet<sup>57</sup>. Für einen verschwindenden  $F_i$ -Wert<sup>58</sup>, d.h. eine horizontale Strömung, ergibt sich die zuerst aufgeführte Beziehung von J.C. Leung.

Die Gleichungen von J.C. Leung sind nur anwendbar bei Gemischen mit nicht zu viskoser Flüssigphase. Als obere Anwendbarkeitsgrenze gilt eine Reynolds Zahl von rund  $10^6$ . Sie ist mit der Viskosität der Flüssigkeit gebildet ( $Re = m^* d / \eta_F$ ).

In der Beziehung von J.C. Leung ist der Strömungsmassengas/dampfgehalt im Austrittsquerschnitt der Armatur nicht explizit enthalten, er wird über die polytrope Zustandänderung des Gemisches bzw. den  $\omega$ -Parameter erfaßt. Die Größenordnung der Zunahme, ausgehend von dem unterkühlten Zustand der Flüssigkeit bzw. von dem Dampfgehalt im Behälter entsprechend dem gewählten Phasenseparationmodell bzw. Aufwallverhalten, läßt sich mit der Annahme einer adiabaten Entspannung von dem Ruhedruck auf den Druck im Austrittsquerschnitt abschätzen<sup>59</sup>. Der Dampfgehalt stimmt aber insofern nicht mit dem tatsächlichen Wert überein, weil der fluiddynamisch kritische Druck und auch der Ausgangsdampfgehalt nicht hinreichend genau bekannt sind. Eine zutreffendere Berechnungsmethode ist jedoch auch nicht geläufig.

Der tatsächlich ausgetragene Massenstrom ist erfahrungsgemäß größer als der mit dem Homogenen Gleichgewichtsmodell bzw. der Omega-Methode berechnete. Dies müßte dazu führen, daß sich ein

<sup>56</sup>Die ursprüngliche Gleichung von J.C. Leung ist auch hier folgerichtig um die Summe der Druckverlustbeiwerte erweitert worden.

<sup>57</sup>Der Druckverlust in den Rohrleitungskomponenten, wie Krümmer, Rohrvereinigungen etc., läßt sich auch über sog. äquivalente Rohrlängen erfassen.

<sup>58</sup>Im Fall einer Anhebung des Gemisches zählt der Rohrreinigungskoeffizient  $F_i$  positiv, bei Absenkung ist er mit negativen Vorzeichen einzusetzen.

<sup>59</sup>Systemgerecht wäre die Beibehaltung der Annahme einer isentropen Entspannung. In der Regel sind aber für die in der Chemischen Industrie eingesetzten Stoffe am ehesten noch die Enthalpiewerte über die spezifische Wärme ermittelbar.

größerer Druckabfall in der Ableitung und somit auch ein niedrigerer Druck im Austrittsquerschnitt der Armatur einstellt. Mit den Rechenergebnissen gemäß dem o.a. Verfahren würde man daher sozusagen auf der unsicheren Seite liegen. Allerdings ist dies bislang experimentell nicht überprüft worden. Voreilige Sicherheitszuschläge dürften allerdings auch nicht angebracht sein, denn die obige Vermutung beruht auf der auch nicht bewiesenen Annahme, daß die Vorhersage der Druckänderungen zutreffender ist als die der kritischen Massenstromdichte.

Aus dem Vergleich zwischen den gemäß dem Rechenprogramm PIPE3 von HTFS bzw. J.C. Leung berechneten gesamten Druckabfall einer horizontalen Rohrströmung eines Einstoff- und Zweistoffgemisches ergibt sich, daß für vorgegebene Massenstromdichten in weiten Bereichen des Druckes und des Strömungsmassengas/dampfgehaltes eine annehmbare Übereinstimmung vorliegt [95]. Vergleichsweise wurden dabei häufiger mit der Beziehung von J.C. Leung, allerdings bei identischen Massenstromdichten, größere Druckabfälle vorhergesagt, so daß bezüglich der Ermittlung des Gegendruckes a priori eine vergleichsweise Überdimensionierung vorliegt. Diese wird verstärkt, wenn der geodätische Druckabfall einer insgesamt aufwärts gerichteten Zweiphasenströmung einfachheit halber nicht berücksichtigt wird. Auf die Erfassung darf jedoch nicht verzichtet werden, wenn es aufgrund der Rohrleitungsführung zu einem geodätischen Druckanstieg kommt.

Eine Konvention für die Korrektur der Gegendruckberechnung unter Beibehaltung der DIERS Methodik gibt es nicht. Im Prinzip dürften sich die Massenströme bei den in der Ableitung vorliegenden Strömungsmassengas/dampfgehalten rechnerisch um 30 bis 50 % unterscheiden. Dann könnten sich die in der Regel größeren Druckabfälle gemäß der Berechnungsmethode von J.C. Leung mit den Abweichungen aufgrund des zu kleinen Massenstromes weitgehend kompensieren.

Die Beziehungen für die Berechnung des Gegendruckes bei kompressibler Einphasen- und Zweiphasenströmung lassen sich im Prinzip auch anwenden, wenn sog. multiple Druckdiskontinuitäten bzw. kritische Strömungszustände auftreten. In diesem Fall stellen sich weitere kritische Strömungszustände zwischen dem Sicherheitsventil und dem Ableitungsende ein. Die Berechnung sollte dann aber mit Hilfe spezieller Rechenprogramme durchgeführt werden, da die Auffindung dieser Orte nur im Rahmen einer Parameterstudie unter Variation der vorstellbaren strömungstechnischen Merkmale der Abblaseleitung und der Massenstromdichtemodelle eindeutig möglich ist.

Im Fall einer Beaufschlagung des Abblaseleitungssystems mit einem noch weiterhin reaktionsfähigen System wird in der Regel wegen der kurzen mittleren Verweilzeit in der Leitung und der Kühlung des Reaktionssystems bei einer in der Bereithaltungsphase vorgehaltenen kälteren Rohrleitung keine weitere chemische Umsetzung und damit Änderung der Zusammensetzung und der Stoffwerte des Gemisches angenommen<sup>60</sup>. Im eventuellen Bedarfsfall ließe sich das nur mit Hilfe von aufwendigen Rechnerprogrammen prüfen [96, 97].

Sofern die Berechnung des Gegendruckes im Austrittsquerschnitt einen Wert oberhalb des von dem Hersteller zugestandenen zulässigen Druckes ergibt und eine Unterbietung durch Ventiltyp- oder Herstellerwechsel, Vergrößerung der Ableitungsquerschnitte, strömungsgünstigere Ausbildung der Einbauten

---

<sup>60</sup>Es muß aber darauf geachtet werden, daß die Durchgehrreaktion nicht in der Rückhaltung erneut stattfindet.

etc. nicht möglich ist, so muß mit der aufgrund des höheren Gegendruckes verminderten Ausflußziffer ggf. der Entlastungsquerschnitt des Sicherheitsventiles erneut berechnet und vergrößert sowie die gesamte Berechnung wiederholt werden. Die Ausflußziffer für Flüssigkeit- und Gas/Dampfströmung ist gewöhnlich in den Herstellerkatalogen in Abhängigkeit des Gegendruckes, allerdings nicht ganz praxisgerecht bei fest eingestelltem Ventilhub, angegeben. In die Berechnung der (gewichteten) Ausflußziffer bei Zweiphasenströmung würden dann auch diese geminderten Werte eingehen.

### 6.1.3 Druckstoßkriterium

Mit dem Ansprechen des Ventiles wird das in der Zuleitung vordem ruhende Fluid bzw. Gemisch aufgrund des entstandenen Druckgefälles in Bewegung gesetzt. Die Information über die Druckerniedrigung breitet sich in der Form einer (longitudinalen) Verdünnungswelle in Richtung des Behälterstutzens mit nahezu Schallgeschwindigkeit bzw. System-Schallgeschwindigkeit aus, so daß mit zunehmender Laufzeit immer mehr Fluid in Richtung Ventil beschleunigt wird und gleichzeitig dadurch der Druck vor dem Ventil zunehmend absinkt. Bei genügend großer Absenkung würde dann das eben aufgehende Ventil entweder in einer Zwischenstellung verharren oder gar zu schließen beginnen, sofern nicht rechtzeitig die am Behälterstutzen reflektierte ursprüngliche Verdünnungswelle als Verdichtungswelle am Ventilteller eintrifft, eine Druckerhöhung verursacht und damit die evtl. Schließbewegung umkehrt. Das wesentliche Kriterium für ein stabiles Ventilverhalten bzw. eine ungestörte Öffnungsbewegung des Ventiltellers ist damit gemäß B. Föllmer [98] eine kürzere gesamte Laufzeit der ersten Welle als die Bewegungszeit des Sicherheitsventiles. Diese ist in den Herstellerkatalogen mit Hilfe des sog. Zeitfaktors  $Z_f$  angegeben. Mit der Annahme, daß bei der Strömung von Flüssigkeit bzw. von Gas/Dampf ein momentaner Einbruch des Ansprechdruckes um 40 bzw. 20 % keine Umkehr der Ventilbewegung bewirkt, läßt sich jeweils eine zulässige Zuleitungslänge<sup>61</sup> ermitteln, Tab. 8. Bei einer kürzeren Zuleitungslänge als dieser Grenzwert würde demnach das Sicherheitsventil nicht flattern.

Im Rahmen der Untersuchungen von O. Frommann und L. Friedel [99] mit Luftströmungen stellte sich heraus, daß sich, in allerdings seltenen Fällen, trotz Einhaltung der zulässigen Länge ein instabiles Ventiltellerverhalten einstellte. Dies wurde im wesentlichen auf den von B. Föllmer zu groß gewählten zulässigen Druckeinbruch zurückgeführt, der offenbar nicht für jede Kombination von Vollhub-Sicherheitsventil und Anlagenaufbau gilt. Durch die Einführung der bezogenen Schließdruckdifferenz  $S$  ist das Kriterium für Gasströmungen modifiziert und die zulässige Zuleitungslänge verringert worden. Sie berechnet sich damit zu

$$L_{zul} < 0,00112 Z_f A \sqrt{1 - p_a/p_o} S / \left( \Psi_{1,1} \alpha_w A_o \sqrt{\rho_{G/D}(p_o)} \right)$$

Das modifizierte Druckstoßkriterium gilt nur für den Fall von gleichgroßen Durchmessern von Zuleitung und Anschluß des Vollhub-Sicherheitsventiles. Bei einem merklich größeren Durchmesser der Zuleitung als der des Ventileintrittsflansches bewirken dagegen die bei dem Ansprechen des Ventiles ausgelösten Druckwellen, Reflexionen und Überlagerungen eine Stabilisierung der Ventiltellerbewegung, so daß wiederum bei einer solchen Gegebenheit größere Zuleitungslängen zulässig wären.

<sup>61</sup>Sicherheitsventile sollen regelmäßig möglichst nahe an den abzusichernden Anlagenteil angeordnet werden. Der erste Reflektionsort der Verdünnungswelle wäre dann regelmäßig der Behältereinlauf, so daß die zulässige Zuleitungslänge praktisch mit der Stutzenlänge übereinstimmt.

Mit den beiden Druckstoßkriterien ist jedoch noch keine schwingungssichere Auslegung des Ventiles für jeden Anwendungsfall möglich, denn damit wird – wie mit dem Druckverlustkriterium – nur einer der zahlreichen Anregungsmechanismen getrennt betrachtet. So kann es bei ungünstiger Kombination der konstruktiven und betrieblichen Parameter durchaus vorkommen, daß die mit dem Druckverlustkriterium berechnete maximale Zuleitungslänge kürzer ist als die gemäß dem modifizierten Druckstoßkriterium.

Fluid	Zulässige Zuleitungslänge [m]
Flüssigkeit	$0,045 Z_f A / (1,1 \alpha_w A_o \sqrt{\rho_F})$
Gas/Dampf	$0,0224 Z_f A \sqrt{1 - p_a/p_o} / (\Psi 1,1 \alpha_w A_o \sqrt{\rho_{G/D}(p_o)})$

Tab. 8: Zulässige Länge der Zuleitung in Abhängigkeit von dem Fluid für eine flattersichere Sicherheitsventilauslegung

In der Praxis gilt einfachheit halber häufig als Voraussetzung für ein flattersicheres Sicherheitsventil bei Flüssigkeitströmung die Einhaltung der Bedingung

$$A / (1,1 \alpha_w A_o) \geq 6$$

Diese Ungleichung folgt aus der Kombination des Druckverlust- und des originalen Druckstoßkriteriums. Hierbei ist offenbar einfachheit halber der Druckverlust in der Strömung infolge Reibung etc. mit der Druckerniedrigung infolge der Entspannungswelle gleichgesetzt worden.

Die Abschätzung der Flatterneigung eines Sicherheitsventiles mit Hilfe der bei G. Bozóki angegebenen dimensionslosen Kennzahl, die das Verhältnis von Druckkraft zu Trägheitskraft darstellt, führt auf deutlich kürzere zulässige Zuleitungslängen als mit den beiden o.a. Kriterien, sie sind häufig in der Praxis allerdings nicht mehr konstruktiv zu verwirklichen. Mit der dynamischen Simulation der Ventiltellerbewegung lassen sich bei Luftströmungen derzeit auch nur Tendenzen andeuten, aber keine quantitativen Aussagen machen, da diese u.a. eine Definition der Stabilität bedingen [100]. Es läßt sich aber ebenso noch nicht erfassen, wann das Abblaseleitungssystem eine bestimmte Frequenz verstärkt, so daß Druckschwankungen geringer Stärke sich zu regelrechten Druckpulsationen aufbauen [101].

Für die schwingungssichere Auslegung der Sicherheitsventile bei Zweiphasenströmung gibt es noch kein Kriterium. Denkbar wäre, das Druckverlust- und das Druckstoßkriterium durch Einführung der Stoffwerte des homogenen Gemisches entsprechend zu erweitern. Im Hinblick darauf, daß diese Kriterien aber bereits bei Einphasenströmungen nicht immer zutreffen und eine Zweiphasenströmung mit deutlich größeren Druckpulsationen einhergeht, dürfte damit keine zuverlässige Auslegung möglich sein. Die schwingungssichere Auslegung eines Ventiles wird auch dadurch erschwert, daß sich während einer Druckentlastung der abgeführte Massenstrom und in Grenzen der Ansprechdruck in Abhängigkeit von der Entlastungszeit ändern. Das für einen bestimmten (konstanten) Massenstrom schwingungssicher ausgelegte Sicherheitsventil kann dann doch noch zum Flattern kommen. Bei Unsicherheit über die Angemessenheit der Berechnung und die Empfindlichkeit des Sicherheitsventiles gegenüber veränderten Betriebsbedingungen bietet sich als Ausweg die Installation einer durch Fremddruck gesteuerten

Armatur oder eines mit einem sog. Dämpfer ausgestatteten Ventiles an. Über deren Vorteile und Nachteile sowie über Maßnahmen zur Erhöhung der Sicherheit gegen ein Schwingen des Ventiles berichtet H.-D. Perko [102].

## **6.2 Berstscheibe/Knickstabarmatur**

Für die Gewährleistung der Funktion dieser Armaturen bei Anordnung in einem Abblaseleitungssystem sind keine derartigen zusätzlichen Bedingungen wie bei der Installation eines Sicherheitsventiles zu erfüllen, da in den Armaturen keine schwingungsfähigen Einbauten enthalten sind und sich bei einem aufbauenden Eigengegendruck auch nicht der freigegebene Strömungsquerschnitt verkleinern kann. Die Voraussetzung ist allerdings, daß beim Ansprechen der Armaturen der vorgesehene Ansprechüberdruck vorliegt, so daß die Berstscheibe vollständig aufreißt bzw. der Knickstab annahmegemäß einknickt. Allerdings läßt sich im Fall einer Berstscheibe u.U. die Lage des wahren kritischen Strömungszustandes wegen der nur in Grenzen abschätzbaren Eigenschaften der Rohrleitung nicht eindeutig bestimmen, wenn nach dem Bersten praktisch 80 bis 90 % des gesamten Rohrquerschnittes freigegeben wurden. Für die Überprüfung der Lage der kritischen Strömungszustände eignen sich die von J.C. Leung angegebenen Beziehungen für die Ermittlung des Gegendruckes im Ventilaustritt.

## **6.3 Anordnung der Entlastungsarmatur**

Die Armatur soll so nah wie möglich an das abzusichernde Anlagenteil angeordnet werden. Dies beinhaltet möglichst kurze (und strömungsgünstig ausgebildete) Zuleitungen. Im Hinblick auf das sog. Zugehen der Leitung sind sie nicht auf sozusagen toten Leitungsenden zu installieren. Laut TRB 403 muß die Sicherheitseinrichtung mit einem eigenen Anschluß ausgestattet sein. Die Zuleitung soll dabei bevorzugt von dem Gas/Dampfraum des Anlagenteiles ausgehen, und zwar so, daß störungsbedingte Schwankungen des Flüssigkeitstandes möglichst nicht zu einem Abblasen von nur Flüssigkeit führen.

Die Armatur soll stets einen sog. (relativen) Hochpunkt in dem Abblaseleitungssystem darstellen. Die Zuleitung und die Ableitung sind daher so mit einem Gefälle anzuordnen, daß das Ansammeln von flüssigen und/oder festen Stoffen vor bzw. nach der Armatur oder in Leitungstiefpunkten nicht möglich ist.

Häufig wird aus wirtschaftlichen oder technischen Gründen die Armatur weit entfernt von dem abzusichernden Anlagenteil angeordnet. Dies trifft zum Beispiel zu auf die Anordnung eines Sicherheitsventils am Fuß einer Kolonne bei einer als notwendig erachteten Entlastung über den Kolonnenkopf oder auf die aus werkstofftechnischen Gründen weit entferntere Anordnung der Armatur bei einem Spaltgasofen oder einem Lagerbehälter für tiefkalte Medien. Ein anderer Anlaß wäre die Dämpfung der Pulsationen des Betriebsdruckes in einer längeren Zuleitung bis zur Armatur. In solchen Fällen muß sichergestellt werden, daß das Ventil trotz einer Überschreitung der 3 % Regel für den Zuleitungsverlust nicht flattert oder daß nicht unzulässige hohe bzw. tiefe Temperaturen in der Armatur während des Abblasens auftreten. Insbesondere ist dann auch darauf zu achten, daß die Armatur ebenso für die zu Beginn der Entlastung ausgetragenen Stoffe ausgelegt ist, wenn deren Eigenschaften sich von denen der nachströmenden Medien merklich unterscheiden.

Im Fall des Ansprechens der Armatur ändern sich infolge der anlaufenden Strömung neben der Geschwindigkeit auch der Druck und u.U. die Temperatur. Im folgenden wird auf die durch die transiente Strömung beeinflusste Auslegung des Abblaseleitungssystems eingegangen.

## 7. Auslegung des Abblaseleitungssystems

Für die festigkeitsmäßige Auslegung der mechanischen Struktur und zum Nachweis der Erfüllung etwaiger Umweltschutzvorschriften ist die Berechnung der durch das Abblasen der Armatur induzierten Reaktionskräfte, Drücke und Temperaturen sowie der emittierten Schallstärke notwendig<sup>62</sup>. Nachstehend wird darauf einzeln eingegangen.

### 7.1 Reaktionskraft

In der Bereithaltungszeit des Abblaseleitungssystems wirken auf die geschlossene Armatur auf der dem abzusichernden Anlagenteil zugewandten Seite maximal der Ansprechdruck und auf der Gegenseite der Fremdgedruck. Die auf die Armatur und die Leitung bzw. die Lagerungen ausgeübte statische Kraft resultiert aus der Druckdifferenz, ggf. unter Berücksichtigung unterschiedlicher Wirkungsflächen, und dem Eigengewicht. Diese Kräfte werden regelmäßig im Rahmen der festigkeitsmäßigen Auslegung berücksichtigt.

Bei dem Abblasen über die Armatur erhöhen sich insbesondere in der Anlaufphase die auf der Austrittsseite der Armatur wirkenden Kräfte, so daß zusätzlich dynamische Reaktionskräfte und Biegemomente von den Rohrleitungshalterungen und Rohrbögen sowie der Apparatelagerung aufgenommen werden müssen<sup>63</sup>. Ggf. sind auch die Kräfte infolge einer behinderten Wärmedehnung zu berücksichtigen.

Bei dem Ausströmen von Gas oder Dampf im kritischen Strömungszustand am Ableitungsende, d.h. der Druck im Austrittsquerschnitt übersteigt den Fremdgedruck, gilt für die Reaktionskraft<sup>64</sup>

$$F_R = \pi/40 \left( \Psi \alpha d_o^2 p_o \left( \sqrt{2\kappa} + \sqrt{2/\kappa} \right) - d^2 p_u \right)$$

In dem anderen Fall eines unterkritischen Strömungszustandes berechnet sich die Reaktionskraft gemäß

$$F_R = \pi/20 \Psi^2 \alpha^2 d_o^4 / d^2 (p_o - p_u)$$

Bei der Einphasenströmung von Flüssigkeiten stellt sich die Reaktionskraft ein

$$F_R = \pi/20 \alpha^2 d_o^4 / d^2 (p_o - p_u)$$

Im Fall des Abblasens eines Zweiphasengemisches läßt sich die Reaktionskraft mit der Omega-Methode von J.C. Leung [103] ermitteln. Bei einem kritischen Strömungszustand am Ableitungsende gilt

$$F_R = p_o d^2 \pi/4 [\eta_{krit} [2 - \eta_{krit} (1 - 1/\omega)] - p_u/p_o] \quad \text{mit} \quad \eta_{krit} = p_{krit}/p_o$$

---

<sup>62</sup>Eine etwaige Auswirkung der Emission auf die Umwelt bei unmittelbarer Entlastung über Dach wird hier nicht behandelt.

<sup>63</sup>Nach der Einstellung von quasi-stationären Strömungsverhältnissen können sich die Reaktionskräfte in Rohrleitungen mit mehreren Krümmern wegen der gegengerichteten Wirkungsrichtungen an den Krümmern nahezu aufheben. Als Resultierende verbleibt aber immer die Reaktionskraft am Ende der Abblaseleitung, z.B. am Fackelaustritt in die Umgebung. Die Zeit bis zur Einstellung des Gleichgewichtes hängt u.a. von der Bewegungszeit des Sicherheitsventiles bzw. der Berstscheibe und der Ausbreitung der Druckwelle ab. Die Kräfte lassen sich durch Verkürzung der Rohrleitungsabschnitte zwischen den Krümmern etc. verringern.

<sup>64</sup>Es sind eine Reihe von Berechnungsformeln für den Fall der Einphasenströmung in der Literatur aufgeführt. In der Regel unterscheiden sich die Ergebnisse nur wenig voneinander [49, 71].

Bei unterkritischem Strömungszustand lautet die Berechnungsgleichung

$$F_R = p_o d^2 \pi / 2 [-\omega \ln \eta_e - (\omega - 1)(1 - \eta_e)] / (\omega (1/\eta_e - 1) + 1) \quad \text{mit} \quad \eta_e = p_e/p_o$$

Die beiden Beziehungen von J.C. Leung sind für eine Düsenströmung abgeleitet. Im Fall einer Rohrströmung würden sich geringfügig kleinere Reaktionskräfte ergeben, allerdings ist dann der zur Berechnung notwendige Aufwand deutlich höher.

Die Reaktionskraft ist der Ausströmrichtung entgegen gerichtet. Bei der Berechnung für den Fall des Abströmens eines Zweiphasengemisches ist vorsorglich zu prüfen, ob die Kräfte aufgrund der jeweiligen Einphasenströmung nicht größer sind, da bei einer Entlastung in der Regel immer erst eine Gas/Dampf- oder eine Flüssigkeitströmung auftritt.

Alle Beziehungen beruhen auf der Annahme einer stationären Strömung und einer statischen Belastung. Im Augenblick des Ansprechens der Armatur wirken u.a. aufgrund des Druckstoßes sehr kurzzeitig deutlich höhere Kräfte. Die Berechnung ist nur mit Hilfe von Rechenprogrammen und insbesondere bei Kenntnis der tatsächlichen Werkstoffkennwerte für kurzzeitige Beanspruchungen, der Lagerungsarten und der Strömungsverhältnisse etc. möglich [104]. Diese liegen in der Regel nicht vor. Andererseits hat sich gezeigt, daß mit den obigen Beziehungen festigkeitsmäßig ausreichende Auslegungen der Rohrhalterungen etc. möglich sind. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß bei einer schwingungsfähigen Lagerung bzw. Abstützung des Abblaseleitungssystems, z.B. in einer sog. Freiluftanlage, eine dynamische Überhöhung der Reaktionskräfte zu berücksichtigen ist. Konventiongemäß wird dafür ein Faktor zwischen 2 und 4 vorgesehen [105], so daß sich die zu berücksichtigenden Lasten deutlich erhöhen können.

Das Abblaseleitungssystem, insbesondere die Armatur und die Ableitung, wird während der Entlastung infolge der plötzlichen Erwärmung oder Abkühlung zusätzlich festigkeitsmäßig extrem belastet. Bei Gefahr des Auftretens von Temperaturen von unter rund 230 K, wie sie oft bei einem Austrag von tiefkaltem Gas abgeschätzt werden, sind dann sog. kaltzähe Stähle einzusetzen. Aus der Erfahrung in der Petrochemie läßt sich dagegen ableiten, daß die Bauteile derartige Temperaturen nur in speziellen Fällen annehmen, da dafür die Wärmeübertragung von den kalten Gasen in der Regel nicht ausreicht [106].

## 7.2 Schallemission

Das Ansprechen der Entlastungseinrichtung ist ein sehr seltenes Ereignis, das im Prinzip im bestimmungsgemäßen Betrieb der Anlage nicht auftritt. Insofern wäre die durch die Entspannung bzw. durch die Strömungs- und Ausblasegeräusche verursachte praktisch (richtungunabhängige) Schallemission nicht in den Gesamtgeräuschpegel der Anlage einzubeziehen. Gleichwohl werden in zunehmendem Maße, insbesondere Abblaseleitungen mit Sicherheitsventilen, nach ihrer Lautstärkeemission beurteilt, da Schalleistungspegel von bis zu 170 dB bei Maxima der Frequenzen zwischen 500 und 1000 Hz auftreten können [107].

Die Abschätzung des Schall-Leistungspegels von Sicherheitsventilen ist mit mehreren Methoden möglich, z.B. gemäß VDI Richtlinie 2714 [108], VDMA Richtlinie 24422 [109], DIN EN 60534-8-4 [110]. Es

werden hierbei regelmäßig nur die thermodynamischen und fluiddynamischen Zustandsgrößen herangezogen, armaturspezifische Eigenschaften, wie die Strömungsführung im Gehäuse etc., gehen derzeit noch nicht in die Berechnung ein. Mit den einzelnen Methoden ergeben sich bei identischen Ausgangsbedingungen unterschiedliche Leistungspegel. Bei Nachweisbedarf sollte der Armaturhersteller um Auskunft angegangen werden, da diesem regelmäßig bekannt ist, mit welcher Berechnungsmethode im spezifischen Einsatzfall realistische Werte ermittelbar sind.

Der Schalleistungspegel von Sicherheitsventilen mit Ableitungen ohne Schalldämpfer kann bei Gasströmung und Verhältniswerten aus Ruhedruck und Fremdgedruck von größer als drei abgeschätzt werden gemäß W. Lips [107] zu

$$L \approx [17 \lg M^* + 50 \lg T + 4] \text{ bzw.}$$

$$L \approx [93 + 10 \lg M^* + 20 \lg a]$$

Hierbei sind Massenstrom, absolute Temperatur und isentrope Schallgeschwindigkeit in SI-Einheiten einzusetzen, der Leistungspegel folgt dann in dB.

In der Kette der für die Funktionfähigkeit der Armatur wichtigen Komponenten steht als letztes Glied die Rückhaltung, da dadurch der Eigengegendruckaufbau und damit u.U. der abführbare Durchsatz durch die Armatur kontrolliert wird. Nachstehend wird darauf soweit eingegangen, wie es für die strömungstechnische Auslegung bedeutsam ist.

## 8. Rückhaltung

Die Rückhaltung ist notwendig, wenn ein gefahrloses Ableiten bzw. eine unmittelbare Notentspannung in die Umgebung wegen der Gefährlichkeit der ausgetragenen<sup>65</sup> Stoffe für Beschäftigte, Dritte und Umwelt nicht zulässig ist. Sie beinhaltet hierbei das (zwischenzeitliche) Auffangen, Sammeln, Speichern, Kondensieren etc. in geschlossenen Auffangsystemen bzw. das unmittelbare Umwandeln in ungefährliche Stoffe, wie durch Waschen oder Verbrennen. Eine Entscheidungshilfe für die Beurteilung der Notwendigkeit eines Behandlungs- bzw. Rückhaltesystems in Abhängigkeit von den Eigenschaftsmerkmalen der Stoffe ist mit der TRB 600 bzw. dem Leitfaden „Rückhaltung von gefährlichen Stoffen aus Druckentlastungseinrichtungen“ gegeben. Über einen sog. Entscheidungsbaum läßt sich dann für den spezifischen Fall ein passendes Rückhaltesystem ermitteln [111].

Im Hinblick auf die strömungstechnische Auslegung der Entlastungsquerschnitte von Sicherheitsventilen ist die Größe des Fremdgedruckes in der Rückhaltung zu Beginn der Entlastung und der Druckaufbau während des Überströmens bedeutsam. Für die Auslegung der Rückhaltung gibt es eine Reihe von z.T. empirischen Regeln [113 bis 128]. Allen gemeinsam ist, daß bei geschlossenen und offenen Systemen u.a. immer ein vergleichsweise großes Auffangvolumen vorgesehen wird. Dies ist zum einen aus Gründen der evtl. notwendigen Phasenabscheidung und zwischenzeitlichen Speicherung bedingt, wesentlich dürfte aber auch die Überlegung sein, den Fremdgedruck über einen

---

<sup>65</sup>Charakteristische (gefährliche) Eigenschaften des Massenaustrages wären toxisch, ätzend, krebserregend, zünd- und reaktionsfähig, sehr hohe oder niedrige Temperatur, korrosiv etc.



langen Zeitraum der Entlastung möglichst niedrig zu halten, um den Austrag bzw. die Durchsatzkapazität der Armatur tunlichst wenig zu mindern bzw. den Ansprechdruck möglichst nicht anzuheben<sup>66</sup>.

Die zutreffende Ermittlung des Fremdgedruckes mit den auf der Annahme einer stationären Strömung bzw. einer gleichbleibenden treibenden Druckdifferenz zwischen abzusicherndem Anlagenteil und Rückhaltung beruhenden Methoden dürfte nur in den seltensten Fällen möglich sein. Dies läßt sich nur mit Hilfe einer dynamischen Simulation der Druckentlastung erreichen. Diese ist sowieso unabdingbar für die angemessene festigkeits- und größenmäßige Auslegung des spezifischen Rückhalteapparates (und auch der Querschnitte bei gestaffelter Entlastung). Hierbei sollten vorsorglich die im Rahmen der strömungsmechanischen Auslegung abführbaren Massenströme hinsichtlich der Mindestgröße und der aufgrund der konservativen Bemessung maximal möglichen Durchsätze zugrunde gelegt werden, um eine bestmögliche Wirkung zu erreichen. Dies gilt auch für die Berechnung der Rückstoßkräfte. Die untere Grenze ist regelmäßig in den beiden Fällen durch die kritische Massenstromdichte gemäß dem Homogenen Gleichgewichtmodell gegeben. Für die Darstellung des maximal möglichen spezifischen Durchsatzes durch einen vorgegebenen Entlastungsquerschnitt läßt sich das sog. Heterogene Frozen Flow Modell bzw. Maximale Ungleichgewichtmodell in Verbindung mit der Schlupfbeziehung von D. Chisholm heranziehen [69]. Es lautet bezüglich der Massenstromdichte

$$m_{het}^* = \sqrt{2(h(p_o) - h(p_{krit}))} / v(p_{krit}) \quad \text{mit} \quad h(p) = x^* h_{G/D}(p) + (1 - x^*) h_F(p),$$

$$v(p) = [x^* v_{G/D}(p) + K(1 - x^*) v_F(p)] [x^* + (1 - x^*) / K (1 + (K - 1)^2) / (\sqrt{v_{G/D}(p) / v_F(p)} - 1)] \text{ und}$$

$$K = \sqrt{v_{hom}(p_{krit}) / v_F(p_{krit})} \quad \text{mit} \quad v_{hom}(p) = x^* v_{G/D}(p) + (1 - x^*) v_F(p) \quad \text{und} \quad x^* = x_o$$

Der maximale Wert für die abführbare (kritische) Massenstromdichte ergibt sich wie in Kap. 5.3.1 im Fall der homogenen Strömung – ausgehend von dem Ruhedruck im Behälter – durch schrittweise Verringerung des Gegendruckes bis die Massenstromdichte den größten Wert erreicht.

Im Rahmen dieser Zusammenstellung ist, ausgehend von den geltenden technischen Vorschriften, eine Übersicht über den Stand der Kenntnisse und Erfahrungen, die Vorgehensweise und insbesondere über die in der Chemischen Industrie bewährten Praktiken und Methoden gegeben sowie die Genauigkeit der Bemessung von Entlastungsquerschnitten bei Verwendung der noch häufig eingesetzten quasi-stationären Methoden bewertet worden. Im folgenden wird zusammenfassend auf die Grenzen der Auslegung eingegangen.

## 9. Grenzen der Auslegung und Zusammenfassung

Das Ziel der Entlastung ist die Gewährleistung der mechanischen Integrität des abzusichernden Anlagenteils. Dies ist gegeben, wenn der Druck den vorschriftgemäßen zulässigen Wert nicht überschreitet.

---

<sup>66</sup>Im Extremfall einer geschlossenen Rückhaltung und eines überdimensionierten Ventiles bzw. Entlastungsquerschnittes würde das Ventil einmal (kurz) ansprechen und gleich wieder schließen. Das nächste Mal spricht es dann wegen des mittlerweile gestiegenen Gegendruckes erst bei einem höheren Druck an, da der Ansprechüberdruck maßgebend ist. Eine Abhilfe ist bei Befürchtung derartiger Fälle z.B. durch Einsatz eines Faltenbalgventiles oder eines fremddruck- bzw. pilotgesteuerten Sicherheitsventiles möglich.

Aufgrund der praktischen Erfahrung kann man davon ausgehen, daß – abgestimmt auf die jeweilige Störung des bestimmungsgemäßen Betriebes und die Eigenheiten des Abblaseleitungssystems – eine angemessene Auslegung der Entlastungsquerschnitte und ein rechtzeitiges und vollständiges Ansprechen der Armatur im Fall des Austrages einer Einphasenströmung ohne Phasenübergang mit Hilfe der in dem Technischen Regelwerk niedergelegten Berechnungsgleichungen möglich ist. Die bisherigen Nachrechnungen der Ergebnisse aus Druckentlastungsversuchen bei thermisch durchgehenden, dampfdruckproduzierenden homogenen Reaktionen lassen erkennen, daß dies mit Hilfe der in systematischen Voruntersuchungen im Labormaßstab ermittelten Kennwerte dann mit den in der Literatur bzw. hier aufgeführten Beziehungen erreichbar ist. Die gleichen systematischen Voruntersuchungen werden auch regelmäßig vor einer Auslegung für durchgehende gasproduzierende und hybride Reaktionsysteme durchgeführt. Insofern sollte man davon ausgehen können, daß auch in diesen Fällen eine zutreffende Vorausberechnung des Druckes und damit die Bemessung des Entlastungsquerschnittes gelingt. Für die Gegebenheit einer durchgehenden, dampfdruckproduzierenden heterogenen Reaktion dürfte dies auch weitgehend zutreffen.

Bezüglich der angemessenen Berechnung des zur Rückhaltung ausgetragenen Massendurchsatzes ist zwischen den Ergebnissen einer Rechnung auf der Grundlage einer quasi-stationären Betrachtung und einer dynamischen Simulation zu unterscheiden. Im ersten Fall wird mit einem konstanten äquivalenten mittleren Wert gerechnet. Für den Tatbestand des Austrages einer Einphasenströmung von nur Flüssigkeit oder nur Gas bzw. Dampf läßt sich zeigen, daß diese den tatsächlich auftretenden zeitweilig größten (zeitlich veränderlichen) Massenstrom nicht überschreiten. Dies gilt mit Sicherheit aber nicht für den Fall des Austrages eines Zweiphasen- oder gar Mehrphasengemisches. Die Berechnungsmethoden beinhalten mangels Detailkenntnis und aufgrund von Modellierungsschwierigkeiten viele Vereinfachungen. Insgesamt neutralisieren sie sich so, daß in der Regel die oben bereits zugestandene zutreffende Bemessung des Entlastungsquerschnittes möglich ist. Die Zusammensetzung des Gemisches und der Gesamtmassenstrom können jedoch auch zeitweilig über den der Berechnung zugrunde gelegten konstanten Werten liegen. Mit Hilfe der äquivalenten Massenströme bei Einphasen- und Zweiphasenströmung ist somit keine angemessene Auslegung der Rückhaltung möglich.

Die dynamische Simulation des Druckentlastungsvorganges in Verbindung mit dem evtl. Druckaufbau oder der zeitweiligen Speicherung des Austrages in der Rückhaltung dürfte schon eher die Gewähr für eine angemessene Berechnung des Massenaustrages bieten, obwohl es auch hier zur Neutralisierung der Auswirkungen von vereinfachenden Annahmen etc. kommt. Es fehlt aber auch dafür bislang der Nachweis durch Experimente.

Der rechnerische Nachweis einer angemessenen Auslegung der Rückhaltung wird zukünftig von großer Bedeutung sein. Dafür werden zuverlässige Angaben aus den vorab bzw. bei dynamischer Simulation parallel durchzuführenden Berechnungen zur Druckentlastung benötigt. Es stellt sich daher die Frage, welche theoretischen und experimentellen Untersuchungen mit dem Blick auf den Anwender in der Praxis insgesamt unbedingt notwendig sind. Darauf soll nachstehend eingegangen werden.

## **10. Forschungsbedarf aus sicherheitstechnischer Sicht**

Der Forschungsbedarf im Zusammenhang mit der Druckentlastung von Chemiereaktoren ist in [133]

beschrieben worden. Im Prinzip lassen sich diese Feststellungen auch auf druckführende verfahrenstechnische Anlagenteile übertragen. Die fehlenden Detailkenntnisse betreffen die thermo-fluiddynamischen und ggf. reaktionskinetischen Vorgänge im Druckbehälter vor und nach Beginn der Entlastung, die Transportkapazität bzw. die Massendurchsatzcharakteristik des Abblaseleitungssystems, im wesentlichen bei Zweiphasen- bzw. Mehrphasenströmung, sowie das Auffangvermögen und die Umsetzungskapazität der Rückhaltung. Auf diese wird hier allerdings nicht detailliert eingegangen, da aus strömungstechnischer bzw. sicherheitstechnischer Sicht nur der Gegendruckaufbau nach der Beaufschlagung mit dem Massenaustrag von Interesse ist.

Der Forschungsbedarf läßt sich mit dem Blick auf die bereits kommentierten Schwächen der derzeitigen verwendeten Auslegungsmethoden stichwortartig wie folgt aufzählen:

### **Druckführende Anlagen:**

Übertragbarkeit der im (z.T. geschlossenen) Kalorimeter ermittelten Reaktionskinetik auf den Produktionsmaßstab, insbesondere bei sog. heterogenen Reaktionsystemen

Siedeverzug bzw. Überhitzung der Flüssigphase im (Reaktions) Gemisch, Einfluß auf die berechnete Reaktionsgeschwindigkeit

Aufwallen bei überlagertem Schäumen der Flüssigphase

Reduzierbarkeit eines (feststoffhaltigen) Mehrphasengemisches auf ein äquivalentes Zweiphasengemisch

Abzuführender Energiestrom bzw. auszutragende Massenströme von Gas oder Dampf und Flüssigkeit

### **Leitungssystem:**

Durchsatzkapazität der Entlastungsarmatur, insbesondere auch bei höherer Viskosität der Flüssigkeit, schaumhaltiger Zweiphasenströmung oder feststoffhaltiger Mehrphasenströmung

Zulässiger Gegendruck des Sicherheitsventiles und Schwingungsverhalten

Effektiver Strömungsquerschnitt und Druckabfall der geborstenen Berstscheibe

Druckabfall in der Rohrleitung bei Zweiphasengemischen mit viskoser Flüssigphase oder überlagertem Schäumen, Strömungsforminversion

Identifikation multipler kritischer Strömungszustände

Druckstoß und dynamische Überhöhung der Reaktionskräfte, insbesondere bei Zweiphasenströmung

Verweilzeit und Reaktionsfortschritt

Wärmeeintrag in kryogene Fluide

### **Rückhaltung:**

Verzögerter Wärme- und Stoffübergang zwischen den Phasen

Notwendige Mindestrelativgeschwindigkeit zwischen den Phasen, Grenztröpfengröße

Kondensationstoßbelastung

Die Voraussetzung für die Erzielung neuer und insbesondere auf die Bedingungen der Praxis übertragbarer Erkenntnisse sind Versuche mit sog. chemienahen Stoffen in den entsprechenden Druck-

und Temperaturbereichen in ausreichend instrumentierten Anlagen. Hierfür fehlen aber schnell ansprechende Geräte für die Messung der ausgetragenen Massenströme, der Konzentration im Reaktor oder der Aufwallgeschwindigkeit etc. Im Hinblick darauf, daß eine derartige Meßtechnik erst noch entwickelt werden muß und auch sehr teuer ist, wird man sich in absehbarer Zeit weiterhin mit Versuchen in Anlagen mit improvisierter Meßtechnik und mit Bilanzierungen über indirekt gemessene Größen begnügen müssen. Wegen der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den Produktionsmaßstab sollten die Versuche auch in Apparaten mit einem Volumen von 200 bis 300 l wiederholt werden.

Abschließend stellt sich die Frage, zu was dieser Erkenntniszuwachs vorteilhaft ist, da doch die Definition der postulierten Störung des bestimmungsgemäßen Betriebes bereits eine Reihe von vorsorglichen Annahmen beinhaltet, so daß es bei der rechnerischen Umsetzung in einen Entlastungsquerschnitt bzw. in einen in die Rückhaltung auszutragenden Massenstrom auf kleinere Ungenauigkeiten aufgrund des mangelnden Detailwissens gar nicht mehr so sehr darauf ankommt. Hierbei wird nicht bedacht, daß die in der Rechnung verwendeten Annahmen fast ausnahmslos auf den Versuchsergebnissen mit niedrigviskosen, nicht reagierenden (reinen) Stoffsystemen wie Wasser, Kältemittel, wäßriger Luviskollösung beruhen und hilfsweise auf andere Systeme übertragen wurden. Insofern würden die Ergebnisse weiterer Versuche zur Validierung dieser Annahmen und damit zu einer zutreffenderen Auslegung der Entlastung und Rückhaltung durch den Abbau unnötiger bzw. sicherheitstechnisch gefährlicher Überdimensionierungen oder durch die Vermeidung bislang nicht erkannter Unterdimensionierungen führen.

## 11. Literatur

- [1] DIN 3320, Teil 1: Sicherheitsventile, Sicherheitsabsperrventile, 1984.
- [2] TRB 403: Ausrüstung der Druckbehälter, Einrichtung zum Erkennen und Begrenzen von Druck und Temperatur, 1996.
- [3] TRB 404: Ausrüstung der Druckbehälter, Ausrüstungsteile, 1989.
- [4] AD-Merkblatt A1: Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung - Berstsicherungen, 1995.
- [5] TRB 600: Aufstellung der Druckbehälter, 1995.
- [6] TRD 421: Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung – Sicherheitsventile – für Dampfkessel der Gruppen I, III und IV, Entwurf 1997.
- [7] TRD 421: Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung – Sicherheitsventile – für Dampfkessel der Gruppe II, Entwurf 1995.
- [8] VdTÜV Merkblatt 100/2: Bemessungsvorschlag für Sicherheitsventile für Gase in flüssigem Zustand, 1973.
- [9] AD-Merkblatt A2: Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung - Sicherheitsventile, 1993.
- [10] TRbF 120: Ortsfeste Tanks aus metallischen und nichtmetallischen Werkstoffen – Allgemeines, 1995.
- [11] TRbF 610: Prüfrichtlinie – Prüfregeln für Anlagen, 1988.

- [12] FDBR 153: Feder-Sicherheitsventile: Überprüfung der Zuleitungen auf Druckschwingungen, 1989.
- [13] VdTÜV Merkblatt 100: Richtlinien für die Bauteilprüfung von Sicherheitseinrichtung gegen Drucküberschreitung, 1974.
- [14] API RP 520: Sizing, selection and installation of pressure-relieving systems in refineries, 1993.
- [15] H.G. Fischer et al.: Emergency relief system design using DIERS technology. AIChE, 1992.
- [16] Leitfaden Erkennen und Beherrschen exothermer Reaktionen. TAA-GS-05, 1994.
- [17] Leitfaden Rückhaltung von gefährlichen Stoffen aus Druckentlastungseinrichtungen. TAA-GS-06, 1994.
- [18] Leitfaden Anlagen- und Arbeitssicherheit. Landesamt für Arbeitsschutz Sachsen-Anhalt, 1994.
- [19] Thermische Prozess-Sicherheit. Schriftenreihe der Expertenkommission für Sicherheit in der chemischen Industrie der Schweiz, H.8, 1989.
- [20] Exotherme chemische Reaktionen, Grundlagen. Merkblatt R 001/(Nachdruck), BG Chemie, 1996.
- [21] Exotherme chemische Reaktionen, Maßnahmen zur Beherrschung. Merkblatt R 002, BG Chemie, 1996.
- [22] J. Schmidt, F. Westphal: Praxisbezogenes Vorgehen bei der Auslegung von Sicherheitsventilen und deren Abblaseleitungen für die Durchströmung mit Gas/Dampf-Flüssigkeitsgemischen – Teil 1 und 2. Chem.-Ing.-Tech. 69 (1997) 6, 776/792, und 8, 1074/1091.
- [23] Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Abschnitt Plant and Process Safety. Bd. B 8 (1995), 311/429
- [24] W. Regenass: Sichere Führung von chemischen Reaktionen. Dechema Buchreihe Praxis der Sicherheitstechnik, 3 (1995), 97/114.
- [25] Ratgeber Anlagensicherheit. BG Chemie und VDSI, 1992.
- [26] DIERS Users Group Guideline: Risk considerations for runaway reactions, Rev. 2, 1994
- [27] AD-Merkblatt A6: Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung - MSR Sicherheitseinrichtungen, 1986.
- [28] VDI/VDE-Richtlinie 2180 (Entwurf), Blatt 1 bis 4: Sicherung von Anlagen der Verfahrenstechnik mit Mitteln der Prozeßleittechnik, 1996.
- [29] DIN V 19250: Grundlegende Sicherheitsbetrachtungen für MSR-Schutzeinrichtungen, 1994.
- [30] DIN V 19251: MSR-Schutzeinrichtungen, 1995.
- [31] Namur-Empfehlung NE 31: Anlagensicherung mit Mitteln der Prozeßleittechnik, 1992.
- [32] E. Molter, H. Schoft: Die Absicherung von Druckbehältern mit den Mitteln der Meß- und Regeltechnik - eine Alternative zur Druckentlastung. Chem.-Ing.-Tech. 62 (1990) 7, 530/536.

- [33] J. Schmidt, H. Giesbrecht: Absicherung von Semibatch-Reaktoren gegen unzulässige Drücke. VDI/GVC Jahrbuch 1997, 233/249.
- [34] G. Bozóki: Überdrucksicherungen für Behälter und Rohrleitungen. Verlag TÜV Rheinland, 1986.
- [35] J.S. Duffield, N. Brinkof, R. Nijssing: The JRC venting code RELIEF. EUR 16267, Joint Research Centre Ispra, 1995.
- [36] Guidelines for Hazard Evaluation Procedures. CCPS, Center for Chemical Process Safety, AIChE, 1992.
- [37] R. Ellis Knowlton: A manual of hazard and operability studies: The creative identification of deviations and disturbances. Chemetics Intern. Co., 1992.
- [38] M.A. Grolmes et al.: A risk perspective for emergency pressure relief system design. J. Hazardous Materials 44 (1995), 231/251.
- [39] Dechema-Weiterbildungskursus Anlagensicherung mit Mitteln der MSR-Technik in der Verfahrenstechnik, 1997.
- [40] F.N. Nazario, J.C. Leung: Sizing pressure relief valves in flashing and two-phase service: an alternative procedure. J. Loss Prev. Process Ind. 5 (1992) 2, 263/269.
- [41] J. Steinbach: Auslegung für Vielstoffbetriebe – ein Spezialproblem. In Chemische Sicherheitstechnik. VCH Weinheim, 1995.
- [42] N. Viefers: Sicherheitsanalysen und Genehmigungsverfahren bei Vielstoffbetrieben. Dechema-Kolloquium Sicherheitsbetrachtungen für Vielstoffbetriebe und Technika, 1995.
- [43] J.L. Gustin: Calorimetry for emergency relief system design. In A. Benuzzi, J.M. Zaldivar: Safety of chemical batch reactors and storage tanks. John Wiley, 1991.
- [44] N.-J. Kranz, L. Friedel: A consistency test for saturated liquid and vapour property data used in pressure relief design. Abschlußbericht Programm Umwelt der Europäischen Gemeinschaft, Vertrag Nr. EV5V-CT 93-0289, 1996.
- [45] J.C. Leung: Simplified vent sizing equations for emergency relief requirements in reactors and storage vessels. AIChE J. 32 (1986) 10, 1622/1634.
- [46] VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Abschnitt C: Berechnung von Wärmeübertragern, Teil b: Wärmedurchgang, Teil c: Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten; Abschnitt D: Berechnungsmethoden für Stoffeigenschaften; Abschnitt L: Druckverlust, Teil gc: Kritische Massenstromdichte. VDI Verlag, 1994.
- [47] J. Schmidt, L. Friedel: Auslegung langer gasdurchströmter Sicherheitsventil-Abblaseleitungen. Techn. Überwachung 33 (1992) 5, 165/171.
- [48] T. Bäumer, L. Friedel: Auslegung von Abblaseleitungssystemen für Gasströmungen mit multiplen kritischen Strömungsquerschnitten. 3R Intern. 35 (1996) 12, 713/719.

- [49] W. Goßlau, R. Weyl: Strömungsdruckverluste und Reaktionskräfte in Rohrleitungen bei Notentspannung durch Sicherheitsventile und Berstscheiben. Sonderdruck aus Techn. Überwachung 5/6/7-8/9 (1989). (3. ergänzte Auflage 1992)
- [50] B. Gebbeken: Thermohydraulische Vorgänge in Behältern während der Druckentlastung von CO<sub>2</sub> aus dem überkritischen Zustand. Fortschrittberichte VDI R 3, Nr. 472, 1997.
- [51] T. Holtkötter, J. Shang, H.-G. Schecker: Behälteratmung - Experimentelle Untersuchung und Entwicklung eines Vorhersagemodells. Chem.-Ing.-Tech. 69 (1997) 3, 361/366.
- [52] J. Fründt: Untersuchungen zum Einfluß der Flüssigkeitsviskosität auf die Druckentlastung. Diss. Univ. Dortmund, 1997.
- [53] C.M. Sheppard: Disengagement predictions via drift flux correlation for vertical, horizontal and spherical vessels. Plant Operations Progr. 11 (1992) 4, 229/237.
- [54] E. Müller, W. Goßlau, R. Weyl: Auslegung von Sicherheitseinrichtungen für temperaturbeschleunigte chemische Reaktionen. Sonderdruck aus Techn. Überwachung 11/12/1987 und 1/1988. (Überarbeitung 1991)
- [55] NFPA 30: Flammable and combustible liquids code, 1993.
- [56] API 2000: Venting atmospheric and low-pressure storage tanks, 1992.
- [57] M. Berweger: Brandschutz von Flüssiggasbehältern. Techn. Überwachung 36 (1995) 7/8, 296/300.
- [58] E. Wilcock, R.L. Rogers: Characterisation of runaway reactions and use of data in simulation programs, IChemE Symp. Ser. 141 (1997), 379/392.
- [59] T. Kraski: Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Kinetik heterogener Reaktionssysteme vom Labor auf den Produktionsmaßstab. Diplomarbeit Techn. Univ. Hamburg-Harburg, 1996.
- [60] S. Korfmann, L. Friedel, F. Westphal: Extrapolierbarkeit der Formalkinetik durchgehender heterogener Reaktionssysteme im Hinblick auf die Auslegung von Notentspannungseinrichtungen. Dechema Tagungsband 3. Workshop Reaktionskalorimetrie (1997), 79/82.
- [61] M.A. Grolmes, M.H. Yue: Relief vent sizing and location for long tubular reactors. J. Hazardous Materials 33 (1993), 261/273.
- [62] L. Friedel, S. Korfmann: Genauigkeit der Entlastungsquerschnittbemessung bei dampfdruckerzeugenden Reaktionssystemen. Preprints 3. Fachtagung Anlagen-, Arbeits- und Umweltsicherheit, Köthen, 1996, 9/17.
- [63] L. Friedel, S. Korfmann: Wiedergabegenauigkeit von einfachen Methoden für die Auslegung der Entlastungsquerschnitte von Chemie Reaktoren bei thermisch durchgehender Reaktion. Abschlußbericht Programm Industrielle Sicherheit der Europäischen Gemeinschaft, Vertrag Nr. EV5V-CT94-0532, 1997.
- [64] N.-J. Kranz, L. Friedel: Integrated relief design for gas generating runaway reactions: predicted reactor pressure course in dependence on the phase separation model. J. Loss Prev. Process Ind. 10 (1997) 5/6, 351/355.

- [65] J.C. Leung, H.K. Fauske: Runaway system characterization and vent sizing based on DIERS methodology. *Plant/Operations Prog.* 6 (1987) 2, 77/83.
- [66] L. Friedel: Are the so called two-phase flow densities physical and real fluiddynamic design variables in one-dimensional pipe flow? *Abschlußbericht Programm Industrielle Sicherheit der Europäischen Gemeinschaft*, Vertrag Nr. EV5V-CT94-0532, 1997.
- [67] T. Lenzing, L. Friedel: Experimental safety valve two-phase flow capacity. *Vortrag ISO TC 185 WG 1*, Louvain-la-Neuve, 1996.
- [68] T. Lenzing, N.-J. Kranz, L. Friedel, F. Westphal: Kritische Massenstromdichte gemäß dem Homogenen Gleichgewichtsmodell. *Techn. Überwachung* 37 (1996) 9, 47/54.
- [69] J. Cremers, L. Friedel, T. Lenzing: Obere und untere Grenze für den maximalen Durchsatz durch Vollhub sicherheitsventile bei Zweiphasenströmung. *Preprints 3. Fachtagung Anlagen-, Arbeits- und Umweltsicherheit*, Köthen, 1996, 259/269.
- [70] R. Porter, Rupture Pin Technology: Persönliche Mitteilung, 3.3.1997.
- [71] Das Sicherheitsventil, *Gesamtkatalog. Leser GmbH & Co. KG*, 1996.
- [72] K. Molavi: Protokoll 18. US DIERS Users Group Meeting, Calgary, Sept. 1996.
- [73] H. Kuchta: Berechnung von Sicherheitsventilen. *Vortragmanuskript Haus der Technik*, 1996.
- [74] J.-M. Seynhaeve, M. Giot: Choked flashing flow at multiple simultaneous locations. *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Grenoble, 1996.
- [75] Y. Kim, D.L. O'Neal: A comparison of critical flow models for estimating two-phase flow of HCFC 22 and HFC 134a through short tube orifices. *Int. J. Refrig.* 18 (1995) 7, 447/455.
- [76] J.C. Leung: Similarity between flashing and non flashing two phase flows. *AIChE J.* 36 (1990) 5, 797/800.
- [77] J.C. Leung: The Omega method for discharge rate evaluation. *Intern. Symp. Runaway Reactions and Pressure Relief Design*. Boston, 1995, 367/393.
- [78] K. Kincaid: Proposal for two phase relief calculation method RP 520. *Task Force RP 520 Committee Correspondence*, September 1, 1995.
- [79] T. Lenzing, L. Friedel: Vorhersage des maximalen Massendurchsatzes von Vollhub sicherheitsventilen bei Zweiphasenströmung. *Techn. Überwachung* 39 (1998) 6, 43/56.
- [80] L.L. Simpson: Navigating the two-phase maze. *Intern. Symp. Runaway Reactions and Relief Design*. Boston, 1995.
- [81] G.W. Boicourt: Emergency relief system (ERS) design: An intergrated approach using DIERS Methodology. *Process Safety Prog.* 14 (1995) 2, 93/106.
- [82] J.C. Leung: Vent sizing for gassy and hybrid systems. In A. Benuzzi, J.M. Zaldivar: *Safety of chemical batch reactors and storage tanks*. John Wiley, 1991.



- [83] J.C. Leung: Chemical Process Relief Design Seminar. Fauske & Assoc., Inc., Ranco, 1994.
- [84] R.E. Henry, H.K. Fauske: The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices and short tubes. *J. Heat Transfer* 93 (1971) 5, 179/187.
- [85] T. Lenzing, L. Friedel, J. Cremers: Prediction of the maximum full lift safety valve two-phase flow capacity. *Proc. 1st Internet Conf. Process Safety*, 1998.
- [86] W. Althaus: Durchflußmessungen an Berstscheiben. Abschlußbericht AIA, Aerodynamische Ingenieurgesellschaft Aachen, 1994.
- [87] L. Friedel, H.-M. Kißner: Druckverlust und Kontraktionsbeiwert von Einphasen- und Zweiphasenströmungen in Sicherheitsventilen und Berstscheiben. BMFT-FB zu Forschungsvorhaben Sicherheit technischer Systeme, 1988.
- [88] L. Friedel, H.-G. Schecker, G. Wehmeier, F. Westphal: Theoretical and experimental investigation of the processes during reactor top venting of a thermal runaway reaction. *Proc. 8th Intern. Symp. Loss Prevention and Safety Promotion in the Process Industries* 1 (1995), 463/474.
- [89] V.H. Edwards: Consider bottom venting for energetic reactive liquids. Attachment 8, 19th US DIERS Mtg, Sept. 1997.
- [90] J. Schmidt, H. Giesbrecht: Grenzen der sicheren Funktion von Vollhub-Sicherheitsventilen - Bewertung des 3% Druckverlust-Kriteriums (TRD 421/AD-A2). *Chem.-Ing.-Tech.* 69 (1997) 9, 1281.
- [91] J. Schecker, T. Lenzing, J. Cremers, L. Friedel, E. Stüber: Zweiphasenströmung durch Sicherheitsventile: Maximaler Massendurchsatz und zulässiger Gegendruck bei Verringerung der Oberflächenspannung durch eine schaubildende Substanz. *Techn. Überwachung* 39 (1998) 3, 28/31.
- [92] T. Bäumer: Berechnungsverfahren zur Auslegung von Abblaseleitungssystemen für stationäre und transiente Gasströmungen mit multiplen kritischen Strömungszuständen. *Fortschrittberichte VDI R 7*, Nr. 320, 1997.
- [93] G. Ehrhardt: Berechnung des Gegendruckes an Sicherheitsventilen bei kompressibler Einphasenströmung in G. Ehrhardt, L. Friedel, T. Lenzing: Auslegung von Sicherheitsventilen samt Leitungen bei kompressibler Einphasen- und Zweiphasen (Gas/Flüssigkeits)-Strömung. BMBF Forschungsvorhaben 13 RG 9308, 1997.
- [94] J.C. Leung: Two-phase flow discharge in nozzles and pipes - a unified approach. *J. Loss Prev. Process Ind.* 3 (1990) 1, 27/32.
- [95] L. Friedel: Berechnungsgleichungen bei Zweiphasenströmungen in Sicherheitsventilen und Zu- und Ableitungen. *Handbuch Sicherheit in der Rohrleitungstechnik*, 2. Ausgabe (1996), 432/455.
- [96] G.A. Melhem: Advanced ERS design using computer simulation. *Proc. Intern. Symp. Runaway Reaction and Pressure Relief Design*, Boston, 1995.
- [97] J.S. Duffield, G. Friz, R. Nijsing: Critical flow in a chemically reacting two-phase multicomponent mixture. *Intern. J. Multiphase Flow* 20 (1994) 6, 993/1008.

- [98] B. Föllmer: Die sichere Funktion bauteilgeprüfter Sicherheitsventile mit dem Einfluß der Zuführungsleitung. 3R Intern. 31 (1992) 7, 394/402.
- [99] O. Frommann, L. Friedel: Schwingungsanregung von Vollhub Sicherheitsventilen beim Öffnen aufgrund von Druckwellen in Gasströmungen. Techn. Überwachung 37 (1996) 11/12, 33/41.
- [100] O. Frommann: Experimentelle und theoretische Untersuchung des dynamischen Verhaltens federbelasteter Vollhub Sicherheitsventile bei anlaufender Strömung in der Zuleitung. Diss. Techn. Univ. Hamburg-Harburg, 1996.
- [101] D. Clucas, A. Hasche: Risiko Druckpulsation. Chem.-Technik (1997) 3, 70/73.
- [102] H.-D. Perko: Dynamischer Dämpfer für schwingungsgefährdete Installationen. Vortragmanuskript Haus der Technik, 1996.
- [103] J.C. Leung: Reaction forces during two-phase discharges. J. Fluids Engng 114 (1992) 12, 689/692.
- [104] M. Kirsch: Ermittlung von Druckstoßkräften in Abblaseleitungen mit Hilfe strukturdynamischer Methoden. Diplomarbeit Univ. Dortmund, 1992.
- [105] S. Wegel: Druckentlastung von Behältern. VDI-Berichte 232, 1975.
- [106] G. Montgomery: How to predict temperatures during gas depressuring. Hydrocarbon Processing (1985) 4, 85/88.
- [107] W. Lips: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. Expert Verlag, 1995.
- [108] VDI 2714: Schallausbreitung im Freien, 1988.
- [109] VDMA 24 422: Richtlinien für die Geräuschberechnung, 1989.
- [110] DIN EN 60534-8-4: Stellventile für die Prozeßregelung. Teil 8, Geräuschemission, 1995.
- [111] D. Lindsay, R.L. Rogers: Methodology for selecting disposal systems for chemical reactor relief. IChemE Symp. Ser. 134 (1994), 481/490.
- [112] J.C. Leung, W.H. Ciolek: Flashing flow discharge of initially subcooled liquid in pipes. J. Fluids Engng. 116 (1994) 9, 643/645.
- [113] S.S. Grossel: An overview of equipment for containment of disposal of relief system effluents. J. Loss Prev. Process Ind. 3 (1990) 1, 112/124.
- [114] H.E. Huckins: Selection and design of systems to handle the effluent from emergency relief systems. Proc. Intern. Symp. Runaway Reactions and Pressure Relief Design, Boston, 1995.
- [115] H.K. Fauske: Practical containment concepts in connection with short duration high-rate two phase discharges. J. Loss Prev. Process Ind. 3 (1990) 1, 130/135.
- [116] API RP 521: Guide for pressure-relieving and depressuring systems, 1990.
- [117] F. Bravo et al.: Avoid common relief-valve pitfalls. Chem. Engng Progr. 91 (1995) 8, 82/86.
- [118] J. Schmidt, H. Giesbrecht: Auslegung von Zyklonabscheidern für Notentlastungssysteme. Chem.-Ing.-Tech. 69 (1997) 3, 312/319.

- [119] S. Muschelknautz: Entspannungs- und Abscheidesysteme. Handbuch Apparate 2. Ausgabe 1997, 310/318.
- [120] R.D. McIntosh, P.F. Nolan, R.L. Rogers, D. Lindsay: The design of disposal systems for chemical reactor relief. J. Loss Prev. Process Ind. 8 (1995) 3, 169/184.
- [121] R.D. McIntosh, P.F. Nolan, R.L. Rogers, D. Lindsay: Small-scale evaluation of dump tank sizing methods. J. Loss Prev. Process Ind. 8 (1995) 3, 185/196.
- [122] K. Hermann, R.L. Rogers: Design of quench tanks using jet condensers. Proc. Intern. Symp. Runaway Reactions and Pressure Relief Design. Boston, 1995, 743/764.
- [123] K. Hermann: Direktkondensation notentspannter Dampf-Gas-Gemische in Strahlkondensatoren. Diss. Univ. Dortmund, 1992.
- [124] S. Hafkesbrink: Einsatz von Strahlapparaten zur Kondensation notentspannter Dampf-Gas-Gemische. Fortschrittberichte VDI R 3 Nr. 396, 1995.
- [125] J. Singh: Safe disposal of reactive chemicals following emergency venting. IChemE Symp. Ser. 130 (1992), 249/274.
- [126] K. Beher: Direktkondensation inertgashaltiger Dämpfe. Diss. Univ. Dortmund, 1990.
- [127] J. Singh: Treatment of relieved fluids. In A. Benuzzi, J.M. Zaldivar: Safety of chemical batch reactors and storage tanks. John Wiley, 1991.
- [128] G. Wehmeier, K. Alberti, F. Westphal: Flexible Auffangbehälter als Alternative zu konventionellen druckfesten Rückhaltesystemen. Chem.-Ing.-Tech. 69 (1997) 9, 1282.
- [129] M. Wiczorek: Untersuchung der Extrapolierbarkeit reaktionskinetischer Daten thermisch durchgehender heterogener Reaktionssysteme im Hinblick auf die Auslegung der Sicherheitseinrichtungen von Chemiereaktoren. Diplomarbeit Univ. Dortmund, 1997.
- [130] J.S. Duffield, R. Nijsing, N.A. Brinkhof: Emergency pressure relief calculations using the computer package: RELIEF. J. Hazardous Mat. 46 (1996), 2/3, 131/143.
- [131] C. Askonas: Mechanical stirring can make a difference. FAI Process Safety News 4 (1997), 2, 6.
- [132] B. Shannak: Kontraktion bei der Einphasen- und Zweiphasenströmung durch scharfkantige Blenden. Diss. Techn. Univ. Hamburg-Harburg, 1998.
- [133] L. Friedel: Muß die Druckentlastung von Chemiereaktoren noch weiter erforscht werden? Chem.-Ing.-Tech. 68 (1996) 10, 1226, 1228/1230.

## 12. Nomenklatur

$A$	Strömungsquerschnitt, Wärmeübertragungsfläche
$A_0$	Strömungsbegrenzender Entlastungsquerschnitt
$a$	Isentrope Schallgeschwindigkeit
$c_v$	Spezifische Wärme
$d$	Durchmesser Rohrleitung/Behälter
$d_0$	Durchmesser Entlastungsquerschnitt
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	Spezifische Enthalpie

## Indices

$a$	Austritt Armatur
$b$	Benetzt
$D$	Dampf
$F$	Flüssigkeit
$e$	Ableitungende
$G$	Gas
$ges$	Gesamt
$het$	Heterogenes Gemisch

$h_v$	Spezifische Verdampfungsenthalpie	$hom$	Homogenes Gemisch
$k$	Wärmedurchgangszahl	$krit$	Kritischer Zustand
$l$	Strömungsweglänge	$max$	Größtmöglicher Wert
$M$	Masse	$o$	Ruhe-, Anfangs-, Ansprechzustand
$M^*$	Massenstrom	$R$	Reaktor, Reaktion
$m^*$	Massenstromdichte	$s$	Unterkühlter Zustand
$N^*$	Volumetrische Gasproduktionsgeschwindigkeit	$sat$	Sättigungszustand
$n$	Polytrophenexponent	$t$	Versuchsbehälter
$p$	Druck	$u$	Umgebungszustand
$\Delta p$	Druckabfall	$unterk$	Unterkühlt
$Q^*$	Wärmestrom	$v$	Verlust
$q^*$	Spezifische Reaktionswärme	$z$	Geodätische Höhe
$R$	Spezifische Gaskonstante	$\Delta z$	Höhenunterschied
$s$	Spezifische Entropie	$2ph$	Zweiphasengemisch
$T$	Temperatur		
$t$	Zeit		
$u$	Geschwindigkeit		
$V$	Volumen		
$V^*$	Volumenstrom		
$v$	Spezifisches Volumen		
$x_o$	Stagnationsmassengas/dampfgehalt		
$x^*$	Strömungsmassengas/dampfgehalt		
$Z$	Realgasfaktor		
$\alpha$	Ausflußziffer		
$\beta$	Thermischer Ausdehnungskoeffizient		
$\varepsilon$	Mittlerer volumetrischer Gas/Dampfgehalt		
$\varepsilon^*$	Volumetrischer Strömungsgas/dampfgehalt		
$\zeta$	Druckverlustbeiwert Armatur, Rohreinbaute etc.		
$\eta$	Dynamische Viskosität		
$\Delta\vartheta_M$	Mittlerer Temperaturunterschied		
$\kappa$	Isentropenexponent		
$\lambda$	Widerstandbeiwert Rohrströmung		
$\rho$	Spezifisches Gewicht/Dichte		
$\rho^*$	Strömungsdichte Zweiphasengemisch		
$\sigma$	Oberflächenspannung		
$\varphi$	Füllgrad Flüssigkeit		
$\psi$	Ausflußfunktion		

---

**Gesellschaft für Anlagen-  
und Reaktorsicherheit  
(GRS) mbH**

Geschäftsstelle  
Störfall-Kommission und  
Technischer Ausschuß für Anlagensicherheit

Schwertnergasse 1

**50667 Köln**

Telefon (0221) 20 68 7 15

Telefax (0221) 20 68 8 90

---