

Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (<http://www.ub.tuwien.ac.at>).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (<http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/>).



## DIPLOMARBEIT

# Untersuchung des Einflusses von Dampfblasen in den Fallrohren auf den Umlauf eines Naturumlaufdampferzeugers

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs  
unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Karl PONWEISER  
Projektass. Dipl.-Ing. Rene SCHIMON  
Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien,  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von  
Paul Fischer  
0425372

Wien, November 2011

## Abstract

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Versuchsstandes zur Untersuchung des Einflusses von Dampfblasen auf den Umlauf eines Naturumlaufdampferzeugers. Dies beinhaltet, zusätzlich zu den konstruktionstechnischen Aspekten, auch die Erzeugung von Gasblasen in der Flüssigkeit und die Berechnung des sich einstellenden Massenstromes.

Zu diesem Zweck werden im ersten Teil dieser Arbeit die theoretischen Grundlagen näher betrachtet und die zur Bestimmung eines Naturumlaufdampferzeugers erforderlichen Begriffe, Kennzahlen und Parameter definiert. Es folgt die Erklärung der verschiedenen Strömungsformen einer Zweiphasenströmung in vertikalen Rohren, als auch die Vorgänge der Blasenbildung und der Blasenbewegung.

Im zweiten Teil wird auf Basis des Begriffs der mechanischen Ähnlichkeit und der Realisierbarkeit verschiedener Konzepte, sowohl der konstruktionstechnische Aufbau des Versuchsstandes, als auch die Vorrichtung zur Erzeugung der Blasen festgelegt. Als Grundlagen zur Berechnung des sich einstellenden Massenstroms, werden die Kontinuitätsgleichung, die Bernoulligleichung, die Impulsbilanz und die Berechnung der Reibungsverluste präsentiert. Der dritte Abschnitt dient der Anwendung der Berechnung auf den Versuchsstand und der Auswertung der Ergebnisse. Anhand von drei Szenarien zu je sechs Datenpunkten, werden die Resultate diskutiert. Ferner wird eine Umrechnung auf ein Vergleichsobjekt, einen Naturumlaufdampferzeuger mit 6,82MPa, gezeigt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass es auf Basis dieser Diplomarbeit möglich ist, einen Versuchsstand aufzubauen und eine Aussage über die Zustände in dem Versuchsstand zu tätigen.

This Master Thesis faces the task of designing a test stand to research the influence of steam bubbles on the mass flow of a natural circulation steam generator. Beside the construction of such a test stand, this also includes the production of gas bubbles in the fluid and the calculation of the mass flow.

For this reason, the first part of this thesis explains the theoretical basics. In this context the essential terms, numbers and parameters are defined. Later on, the different kind of flow regimes for a two-phase flow in vertical pipes and the processes of bubble creation and bubble movement are going to be explained.

In the second part, the assembly of the test stand, including the bubble producing device, is introduced. In addition, the formulas, which are essential for a successful calculation, are presented.

The results and an examination of the calculations are shown in the third part. For this reason, three different scenarios with six points of data each are used.

In conclusion it can be stated, that, based on this thesis, it should be possible to construct the test stand and, using the calculations, a statement about the constitution can be achieved.

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich sehr herzlich bei meiner Familie, meinem Bruder, meiner Schwägerin, meinen Kollegen und Freunden bedanken, die an der Entwicklung und Entstehung der vorliegenden Arbeit regen Anteil genommen haben.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Karl Ponweiser für die ausgezeichnete Betreuung und die fachlichen Anregungen. Ich danke auch Projektass. Dipl.-Ing. Rene Schimon für die hilfreiche Beratung in der Anfangszeit, vor seiner beruflichen Veränderung.

Vor allem möchte ich mich bei meiner Freundin Angelika bedanken. Sie ist mir sowohl in allen Phasen der Entstehung dieser Arbeit, als auch während meines Studiums stets sehr motivierend, bestärkend und verständnisvoll zur Seite gestanden.

Diese Arbeit widme ich meinen Eltern Ulrike und Peter Fischer. Sie haben mein Studium ermöglicht, mich all die Jahre wohlwollend und tatkräftig unterstützt und waren meinen Plänen und Wünschen gegenüber immer offen.

# Inhaltsverzeichnis

|           |   |          |
|-----------|---|----------|
| <b>1</b>  | <b>Einleitung und Zielsetzung</b>                                     | <b>1</b> |
| 1.1       | Zielsetzung dieser Arbeit . . . . .                                   | 1        |
| <b>2</b>  | <b>Theoretische Grundlagen</b>  | <b>2</b> |
| 2.1       | Naturumlaufdampferzeuger . . . . .                                    | 2        |
| 2.2       | Begriffe, Kennzahlen und Parameter . . . . .                          | 3        |
| 2.2.1     | Kennzahlen . . . . .  | 3        |
| 2.2.2     | Parameter der Zweiphasenströmung . . . . .                            | 5        |
| 2.3       | Ähnlichkeit von Wasser-Dampf Gemischen zu Wasser-Luft Gemischen . . . | 6        |
| 2.4       | Strömungsformen . . . . .   | 6        |
| 2.4.1     | Allgemeine Beschreibung . . . . .                                     | 6        |
| 2.4.1.1   | Berechnung des Schlupfes einer Strömung . . . . .                     | 7        |
| 2.4.2     | Spezifische Beschreibung des Strömungsbilds . . . . .                 | 8        |
| 2.4.2.1   | Strömungsformen . . . . .   | 8        |
| 2.4.2.1.1 | Vertikal aufwärtsgerichtete Strömung . . . . .                        | 8        |
| 2.4.2.1.2 | Vertikal abwärtsgerichtete Strömung . . . . .                         | 9        |
| 2.4.2.1.3 | Horizontale Strömung . . . . .  | 10       |
| 2.4.2.2   | Strömungskarten . . . . .   | 10       |
| 2.4.2.2.1 | Vertikal aufwärts gerichtete Strömung . . . . .                       | 12       |
| 2.4.2.2.2 | Vertikal abwärts gerichtete Strömung . . . . .                        | 14       |
| 2.5       | Blasenbildung und Blasenbewegung . . . . .                            | 15       |
| 2.5.1     | Kräfte an und in einer Blase . . . . .                                | 15       |
| 2.5.1.1   | Blasentstehung . . . . .  | 16       |
| 2.5.1.2   | Ablösen der Blase . . . . .   | 16       |
| 2.5.1.3   | Blasenbewegung . . . . .  | 16       |
| 2.5.2     | Blasentstehung durch Verdampfung . . . . .                            | 17       |
| 2.5.2.1   | Keimbildung . . . . .   | 18       |
| 2.5.3     | Blasentstehung am Dispergierorgan . . . . .                           | 19       |
| 2.5.3.1   | Periodische Blasenbildung vs. Strahlgasen . . . . .                   | 19       |
| 2.5.3.1.1 | Periodische Blasenbildung . . . . .                                   | 20       |
| 2.5.3.1.2 | Strahlgasen . . . . .   | 22       |

|           |   |           |
|-----------|---|-----------|
| 2.5.4     | Ermittlung der Blasenform und der Aufstiegsgeschwindigkeit . . . .  | 23        |
| 2.5.4.1   | Grundformen der Blasen . . . . .  | 24        |
| 2.5.4.2   | Sonderformen von Gas- bzw. Dampfblasen . . . . .  | 25        |
| 2.5.4.2.1 | Blase im Rohr . . . . .   | 25        |
| 2.5.4.2.2 | Verformung der Blasen . . . . .   | 26        |
| 2.5.4.3   | Bestimmung der Blasenform . . . . .   | 26        |
| 2.5.4.3.1 | Ermittlung der Blasenform in Abhängigkeit des<br>Blasendurchmessers und der resultierenden Ge-<br>schwindigkeit . . . . . | 26        |
| 2.5.4.3.2 | Ermittlung der Blasenform in Abhängigkeit von<br>Blasendurchmesser und Stoffeigenschaften des<br>Fluids . . . . .         | 28        |
| 2.5.4.4   | Blasenketten und Blasenschwärme . . . . .   | 29        |
| <b>3</b>  | <b>Konzeptionierung des Versuchsstandes</b>   | <b>31</b> |
| 3.1       | Vergleichsobjekt . . . . .  | 31        |
| 3.2       | Konzepte . . . . .  | 32        |
| 3.2.1     | Mechanische Ähnlichkeit . . . . .   | 32        |
| 3.2.1.1   | Berechnung der Kennzahlen für die Strömung . . . . .  | 34        |
| 3.2.1.2   | Berechnung der Kennzahlen für die Blasenbestimmung . .  | 34        |
| 3.2.1.2.1 | Eötvös . . . . .  | 34        |
| 3.2.1.2.2 | Morton . . . . .  | 35        |
| 3.2.1.2.3 | Weber . . . . .   | 35        |
| 3.2.1.2.4 | Dichteverhältnis . . . . .  | 36        |
| 3.2.1.3   | Analyse der Kennzahlen . . . . .  | 36        |
| 3.3       | Entwurf der Luftzufuhr . . . . .  | 37        |
| 3.3.1     | Grundsätzlicher Aufbau des Versuchsstandes . . . . .  | 38        |
| 3.3.2     | Erzeugung der Gasblasen über Einblasvorrichtung . . . . .   | 40        |
| 3.4       | Berechnung des Massenstroms im Versuchsstand . . . . .  | 42        |
| 3.4.1     | Aufteilung des Versuchsstandes in verschiedenen Bereiche . . . . .  | 42        |
| 3.4.2     | Formeln und Annahmen . . . . .  | 43        |
| 3.4.3     | Berechnung des Druckverlusts für den Versuchsstand . . . . .  | 44        |
| 3.4.3.1   | Grundgleichungen . . . . .  | 44        |
| 3.4.3.1.1 | Kontinuitätsgleichung . . . . .   | 45        |

|           |   |           |
|-----------|---|-----------|
| 3.4.3.1.2 | Bernoulligleichung . . . . .  | 45        |
| 3.4.3.1.3 | Impulsbilanz . . . . .  | 45        |
| 3.4.3.2   | Reibungskräfte und Reibungsverluste . . . . .                           | 46        |
| 3.4.3.2.1 | Zweiphasenmultiplikator . . . . .                                       | 46        |
| 3.4.3.3   | Eintrittsverluste . . . . .   | 49        |
| 3.5       | Blasenentstehung und Bewegung . . . . .                                 | 49        |
| 3.5.1     | Aufbau . . . . .  | 50        |
| 3.5.2     | Berechnung . . . . .  | 52        |
| <b>4</b>  | <b>Auswertung der Berechnung</b>  | <b>53</b> |
| 4.1       | Methode . . . . .   | 53        |
| 4.2       | Grundlegende Erkenntnisse . . . . .                                     | 54        |
| 4.2.1     | Wasser-Massenstrom . . . . .  | 54        |
| 4.2.2     | Strömungsformen beim Versuchsstand . . . . .                            | 60        |
| 4.2.2.1   | Strömungsformen im Fallrohr . . . . .                                   | 60        |
| 4.2.2.2   | Strömungsformen im Steigrohr . . . . .                                  | 62        |
| 4.2.2.3   | Anmerkungen zu den Strömungsformen . . . . .                            | 63        |
| 4.2.3     | Blasenformen . . . . .  | 63        |
| 4.3       | Berechnung des Vergleichsobjekts: Naturumlaufdampferzeuger mit 6,82 MPa | 64        |
| 4.3.1     | Vergleich Versuchsstand mit Naturumlaufdampferzeuger . . . . .          | 66        |
| 4.4       | Bemerkungen zur Berechnung . . . . .                                    | 67        |
| <b>5</b>  | <b>Zusammenfassung</b>  | <b>68</b> |

# Abbildungsverzeichnis

|    |  |    |
|----|--|----|
| 1  | Naturumlaufdampferzeuger [15] . . . . .  | 2  |
| 2  | Strömungsformen [1] . . . . .  | 9  |
| 3  | Vergleich der Strömungsformen [30] . . . . .   | 11 |
| 4  | Strömungskarte nach Hewig und Roberts [11] . . . . .   | 12 |
| 5  | Strömungskarte nach Zhang [39] . . . . .   | 13 |
| 6  | Strömungskarte für eine vertikal abwärtsgerichtete Strömung [24] . . . . .   | 15 |
| 7  | Einteilung der Blasenbildung in homogen und heterogen [6] . . . . .  | 18 |
| 8  | Periodische Blasenbildung und Strahlgasen [5] . . . . .  | 20 |
| 9  | Blasenformen . . . . .   | 25 |
| 10 | Normierte Darstellung der lokalen Relativgeschwindigkeiten von Gasblasen<br>[5, 23, 35] . . . . .                          | 27 |
| 11 | Blasenformen bei unbeeinflussten Bewegungen in einer Flüssigkeit [7] . . . . .   | 29 |
| 12 | Grundsätzlicher Aufbau des Versuchsstandes . . . . .   | 39 |
| 13 | Anschluss der Luftzuführung . . . . .  | 42 |
| 14 | Abhängigkeit der Zweiphasenmultiplikatoren vom Strömungsparameter $X_{tt}$<br>[18] . . . . .                               | 47 |
| 15 | Luftzufuhr im Fallrohr durch die letzten beiden Lochreihen . . . . .   | 51 |
| 16 | Void Fraction aller Szenarien . . . . .  | 54 |
| 17 | Vergleich der theoretischen Wasser-Massenströme . . . . .  | 55 |
| 18 | Vergleich der berechneten Wasser-Massenströme mit und ohne Zweipha-<br>senmultiplikator . . . . .                          | 56 |
| 19 | Zweiphasenmultiplikator R in Abhängigkeit des Gasgehalts $x_{zT}$ ; $\dot{m}_w =$<br>10.9 kg/s . . . . .                   | 57 |
| 20 | Zweiphasenmultiplikator R in Abhängigkeit des Gasanteils (Void Fraction)<br>$\epsilon$ ; $\dot{m}_w = 10.9$ kg/s . . . . . | 57 |
| 21 | Darstellung der Wasser-Massenströme im Vergleich zum Druck im Umgang . . . . .   | 59 |
| 22 | Darstellung der sich einstellenden Strömungsformen im Fallrohr . . . . .   | 61 |
| 23 | Darstellung der sich einstellenden Strömungsformen im Steigrohr . . . . .  | 62 |
| 24 | Für das Vergleichsobjekt (6,82 MPa) theoretisch erforderlicher Wärmestrom . . . . .  | 65 |
| 25 | Theoretischer Dampfgehalt des Vergleichsobjekts (6,82 MPa) . . . . .   | 66 |

# Tabellenverzeichnis

|    |  |    |
|----|--|----|
| 1  | Vergleich der Strömungskarten nach [30] . . . . .                          | 12 |
| 2  | Vergleich der Strömungsformen nach Zhang [39] . . . . .                    | 14 |
| 3  | Vergleich der Grenzwerte zur Blasenbestimmung . . . . .                    | 28 |
| 4  | Vergleich der Reynolds- und Froude-Zahlen . . . . .                        | 34 |
| 5  | Vergleich der Eötvös-Zahl . . . . .  | 35 |
| 6  | Vergleich der Morton-Zahl . . . . .  | 35 |
| 7  | Vergleich der Weber-Zahl . . . . .   | 35 |
| 8  | Vergleich der Dichteverhältnisse . . . . .                                 | 36 |
| 9  | Versuchsstand Rohrdurchmesser . . . . .                                    | 40 |
| 10 | Gültigkeitsbereich der Reibungskorrelation nach Friedel [10] . . . . .     | 48 |
| 11 | Gültigkeitsbetrachtung der Reibungskorrelation für den Versuchsstand . . . | 49 |
| 12 | Fallrohr: Lochaufteilung zur Luftzuführung . . . . .                       | 50 |
| 13 | Steigrohr: Lochaufteilung zur Luftzuführung . . . . .                      | 51 |
| 14 | Gasgehalte der verschiedenen Szenarien im Fall- und Steigrohr . . . . .    | 53 |
| 15 | Vergleich Versuchsstand und Vergleichsobjekt . . . . .                     | 66 |



## Formelzeichen

| Zeichen             | Einheit                             | Beschreibung                                       |
|---------------------|-------------------------------------|--|
| $A$                 | $\text{m}^2$                        | Fläche, Querschnitt                                |
| $Ar$                | –                                   | Archimedes-Zahl                                    |
| $c_w$               | –                                   | Widerstandswert                                    |
| $d$                 | $\text{m}$                          | Durchmesser  |
| $d_h$               | $\text{m}$                          | hydraulischer Durchmesser                          |
| $Eo$                | –                                   | Eötövs-Zahl  |
| $Fr$                | –                                   | Froudezahl   |
| $g$                 | $\text{m}/\text{s}^2$               | Erdanziehungskraft                                 |
| $G$                 | $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{s}^2)$ | Massenstromdichte                                  |
| $i$                 | $(\text{kg m}^3)/(\text{s}^2)$      | Impulsstromdichte                                  |
| $K$                 | $\text{mm}$                         | Oberflächenrauigkeit zur Reibungsverlustberechnung |
| $K_F$               | –                                   | Flüssigkeitskennzahl                               |
| $L$                 | $\text{m}$                          | Länge  |
| $\dot{m}$           | $\text{kg}/\text{s}$                | Massenstrom  |
| $n_{G, \text{ein}}$ | –                                   | Lochanzahl zur Luft-einblasvorrichtung             |
| $p$                 | $\text{Pa}$                         | Druck  |
| $Re$                | –                                   | Reynoldszahl                                       |
| $S$                 | –                                   | Schlupf  |
| $U$                 | –                                   | Umlaufzahl   |
| $\dot{V}$           | $\text{m}^3/\text{s}$               | Volumenstrom                                       |
| $w$                 | $\text{m}/\text{s}$                 | Geschwindigkeit                                    |
| $We$                | –                                   | Weber-Zahl   |
| $X_{tt}$            | –                                   | Strömungsparameter                                 |
| $x_D$               | –                                   | Dampfgehalt  |
| $x_G$               | –                                   | Gasgehalt  |
| $z$                 | $\text{m}$                          | Höhe   |

| <b>Zeichen</b> | <b>Einheit</b>    | <b>Beschreibung</b>     |
|----------------|-------------------|-------------------------|
| $\alpha$       | –                 | Einschnürungsfaktor     |
| $\epsilon$     | –                 | Gasanteil               |
| $\eta$         | kg / (m s)        | dynamische Viskosität   |
| $\lambda$      | –                 | Widerstandsziffer       |
| $\nu$          | m <sup>2</sup> /s | kinematische Viskosität |
| $\rho$         | kg/m <sup>2</sup> | Dichte                  |
| $\sigma$       | N/m               | Oberflächenspannung     |
| $\tau_w$       | Pa                | Wandschubspannung       |
| $\zeta$        | –                 | Reibungsbeiwert         |

| <b>Index</b>  | <b>Beschreibung</b>   |
|---------------|---|
| <i>2ph</i>    | zweiphasig  |
| <i>abs</i>    | absolute Geschwindigkeit                                    |
| <i>außen</i>  | Druck auf der Außenseite                                    |
| <i>B</i>      | Blase   |
| <i>D</i>      | Dampf   |
| <i>F</i>      | Flüssigkeit   |
| <i>f</i>      | Flüssigkeit   |
| <i>G</i>      | Gas   |
| <i>g</i>      | Gas   |
| <i>G, ein</i> | Werte an der Stelle der Lufteinblasvorrichtung              |
| <i>ges</i>    | gesamt  |
| <i>hom</i>    | homogen   |
| <i>innen</i>  | Druck auf der Innenseite                                    |
| <i>K</i>      | Kontinuierliche Phase, Flüssigkeit                          |
| <i>l</i>      | Flüssigkeit   |
| <i>N</i>      | Düsenöffnung  |
| <i>R</i>      | relativ Geschwindigkeit                                     |
| <i>real</i>   | Reale Geschwindigkeit                                       |
| <i>ström</i>  | Werte der Strömung an der Stelle der Lufteinblasvorrichtung |

# 1 Einleitung und Zielsetzung

Seit der Entwicklung der ersten Dampfanlagen, wurde die Forschung stetig vorangetrieben, um die Prozesse zu verstehen und die Nutzung zu optimieren. Von den Anfängen an, gab es eine Vielzahl an Weiterentwicklungen. Heutzutage findet man zahlreiche dampferzeugende Anlagen in den Bereichen der energie- und verfahrenstechnischen Industrie. Dabei können grundsätzlich vier verschiedene Arten an Dampferzeugern unterschieden werden: Großwasserraum-, Naturumlauf-, Zwangsumlauf- und Zwangsdurchlaufkessel. Selbst wenn sie unterschiedlichen Funktionsweisen folgen, so erfüllen sie doch alle den gleichen Zweck: Durch Wärmeübertragung wird Wasser auf Siedetemperatur gebracht, verdampft und in vielen Fällen überhitzt.

Dabei müssen Dampferzeuger auf lange Sicht gesehen trotz einiger Widrigkeiten - wie mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen - ein konstantes Ergebnis liefern. Um eine hohe Verfügbarkeit zu gewährleisten, bedeutet dies, dass es im Betrieb nur geringe Druckschwankungen und Temperaturabweichungen geben darf. Des Weiteren ist, neben einer konstanten Wärmezufuhr auch eine stabile Strömung erforderlich. Diese hängt von der Art der zweiphasigen Strömung, der Strömungsform bzw. der Dampfblasenanzahl und -form im Rohr ab.

Doch obwohl bereits viel in Erfahrung gebracht wurde, so gibt es immer noch gewisse Gebiete und Strukturen die weiterer Untersuchungen bedürfen.

## 1.1 Zielsetzung dieser Arbeit

Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien wurden schon Simulationen durchgeführt, um die Vorgänge in einem Naturumlaufdampferzeuger zu berechnen. Mittels der Ergebnisse der Simulation konnten bereits erste Aussagen getätigt werden. [31]

Daher ist es nun Ziel dieser Arbeit, ein Konzept zu entwerfen anhand dessen ein Versuchsstand für einen Naturumlaufdampferzeuger gebaut werden kann. Dies inkludiert neben der Erarbeitung der theoretischen Grundlagen eines Dampferzeugers und der Funktionsweise des Versuchsstandes auch die Festlegung der Abmessungen und der Materialien dieses Versuchsstandes. Als letzter Punkt soll eine Berechnung angefertigt werden, mit der eine Aussage über die sich einstellenden Zustände im Versuchsstand getätigt werden kann.

## 2 Theoretische Grundlagen

Um die Vorgänge in einem Dampferzeuger zu verstehen, müssen erst die theoretischen Grundlagen erarbeitet werden. Dazu gehören die Funktionsweise eines Dampferzeugers und die wichtigsten Kennzahlen und Parameter, um einen Dampferzeuger zu beschreiben. In weiterer Folge werden die verschiedenen Strömungsformen von zweiphasigen Strömungen erklärt. Dies setzt ein Verständnis der Bildung von Dampf- bzw. Gasblasen sowie deren Bewegung voraus.

### 2.1 Naturumlaufdampferzeuger

Da im Rahmen dieser Diplomarbeit nur das Thema des Naturumlaufdampferzeugers behandelt wird, soll hier dessen Funktionsweise näher erläutert werden.

Der vereinfachte Aufbau eines Naturumlaufdampferzeugers kann folgendermaßen beschrieben werden: Er besteht aus einer Trommel, Fallrohren, Verteilern und Steig- bzw. Verdampferrohren.

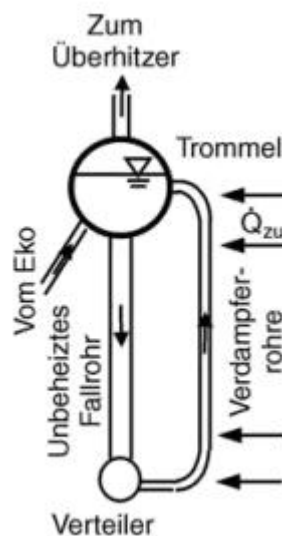


Abbildung 1: Naturumlaufdampferzeuger [15]

Die Trommel erfüllt dabei verschiedene Funktionen. So führt sie für das aus den Steigrohren kommende Dampf-Wasser-Gemisch eine Phasenseparation durch. Diese Separation kann durch die Schwerkraft oder mit Hilfe spezieller Abscheider erfolgen. Der so gewonnene Dampf wird anschließend, wenn notwendig, einem Überhitzer zugeführt. Eine der anderen Aufgaben der Trommel ist, dass in der Trommel das üblicherweise vom Economizer kommenden Speisewasser mit dem auf Sattedampftemperatur gebrachten Wasser aus den Steigrohren gemischt wird und damit die Fallrohre gespeist werden. Von der Trommel

ausgehend fließt das unterkühlte Wasser über die Fallrohre mit dem Massenstrom  $\dot{m}_W$  in den Verteiler. Im Regelfall werden die Fallrohre nicht beheizt, bei manchen Dampferzeugern wird jedoch aus Wirtschaftlichkeitsgründen eine Flossenwand mit den Fallrohren gebildet. Im Verteiler wird das Wasser anschließend auf die beheizten Steigrohre aufgeteilt. Die Wärmezufuhr in den Steigrohren ist ausreichend, um einen Phasenwechsel zur Verdampfung einzuleiten, der zu einer Abnahme der mittleren Dichte des Wassers führt. Der daraus resultierende Dichteunterschied zwischen den Fall- und Steigrohren bewirkt eine Auftriebskraft, die zum Nachströmen des Wassers führt. Im Gleichgewicht der Auftriebskräfte und den bremsenden Kräften (verursacht durch Rohrreibung, Eintrittsverluste, etc.) stellt sich ein konstanter Wasserumlauf ein. Dies hat den Vorteil, dass keine zusätzliche Pumpe zur Umwälzung notwendig ist. Die Dampferzeuger sind so ausgelegt, dass das verdampfende Wasser in den Steigrohren diese ausreichend kühlt und so vor Überhitzung des Stahlwerkstoffes schützt.

Für Naturumlaufdampferzeuger gibt die Umlaufzahl  $U$  dabei eine wichtige Kennzahl für den Wasserumlauf an. Sie wird aus dem Verhältnis des Gesamtmassenstroms  $\dot{m}_{ges}$  zu dem Dampfmassenstrom  $\dot{m}_D$  am Austritt gebildet. Diese Kennzahl kann ebenso als Kehrwert des Dampfgehalts am Austritt aus den Steigrohren berechnet werden.

$$U = \frac{\dot{m}_{ges}}{\dot{m}_D} = \frac{1}{x_D} \quad (1)$$

Wird der Druck des Systems erhöht, so nimmt sowohl der Dichteunterschied des Wassers zwischen Fall- und Steigrohren, als auch die Verdampfungsenthalpie ab. Dadurch sinkt die Umlaufzahl, aber es kommt, bei gleicher Beheizung, zu einer Zunahme des Dampfgehalts am Austritt. Wird allerdings der kritische Druck erreicht, so verschwindet der Dichteunterschied zwischen Flüssigkeit und Dampf und in Folge auch zwischen Fall- und Steigrohr. Somit ist keine Phasenseparation mehr möglich, und es stellt sich kein natürlicher Umlauf mehr ein. Aus diesem Grund muss ein Naturumlaufdampferzeuger immer unterhalb des kritischen Drucks betrieben werden. Nachteile sind die langen Anfahrzeiten, die langen Reaktionszeiten auf Regeleingriffe und die Gefahr von Strömungsinstabilitäten bei Druckschwankungen. [15, 8]

## 2.2 Begriffe, Kennzahlen und Parameter

Setzt man sich mit dem Thema eines Naturumlaufdampferzeugers auseinander, so gibt es einige Begriffe, Kennzahlen und Parameter, die für ein Verstehen notwendig sind. In den nächsten Absätzen soll eine Auswahl der wichtigsten wiedergegeben werden.

### 2.2.1 Kennzahlen

Kennzahlen erlauben üblicherweise eine Aussage über die theoretischen Zustände im betrachteten Raum oder ermöglichen eine Vergleichbarkeit verschiedener Zustände. In

dem vorliegenden Fall sind Kennzahlen erforderlich, um die Strömung zu beurteilen und um die darin vorkommenden Dampf- und Gasblasen bewerten zu können.

### Reynolds-Zahl

Diese Kennzahl liefert sowohl einen wichtigen Wert zur Beschreibung der Strömungen im Rohr, als auch zur Beschreibung der Umströmung von Blasen. Sie stellt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften dar. Dadurch gibt sie Auskunft, ob in einem Rohr eine Strömung laminar oder turbulent ist [35]. Bei Blasen dient sie unter anderem zur Bestimmung des Strömungswiderstandes und somit der Blasenform.

$$Re = \frac{w d}{\nu} \quad (2)$$

### Froud-Zahl

Ist eine für die Flüssigkeit und für die Blasenbildung wichtige Kennzahl. Sie kann als Verhältnis von Trägheitskraft zu Schwerkraft verstanden werden. Ihr Anwendungsgebiet liegt bei Bewegungsvorgängen im Schwerfeld. [35]

$$Fr = \frac{w^2}{g d} \quad (3)$$

### Weber-Zahl

Die Weberzahl stellt das Verhältnis von Trägheitskraft zu Oberflächenkraft dar. Wie aus der Formel ersichtlich, sind die Oberflächenspannung und die Partikelgröße wichtige Einflussfaktoren. Dementsprechend ist die Weberzahl wichtig bei Strömungsvorgängen mit freien Oberflächen. Für Gasblasen in einer Flüssigkeit zeigt sie, wie weit die Blasenform von der einer Kugel abweicht. Eine Weberzahl  $< 6$  ist ein Anzeichen für eine Kugelform [32].

$$We = \frac{\rho w^2 d_B}{\sigma} \quad (4)$$

### Archimedes-Zahl

Diese Kennzahl wird verwendet um Partikel-, Tropfen- und Blasenbewegungen in Gasen und Flüssigkeiten zu beschreiben [35]. Sie gibt das Verhältnis von Auftriebskraft zu Reibungskraft an.

$$Ar = \frac{d_B^3 g |\rho_G - \rho_F|}{\rho_F \nu^2} \quad (5)$$

### Eötvös-Zahl

Sie gibt das Verhältnis von Auftriebskraft bzw. Archimedeskraft zu Oberflächenspannungskraft wieder. In diesem Zusammenhang ist sie auch ein Maß für die Deformation einer kugelförmigen Blase [13].

$$Eo = \frac{\Delta\rho g d_B^2}{\sigma} \quad (6)$$

mit

$$\Delta\rho = \rho_F - \rho_G \quad (7)$$

### Morton-Zahl

Die Mortonzahl ist eine Kennzahl für die Stoffgrößen der Newtonschen Flüssigkeit in dimensionsloser Form. Sie entspricht dem Kehrwert der Flüssigkeitskennzahl [28]. Folglich stellt sie die Beziehung zwischen den viskosen Kräften und der Oberflächenspannung dar und ermöglicht dadurch eine Charakterisierung von dispersen Zweiphasenströmungen.

$$Mo = \frac{\Delta\rho \eta^4 g}{\rho_F^2 \sigma^3} \quad (8)$$

### **2.2.2 Parameter der Zweiphasenströmung**

Im Zusammenhang mit den oben genannten Kennzahlen, gibt es noch einige andere Begriffe, die bei dem Thema eines Naturumlaufdampfereizers bzw. Versuchsstandes von Interesse sind.

### Gasgehalt

Dieser beschreibt den Massenanteil  $m_G$  des Gases im Verhältnis zur Gesamtmasse  $m_{ges}$  in Abhängigkeit eines definierten Bilanzgebietes oder in Abhängigkeit des Massenstromes. Im Rahmen eines Dampferzeigers kann diese Kennzahl als Dampfgehalt angegeben werden. Ein Vorteil dieser Kennzahl ist, dass sie, im Gegensatz zum Gasanteil, druckunabhängig ist.

$$x_G = \frac{m_G}{m_{ges}} = \frac{m_G}{m_F + m_G} \quad (9)$$

### Gasanteil

Dieser Parameter wird auch als der „Volumetrische Gasgehalt des Fluids“ oder als „Void Fraction“ bezeichnet. Er beschreibt das Verhältnis von Gasvolumen zum Gesamtvolumen. Wie im Fall des Gasgehaltes kann dieses Verhältnis in Abhängigkeit eines definierten Bereichs oder des Strömungsgasgehaltes erfolgen. Da der Gasanteil mit dem Volumen oder mit der Querschnittsfläche gebildet wird, beschreibt er nur einen lokalen Wert.

$$\epsilon_G = \frac{V_G}{V_{ges}} = \frac{V_G}{V_F + V_G} \quad (10)$$

Liegt die Strömung in homogener Form vor, so kann der Gasanteil mit folgender Formel berechnet werden:

$$\epsilon_{G,hom} = \frac{\rho_F x_G}{\rho_F x_G + \rho_G (1 - x_G)} \quad (11)$$

### Mittlere Dichte

Die mittlere Dichte definiert die durchschnittliche Dichte des zweiphasigen Fluids an einer bestimmten Stelle. Sie wird in Abhängigkeit des Gasanteiles berechnet.

$$\rho_m = \epsilon_G \rho_G + (1 - \epsilon_G) \rho_F \quad (12)$$

### Leerrohrgeschwindigkeit

Um die Strömungsform mittels einer Grafik zu bestimmen, wird auf den Achsen häufig

die Leerrohrgeschwindigkeit („Superficial Velocity“ ) des Gases als auch der Flüssigkeit aufgetragen. Sie wird unter der Annahme berechnet, dass immer nur ein Medium alleine im Rohrquerschnitt strömt. [30, 13]:

Gas:

$$w_G = \frac{\dot{V}_G}{A} = \frac{\epsilon_G \dot{V}}{A} \quad (13)$$

Flüssigkeit:

$$w_F = \frac{\dot{V}_F}{A} = \frac{(1 - \epsilon_G) \dot{V}}{A} \quad (14)$$

## 2.3 Ähnlichkeit von Wasser-Dampf Gemischen zu Wasser-Luft Gemischen

Auch wenn in dieser Diplomarbeit häufig die Theorie auf Basis von Wasser-Luft Gemischen erklärt wird, gilt festzustellen, dass die auftretenden Strömungsformen in beheizten Rohren (Wasser-Dampf Gemisch) und in unbeheizten Rohren (Wasser-Luft Gemisch) ähnlich sind. Allerdings handelt es sich bei unbeheizten Rohren um eine adiabate Zweiphasenströmung, demzufolge kommt es zu keiner Phasenänderung. Folglich ist der Wechsel zwischen den verschiedenen Strömungsformen nicht so gegeben, wie er es bei beheizten Rohren und somit diabaten Zweiphasenströmungen ist. [30]

## 2.4 Strömungsformen

In einem zweiphasigen Fluid, bestehend aus gas- bzw. dampfförmigen und flüssigen Stoffen, stellt sich eine bestimmte Strömungsform ein. Diese wird bestimmt durch die in der Strömung vorkommenden und an jeder der Phasen angreifenden Kräfte. Sie ist eine Funktion der physikalischen Eigenschaften der Medien (Dichte, Oberflächenspannung), des Durchsatzes, des Gasgehalts und der Geometrie des Kanals. [19]

Ein wichtiger Faktor, um eine Zweiphasenströmung in einem Rohr zu charakterisieren, ist die Beschreibung der dieser zugrundeliegenden Strömungsart. Dies kann auf zwei Arten erfolgen: Einerseits kann sie in allgemeiner Art, die generellen Eigenschaften erklärend, definiert werden. Andererseits bietet sich die Möglichkeit, die Charakterisierung der zweiphasigen Strömung in ihrer spezifischen Art, die Strömungsform direkt beschreibend, durchzuführen.

### 2.4.1 Allgemeine Beschreibung

Um die generellen Eigenschaften eine Zweiphasenströmung darzustellen, kann sie wie folgt definiert werden: Zum einen kann eine Charakterisierung der Strömung angegeben werden. Diese beschreibt, ob die Strömung in laminarer oder turbulenter Form vorliegt. Aus theoretischer Sicht kann dies mit Hilfe der Reynoldszahl berechnet werden. Zum anderen



kann beschrieben werden, ob die beiden Phasen oder jede einzeln in kontinuierlicher oder diskontinuierlicher Form existieren. Dabei kann durchaus die Flüssigkeit kontinuierlich, das Gas hingegen diskontinuierlich strömen, dies trifft zum Beispiel auf eine Blasenströmung zu. [18]

In weiterer Folge kann eine grundsätzliche Unterscheidung insofern getroffen werden, ob eine homogene oder eine heterogene Strömungsform vorliegt. Bei ersterer sind die beiden Phasen gut durchmischt und bewegen sich als ein Medium mit einer Aufstiegs geschwindigkeit. Dabei liegen eine enge Blasengrößenverteilung und eine geringe radiale Vermischung vor.

Bei der heterogenen Strömung hingegen bewegen sich die Phasen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Die Blasengrößenverteilung ist dahingehend breiter. Diese Effekte haben zur Folge, dass es zu einer großräumigen Strömungsstruktur mit starker radialer Vermischung kommt. [28]

#### 2.4.1.1 Berechnung des Schlupfes einer Strömung

Eine Aussage, ob die zwei Phasen in homogener oder heterogener Form vorherrschen, kann mit der Berechnung des Schlupfes der beiden Phasen getroffen werden. Dieser wird auch als das Verhältnis der Geschwindigkeiten der beiden Phasen bezeichnet. [18, 30]

$$S = \frac{w_{G,real}}{w_{F,real}} = \frac{(1 - \epsilon_G) w_G}{\epsilon_G w_F} \quad (15)$$

Sofern der volumetrische Gasgehalt aus Messungen bekannt ist, kann der Schlupf mit den realen Geschwindigkeiten der Phasen wie folgt berechnet werden [30]:

Reale Gasgeschwindigkeit

$$w_{G,real} = \frac{\dot{V}_G}{\epsilon_G A} \quad (16)$$

Reale Flüssigkeitsgeschwindigkeit

$$w_{F,real} = \frac{\dot{V}_F}{(1 - \epsilon_G) A} \quad (17)$$

Sind die einzelnen Strömungsgeschwindigkeiten nicht bekannt, so kann der Schlupf als Funktion der Dichten, dem Strömungsgasgehalt und dem volumetrischen Strömungsgasgehalt berechnet werden.

$$s = \frac{\dot{x}_G}{(1 - \dot{x}_G)} \frac{1 - \epsilon_G}{\epsilon_G} \frac{\rho_F}{\rho_G} \quad (18)$$

Ist der Schlupf gleich Eins, so kann von einer homogenen Strömung ausgegangen werden, das heißt die Phasen sind gut durchmischt und bewegen sich mit der gleichen mittleren Geschwindigkeit. Dies bewirkt auch, dass der volumetrische Gasgehalt gleich dem volumetrischen Strömungsgasgehalt ist. [30]

Wäre dieses Verhältnis ungleich Eins, so würden sich die Phasen mit verschiedenen Geschwindigkeiten in dem Rohr bewegen, und es läge eine heterogene Strömung vor. In dem Fall, dass  $S > 1$  ist, eilt bei aufwärtsgerichteten Strömungen in vertikalen Rohren das Gas dem Fluid voraus. Dieser Effekt wird zusätzlich noch verstärkt je geringer der hydrostatische Druck wird. Bei vertikal abwärtsgerichtete Strömungen kann es vorkommen, dass der Schlupf einen Wert kleiner als Eins annimmt. Dies weist darauf hin, dass sich die Flüssigkeit schneller als die Blasen bewegt.

## **2.4.2 Spezifische Beschreibung des Strömungsbilds**

Wie zu Beginn erwähnt, wird bei der spezifischen Beschreibung versucht, die auftretenden Strömungsformen und ihre Eigenschaften direkt und anhand ihres Erscheinungsbilds zu bestimmen. Im Folgenden soll ein Überblick über die verschiedenen Strömungsformen in Rohren gegeben werden. Auch wenn viele verschiedene Kriterien mitbestimmend bei der Strömungsform sind, so soll sie hier nur in Abhängigkeit vom Gasgehalt und unter der Annahme, dass sonstige Faktoren konstant sind, dargestellt werden.

### **2.4.2.1 Strömungsformen**

#### **2.4.2.1.1 Vertikal aufwärtsgerichtete Strömung**

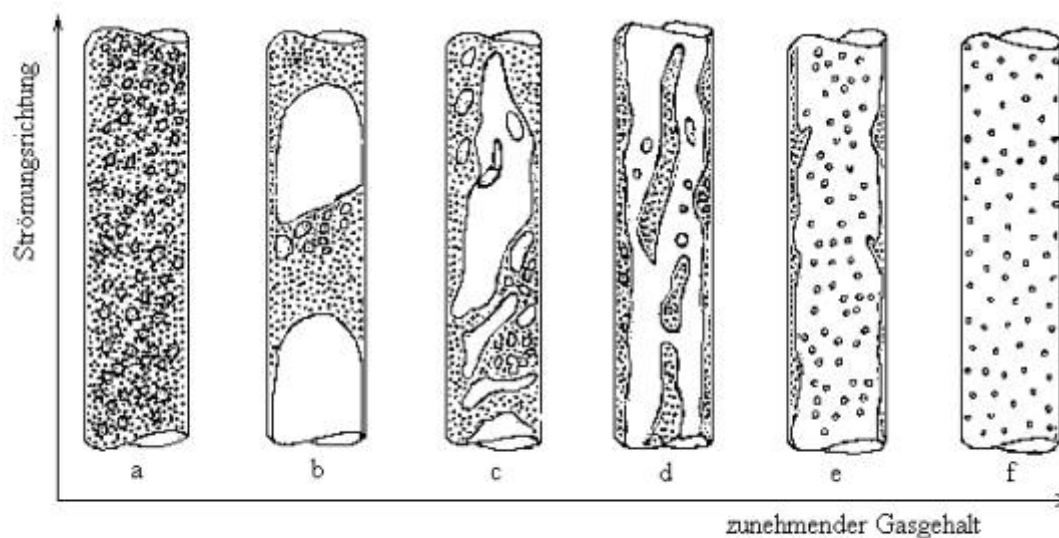
Erfährt eine einphasige Flüssigkeit eine gasförmige Zuströmung, so kommt es zunächst auf Grund der dominierenden Oberflächenspannung zur Ausbildung kleiner, kugelförmiger Blasen, die gleichmäßig in der Strömung verteilt sind. Dies geschieht jedoch nur bei einem geringen Gasgehalt. In solch einem Fall spricht man von „Blasenströmung“ (Abbildung 2, a). Diese stellt auch den idealen Fall einer homogenen Strömung dar.

Wird der Gasgehalt weiter gesteigert, so gewinnt die Auftriebskraft mehr an Bedeutung. Zusätzlich kommen durch die größeren Blasendurchmesser die Blasen öfter miteinander in Berührung, die Folge ist eine Agglomeration. Diese führt zu größeren langgestreckten Blasen, in deren Nachlauf eine größere Anzahl kleinerer Blasen hängt. Die Form wird „Kolbenströmung“ (Abbildung 2, b) genannt.

Wenn der Gasgehalt weiter erhöht wird, so werden die Blasen länger, gleichzeitig nehmen aber die Flüssigkeitsbrücken zwischen den Blasen ab. Folglich werden die Blasen zerstört und eine Schaumströmung entsteht, welche als „Chaotische Strömung“ bezeichnet wird (Abbildung 2, c). Sie hat ein ausgeprägtes heterogenes Blasenvorkommen und ist instabil. Eine größere Massenstromdichte führt dazu, dass ein Flüssigkeitsfilm an der Wand und eine Gas-Flüssigkeitstropfen-Mischung in der Mitte entsteht. Auch bekannt als „Strähnen-Ring-Strömung“. (Abbildung 2, d)

Bei einer weiteren Erhöhung des Gasgehalts gewinnen die Druckkräfte an Bedeutung. Dadurch kommt es zu einer Auftrennung von Gas und Flüssigkeit. Demzufolge fließt

die Flüssigkeit dabei an der Wand, während im Kern des Rohres die Gasphase mit Flüssigkeitstropfen strömt. Gemäß dem Erscheinungsbild im Querschnitt wird diese als „Ringströmung“ bezeichnet (Abbildung 2, e). Wird dann der Gasgehalt abermals gesteigert, so kommt es zu einer Ablösung des Flüssigkeitsfilmes von der Wand. Dadurch strömt das Gas mit Flüssigkeitstropfen im gesamten Querschnitt. Diese Strömungsform nennt man „Sprühströmung“ (Abbildung 2, f). [1]



(a) Blasenströmung, (b) Kolbenströmung, (c) Schaumströmung,  
(d) Strähnen-Ring-Strömung, (e) Ringströmung, (f) Sprühströmung

Abbildung 2: Strömungsformen [1]

#### 2.4.2.1.2 Vertikal abwärtsgerichtete Strömung

In vertikal abwärts gerichteten Strömungen sind die auftretenden Strömungsformen denen der vertikal aufwärts gerichteten Strömung sehr ähnlich. Allerdings treten hier, aufgrund der gegengleichen Wirkung der Schwerkraft, die verschiedenen Formen bei einem anderen Gasgehalt auf. [24]

Auch wenn die Strömungsformen grundsätzlich gleichartig sind, so wurde in den gefundenen Diagrammen zu vertikal abwärts gerichteter Strömung die Unterteilung in drei Kategorien vorgenommen [6, 24]:

- Bubbly (stimmt überein mit der Blasenströmung)
- Intermittent bzw. Oscillatory (fasst Kolben-, Schaum- und Strähnen-Ring-Strömung zusammen)
- Annular (entspricht der Ringströmung)

Bei den von Chaddock et al. [6] aufgezeigten Versuchen nach Golan wurde eine Schaumströmung nicht beobachtet. Allgemein kann gesagt werden, dass die sich einstellende Form von der Blasenauftiegs- und der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers abhängt. Besitzen diese beiden eine sehr ähnliche Geschwindigkeit, so entstehen Taylorblasen. Jedoch merken Chaddock et al. an, dass dieser Zustand vielleicht nur aufgrund des Versuchsaufbaus zu Stande kam. Nimmt die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers zu, so entstehen Kolbenblasen oder eine Blasenströmung. Verringert sich hingegen die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers, so kommt es zu einer Ausbildung einer Ringströmung.

Dies beschreibt auch einen Hauptunterschied zwischen vertikal abwärts und vertikal aufwärts gerichteter Strömung. Während bei der aufwärts gerichteten Strömung die Luft mit dem Fluid aufsteigt, versucht sie bei abwärts gerichteter Strömung gegen die Bewegung des Fluids aufzusteigen. Dadurch ist ein geringerer volumetrischer Gasgehalt erforderlich, um eine Ringströmung zu erzeugen.

#### **2.4.2.1.3 Horizontale Strömung**

Bei einer zweiphasigen Strömung in horizontalen Rohren kommt es ebenso wie bei vertikalen Strömungen zu unterschiedlichen Strömungsformen. Diese entstehen, da aufgrund der Dichteunterschiede zwischen den zwei Medien das Gas sich im höchsten Punkt des Rohrquerschnittes ansammelt. In Abhängigkeit des Gasgehalts und der Strömungsgeschwindigkeit stellen sich dann verschiedene Formen ein.

Da die horizontale Strömung jedoch nicht von primärem Interesse für diesen Versuchstand ist, sei auf weiterführende Literatur verwiesen.

#### **2.4.2.2 Strömungskarten**

Um nun eine erste Aussage über die zu erwartenden Strömungsformen einer Zweiphasenströmung tätigen zu können, werden sogenannte Strömungskarten verwendet. Zu diesem Zweck werden in einem Diagramm Bereiche, die die verschiedenen Strömungsformen charakterisieren, eingetragen. Die Definition der Bereiche und ihrer Grenzen erfolgt in Abhängigkeit verschiedener Variablen, die auf den Achsen aufgetragen werden.

Die Herausforderung stellt sich bei den auf den Achsen aufgetragenen Variablen. Zumeist werden dafür die Leerrohrgeschwindigkeit des Gases und der Flüssigkeit verwendet. Dies geschieht, da einerseits nicht immer klar ist, welche Variablen einen realen Einfluss auf die Strömungsform haben und andererseits die Leerrohrgeschwindigkeiten verhältnismäßig leicht zu berechnen sind. Auf diese Art erzeugte Strömungskarten sind jedoch nur für eine bestimmte Kombination aus Stoffwerten und Rohrabmessungen gültig. Aus diesem Grund war es bis heute noch nicht möglich, eine allgemeingültige Strömungskarte zu entwerfen. [24]

Hinzu kommt, dass Strömungsformen kaum objektiv messbar und somit nicht eindeutig

bestimmbar sind. Es gibt einige Versuche und Methoden, die Strömungsform auf Basis verschiedener Kriterien zu charakterisieren, allerdings nur mit bedingtem Erfolg. Daher erfolgt die Einteilung zumeist durch die subjektive Meinung des Beobachters. Dieses Problem zeigt sich besonders bei den Übergangsbereichen, denn hier ist es kaum möglich, eine klare Trennlinie zu definieren. Stattdessen wird ein Bereich mit einer gewissen Bandbreite verwendet.

Grundsätzlich können in sogenannten Strömungsbilderkarten die auftretenden Strömungsformen unter gleichen Rahmenbedingungen und in Abhängigkeit gewisser Parameter dargestellt werden. Doch zeigt sich speziell in einem solchen Fall das erwähnte Problem des subjektiven Empfindens verschiedener Beobachter.

In der folgenden Grafik von Sihana [30] wird dieses Thema deutlich dargestellt. Dabei werden Berechnungsmethoden verschiedener Autoren für den gleichen Durchmesser in der Grafik übereinandergelegt. Einzig die Berechnung nach Runge, Isbin et al. verwendet einen größeren Durchmesser. Dabei werden als Parameter die mittlere Leerrohrgeschwindigkeit des Gases  $w_g$  und der Flüssigkeit  $w_f$  verwendet.

Eindeutig sieht man in der Abbildung 3 einen Abstand zwischen den Linien mit den Indizes GW, TD und MI, die alle die gleiche Grenze zwischen der Kolbenströmung und der Schirmlasenströmung angeben sollten.

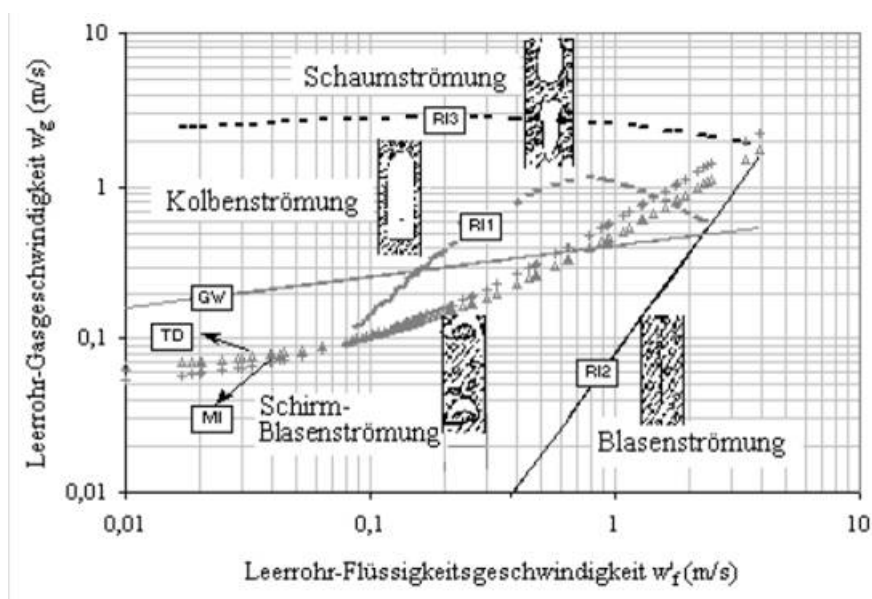


Abbildung 3: Vergleich der Strömungsformen [30]

Aus diesen Gründen ist es empfehlenswert, solche Strömungskarten in der praktischen Anwendung nur zur groben Einordnung zu verwenden. [1]

Um jedoch eine erste - wenn auch grobe - Aussage über die zu erwartenden Strömungsformen im Versuchsstand treffen zu können, werden im folgenden exemplarisch Strömungskarten für die zwei vertikalen Strömungsrichtungen angegeben.

| Bezeichnung      | Autor                    | verwendeter Durchmesser [mm] |
|------------------|--------------------------|------------------------------|
| GW               | Griffith und Wallis [30] | 25                           |
| TD               | Taitel und Dukler [30]   | 25-51                        |
| MI               | Mishima und Ishii [30]   | 25                           |
| RI-1, RI-2, RI-3 | Runge, Isbin, u.a. [30]  | 100                          |

Tabelle 1: Vergleich der Strömungskarten nach [30]

#### 2.4.2.2.1 Vertikal aufwärts gerichtete Strömung

Hier soll eine häufig verwendete Strömungsformkarte nach Hewitt und Roberts [11] angegeben werden. Sie kann bei vertikal aufwärtsgerichteten Strömungen zum Einsatz kommen. Für Gemische bestehend aus Luft und Wasser kann sie bei einem Druck bis zu 5,4 bar verwendet werden. Allerdings kann diese Grafik ausschließlich für Rohrdurchmesser von 10 bis 30 mm eingesetzt werden. Zur Berechnung werden die Impulsstromdichten des Zweiphasenfluids angewendet.

$$i_{g,0} = \frac{(\dot{m} \dot{x})^2}{\rho_g} \quad (19)$$

$$i_{l,0} = \frac{(\dot{m} (1 - \dot{x}))^2}{\rho_l} \quad (20)$$

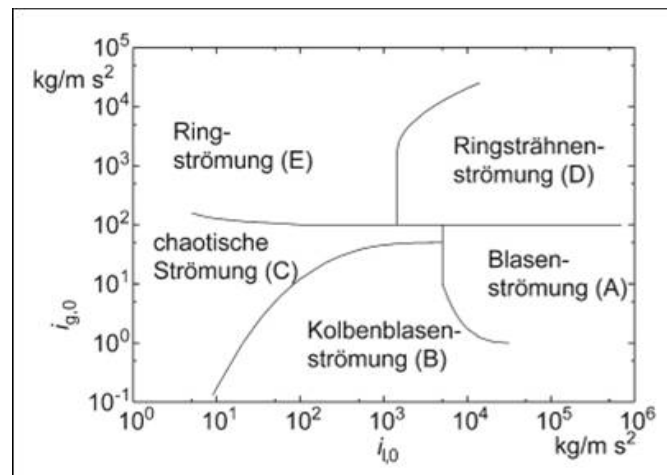


Abbildung 4: Strömungskarte nach Hewitt und Roberts [11]

Eine Darstellung für größere Durchmesser als üblich wird von Zhang [39] gezeigt. Dabei werden die Werke verschiedener Autoren verglichen, die mit unterschiedlich großen Rohrdurchmessern gearbeitet haben. Durch die Abstände zwischen den einzelnen Grenzen zeigt sich deutlich der Unterschied zwischen den einzelnen Arbeiten. Auch scheinen Zhang und Govier et al. (verglichen mit den anderen Autoren) eine zusätzliche Unterteilung bei den

Strömungsformen vorgenommen zu haben. Govier et al. setzt zusätzlich zu den Formen von Taitel et al. und Annunziato und Girardi die Ring-Strahlen-Strömung ein. Zhang tut dies ebenso und unternimmt daüber hinaus eine Aufteilung in feinverteilte und diskrete Blasenströmung.

Im Anschluss an die Grafik befindet sich eine Tabelle, die sowohl die verschiedenen Grenzen der Autoren benennt als auch die beim Versuchsstand verwendeten Durchmesser angibt. Außerdem werden hier auf den Achsen die mittlere Leerrohrgeschwindigkeit des Gases  $w_G$  und der Flüssigkeit  $w_F$  aufgetragen.

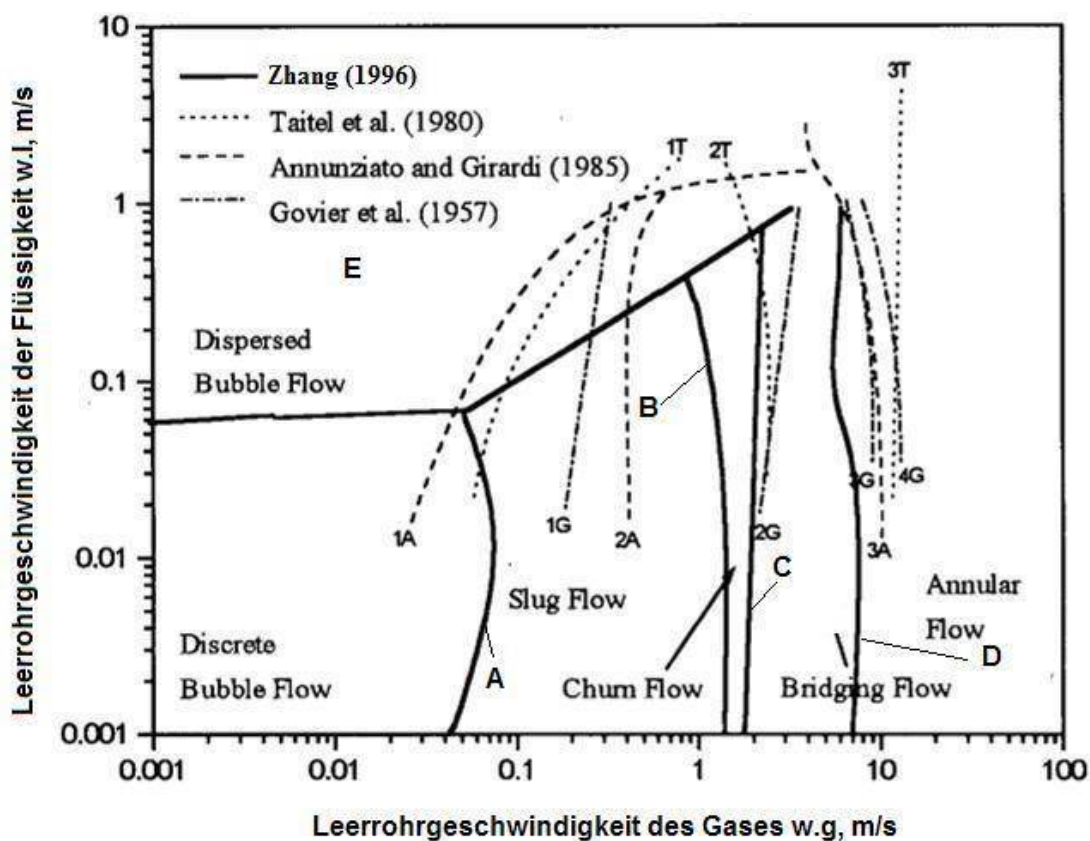


Abbildung 5: Strömungskarte nach Zhang [39]

| Bezeichnung | Strömungsform Wechsel          | Autor                       | verwendeter Durchmesser [mm] |
|-------------|--------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| 1A          | Blasen-/Kolbenströmung         | Annunziato und Girardi [39] | 92                           |
| 2A          | Kolben-/Schaumströmung         | Annunziato und Girardi [39] | 92                           |
| 3A          | Schaum-/Ringströmung           | Annunziato und Girardi [39] | 92                           |
| 1G          | Blasen-/Kolbenströmung         | Govier et al. [39]          | 16, 26, 38 und 64            |
| 2G          | Kolben-/Schaumströmung         | Govier et al. [39]          | 16, 26, 38 und 64            |
| 3G          | Schaum-/Ring-Strähnen-Strömung | Govier et al. [39]          | 16, 26, 38 und 64            |
| 4G          | Ring-Strähnen-/Ringströmung    | Govier et al. [39]          | 16, 26, 38 und 64            |
| 1T          | Blasen-/Kolbenströmung         | Taitel et al. [39]          | 25 und 51                    |
| 2T          | Kolben-/Schaumströmung         | Taitel et al. [39]          | 25 und 51                    |
| 3T          | Schaum-/Ringströmung           | Taitel et al. [39]          | 25 und 51                    |
| A           | Blasen-/Kolbenströmung         | Zhang [39]                  | 82,6                         |
| B           | Kolben-/Schaumströmung         | Zhang [39]                  | 82,6                         |
| C           | Schaum-/Ring-Strähnen-Strömung | Zhang [39]                  | 82,6                         |
| D           | Ring-Strähnen-/Ringströmung    | Zhang [39]                  | 82,6                         |
| E           | feinverteilte Blasenströmung   | Zhang [39]                  | 82,6                         |

Tabelle 2: Vergleich der Strömungsformen nach Zhang [39]

#### 2.4.2.2.2 Vertikal abwärts gerichtete Strömung

Für diese Art der Strömung wird die Strömungskarte nach Barnea et al. aus dem Jahr 1982 gezeigt, wie sie von Azzopardi [24] verwendet wird. Dabei werden auf den Achsen wieder die Leerrohrgeschwindigkeiten aufgetragen. Für die Versuche wurden Rohre mit zwei verschiedenen Durchmessern verwendet. Die Karte weist die bereits beschriebenen Bereiche für vertikal abwärts gerichtete Strömungen auf, siehe Kapitel 2.4.2.1.2 auf Seite 9.



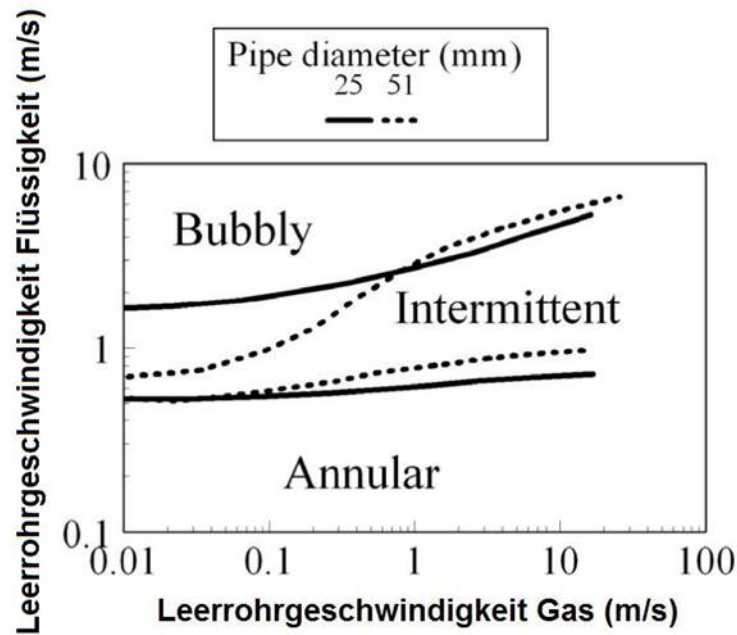


Abbildung 6: Strömungskarte für eine vertikal abwärtsgerichtete Strömung [24]

## 2.5 Blasenbildung und Blasenbewegung

Da für Gasblasen bzw. Dampfblasen in ihrem gesamten Lebenszyklus verschiedene Kräfte maßgeblich sind, sollen diese nun näher erläutert werden. Anschließend daran, werden die Prozesse der Blasenentstehung sowohl durch Verdampfung als auch am Dispergierorgan erklärt. In diesem Zusammenhang werden die verschiedenen Blasenformen, deren Bestimmung und Berechnung beschrieben. Da die Blasenbildung und Blasenbewegung ein intensiv beforschtes Gebiet ist, bei dem es allerdings immer noch viele offene Fragen und Variablen gibt, soll hier nur ein grundlegendes Verständnis für die Vorgänge bei den unterschiedlichen Prozessen geschaffen werden.

### 2.5.1 Kräfte an und in einer Blase

Eine Gas- bzw. Dampfblase durchläuft in ihrem Lebenszyklus vier Stadien: Das erste Stadium ist die Blasenbildung. Diese erfolgt in Abhängigkeit der Blasenherzeugungsorts entweder an einem Dispergierorgan oder durch Verdampfung an einem Blasenkeim, zumeist an einer Rohrwand. Erreicht die Blase eine bestimmte Größe, so erfolgt die Blasenablösung und im Weiteren der Blasenanstieg. In der letzten Phase kommt es zur Blasenauflösung. Dabei wirken in jedem dieser Stadien unterschiedliche Kräfte an und in den Blasen. Die Wirkung der einzelnen Kräfte unterliegt hingegen einem ständigen Wechsel, den verschiedenen Stadien folgend. In den nächsten Absätzen soll auf die ersten drei Stadien und die dabei wirkenden Kräfte eingegangen werden.

### 2.5.1.1 Blasentstehung

Werden Blasen am Dispergierorgan oder durch Verdampfung erzeugt, so müssen sie erst gegen die Oberflächenspannungskraft arbeiten. Um diese Energie bei einem Minimum zu halten, stellt sich eine Krümmung der Oberfläche ein. Diese Krümmung verursacht einen höheren Druck innerhalb der Blase als in deren Umgebung. Damit nun eine Blase bestehen kann, benötigt sie einen Innendruck welcher der von außen wirkenden Oberflächenspannungskraft entspricht. Dieses Verhältnis wird durch die Laplace-Young Gleichung ausgedrückt.

$$\Delta p = p_{innen} - p_{außen} = \frac{4 r}{\sigma} \quad (21)$$

Wird eine Blase an einem Dispergierorgan erzeugt, so wird sie anfangs von zwei Kräften maßgeblich beeinflusst. Zum einen ist es die dynamische Druckkraft, erzeugt durch den zuströmenden Volumenstrom, zum anderen wirkt hier ebenso die Oberflächenspannungskraft. Ins Verhältnis gesetzt ergeben diese Kräfte das Verhältnis der Weberzahl[13]:

$$\frac{F_P}{F_O} \sim \frac{\rho_F |w_G|^2 d_B}{\sigma} = We \quad (22)$$

### 2.5.1.2 Ablösen der Blase

Strömt mehr Gas bzw. Dampf in die entstehende Blase so gewinnt die Auftriebskraft mehr an Bedeutung. Ab einem gewissen Wert beginnt die Blase sich abzuheben, dabei kommt es, je nach Bildungsart, zu einer Einschnürung an der Düse oder an der die Blase erzeugenden Oberfläche. Für eine exakte Berechnung an einem Dispergierorgan müsste dabei der in der Rechnung verwendete Düsendurchmesser an den Durchmesser der Einschnürung angepasst werden. Da dies jedoch sehr komplex ist, wird standardmäßig weiterhin nur mit dem Düsendurchmesser gerechnet [14].

Die Auftriebskraft hängt von dem Blasendurchmesser und dem Dichteunterschied zwischen Gas bzw. Dampf und der Umgebung ab. Sie wird als Archimedeskraft bezeichnet und wie folgt definiert:

$$F_A = \frac{\pi}{6} d_B^3 (\rho_F - \rho_G) g \quad (23)$$

Wird diese Kraft ins das Verhältnis zur Oberflächenspannungskraft gesetzt, so ergibt sich die Eötvös-zahl. Überwiegt in diesem Verhältnis die Auftriebskraft, so erfolgt das Ablösen der Blase.

### 2.5.1.3 Blasenbewegung

Hat sich die Blase endgültig gelöst, so nehmen die Trägheitskräfte für Bildung und Bewegung der Blase zu, während die Bedeutung der Oberflächenspannungskraft abnimmt [14]. Die Blase steigt, durch ihre Form beeinflusst, entlang einer Bahn auf. Allerdings unterliegt

dieser Aufstieg auch den durch die Bewegung entstehenden Kräften. Eine dieser Kräfte ist die Widerstandskraft. Sie setzt sich zusammen aus dem Reibungswiderstand und dem Formwiderstand und wird in Abhängigkeit von der relativen Aufstiegs geschwindigkeit und dem Reibungsbeiwert  $c_w$  formuliert [13]:

$$F_W = c_w d_B^2 \rho_F |w_G - w_F| (w_G - w_F) \quad (24)$$

Der Reibungsbeiwert ist dabei abhängig von der Blasenform [14]. Dieser wird später zusammen mit den verschiedenen Blasenformen genannt.

Bewegt sich eine im Auftrieb befindliche Blase in einem ungleichmäßigen Geschwindigkeitsfeld, so kommt es zu einer asymmetrischen Umströmung. Dadurch entwickelt sich auf der Seite der Blase, die der höheren Geschwindigkeit unterliegt, ein Unterdruckgebiet welches einen Saugeffekt bewirkt während auf der Seite mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit eine Druckseite entsteht. Dies resultiert in einer senkrecht zur Hauptströmungsrichtung wirkenden Kraft, die oft als Querkraft bezeichnet wird. [13]

Rotiert die Gasblase in der Flüssigkeit um ihren Schwerpunkt, so kommt es zu einer resultierenden Kraft welche auch als Magnuskraft bekannt ist. Diese hat, im Normalfall, eine die Auftriebskraft unterstützende Wirkung [13]. Allerdings haben Experimente von Beyerlin, et al. [3] gezeigt, dass die Magnuskraft für Blasenströmungen vernachlässigt werden kann.

### 2.5.2 Blasenentstehung durch Verdampfung

Kommt es bei einem Stoff zu einem Wechsel vom flüssigen zum gasförmigen Aggregatzustand, so spricht man von Verdampfung.

Im kleineren Maßstab betrachtet wechseln bei der Verdampfung einzelne Moleküle den Zustand vom Flüssigen ins Gasförmige über die freie Oberfläche. Um solch einen Wechsel und somit die Erzeugung einer Dampfblase zu ermöglichen, muss ausreichend Energie in Form von Wärme zugeführt werden. Diese Energie ist notwendig, um die Oberflächen spannungskraft zu überwinden, beziehungsweise um die zur Bildung einer gekrümmten Oberfläche notwendige Energie zu erreichen.

Bei diesem Wechsel wird von den Molekülen auch kinetische Energie mitgenommen, infolgedessen nimmt die mittlere Molekulargeschwindigkeit ab. Dadurch kommt es zu einem Absinken der Flüssigkeitstemperatur. Die Wärmeenergie, die zugeführt werden muss, um den eben beschriebenen Prozess durchzuführen und eine bestimmte Menge siedender Flüssigkeit in gesättigten Dampf bei gleicher Temperatur umzuwandeln wird, als Verdampfungsenthalpie bezeichnet. [13]

Werden Gas- bzw. Dampfblasen erzeugt, so kommt es auf Grund der Krümmung der Oberfläche zu einem höheren Druck innerhalb Blase als in ihrer Umgebung. Dieser Effekt wird durch die bereits erwähnte Gleichung von Laplace-Young ausgedrückt.

Dies hat speziell für Dampfblasen zur Folge, dass der Sättigungszustand in der Blase ein anderer ist als in der sie umgebenden Flüssigkeit. Dadurch ist das System Wasser-Wasserdampf in einem thermischen Nicht-Gleichgewicht. Erst dieser Zustand ermöglicht einen Wärme- und Massentransport. [13]

### 2.5.2.1 Keimbildung

Entsteht eine Dampfblase, so hat sie ihren Ursprung in der Nukleation bzw. in der Keimbildung. Darunter versteht man im Allgemeinen einen mikroskopischen Vorgang, der den Wechsel vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand bei der Blasenbildung einleitet. In der Literatur gibt es jedoch widersprüchliche Standpunkte, die Begriffe Keimbildung, Blasenbildung im Allgemeinen und homogene und heterogene Blasenbildung im Speziellen betreffend. Daher soll im Folgenden die Aufteilung nach Fischer [6] verwendet werden. Diese geht von einer homogenen und einer heterogenen Blasenbildung aus, die nun näher erklärt werden.

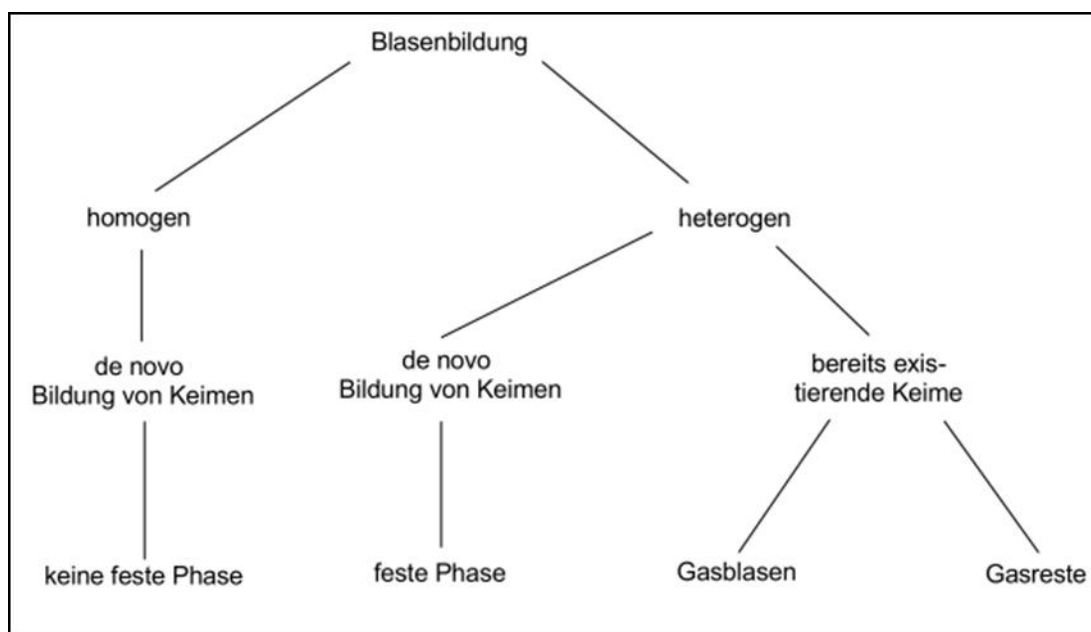


Abbildung 7: Einteilung der Blasenbildung in homogenen und heterogenen [6]

Die homogene Keimbildung beschreibt, dass der Verdampfungsprozess im Inneren der Flüssigkeit stattfindet. Solch ein Prozess setzt zum einen ein reines Stoffsystem und eine starke Überhitzung des Systems voraus und legt zum anderen fest, dass es keiner äußeren Störung unterliegt. Dies bedeutet auch, dass die Wände keinen Einfluss haben dürfen. Allerdings ist auf Grund dieser Anforderungen homogene Keimbildung in realen Anwendungen eher unwahrscheinlich. Der häufiger eintretende Fall ist heterogene Keimbildung. Dabei kommt es zur Blasenbildung an Oberflächendefekten (wie Kratzer, Ausnehmungen, mikroskopische Löcher), Fremdpartikeln (wie Verunreinigungen, ungelöste Stoffe)

oder Gasresten (wie Lufteinschlüssen). [13, 38, 6]

Speziell die Bildung an Wänden, eingeleitet durch Oberflächendefekte, ist häufig zu beobachten. Dies passiert, da in diesen Fällen die Adhäsionskräfte zwischen den beteiligten Elementen am geringsten sind und somit auch die zur Blasenbildung erforderliche Energie ein Minimum hat.

Dabei entstehen die Dampfblasen meist in den Tiefen mikroskopischer Öffnungen, da es dort am ehesten zu einer Überhitzung kommt, die durch das strömende Fluid nicht gekühlt werden kann. Zudem erlaubt ein kleiner Öffnungswinkel die Bildung von Blasen mit einem großen Krümmungsradius, folglich entsteht so ein nur unwesentlich höherer Druck in der Blase als in der Umgebung der Blase. Im Weiteren bedeutet das, dass sie mit weniger Energieaufwand gebildet werden kann. Es kann jedoch angenommen werden, dass es in regelmäßigen Abständen zu einer Blasenbildung kommt. Dies hängt jedoch von der zugeführten Energie, der Geometrie der Öffnung und der Art der Zuströmung des Fluids nach dem Ablösen der Blase ab. [21]

Wächst die Blase, so erreicht sie einen Zeitpunkt, ab dem die Auftriebskräfte über die Adhäsionskräfte dominieren. Tritt dieser Zustand ein, so löst sich die Blase von ihrem Siedekeim und erfährt einen Auftrieb. Dieser Punkt wird als Blasenablösung verstanden. [13]

Wie Experimente gezeigt haben, kommt es nach dem Ablösen an senkrechten Wänden zu einem Effekt, der als paralleles Ablösen bezeichnet wird. In solch einem Fall rollt die Blase zuerst entlang der Wand. Das Temperaturfeld in diesem Bereich bewegt sich zwischen der Sättigungstemperatur und der oberen Überhitzungstemperatur. [13, 33, 4]

### **2.5.3 Blasenentstehung am Dispergierorgan**

Sowohl bei der Entstehung als auch bei der Ablösung von Blasen gibt es einige Faktoren, die Einfluss ausüben und eine korrekte Aussage über die zu erwarteten Ergebnisse erschweren. Zum Beispiel gibt es die Konstruktionsgrößen, das sind Porendurchmesser, Lochanzahl, geometrische Abmessungen, Vorkammervolumen, Strömungsführung sowie die Teilung und Anordnung der Poren. Andere einflussnehmende Größen sind die Prozessgrößen wie Gasdurchsatz, Temperatur, Druck, Leerrohrgeschwindigkeit, Verhältnis Gas-/Produktvolumenstrom. Zusätzlich sind natürlich noch die Stoffwerte der kontinuierlichen und der dispersen Phase wie Viskosität, Dichte, Grenzflächenspannung, Konzentration und rheologische Eigenschaften von großer Bedeutung. [2] Allerdings haben nicht all diese Faktoren immer den gleichen Einfluss, wie aus den später genannten Formeln ersichtlich ist.

#### **2.5.3.1 Periodische Blasenbildung vs. Strahlgasen**

Bei der Blasenbildung an Dispergierorganen kann man im Allgemeinen zwischen zwei Arten unterscheiden, periodische Blasenbildung und Strahlgasen.

Die periodische Blasenbildung entsteht bei geringem Durchsatz, denn hier ist die Blasenbildungsfrequenz so gering, dass sich die Blasen ungestört entwickeln, ablösen und aufsteigen können. Dieser Vorgang wird auch oft als periodische Ausbildung von Einzelpartikeln beschrieben. Die so entstehenden Blasendurchmesser sind von ähnlicher Größe, sprich, sie besitzen eine enge Blasendurchmesserverteilung. Beim Strahlgasen hingegen, werden zwar genauso Einzelblasen ausgebildet, jedoch ist die Bildungsfrequenz auf Grund des hohen Durchsatzes so gering, dass durch die Dynamik des Ablösevorgangs diese Primärblasen in mehrere Sekundärblasen mit verschiedenen Durchmessern und somit mit einer breiten Blasendurchmesserverteilung aufgeteilt werden. [35, 5]

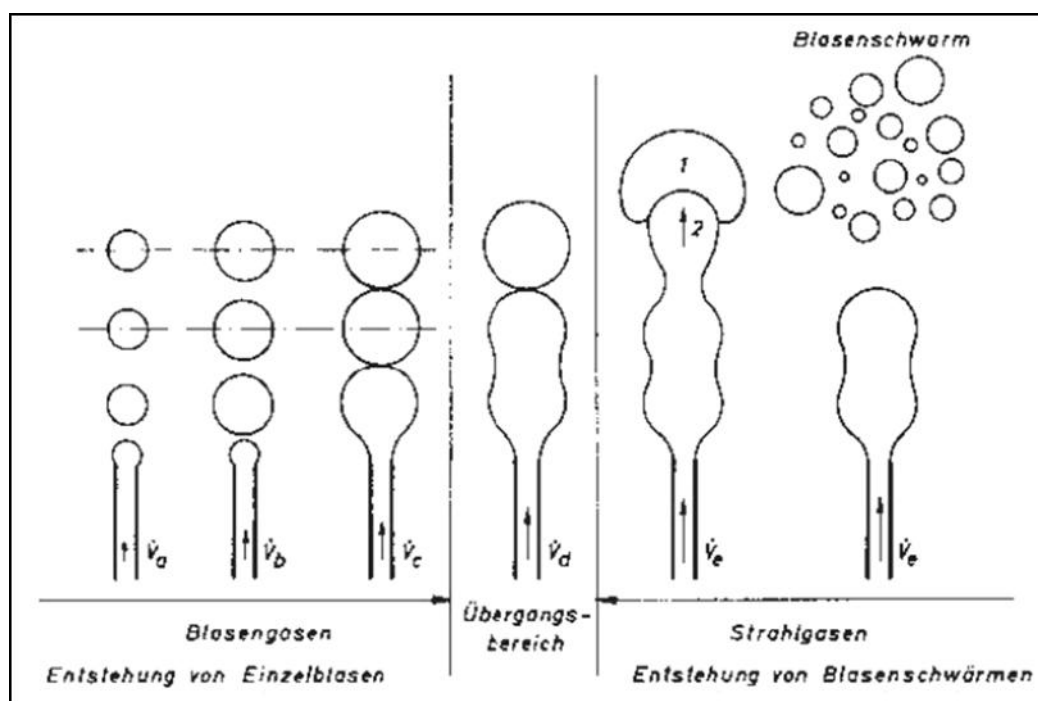


Abbildung 8: Periodische Blasenbildung und Strahlgasen [5]

Im Weiteren werden nun die Mechanismen und Formeln zur Berechnung des Blasendurchmessers zum Zeitpunkt der Ablösung für die periodische Blasenbildung und anschließend für die des Strahlgasens besprochen.

### 2.5.3.1.1 Periodische Blasenbildung

Für sehr kleine Gasdurchsätze in ein ruhendes Medium ist es ausreichend, ein einfaches Gleichgewicht der Auftriebs- und Haltekraft zu bilden. Als Haltekraft fungiert dabei die Oberflächenspannungskraft. Auf Basis dieser Gleichung kann nach der Kapillaritätstheorie der Durchmesser wie folgt berechnet werden [29]. Auftriebskraft abzüglich des Gewichts

$$F_A - F_G = \Delta \rho g V_B \quad (25)$$

Haltekraft:

$$F_\sigma = \sigma d_N \pi \quad (26)$$

Damit ergibt sich der Durchmesser zu

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{6 d_N \sigma}{\Delta \rho g}} \quad (27)$$

Wird der gasführende Volumenstrom erhöht, beziehungsweise nimmt das Verhältnis  $\frac{We^2}{Fr}$  zu, so vergrößert sich auch der Blasendurchmesser stetig. [14] Dies bedingt, dass zur Berechnung mehrere Kräfte beachtet werden müssen. Dazu zählen neben der Auftriebs- und der Oberflächenspannungskraft ebenso die Widerstands- und Trägheitskraft. Jedoch muss beachtet werden, dass in Abhängigkeit der Dominanz der verschiedenen Kräfte unterschiedliche Gesetzmäßigkeiten wirksam sind. [13, 35, 2] Um diese Gesetzmäßigkeiten zu berücksichtigen und den Blasendurchmesser berechnen zu können, geht Voit [36] in seiner Berechnung von einem quasistationären Gleichgewicht zwischen den Kräften aus. Dies ermöglicht eine grundsätzliche Berechnung des Blasendurchmessers, die iterativ durchgeführt werden muss.

Auftriebskraft:

$$F_A = \frac{\pi}{6} \Delta \rho g d_B^3 \quad (28)$$

Zähigkeitskraft:

$$F_\eta = 15 \frac{\dot{V}_G}{d_B} \eta_K \quad (29)$$

Trägheitskraft:

$$F_T = 1,3 \rho_K \left(\frac{\dot{V}_G}{d_B}\right)^2 \quad (30)$$

Oberflächenspannungskraft:

$$F_\sigma = \pi d_N \sigma \quad (31)$$

ergibt für den Blasendurchmesser:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{F_\eta + F_T + F_\sigma}{\Delta \rho g} \frac{6}{\pi}} \quad (32)$$

Mersmann [20] hat auch eine grafische Methode entwickelt, um den Blasendurchmesser schnell abzuschätzen. Jedoch soll auf diese hier nicht genauer eingegangen werden.

Nun gilt anzumerken, dass die oben genannten Formeln ihre Gültigkeit nur unter der Annahme eines ruhenden Mediums haben. Geht man dagegen von einem realen Fall aus, so muss zusätzlich die Bewegung des Mediums bzw. der kontinuierlichen Phase berücksichtigt werden. Mit dieser Voraussetzung entstehen zwei zusätzliche Kräfte, die beachtet

werden müssen, die Strömungskraft und die dynamische Auftriebskraft. Die Strömungskraft beschreibt die Kraft, die durch die kontinuierliche Phase entsteht. Diese ist parallel zur Ebene der Öffnung gerichtet und unterstützt den Ablösungsprozess. Dieser Prozess der Ablösung wird auch von der dynamischen Auftriebskraft unterstützt, da sie zum Kern der Strömung gerichtet ist. Das lässt den Rückschluss zu, dass je höher die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids ist, der Blasendurchmesser umso geringer ist [2].

Strömungskraft:

$$F_S = c_w \frac{w_F^2 \rho_F d_B^2 \pi}{2 \cdot 4} \quad (33)$$

dynamische Auftriebskraft:

$$F_{dA} = 0,76 \frac{\tau_W^{1,5} d_B^3 \rho_F^{0,5}}{\eta_F} \quad (34)$$

Kräftegleichgewicht:

$$F_{dA} + F_A - F_G = F_S + F_W + F_\sigma \quad (35)$$

Jedoch gibt es laut Bals [2] in der Literatur keine konkreten Ansätze zur Berechnung des Blasendurchmessers aus diesem Gleichungssystem.

### 2.5.3.1.2 Strahlgasen

Beim Strahlgasen kommt es anfangs, ebenso wie bei der periodischen Blasenbildung, zur Ausbildung einer Einzelblase. Diese wird beim Strahlgasen als Primärblase bezeichnet. Auf Grund der Dynamik der nachströmenden, dispersen Phase in Kombination mit den Trägheitskräften, wird diese Primärblase knapp oberhalb des Dispergierorgans zerteilt. Dadurch entsteht ein Blasenschwarm mit kleineren Blasendurchmessern, aber einer breiten Blasengrößenverteilung. Die so gebildeten Partikel werden als Sekundärpartikel bzw. Sekundärblasen bezeichnet.

Solch eine Zerteilung der Primärblase kann erreicht werden, wenn der Volumenstrom des einströmenden Gases erhöht wird, aber alle anderen Faktoren gleich bleiben. Wird der Volumenstrom gesteigert, so ändern sich gleichzeitig der Blasendurchmesser und die Frequenz der Blasenbildung. In diesen Fällen kommt es für den Blasendurchmesser zunächst zu einem steilen linearen Zuwachs, der dann abflacht und sich einem konstanten Wert annähert. Die Frequenzintervalle verkürzen sich in gleicher Weise. [5] Den Durchmesser der Primärblase betreffend behält, aber die oben genannte Formel ihre Gültigkeit.

Der VDI Wärmeatlas [35], mit Verweis auf [25, 26], beschreibt das Kriterium für Strahlgasen und Sekundärpartikelbildung mit Hilfe der dimensionslosen Weber- bzw. Froudezahl. Diese werden in Abhängigkeit vom Lochdurchmesser gewählt, da für kleine Lochdurchmesser die Oberflächenspannung dominiert und die Auftriebskräfte vernachlässigt werden können. Für große Lochdurchmesser gilt das umgekehrte Prinzip. Würden diese Grenzwerte bei Lochböden unterschritten, so würde das kontinuierliche Fluid in die Öffnungen eindringen, es würde zum sogenannten „Durchregnen“ kommen.



Für

$$d_N \sqrt{\frac{\rho_G g}{\sigma}} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_G}\right)^{\frac{5}{8}} \leq 2,32 \quad (36)$$

wird die Weber-Zahl berechnet

$$We_N = \frac{w_N^2 d_N \rho_G}{\sigma} \geq 2 \quad (37)$$

Für

$$d_N \sqrt{\frac{\rho_G g}{\sigma}} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_G}\right)^{\frac{5}{8}} \geq 2,32 \quad (38)$$

wird die Froude-Zahl berechnet

$$Fr_N = \frac{w_N^2 \rho_G}{d_N g \Delta\rho} \geq 0,37 \quad (39)$$

Eine Herausforderung beim Strahlgasen ist, eine korrekte Schätzung für den Durchmesser der Sekundärblasen zu geben, da es nach der Zerteilung der Primärblase auch zu Agglomeration kommen kann. Zum Beispiel beschreibt Klug [14] die Blasengrößenverteilung in solch einem Blasenschwarm als zweigipfelig.

Trotz dieser Unsicherheiten gibt Brauer [5] eine Formel zur Berechnung der Sekundärblasendurchmesser an. Diese gilt jedoch nur für Einzelöffnungen. Sie kann wie folgt berechnet werden:

$$d_{B,sek} = 0,72 d_N Fr_N^{\frac{1}{6}} \quad (40)$$

Dagegen definiert Brauer den Übergangsbereich zwischen periodischer Blasenbildung und Strahlgasen mit folgenden Kriterien:

$$\frac{We_{N,F}^2}{Fr_N} = 675 \quad (41)$$

Allerdings wird hier mit der Dichte der kontinuierlichen Phase gearbeitet  $\rho_F$ .

Wie aus den Formeln zur Berechnung des Strahlgasens gesehen werden kann, hat die Oberflächenspannung keinen Einfluss auf die Berechnung des Durchmessers. Lediglich bei der Kalkulation der Stoffwerte und Kennzahlen wirkt sie mit.

#### 2.5.4 Ermittlung der Blasenform und der Aufstiegsgeschwindigkeit

Sobald der Durchmesser ermittelt ist, kann man die theoretische Blasenauftstiegsgeschwindigkeit berechnen. Allerdings hängt die Geschwindigkeit von dem durch die Blasenform erzeugten Strömungswiderstand ab. Aus diesem Grund wird in den folgenden Absätzen zuerst auf die Form und erst anschließend auf die Geschwindigkeitsberechnung eingegangen.

### 2.5.4.1 Grundformen der Blasen

Wie vorher beschrieben unterliegen die Blasen bei ihrer Bildung, Ablösung und Bewegung einer Vielzahl von Kräften, die alle unterschiedlichen Einfluss nehmen. Diese Kräfte sind aber auch mitbestimmend für die Blasenform. Dabei sollte berücksichtigt werden, dass der ganze Vorgang von Blasenbildung und Bewegung dynamisch ist. Somit unterliegen Form und Größe der Blasen kontinuierlichen Veränderungen. [14]

Es sollte auch festgehalten werden, dass Ryskin und Leal [27] festgestellt haben, dass die Blasenform in direkter Weise von der Weberzahl und nicht von der Durchmesserzahl abhängt. Da die Weberzahl allerdings in Verbindung mit der Aufstiegs geschwindigkeit steht, diese aber vom Blasendurchmesser beeinflusst wird, kann die entstehende Blasenform indirekt in Abhängigkeit von dem Blasendurchmesser ausgedrückt werden.

Zur Unterteilung der möglichen auftretenden Blasenformen in vier Kategorien, beruft sich Brauer [5] auf die Arbeit von Peebles und Garber [23]. Dabei werden die Blasen anhand der Form, des Durchmessers und der Aufstiegs geschwindigkeit charakterisiert. Diese Beschreibung erfolgt jedoch unter der Voraussetzung, dass sich die Blasen in einer unendlich ausgedehnten Flüssigkeit bewegen und sie auch nicht in ihrer Bewegung durch andere Blasen oder Wände beeinflusst werden.

Die erste Blasenform (Abbildung 9 A), sie ist die kleinste der Blasenformen, ist jene der starren Kugelgestalt. In Wasser tritt diese Form bei Blasendurchmesser kleiner als 0,2 mm auf. Ihre Aufstiegs geschwindigkeit erreicht dann maximal einen Wert von 0,02 m/s. Die Besonderheit hierbei ist, dass sie auf Grund ihrer kleinen Form, der dominanten Oberflächenspannungskraft und des daraus resultierenden hohen Innendrucks, aus strömungstechnischer Sicht die Eigenschaften einer Feststoffkugel aufweist. Beim Aufstieg bewegt sich die Blase auf einer geraden Bahn.

Vergrößert sich der Durchmesser so kann die Blase immer noch eine kugelförmige Erscheinung (Abbildung 9 B) haben. Dabei kommt es aber im Inneren der Blase bereits zu Zirkulationströmungen, während auf der Außenseite die Beweglichkeit der Phasengrenzfläche zunimmt. Dies hat zur Folge, dass die Aufstiegs geschwindigkeit ebenfalls ansteigt. Die höchste erreichbare Aufstiegs geschwindigkeit in Wasser ist 0.34 m/s mit einem maximalen Durchmesser von 2 mm.

Bei der nächsten Art entwickelt die Blase eine elliptische Form (Abbildung 9 C). Dies passiert, da die Aufstiegs kraft an Einfluss gewinnt, während die Oberflächenspannungskraft abnimmt. Aus diesem Grund weist diese Blase eine bewegliche Phasengrenzfläche auf, die in Kombination mit der Umströmung der Blase zu der Erscheinung eines abgeflachten Rotationsellipsoids führt. Die Beweglichkeit der Phasengrenzfläche erhöht auch ihre grundsätzliche Aufstiegs geschwindigkeit. Jedoch bewegt sich die Blase auf Grund ihrer Form und der daraus resultierenden Strömungen in einer taumelnden Bewegung bzw. einer Schraubenlinie aufwärts, dadurch nimmt ihre rein vertikale Aufstiegs geschwindigkeit ab. In Wasser entsteht diese Form bei Blasen mit einem Durchmesser von 7 mm oder

kleiner. Die Geschwindigkeit kann 0.2 m/s erreichen.

Als letzte Form wird die regellose Blase (Abbildung 9 D) genannt. Sie sind auch bekannt als Schirmblasen oder „Taylor-Davis-Kappe“. Im Inneren dieser Blasenart zirkuliert das Gas in verschiedenen Bereichen. Daher unterliegt diese Blase einer stetigen Änderung der Form und der Bewegungsrichtung. Die Bewegung der Blasen wird dabei durch Auftriebs- und Trägheitskraft bestimmt.

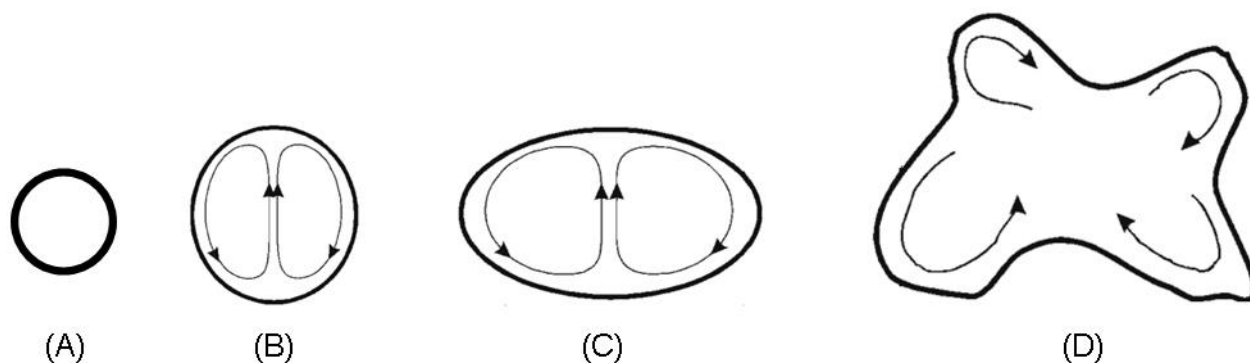


Abbildung 9: Blasenformen

## 2.5.4.2 Sonderformen von Gas- bzw. Dampfblasen

### 2.5.4.2.1 Blase im Rohr

Eine Sonderform beschreibt Brauer [5] mit Verweis auf Laird und Chisholm [23] mit zylindrischen Blasen in senkrechten Rohren. Denn entgegen ihrer grundsätzlichen Form, können die Blasen bei ausreichend großem Volumen den Querschnitt des Rohres fast gänzlich ausfüllen. Dabei wird die Bewegung der Blase durch einen dünnen Flüssigkeitsfilm an der Rohrwand ermöglicht. Dieser bewegt sich, relativ zum Blasenanstieg gesehen, abwärts und in das hinter der Blase befindliche Unterdruckgebiet. Dabei sollte aber berücksichtigt werden, dass, wenn viele Blasen in dem Rohr existieren, die Flüssigkeit mit geringerer Geschwindigkeit aufwärts gefördert wird.

Zur Berechnung kann man in einer ersten Näherung den Blasendurchmesser als den Durchmesser des Rohres annehmen. Wird das Volumen der Blase vergrößert, so hat dies auf Grund der Beschränkungen durch das Rohr nur eine Auswirkung auf die Länge. Da das Verhältnis von Blasenvolumen zu Mantelfläche dabei unverändert bleibt, geht man davon aus, dass die Länge der zylindrischen Blase für die Aufstiegs geschwindigkeit ohne Bedeutung ist.

Grundsätzlich gilt aber noch festzuhalten, dass neben den oben genannten Faktoren, welche bestimmend für die Blasenform sind, auch die Strömung eine wichtige Rolle spielt. Denn so kann selbst eine kugelförmige Blase während des Aufstiegs in einem Rohr auf Grund der Trägheitskräfte in eine schirmförmige Blase umgeformt werden.

#### 2.5.4.2.2 Verformung der Blasen

Bei der Bildung von Blasen gilt es zu beachten, dass nicht nur die Trägheitskräfte eine Auswirkung auf die Blasenform haben. Wird eine Blase einem hohen hydrostatischen Druck ausgesetzt, so kommt es zu einer zusätzlichen Verformung. Denn unter solchen Zuständen können sogar sehr kleine Blasen bereits unregelmäßig geformt werden. [14]

Im Generellen gilt, dass für derartige Fälle das Blasenvolumen auf eine volumengleiche Kugel umgerechnet werden kann.

#### 2.5.4.3 Bestimmung der Blasenform

Zur Bestimmung der auftretenden Blasenform kann man zwei verschiedene Ansätze wählen. Der erste erfolgt in Abhängigkeit des Blasendurchmessers und der resultierenden Geschwindigkeit, bei der zweiten Art werden der Blasendurchmesser und die Stoffeigenschaften des Fluids als entscheidender Faktor berücksichtigt. In den folgenden Absätzen sollen nun diese beiden Methoden erklärt werden.

##### 2.5.4.3.1 Ermittlung der Blasenform in Abhängigkeit des Blasendurchmessers und der resultierenden Geschwindigkeit

Zur Berechnung der relativen Aufstiegs geschwindigkeit einer Einzelblase, gibt es verschiedene Ansätze. Manche, wie Brauer [14], verfolgen eine klare Abgrenzung und Aufteilung in die verschiedenen Blasenformbereiche. Andere entwickelten eine Formel für das gesamte Spektrum an Blasenarten. Für diese Anwendung ist eine der am häufigsten verwendeten Formeln die nach Fan [9]. Da allerdings zur Berechnung nach Fan [9] zusätzliche Faktoren notwendig sind, soll hier nur mit der Methode nach Brauer [14] gearbeitet werden.

Dabei versteht man unter Blasenrelativgeschwindigkeit die Differenz zwischen der mittleren, absoluten Blasen aufstiegs geschwindigkeit und der mittleren, absoluten Strömungsgeschwindigkeit im Rohr. Die absolute Geschwindigkeit wird an einem festen, unbewegten Koordinatensystem gemessen [28].

$$w_R = w_{B,abs} - w_{F,abs} \quad (42)$$

Die unterschiedlichen Blasenarten in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Partikelgröße können gut in der graphischen Darstellung gezeigt werden.

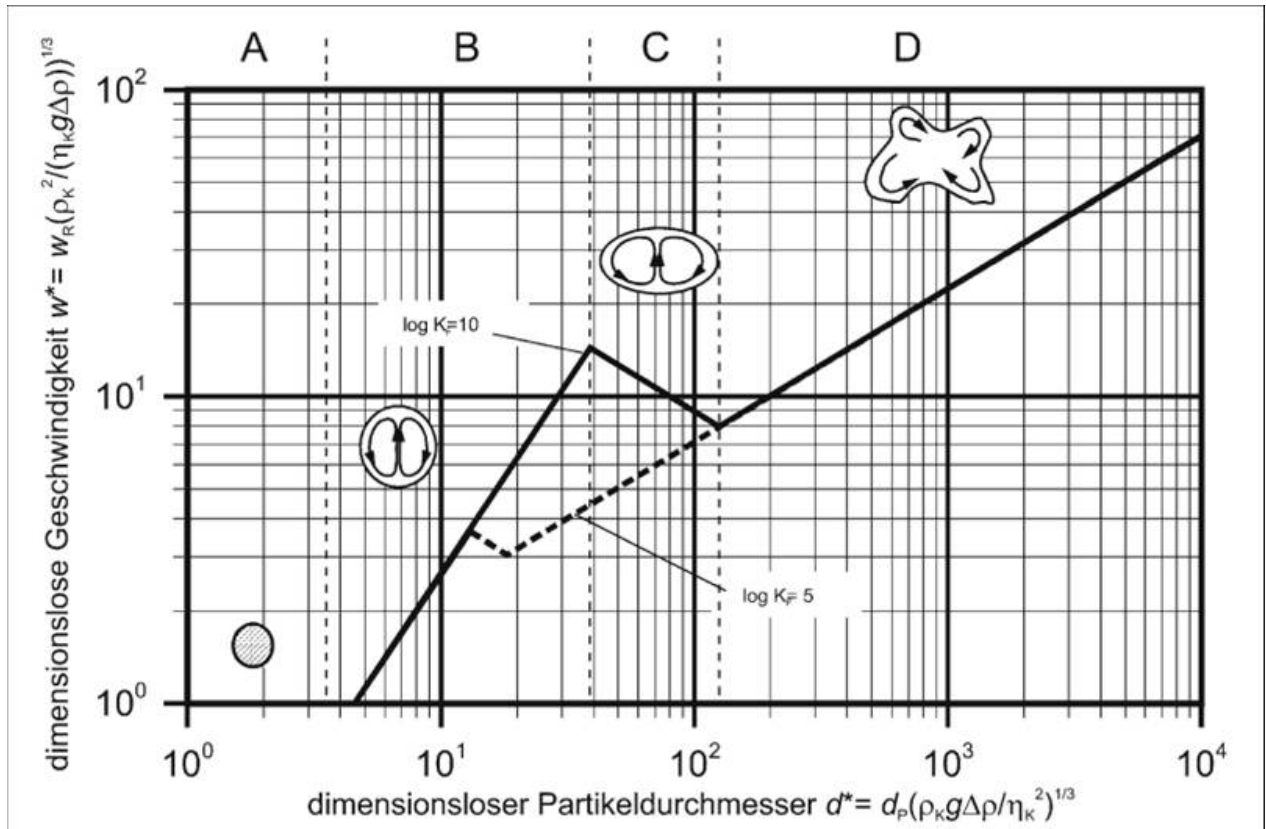


Abbildung 10: Normierte Darstellung der lokalen Relativgeschwindigkeiten von Gasblasen [5, 23, 35]

Dabei werden, nach Mersmann[20], die dimensionslose Geschwindigkeit auf der Ordinate und die dimensionslose Partikelgröße auf der Abszisse aufgetragen. Wie ersichtlich, teilen sich die Blasenformen in klar abgegrenzte Bereiche. Die Definition der Bereiche kann mit der dimensionslosen Flüssigkeitskennzahl und der Reynoldszahl gut angegeben werden.

$$K_F = \frac{\rho_F \sigma^3}{g \eta_K^4} = \frac{Re^4 Fr}{We^3} \quad (43)$$

und

$$Re_G = \frac{w_R d_B \rho_K}{\eta_K} \quad (44)$$

Zusätzlich lässt dies auch eine Eingrenzung der verschiedenen Bereiche anhand der Archimedeszahl zu.

Somit ergeben sich je nach Blasenform die im Anschluss genannten Grenzwerte. Zusätzlich sollen die nach Brauer [5] mit Verweis auf [23] empirisch ermittelten Beziehungen angegeben werden, mit deren Hilfe man die Aufstiegsgeschwindigkeiten der Einzelblase berechnen kann. Bei den Grenzwerten gilt es aber zu sagen, dass in der Literatur verschiedene Werte für die Grenzbereiche angegeben werden. Dies kann durch unterschiedliche Wasserqualitäten oder durch Verunreinigungen entstanden sein. Aus diesem Grund

werden hier nun drei mögliche Definitionen von Grenzbereichen genannt. Die von Brauer [5] und Schlüter [28] verwendeten Bereiche werden in Abhängigkeit von der Reynoldszahl der Blase angegeben. Die im VDI [35] mit Verweis auf Brauer [5] angegebenen, erfolgen in Abhängigkeit der Archimedeszahl.

| Blasenform | Schlüter [28]                               | Brauer [5]                                  | VDI-Wärmeatlas [35]                       |
|------------|---|---|---|
| A          | $Re_B \leq 1,4$                             | $Re_B \leq 2,2$                             | $Ar \leq 7, Re_B \leq 0,2$                |
| A+         |   |   | $Ar \leq 7,2, Re_B \geq 0,2$              |
| B          | $1,4 < Re \leq 3,73 K_F^{0,209}$            | $2,2 < Re \leq 4,02 K_F^{0,214}$            | $7,2 < Ar \leq 125 K_F^{0,25}$            |
| C          | $3,73 K_F^{0,209} < Re \leq 3,1 K_F^{0,25}$ | $4,02 K_F^{0,214} < Re \leq 3,1 K_F^{0,25}$ | $125 K_F^{0,25} < Ar \leq 22,6 K_F^{0,5}$ |
| D          | $3,1 K_F^{0,25} < Re$                       | $3,1 K_F^{0,25} < Re$                       | $\leq 22,6 K_F^{0,5} < Ar$                |

Tabelle 3: Vergleich der Grenzwerte zur Blasenbestimmung

#### 2.5.4.3.2 Ermittlung der Blasenform in Abhängigkeit von Blasendurchmesser und Stoffeigenschaften des Fluids

Die zweite Methode, die eine Aussage über die auftretende Blasenform in einer unendlich ausgedehnten Flüssigkeit ermöglicht, wird von Clift et al. [7] angegeben. Der Vorteil bei diesem System ist, dass zur Ermittlung nur geschwindigkeitsunabhängige Kennzahlen verwendet werden. Im Detail ist das die Eötvös-Zahl und die Morton-Zahl. Wie bereits beschrieben, gibt die Eötvös-Zahl das Verhältnis von Auftriebskraft zu Oberflächenspannungskraft wieder. Zudem ist sie ein Maß für die Deformation einer kugelförmigen Blase [13]. Die Morton-Zahl ist eine Kennzahl für die Stoffgrößen der Newtonschen Flüssigkeit in dimensionsloser Form. Sie entspricht auch dem Kehrwert der oben angegebenen Flüssigkeitskennzahl [28]. Sind diese beiden Werte berechnet, so kann man über deren Schnittstelle in der dazugehörigen Grafik die auftretende Blasenform bestimmen. Zusätzlich kann man unter Verwendung dieser Grafik eine Aussage über die Reynoldszahl der Blase und folglich über die Aufstiegs geschwindigkeit treffen.

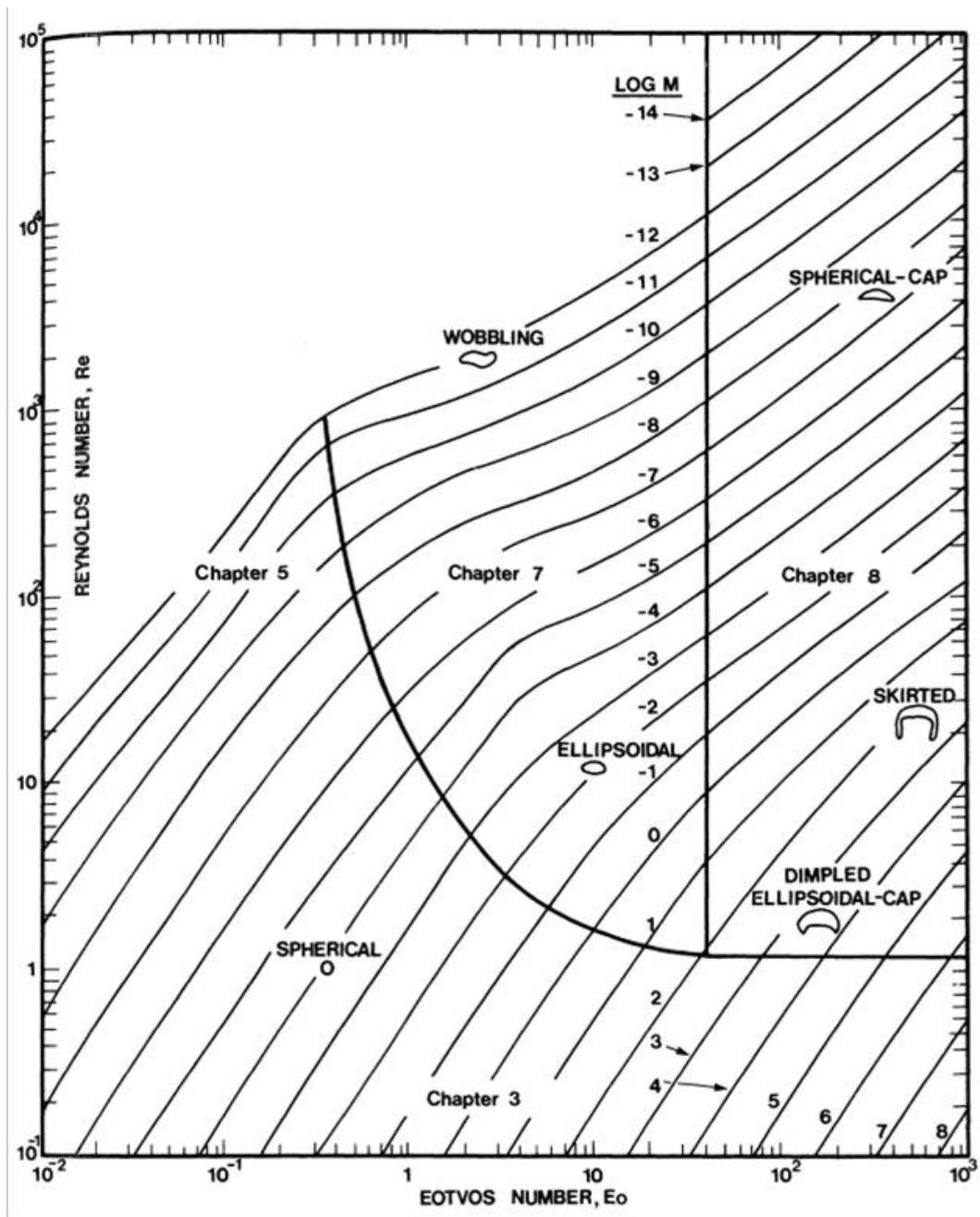


Abbildung 11: Blasenformen bei unbeeinflussten Bewegungen in einer Flüssigkeit [7]

#### 2.5.4.4 Blasenketten und Blasenschwärme

Bisher wurden nur die Eigenschaften von Einzelblasen betrachtet. Bei Blasenketten und Blasenschwärmen sind diese Eigenschaften jedoch veränderlich. So hat Miyahara [22] eine empirische Gleichung aufgestellt, um die Durchmesser von Blasen in Blasenketten zu berechnen. Wie aus der Formel ersichtlich, hängt der Durchmesser einzig von den Stoffgrößen ab.

$$\frac{d_B}{d_h} = 0,74 Mo^{0,04} \quad \text{für} \quad 10^{-2} < Mo < 104 \quad (45)$$

Auch die Blasenauftiegschwindigkeit variiert. Generell wird berichtet, dass es im Vergleich zu den oben beschriebenen Einzelblasen, zu einer Steigerung der Aufstiegschwindigkeit kommt. Der Hauptgrund dafür ist die Wirbelschlepe der Blasen, in der die nachfolgenden Blasen mitgerissen werden. Für diesen Effekt entscheidend ist logischerweise der Abstand zwischen den einzelnen Blasen. Ist der Blasenabstand zu groß, so hat die Wirbelschlepe kaum eine Auswirkung. Allerdings hat sich auch gezeigt, dass die Wirbel einen Einfluss auf die Bahn haben, auf denen sich die Blase bewegt. So kommt es, verursacht durch die Wirbel die im Nachlauf einer deformierten Blase mit hohen Eötvös-Zahlen mit Schlagseite liegen bleiben, zu einer Richtungstendenz der Blase in Richtung Rohrmitte [28]. Tomiyama et al. [34] haben ermittelt, dass Blasen, deren Durchmesser größer als 5,6 mm ist, eine Bewegung zur Rohrmitte durchführen, während Blasen, die kleiner sind, sich zur Rohrwand hinbewegen. Zu ähnlichen Effekten kommt es bei Blasenschwärmen. Denn bei solchen Formen kann die Blasenauftiegschwindigkeit um bis zu 20% höher sein als bei Einzelblasen. Wobei dies maßgeblich durch den Gasanteil im Schwarm und somit wieder durch den Abstand der Blasen zueinander definiert wird [28]. Auf Grund der Komplexität dieses Forschungsgebiets soll hier jedoch nicht näher auf dieses Thema eingegangen werden.



### 3 Konzeptionierung des Versuchsstandes

Wie in der Einleitung erwähnt, ist die Aufgabe dieser Diplomarbeit einen Versuchstand zu konzipieren, anhand dessen die Effekte eines Naturumlaufdampferzeugers nachgebildet werden können. Von besonderem Interesse sind dabei neben dem Blasenbildungsvorgang, die Blasenbewegung im Rohr und die entstehenden Strömungen.

Es interessieren die Form der entstehenden Blasen und ihre Durchmesser- und Verteilung. Speziell gilt es die Verteilung im Rohr und das Verhalten der Blasen zueinander, z.B. Agglomeration der einzelnen Blasen, zu analysieren. Dadurch könnte man Aussagen über die Strömungsform im Rohr tätigen, z.B. eine homogene Blasenströmung oder Ringströmung. Es wäre somit möglich eine Beurteilung von riskanten Gasanteilen anzugeben und man könnte spezifische, teils konstruktionsbedingt, Elemente genauer analysieren und ihre Wirkung beurteilen. Dies inkludiert ob es zu ungünstigen Verwirbelungen, Sammelpunkten für Gasblasen oder sonstigen Irritationen kommt.

Diese Vorgänge sollen sowohl im Fallrohr, als auch im Steigrohr auftreten und beobachtet werden können. Dabei wird häufig für einen realen Naturumlaufdampferzeuger angenommen, dass das Fallrohr nicht beheizt wird, jedoch soll dieser Versuchstand auch ermöglichen, die auftretenden Effekte eines beheizten Fallrohres zu simulieren. Um dies zu erreichen muss aber gewährleistet werden, dass diese Vorgänge beobachtet und mit geeigneten Maßnahmen dokumentiert werden können. Zudem soll der Versuchstand so konzipiert sein, dass leicht Veränderungen vorgenommen und Teile ausgetauscht werden können. Ein zusätzlicher Faktor, der beim Konzept des Versuchsstandes eine Rolle spielt, sind die Kosten. Hier gilt es ein Optimum zwischen Kosten und Funktion zu erreichen.

#### 3.1 Vergleichsobjekt

Als Vergleichsobjekt wurde ein üblicher Naturumlaufdampferzeuger gewählt. Dieser wird bei einem Druck von 6.82 MPa und einer Siedetemperatur von 284.09°C betrieben. Die Trommel einer solchen Anlage liegt in einer Höhe von 30 m, mit einem oberen Sammler bei 29.5 m und einem unteren Sammler bei 0,5 m. Die normale Fließgeschwindigkeit in einem Rohr liegt bei bis zu 2,5 m/s.

Eine Schwierigkeit, die bei der Arbeit mit einem realen Naturumlaufdampferzeuger und der darin befindlichen Zweiphasenströmung entsteht, ist, dass die Zustände, wie auch die Blasenbildung, unter diesen Bedingungen nur errahnt werden können. Dies führt dazu, dass gewisse Prozesse auf Basis der vorher beschriebenen Theorien einfach angenommen werden müssen.

## 3.2 Konzepte

Die Herausforderung war nun, solch einen realen Naturumlaufdampferzeuger in einem Versuchstand nachzubilden. Dafür wurden zwei grundlegend verschiedene Konzepte überlegt, die eine durchgehende Beobachtung der Blasen ermöglichen.

Als erstes wurde ein Modell, bestehend aus Glasrohren und einer tatsächlichen Beheizung, in Erwägung gezogen. Die Vorteile sind eine natürliche Blasenbildung und Strömungsbewegung. Die Nachteile hingegen wären der Aufwand und die damit verbundenen Kosten, um solch einen Versuchstand aufzubauen und zu betreiben. Zusätzlich könnte eine Feineinstellung der zu beobachtenden Zustände schwierig sein.

Die zweite Idee war, einen aus farblosen, durchsichtigen Plexiglasrohren bestehenden Versuchstand aufzubauen, in dem die Dampfblasen durch Einblasen von Luft simuliert wird, ein Verfahren, das in der Blasenforschung gängig ist. Die Vorteile dieser Methode sind eine verhältnismäßig kostengünstige und einfache Fertigung und eine Justierung der entstehenden Blasen wäre leichter erreichbar, der Betrieb könnte schneller aufgenommen werden und die Handhabung würde so nicht weniger komplex sein. Als Nachteil steht dem eine erzwungene Blasenbildung gegenüber, die im schlimmsten Fall den Vorgängen in einem Naturumlaufdampferzeuger nicht ähnelt. Zusätzlich kommt es bei dieser Vorgehensweise zu keinem Phasenwechsel. Das hat Konsequenzen auf die sich einstellende Strömungsform. Allerdings, wie bereits beschrieben, kann davon ausgegangen werden, dass zweiphasige, disperse Strömungen, bestehend aus Wasser-Wasserdampf und Wasser-Luft ähnliche Eigenschaften aufweisen.

Um weitere Argumente für eines der beiden Konzepte zu erlangen, wird der Begriff der mechanische Ähnlichkeit betrachtet.

### 3.2.1 Mechanische Ähnlichkeit

Bei der mechanischen Ähnlichkeit wird eine Auswahl an dimensionslosen Kennzahlen herangezogen, anhand derer es möglich ist, geometrisch ähnliche Strömungen miteinander zu vergleichen. Dabei gilt, dass zwei Strömungen verschieden sind, wenn bereits eine Referenzgröße (z.B. Länge) ungleich ist. Das ist möglich, indem durch die verwendeten Kennzahlen, die Geometrien durch Entdimensionalisierung auf eine identische Geometrie abgebildet werden. Sind auch noch die Randbedingungen ähnlich, z.B. homogene Strömung, so unterscheiden sich die Strömungen einzig durch Skalenfaktoren.

Das Konzept von mechanischer Ähnlichkeit ist in jenen Fällen nützlich, in denen erst Versuche an einem Modell durchgeführt und dann, unter Verwendung der mechanischen Ähnlichkeit, die Ergebnisse auf einen realen Prozess übertragen werden. Ein gutes

Beispiel für solch eine Kennzahl ist die Reynoldszahl. Sie wird zum Beispiel im Flugzeugbau eingesetzt, bei dem an kleineren Modellen die Luftströmung untersucht wird. Damit von mechanischer Ähnlichkeit gesprochen werden kann, muss die Reynoldszahl übereinstimmen und um dies zu erreichen muss lediglich die Anströmgeschwindigkeit angepasst werden.

Es gibt eine Vielzahl an dimensionslosen Kennzahlen, die zu Vergleichszwecken herangezogen werden können, jedoch sollte man die Auswahl der Vergleichskennzahlen gut überlegen, da nicht immer alle Kennzahlen passend sind.

Eine Herausforderung, die Kennzahlen des Naturumlaufdamperzeugers betreffend, besteht in dessen Zweiphasenströmung. Es gibt zwar Kennzahlen die Strömungscharakteristika und die Blasen betreffend, aber es gibt kaum Parameter, die für Zweiphasenströmungen direkt ausgelegt sind. Daher werden die Kennzahlen, sofern möglich, mit einem Mittelwert der beiden Phasen in dem Fluid gebildet, beispielsweise mit der mittleren Dichte. Eine weitere Möglichkeit, um Zweiphasenströmungen zu vergleichen, ist, die das Fluid bestimmenden Eigenschaften ins Verhältnis zu setzen. Dies kann beispielsweise wieder mit der Dichte dargestellt werden. Dabei sollt sowohl im realen Naturumlaufdamperzeuger als auch im Versuchsstand die Dichte des Dampfes bzw. des Gases ins Verhältnis zu dem der Flüssigkeit gesetzt werden. Diese beiden Verhältnisse sollten annähernd gleich sein.

Um die Strömungszustände in diesem Fall zu vergleichen, wurden die Reynoldszahl und die Froude-Zahl gewählt. Um die vorhanden Blasen mit der Weberzahl zu vergleichen müsste man deren Aufstiegs geschwindigkeit kennen, da diese aber anhand des Durchmessers bestimmt werden, muss nach anderen Maßnahmen gesucht werden. Für diese Fälle eignet sich die Durchmesserberechnung nach Clift et al. [7], die mit der geschwindigkeitsunabhängigen Morton-Zahl und Eötvös-Zahl arbeitet.

Die zu vergleichenden Zustände sind

- A: realer Naturumlaufdamperzeuger, Druck  $p=68,2$  bar, Siedetemperatur  $t=284,09^\circ\text{C}$ , Fließgeschwindigkeit  $w=1,5$  m/s, Rohrrinnendurchmesser  $d=41$  mm
- B: Versuchsstand mit erhitztem Wasser, Druck  $p=1$  bar, Siedetemperatur  $t=100^\circ\text{C}$ , Fließgeschwindigkeit  $w=1,5$  m/s bis 2 m/s, Rohrrinnendurchmesser  $d=40$  mm
- C: Versuchsstand mit Wasser und eingeblasener Luft, Druck  $p=1$  bar, Temperatur  $t=20^\circ\text{C}$ , Fließgeschwindigkeit  $w=1,5$  m/s bis 2 m/s, Rohrrinnendurchmesser  $d=40$  mm Die Stoffwerte wurden der Temperatur und dem Druck entsprechend gewählt aus [35, 37].

### 3.2.1.1 Berechnung der Kennzahlen für die Strömung

Die Reynoldszahl und die Froudezahl können als die wichtigsten Größen die Strömung betreffend angesehen werden.

| Kennzahl | Dampferzeuger bei 284,09°C mit Wasser | Versuch bei 100°C mit Wasser | Versuch bei 20°C mit Wasser-Luft Gemisch |
|----------|---------------------------------------|------------------------------|--|
| Reynolds | $4,972 \cdot 10^5$                    | $2,041 \cdot 10^5$           | $5,976 \cdot 10^4$                       |
| Froude   | 2,365                                 | 2,395                        | 2,395                                    |

Tabelle 4: Vergleich der Reynolds- und Froude-Zahlen

Betrachtet man die Kennzahlen der Strömung, so zeigt sich deutlich, dass eine geometrische Ähnlichkeit nicht vorliegt. Die Werte der Reynoldszahlen der verschiedenen Zustände weisen drastische Unterschiede auf. Für den Originalzustand wird ein um den Faktor 2.4 höherer Wert erreicht als bei Sieden unter atmosphärischen Bedingungen. Verglichen mit dem Ergebnis für den Versuchsstand ist es sogar um den Faktor 8.3 größer.

Diese Unterschiede werden durch die Viskosität verursacht, somit bieten sich als Ausgleichsgrößen nur Rohrinnendurchmesser und Fließgeschwindigkeit an. Da aber die Froudezahl als ähnlich angesehen werden kann - die Differenz zwischen den Werten entsteht durch einen konstruktionsbedingten kleineren Durchmesser - kann ein notwendiges Verhältnis von Durchmesser zu Geschwindigkeit berechnet werden.

Um nun eine vergleichbare Reynoldszahl zu ermitteln, müsste die Geschwindigkeit auf 3 m/s und der Rohrdurchmesser auf 164 mm erhöht werden. Jedoch ist bei diesem Versuchstand die Blasenbewegung im vorgegebenen Verlauf und somit auch die Aufstiegs geschwindigkeit der Blasen von großem Interesse. Das bedeutet, dass eine solche Änderung zwar zu mechanischer Ähnlichkeit führen könnte, aber die Blasenbewegung stark beeinflusst werden würde.

### 3.2.1.2 Berechnung der Kennzahlen für die Blasenbestimmung

#### 3.2.1.2.1 Eötvös

Zur Berechnung dieser Kennzahl wäre grundsätzlich ein Blasendurchmesser notwendig. Da die restliche Formel allerdings nur aus Stoffgrößen besteht, stellen die hier angegebenen Werte das Verhältnis dieser Stoffgrößen dar. Ausgehend von einem gleichen Blasendurchmesser, bietet dies bereits eine gute Übersicht.

| <b>Kennzahl</b> | <b>Dampferzeuger bei 284,09°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 100°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 20°C mit Wasser-Luft Gemisch</b> |
|-----------------|--|-------------------------------------|---|
| Eötvös          | $3,847 \cdot 10^5 d_B^2$                     | $1,595 \cdot 10^5 d_B^2$            | $1,345 \cdot 10^5 d_B^2$                        |

Tabelle 5: Vergleich der Eötvös-Zahl

### 3.2.1.2.2 Morton

| <b>Kennzahl</b> | <b>Dampferzeuger bei 284,09°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 100°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 20°C mit Wasser-Luft Gemisch</b> |
|-----------------|--|-------------------------------------|---|
| Morton          | $1,529 \cdot 10^{-13}$                       | $3,151 \cdot 10^{-13}$              | $2,568 \cdot 10^{-11}$                          |
| Log             | -12,816                                      | -12,502                             | -10,59  |

Tabelle 6: Vergleich der Morton-Zahl

### 3.2.1.2.3 Weber

Ähnlich wie bei der Eötvös-Zahl ist die Berechnung der Weber-Zahl abhängig von dem Durchmesser aber auch von der Aufstiegsgeschwindigkeit. Daher wurden hier die die Weber-Zahl bestimmenden Stoffgrößen ins Verhältnis gesetzt.

| <b>Kennzahl</b> | <b>Dampferzeuger bei 284,09°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 100°C mit Wasser</b> | <b>Versuch bei 20°C mit Wasser-Luft Gemisch</b> |
|-----------------|--|-------------------------------------|---|
| Weber           | $4,118 \cdot 10^4 w_B^2 d_B$                 | $1,627 \cdot 10^4 w_B^2 d_B$        | $1,327 \cdot 10^4 w_B^2 d_B$                    |

Tabelle 7: Vergleich der Weber-Zahl

Analysiert man nun die für die Dampf- bzw. Gasblasen wichtigen Kennzahlen, so sieht man klare Unterschiede. In diesen Fällen werden sie maßgeblich durch die temperaturabhängige Oberflächenspannung beeinflusst.

Bei dem Verhältnis der Stoffgrößen der Eötvös-Zahl gibt es eine Abweichung zwischen dem exemplarischen Naturumlauferzeuger um den Faktor 2,4 zu der Lösung mit siedendem Wasser und 2,8 zu der Lösung mit Wasser-Luft.

Während bei der Morton-Zahl der Unterschied zwischen dem realen Dampferzeuger und dem Wasser bei 100°C verhältnismäßig gering ausfällt, zeigt sich wieder ein deutlicher

Unterschied zu der Lösung bei 20°C. Bei den Stoffgrößen der Weber-Zahl zeigt sich erneut ein größerer Unterscheid zwischen dem realen Aufbau und den Versuchsaufbauten, Faktor 2,5 zur Lösung mit siedendem Wasser und Faktor 3 zur Lösung mit Wasser-Luft Gemisch.

### 3.2.1.2.4 Dichteverhältnis

| Kennzahl          | Dampferzeuger bei 284,09°C mit Wasser | Versuch bei 100°C mit Wasser | Versuch bei 20°C mit Wasser-Luft Gemisch |
|-------------------|---------------------------------------|------------------------------|--|
| Dichte-verhältnis | 0,048                                 | $6,24 \cdot 10^{-4}$         | 0,0012                                   |

Tabelle 8: Vergleich der Dichteverhältnisse

Das Dichteverhältnis der verschiedenen Dampf- bzw. Gasblasen zur Flüssigkeiten weist wieder eine klare Differenz auf. Man sollte allerdings berücksichtigen, dass die Dichten der Dampf- und Gasblasen stärker von dem Druck abhängig sind als jene der Flüssigkeit.

### 3.2.1.3 Analyse der Kennzahlen

Die oben berechneten Kennzahlen zur Bestimmung der mechanischen Ähnlichkeit zeigen, in Verbindung mit der Grafik von Clift et al. [7], dass das Fluid im realen Naturumlaufdampferzeuger anderen Bedingungen unterliegt als in einem der vorgeschlagenen Versuchsstände.

Abgesehen von den Unterschieden in der Strömung, wird dies auch dadurch deutlich, dass die Blasen trotz einem angenommenen gleichen Durchmesser früher ihre Form verändern als bei den Versuchsständen. Dieses Verhalten wird durch die höheren Eötvös-Zahlen ausgedrückt, die als Maß für die Deformation gelten. Auch zeigt sich, dass die Weber-Zahl höher ist als bei den Versuchsständen und, wie oben erwähnt, es kann gesagt werden, dass je höher die Weber-Zahl ist, desto mehr weicht die Blase von der Kugelform ab. Als Folge kommt es zu einer, für die Blase, höheren Reynoldszahl und somit zu einer beweglicheren Phasengrenzfläche. Allerdings ist in diesem Fall eine höhere Reynoldszahl nicht gleichbedeutend mit einer höheren Aufstiegs geschwindigkeit. Da die Viskosität sinkt je höher die Temperatur ist, ergibt sich, bei gleichem Blasendurchmesser, eine höhere Blasen aufstiegs geschwindigkeit für den mit dem Wasser-Luft Gemisch betriebenen Versuchsstand.

Betrachtet man nun das Dichteverhältnis der verschiedenen Fluide, so sieht man eindeutig, dass die Verhältnisse nicht annähernd übereinstimmen. Eine Alternativlösung könnte sein, bei dem Wasser-Luft Gemisch die Komponenten zu verändern. Neben

höheren Kosten würde dies aber auch weitere Forschungsarbeit benötigen, um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine mechanische Ähnlichkeit nicht gegeben ist und auch nicht durch Adaptionen erzielt werden kann. Zwar weist der Versuchsstand mit siedendem Wasser, für die mechanische Ähnlichkeit bessere Werte auf, jedoch ist der Unterschied zu groß, um durch Änderungen konstruktiver Größen oder Prozessgrößen eine annähernde mechanische Ähnlichkeit zu erreichen. Der mit dem Wasser-Luft Gemisch betriebene Versuchsstand erlaubt auch keinerlei Anpassung, weist aber theoretisch eine höhere Blasenauftiegs geschwindigkeit auf.

Aus den genannten Gründen wird die Idee eines Versuchsstandes, der mit siedendem Wasser betrieben wird, verworfen. Die entstehenden Kosten würde in keiner Relation mit dem daraus gewonnen Nutzen stehen. Daher wird das Konzept des Versuchsstandes mit Lufteinblasung in reines Wasser weiter verfolgt. Er wird so ausgelegt, dass die geometrische Ähnlichkeit bestehen bleibt. Dies sollte zu ähnlichen Druckverlusten wie in einem realen Naturumlaufdampferzeuger führen. Dabei gilt zu beachten, dass das Ziel des Versuchsstandes ist, die Phänomologie zu studieren und nicht einen realen Dampferzeuger nachzubilden.

### 3.3 Entwurf der Luftzufuhr

Nachdem nun klar ist, dass der Versuchsstand mit dem Einblasen von Luft funktionieren soll, gilt es, die einzelnen Bereiche des Aufbaus abzuklären. Dazu zählen unter anderem genereller Aufbau, notwendiges Material und Konzepte zur Lufteinblasung. Sind diese Punkte geklärt, kann die Berechnung begonnen werden.

Dem Aufbau eines realen Naturumlaufdampferzeugers folgend, besteht der Versuchsstand aus einer Trommel bzw. einem Tank, einem oberen Sammler, Fallrohren, einem unteren Sammler und den Steigrohren. Beim Versuchsstand, wie auch bei einem realen Dampferzeuger, hat die Trommel bzw. Tank die Aufgabe, die Blasen von der Flüssigkeit zu separieren, zusätzlich soll aber hier die Möglichkeit geboten werden, den Massenstrom zu messen. Um das zu erreichen, sollen statt einem großen Behälter, zwei kleinere verwendet werden, zwischen denen eine Rohrverbindung mit einer Messeinheit zur Massenbestimmung montiert wird. Dabei hat der erste der beiden Behälter die Aufgabe der Blasenseparation, welche durch eine einfache physische Sperre durchgeführt werden soll.

Über ein Rohr mit Umlenkung soll der obere Sammler erreicht werden. Dessen Hauptaufgabe ist die Speisung der Fallrohre mit reinem Wasser.

Für den Versuchsstand sollen aus dem oberen Sammler drei Fallrohre gespeist werden. Anschließend teilt sich das erste Rohr über eine Y-Verbindung in zwei Rohre auf, dabei behalten sie den gleichen Durchmesser wie die anderen Fallrohre. Knapp über dem unteren Sammler sollen diese vier Rohre dann wieder mit einer Y-Verbindung auf drei Rohre

zusammengeführt werden. Zusätzlich soll in jedem der vier Fallrohre die Möglichkeit bestehen, eine Beheizung durch das Einblasen von Luft zu simulieren.

Der untere Sammler fasst die Fallrohre zusammen und schafft eine Verbindung zu dem Steigrohr. Für den Versuchsstand ist ein Steigrohr ausreichend. Es soll über die komplette Höhe direkt in die Trommel führen. Auch soll, um eine Beheizung zu simulieren, Luft eingeblasen werden.

In dem Fall, dass nur die Vorgänge in den Fallrohren unter konstanten Fließbedingungen zu beobachten sind, kann das Steigrohr und der dazugehörige Teil des unteren Sammlers durch eine Pumpe ersetzt werden.

### **3.3.1 Grundsätzlicher Aufbau des Versuchsstandes**

Für den Aufbau eignet sich ein vorgegebenes Gerüst mit einer Gesamthöhe von 9,8 m. In einem Abstand von 2 m unter der obersten Plattform, bietet es eine Ebene auf welcher der obere Sammler aufgestellt werden kann. Zusätzlich gibt es noch zwei Plattformen auf einer Höhe von 2,5 m und 4,9 m, die eine Beobachtung und Dokumentation erleichtern. Befestigungen an dem Gerüst erfolgen mit Rohrschellen und anderen, speziell angefertigten, Haltevorrichtungen. Für die Materialauswahl stehen neben der Möglichkeit zur Beobachtung der Blasen auch die Kriterien eines leicht durchführbaren Aufbaus, leichte Bearbeitung der einzelnen Elemente, gute Verformbarkeit unter höheren Temperaturen und lange Lebensdauer im Vordergrund. Aus diesem Grund wurden für alle Rohrelemente, inklusive der oberen und unteren Sammler, aber exklusive der Verbindung der unteren Sammler, vorgefertigte Plexiglasrohre gewählt. Die Verbindung der unteren Sammler wurde auf Grund des höheren Wasserdrucks und der geringeren Druckresistenz der Plexiglasrohre mit druckfesten PVC-Rohren geplant. Die Verbindung der einzelnen, 2 m langen Plexiglasrohre wurde, mit Ausnahme der Anschlüsse der oberen und unteren Sammler, mit einer Überschiebmuffe überlegt. Für die Sammler müssten die Anschlüsse aus konstruktiv-technischen Gründen wie aus Gründen der Dichtheit geklebt werden. Ein Faktor, den es allerdings bei der Konstruktion und Bearbeitung von Plexiglasrohren zu berücksichtigen gilt, ist, dass es, auf Grund der Eigenspannungen des Materials erforderlich ist, sowohl vor und nach einer spanenden Bearbeitung, als auch vor und nach einem Klebevorgang die behandelten Elemente getempert werden müssen. Tempern bedeutet, dass die Objekte für eine, von der Dicke abhängige, bestimmte Zeit auf 80°C erwärmt werden müssen. Dieser Vorgang hilft die Eigenspannungen auszugleichen.

Nachdem die Materialien und der grundsätzliche Aufbau festgelegt sind, wurden mit Orientierung an einem realen Naturumlaufdampferzeuger, die Abmaße wie folgt gewählt.



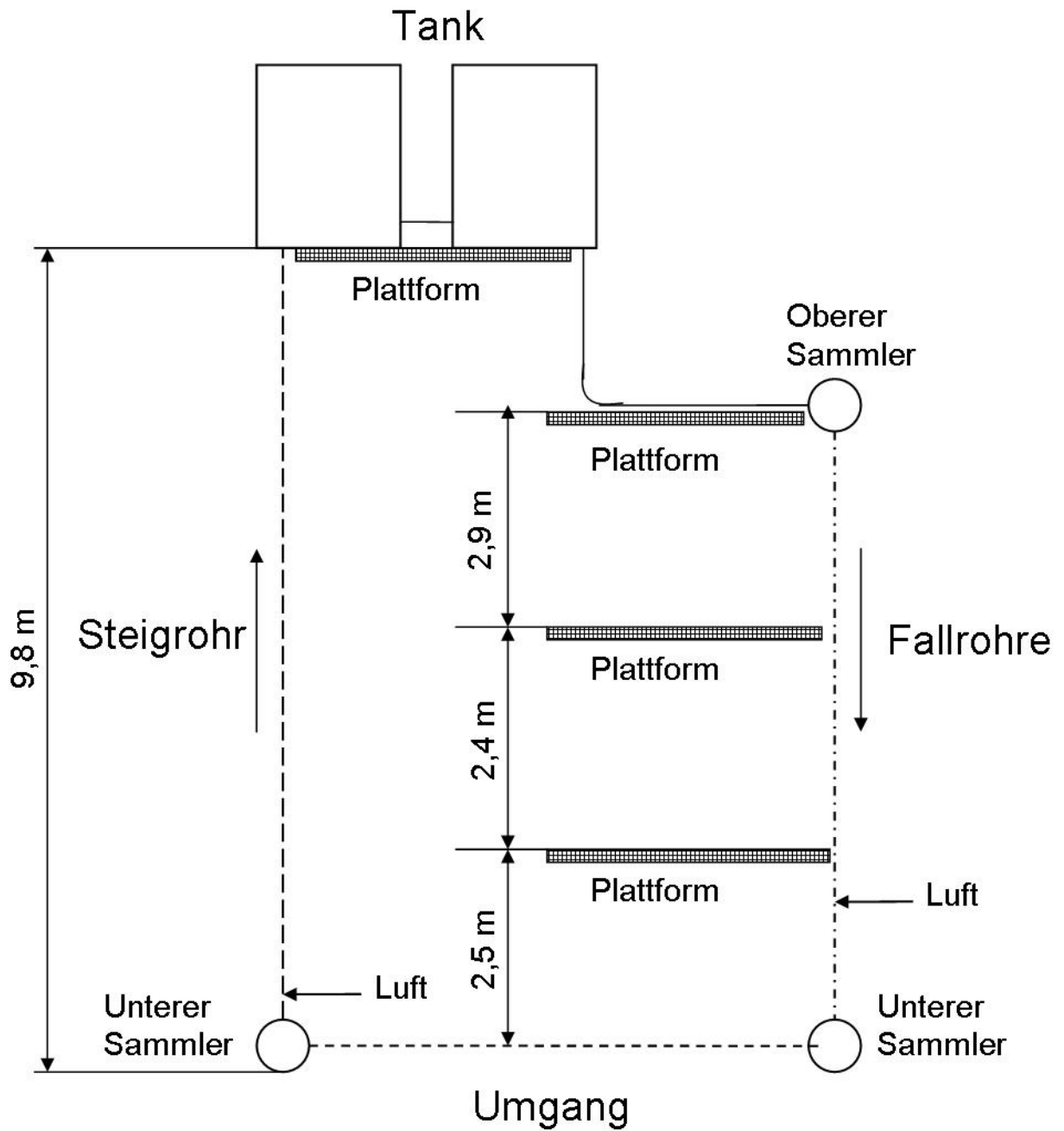


Abbildung 12: Grundsätzlicher Aufbau des Versuchszustandes

Diese Auswahl erfolgte unter Berücksichtigung lieferbarer und kostengünstiger Produkte verschiedener Firmen. Die detaillierten Abmessungen können den Zeichnungen im Anhang entnommen werden. Hier sollen nur die Durchmesser der verschiedenen Bereiche genannt werden.

| Bereich                                  | Außendurchmesser<br>[mm] | Innendurchmesser<br>[mm] | Wandstärke<br>[mm] |
|--|--------------------------|--------------------------|--------------------|
| Verbindung Behälter<br>zu Oberer Sammler | 90                       | 80                       | 5                  |
| Fallrohre                                | 50                       | 40                       | 5                  |
| Umgang                                   | 160                      | 144,6                    | 7,7                |
| Steigrohr                                | 110                      | 100                      | 5                  |
| Sammler                                  | 150                      | 140                      | 5                  |

Tabelle 9: Versuchsstand Rohrdurchmesser

### 3.3.2 Erzeugung der Gasblasen über Einblasvorrichtung

Für die Lufteinblasvorrichtungen wurden mehrere Konzepte überlegt, dabei galt es, einige Kriterien zu berücksichtigen. Schließlich muss solch eine Vorrichtung die Erzeugung unterschiedlicher Blasendurchmesser ermöglichen und leicht zu montieren sein. Dazu gibt es einige Konzepte, die alle dem Prinzip des Einblasens von Luft folgen. Andere Überlegungen, z.B. Blasenerzeugung mittels Ultraschall, mussten auf Grund der Schwierigkeit der Einstellung der Blasengröße und Blasenmenge aufgegeben werden.

Die ersten beiden Ideen bedienen sich einem Objekt namens „Ausströmer“ aus dem Aquariumszubehör. Diese gibt es in fester Form, bestehend aus Keramik oder Holz, oder in flexibler Form, bestehend aus einem porösem Schlauch. Als Vorteile dieser Produkte kann gewertet werden, dass es existierende Lösungen sind, die leicht anzuschließen und kostengünstig sind und eine gute Blasenverteilung mit kleinen Blasengrößen aufweisen. Für die aus Holz und Keramik bestehenden Ausströmer ergeben sich als Nachteile, dass sie sich, auf Grund des ständigen Kontakts mit Luft und Wasser, verhältnismäßig schnell abnutzen und dementsprechend oft gewechselt werden müssen. Dieser Wechsel könnte bei dem Betreiben des Versuchsstandes problematisch werden und, um den Durchfluss nicht zu verändern, müssten sie in einer speziellen Rohrvorrichtung mit dem Fall- bzw. Steigrohr verbunden werden. Für den flexiblen Schlauch gelten ähnliche Punkte. Dieser würde in das Rohr verlegt werden, was den Rohrrinnendurchmesser jedoch drastisch verringern und die Strömungsbedingungen damit massiv beeinflussen würde.

Ein anderes Konzept folgt der Idee eines Aufbaus, der bei vielen wissenschaftlichen Versuchsständen Anwendung findet. Dazu wird die Luft über kleine, nadelförmige, in der Rohrwand befestigte Luftpöden in die Flüssigkeit eingeblasen. Diese Pöden können leicht über den gesamten Rohrverlauf angebracht werden und ermöglichen eine gute Blasenbildung. Die Blasengröße kann dabei über den Pödenndurchmesser und den Luftstrom beeinflusst werden. Jedoch ist es bei dem Versuchsstand notwendig, eine Vielzahl von Blasen zu erzeugen. Dies bedeutet, dass eine Vielzahl an Pöden notwendig

wäre, die alle einzeln angeschlossen werden müssen. Ein weiterer Einfluss dieser Düsen könnte sein, dass sie auf Grund ihrer Anzahl und ihrer Form die Strömung im Rohr merklich beeinflussen.

Das letzte der Konzepte wäre eine spezielle Konstruktion, für die in ein Rohr Löcher gebohrt werden, über die mit Hilfe außen anliegender Ringe, Luft eingeblasen wird. Ein Vorteil dieser Maßnahme ist, dass zum einen die Lochgrößen bei der Fertigung selbst bestimmt werden können und zum anderen das im Versuch die Ringe spezifisch angesteuert werden können. Somit kann eingestellt werden, dass nur über bestimmte Lochdurchmesser Luft eingeblasen wird. Solch eine Anfertigung ist aber dementsprechend kostenintensiv und kann daher lediglich an bestimmten Rohrabschnitten angebracht werden und nicht über die gesamte Höhe verteilt. Zudem besteht dabei, verglichen mit den anderen Konzepten, eine größere Gefahr des Durchregens der Flüssigkeit in die Vorrichtung. Das bedeutet, dass es während des Blasenbildungsvorganges zum Eintritt von Wasser kommt.

In Anbetracht der Vor- und Nachteile der verschiedenen Konzepte erscheint das zuletzt genannte Konzept als jenes, mit dem wahrscheinlich besten Ergebnis und mit der bestmöglichen Blasenverteilung. Zusätzlich bietet es die meisten Möglichkeiten für weitere Versuche.

Um nun mit Hilfe dieser Ringe Luft einzublasen, müssen sie erst mit einem entsprechenden Kompressor verbunden werden. Die dazu notwendige Luftzuleitung wird hier schematisch dargestellt. Im Nachfolgenden sollen die einzelnen Elemente und ihr Zweck kurz erläutert werden.

Der Druckregler ermöglicht eine Anpassung des Drucks in den Luftleitungen an den erforderlichen Einblasdruck, der wiederum von dem hydrostatischen Druck im Rohr abhängt. Das Manometer dient dazu, den Luftdruck in den Leitungen zu überwachen. Der Verteiler ermöglicht die Aufteilung auf die unterschiedlichen Rohrelemente. Mit dem Durchflussmessgerät kann der zugeführte Luftstrom kontrolliert werden, der über das Ventil eingestellt wird. Das Rückschlagventil verhindert, dass das Wasser in die Luftleitungen eindringt. Schlussendlich erfolgt die Aufteilung und Ansteuerung der einzelnen Ringe. Da im Steigrohr im Bereich der Lufteinblasvorrichtung ein anderer Druck vorherrscht als im Fallrohr, muss mit einem zweiten Druckregler der eben beschriebene Aufbau genau gleich für die Steigrohrseite aufgebaut werden.

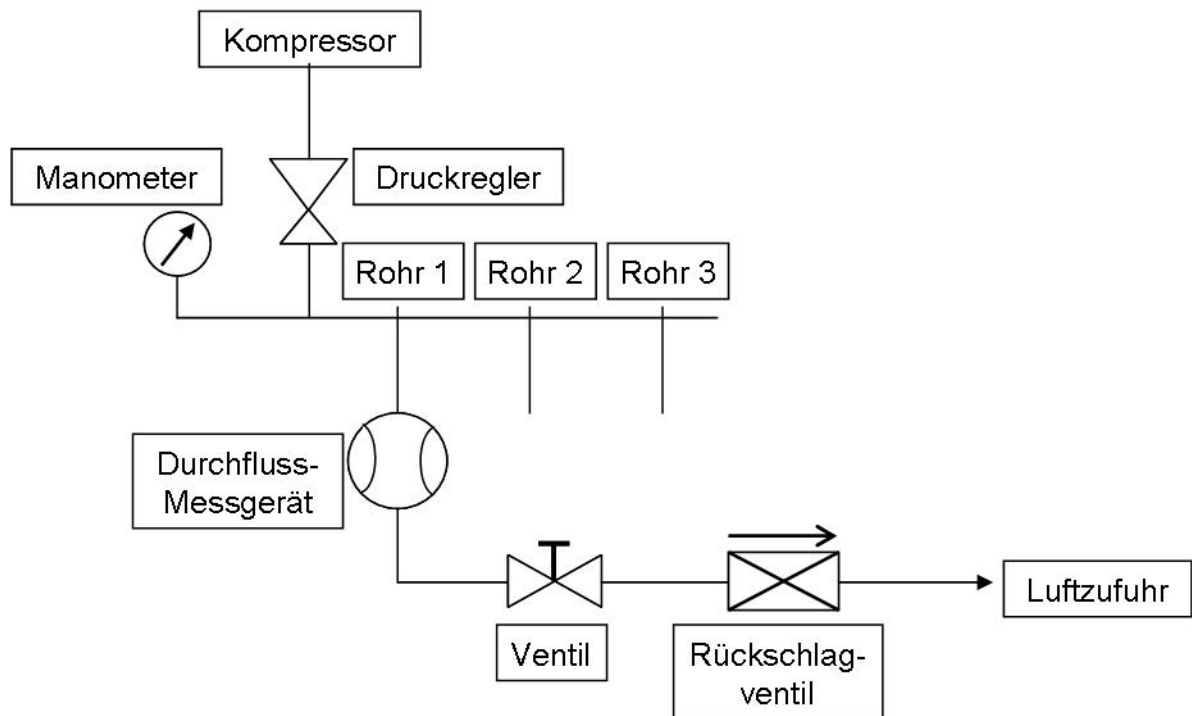


Abbildung 13: Anschluss der Luftzuführung

### 3.4 Berechnung des Massenstroms im Versuchsstand

Nachdem die Abmaße und der grundsätzliche Aufbau des Versuchsstandes abgeklärt sind, kann man an die Berechnung gehen.

#### 3.4.1 Aufteilung des Versuchsstandes in verschiedenen Bereiche

Wie bereits erwähnt, erfährt ein realer Naturumlaufdampferzeuger kaum Phasenwechsel durch Wärmezufuhr im Bereich der Fallrohre. Bei diesem Versuchsstand jedoch soll die Möglichkeit beheizter Fallrohre nachgebildet werden. Zur Berechnung kann man nun festhalten, dass es zwei Stellen gibt, an denen durch Einblasen von Luft die Dichte des Fluids plötzlich verändert wird. Im Verlauf der Fallrohre und Steigrohre kommt es dann zu einer weiteren Veränderung der Dichte. Für die restlichen Bereiche kann die Dichte des Fluids als konstant angesehen werden. Dadurch kann der Versuchsstand vereinfacht wie folgt aufgeteilt werden:

Bereich 1: Obere Verbindung und oberer Bereich der Fallrohre, Fluid: reines Wasser, konstante Dichte

Bereich 2: unterer Bereich der Fallrohre, Luft wird eingeblasen, Fluid: Wasser-Luft

Gemisch, dabei kommt es zu einer plötzlichen Verringerung der Dichte, die anschließend auf Grund des Drucks wieder leicht zunimmt.

Bereich 3: Umgang, Wasser-Luft Gemisch, da es zu keinen Unterschieden in der geodätischen Höhe oder zusätzlichen Massenzufuhren kommt, kann, unter vereinfachten Gesichtspunkten, die Dichte als konstant angesehen werden.

Bereich 4: Steigrohr, Luft wird eingeblasen, Fluid: Wasser-Luft Gemisch, anfangs kommt es zu einer sprunghaften Verringerung der Dichte, diese nimmt dann weiter ab, auf Grund des geringer werdenden hydrostatischen Drucks.

### 3.4.2 Formeln und Annahmen

Unter gewissen Annahmen kann die Berechnung des Versuchsstandes mit einfachen Methoden unter Anwendung nachfolgend angeführter Formeln durchgeführt werden.

Eine der grundlegenden Annahmen, die essentiell ist für eine einfache Berechnung, besagt, dass der Schlupf der beiden Phasen gleich eins ist. Das bedeutet, dass sich die flüssige und die gasförmige Phase mit derselben Geschwindigkeit im Rohr bewegen. Dadurch wird eine Berechnung mit den grundlegenden Bilanzgleichungen ermöglicht. Würde von einer heterogenen Strömung ausgegangen, bei der jede Phase mit einer unterschiedlichen Geschwindigkeit strömt, so müsste für jede Phase die Bilanzgleichung aufgestellt werden. Die Berechnung müsste dann über die Wechselwirkungen der Phasen und der Rohrwand erfolgen. Daher wird folgende Annahme festgelegt: *Um eine Berechnung des Versuchsstandes durchführen zu können, wird eine homogene Strömung, mit guter Durchmischung und kleinen Blasen vorausgesetzt.*

Wie bereits beschrieben, wird bei diesem Versuchsstand das Fluid nicht erhitzt, sondern es wird Luft eingeblasen. Dadurch kommt es zu keinen Verdampfungs- und Kondensationsvorgängen. Die für diesen Phasenwechsel notwendige Energie übersteigt zwar im realen Fall die Anteile der kinetischen und potentiellen Energie bei Weitem, soll aber hier nicht näher betrachtet werden. Somit sei als Annahme vorausgesetzt, dass *eine konstante Temperatur herrscht und es zu keinem Phasenwechsel kommt.*

Ein weiterer wichtiger Punkt zur Vereinfachung der Berechnung ist die Annahme, dass *alle Blasen von der Strömung mitgerissen werden.* Dies ist notwendig, da eine Umkehrung des Systems mit einfachen Mitteln nur schwer berechnet werden kann und es eine Vielzahl an möglichen Faktoren gibt, die eine Umkehrung bewirken können.

In Kombination mit der vorherigen Annahme ist natürlich die Blasenbildung beim Versuchsstand von großer Bedeutung. Werden die Löcher ungleichmäßig angeströmt, so

wird sowohl die entstehende Blasengröße, als auch die Position der Blasenbildung stark beeinflusst. Dies könnte sogar zu Pulsationen führen, welche die Stabilität der Strömung gefährden. Es könnte sogar zu einem „Durchregnen“ führen. Das bedeutet, dass Wasser in die Lufteinblasvorrichtung eintritt. Daher wird als weitere Annahme *eine symmetrische Anströmung der Düsen und der gleiche Luftvolumenstrom pro Düse vorausgesetzt*.

Übersteigt die Strömungsgeschwindigkeit der Luft in den Lufteinblasdüsen einen bestimmten Wert, so besteht die Gefahr, dass die Schallgeschwindigkeit überschritten wird und es zu einem Druckstoß kommt. Daher soll hier als Annahme festgelegt werden, dass *es zu keinem Druckstoß bei der Einblasvorrichtung kommt*.

Sind die Annahmen festgelegt, so können die zur Berechnung erforderlichen Formeln näher betrachtet werden.

### 3.4.3 Berechnung des Druckverlusts für den Versuchsstand

Die Kalkulation des Druckverlustes spielt die zentrale Rolle bei der Berechnung, denn erst über ihn kann der Massenstrom ermittelt werden.

Für einen realen Naturumlaufdampfzeuger, wie für den Versuchsstand, setzt sich der Gesamtdruckverlust der Anlage additiv aus den aufeinanderfolgenden Abschnitten und ihren einzelnen Druckverlusten zusammen, dazu zählen auch die Eintrittsverluste. Dabei kann für parallele Rohrverläufe angenommen werden, dass der Druckverlust eines der Rohre gleich dem Druckverlust aller Rohre ist. Dies ist der Fall, da, am Beispiel der Fallrohre des Versuchsstands erklärt, die Differenz der Drücke zwischen oberem und unterem Sammler für alle Fallrohre gleich ist.

Stellt sich nun im Betrieb ein konstanter Umlauf bzw. Massenstrom ein, so ist der gesamte Druckverlust gleich Null. Anders formuliert kann gesagt werden, dass die Summe der Druckdifferenzen der Abschnitte gleich Null ergeben muss.

$$\Sigma \Delta p = 0 \tag{46}$$

#### 3.4.3.1 Grundgleichungen

Um die Druckunterschiede der Abschnitte zu berechnen, gibt es einige Grundgleichungen die angewendet werden. Damit diese Gleichungen jedoch erfolgreich verwendet werden können, sind die oben genannten Annahmen vorausgesetzt.

Ausgehend von der Berechnung von einphasigen Strömungen, ergeben sich Grundgleichungen, die für Zweiphasenströmungen verwendet werden können. Abhängig von der Strömungsart und somit in Abhängigkeit vom Schlupf, werden diese Gleichung entweder für eine einphasige Strömung oder für eine getrennte fluide und disperse Phase formuliert.

Als Grundlage dienen dabei die Bilanzbeziehungen für Masse, Energie und Impuls der Strömung. [19, 35]

### 3.4.3.1.1 Kontinuitätsgleichung

Für den Versuchsstand kann davon ausgegangen werden, dass der Massenstrom über die einzelnen Abschnitte konstant ist. Dieses Produkt aus Strömungsgeschwindigkeit, Dichte und Querschnitt wird auch als Kontinuitätsgleichung bezeichnet. Geht man dabei von separaten Phasen aus, so wird der Querschnitt durch den Flächenanteil der jeweiligen Phase ersetzt.

Somit kann, für ein raumfestes Kontrollvolumen, vereinfacht angenommen werden:

$$\Sigma \dot{m} = 0 \quad (47)$$

### 3.4.3.1.2 Bernoulligleichung

Für Abschnitte konstanter Dichte kann die Energiegleichung verwendet werden, um die Druckdifferenz zu berechnen. Im Fall einphasiger Strömungen wird diese Aufgabe durch die Bernoulligleichung übernommen. In ihr vereinen sich der Druckanteil, die kinetische Energie und die potentielle Energie. Jedoch ist im Fall realer Zweiphasenströmungen in Naturumlaufdampfzeuger, der mit Verdampfungs- und Kondensationsvorgängen zusammenhängende Wärmestrom so groß, dass die Anteile der kinetischen und potentiellen Energie komplett vernachlässigt werden. Auf diese Betrachtungen soll hier aber nicht weiter eingegangen werden.

Daher kann die Bernoulligleichung in vereinfachter Form wie folgt angeschrieben werden.

$$p_1 + \frac{\rho}{2} w_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} w_2^2 + \rho g z_2 = C = const. \quad (48)$$

### 3.4.3.1.3 Impulsbilanz

In den Abschnitten, in denen Luft eingeblasen wird, sprich die Dichte nicht konstant ist, kann mit der Impulsbilanz gerechnet werden. Für diesen Zweck wird der durch den Dichtunterschied entstehende Impuls, in Richtung der Strömung wirkend, eingetragen. Auf Grund des entstehenden Kräftegleichgewichts muss die Kräftebilanz für den Strömungsabschnitt aufgestellt werden. Dabei muss die Differenz aus ein- und austretendem Impuls im Kräftegleichgewicht mit der Summe der Kraft der Druckdifferenz, der Gewichtskraft und der Reibungskraft sein.

In vereinfachter Form kann sie für ein raumfestes Kontrollvolumen als Differenz des ein- und ausströmenden Impulses angeschrieben werden. Diese Differenz gleicht der auf das Kontrollvolumen ausgeübten Kraft:

$$\overrightarrow{\dot{m}_{w,aus}} - \overrightarrow{\dot{m}_{w,ein}} = \overrightarrow{F} \quad (49)$$

Da in den Bereichen, die mit der Impulsbilanz betrachtet werden, die Dichte nicht als konstant angenommen werden kann, muss die Gewichtskraft dementsprechend mit der mittleren Dichte gebildet werden. In diesem Fall, da sich die Dichte linear mit der Höhe verändert, kann sie mit dem Durchschnittswert aus der Dichte am obersten und untersten Punkt bzw. mit der mittleren Dichte berechnet werden.

### 3.4.3.2 Reibungskräfte und Reibungsverluste

Eine Kraft und der daraus resultierende Verlust, der sowohl in der Bernoulligleichung als auch in der Impulsbilanz berücksichtigt werden muss, wird durch die Reibungsverluste beschrieben. Diese können über die Formel für Reibung einphasiger Strömungen in Rohren angeschrieben werden.

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{d_h} \frac{\rho w^2}{2} \quad (50)$$

Um den Reibungsbeiwert zu bestimmen, sind einige Beziehungen bekannt, hier soll eine der gängigsten nach Colebrook angegeben werden. Diese Formel ermöglicht die Bestimmung des Reibungsbeiwertes für turbulente Strömungen unter Berücksichtigung der Absoluten Rauigkeit  $k$ . Für Kunststoffrohre und Glasrohre kann für  $k$  ein Wert gleich 0,00015 mm angenommen werden. [35]

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \lg \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\zeta}} + \frac{K/d_h}{3,71} \right) \quad (51)$$

Für eine vereinfachte Berechnung des Versuchsstands könnte man mit einer mittleren Dichte des Fluids rechnen. Jedoch würde dies dazu führen, dass ein wesentlich höherer Massenstrom und somit eine höhere Umlaufzahl berechnet wird, als sich tatsächlich einstellen würde. Für eine genauere Bestimmung soll im Folgenden die Berechnung der Reibungsverluste mit Hilfe des Zweiphasenmultiplikators verwendet werden. Denn dieser berücksichtigt zusätzlich zu den Schubspannungsverlusten durch die Rohrwand auch die Verluste durch den Impulsaustausch zwischen den Phasen. [19]

#### 3.4.3.2.1 Zweiphasenmultiplikator

Nach Martinelli und Nelson [17] und Lockhart und Martinelli [16] erfolgt der Einsatz des Zweiphasenmultiplikators auf Basis des Reibungsdruckverlustes einer einphasigen Strömung. Dabei wird die einphasige Strömung unter der Annahme beschrieben, dass im Rohr eine reine Gas- oder Flüssigkeitsströmung vorherrscht, die den gesamten Querschnitt ausfüllt. Somit ergibt das Produkt aus Reibungsdruckverlust der einphasigen Strömung und Zweiphasenmultiplikator den gleichen Wert wie der Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung.

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{2ph} = \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_f \Phi_{tt,f}^2 \quad \text{bzw.} \quad \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{2ph} = \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_g \Phi_{tt,g}^2 \quad (52)$$



Um nun solch einen Zweiphasenmultiplikator zu berechnen gibt es mehrere Ansätze. Nach Lockhart und Martinelli [17] wird mit einem Strömungsparameter gearbeitet, der sich aus den Verlusten einphasiger Wasser- und Gasströmungen zusammensetzt.

$$X_{tt} = \left[ \frac{(\Delta p / \Delta L)_f}{(\Delta p / \Delta L)_g} \right]^{\frac{1}{2-n}} \quad (53)$$

In Versuchen wurden, um eine genauere Aussage treffen zu können, die Exponenten angepasst und zu der folgenden Form gebracht.

$$X_{tt} = \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,5} \left( \frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{0,1} \left( \frac{1-x^*}{x^*} \right)^{0,9} \quad (54)$$

Unter Verwendung dieses Parameters wird dann mit Hilfe einer Grafik der Zweiphasenparameter ausgelesen, quadriert und in die Formel eingesetzt werden.

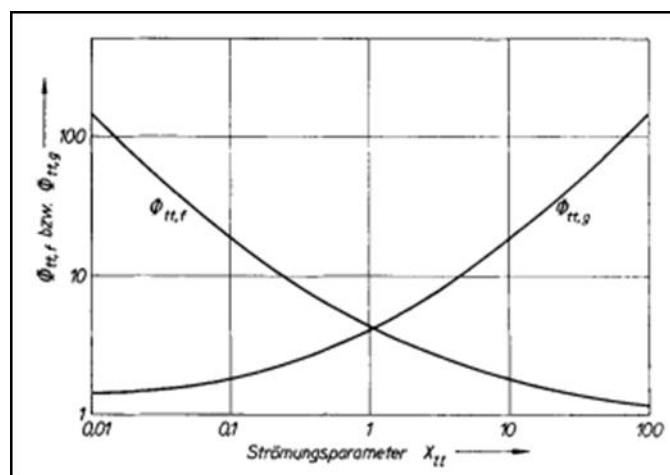


Abbildung 14: Abhängigkeit der Zweiphasenmultiplikatoren vom Strömungsparameter  $X_{tt}$  [18]

Ein jüngerer Ansatz, der eine höhere Genauigkeit bietet, ist jener nach Friedel [10]. Dabei beschreibt der Zweiphasenmultiplikator  $R$  ebenfalls das Verhältnis der Reibungsdruckverluste der Zweiphasenströmung und der Einphasenströmung. Bei den hier angegebenen Formeln liegt die Massenstromdichte  $G$  bei vollständiger Füllung des Rohrquerschnitts zu Grunde. Diese kann mit dem Gasanteil bzw. Void Fraction und den Geschwindigkeiten der Phasen folgendermaßen berechnet werden.

$$G = \epsilon_G \rho_G w_G + \epsilon_F \rho_F w_F \quad (55)$$

Friedel [10] gibt zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators zwei Formeln in Abhängigkeit der Fließrichtung an.

Für horizontal oder vertikal aufwärts strömende Fluide gilt:

$$R = A + 3,43 \dot{x}^{0,685} (1-\dot{x})^{0,24} \left( \frac{\rho_F}{\rho_G} \right)^{0,8} \left( \frac{\eta_G}{\eta_F} \right)^{0,22} \left( 1 - \frac{\eta_G}{\eta_F} \right)^{0,89} Fr_F^{-0,047} We_F^{-0,0334} \quad (56)$$

Für vertikal abwärts strömende Fluide gilt hingegen:

$$R = A + 38,5 \dot{x}^{0,76} (1-\dot{x})^{0,314} \left(\frac{\rho_F}{\rho_G}\right)^{0,86} \left(\frac{\eta_G}{\eta_F}\right)^{0,73} \left(1 - \frac{\eta_G}{\eta_F}\right)^{6,84} Fr_F^{-0,0001} We_F^{-0,037} \quad (57)$$

Beide Formeln sind in Abhängigkeit von dem Parameter A formuliert:

$$A = (1 - \dot{x})^2 + \dot{x}^2 \frac{\rho_F \lambda_G}{\rho_G \lambda_F} \quad (58)$$

Die Froude-Zahl und Weber-Zahl kann dabei in Abhängigkeit von der Massenstromdichte wie folgt berechnet werden.

Froude:

$$Fr = \frac{G^2}{g d_h \rho_F^2} \quad (59)$$

Weber:

$$We = \frac{G^2 d_h}{\rho_F \sigma_F^2} \quad (60)$$

Die Widerstandsziffern  $\lambda$  für die reinen Flüssigkeits- und Gasströmungen können mit der Massenstromdichte G nach Techo et al. [12] berechnet werden. Diese Werte werden unabhängig von der Rohrrauigkeit ermittelt.

$$\lambda_i = \frac{64}{Re_i} \quad \text{für } Re_i \leq 1055 \quad (61)$$

$$\lambda_i = \left[ 0,86859 \ln \left( \frac{Re_i}{1,964 \ln(Re_i) - 3,8215} \right) \right]^{-2} \quad \text{für } Re_i \geq 1055 \quad (62)$$

mit:

$$Re_i = \frac{G d_h}{\eta} \quad (i = F, G) \quad (63)$$

Der Geltungsbereich des Zweiphasenmultiplikators R nach Friedel [10] wird dabei wie folgt angegeben:

| Parameter                  | Gültigkeitsbereich  |
|----------------------------|---|
| Strömungsmassendampfgehalt | $\dot{x} < 1$   |
| Massenstromdichte          | $15 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) < G < 8210 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$     |
| Druck                      | $0,6 \text{ bar} < p < 212 \text{ bar}$   |
| Dichteverhältnis           | $2 < \rho_F/\rho_G < 1615$  |
| Zähigkeitsverhältnis       | $2 < \eta_F/\eta_G < 46$  |
| Durchmesser                | $3,2 \text{ mm} < d_h < 55,9 \text{ mm}$  |
| Oberflächenspannung        | $2 \cdot 10^{-3} \text{ N}/\text{m} < \sigma < 69 \cdot 10^{-3} \text{ N}/\text{m}$ |

Tabelle 10: Gültigkeitsbereich der Reibungskorrelation nach Friedel [10]

Wie der folgenden Tabellen entnommen werden kann, werden in der Berechnung des Versuchsstandes die Grenzen großteils eingehalten. Nur bei den Durchmessern für Umgang und Steigrohr, als auch bei der Oberflächenspannung werden die Grenzwerte überschritten.

| Parameter                  | Gültigkeitsbereich   |
|----------------------------|--|
| Strömungsmassendampfgehalt | $\dot{x} < 0,0082$   |
| Massenstromdichte          | $345 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s}) < G < 2776 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ |
| Druck                      | $1 \text{ bar} < p < 2 \text{ bar}$  |
| Dichteverhältnis           | $465 < \rho_F/\rho_G < 699$  |
| Zähigkeitsverhältnis       | $\eta_F/\eta_G = 55,021$   |
| Durchmesser                | $40 < d_h < 150 \text{ mm}$  |
| Oberflächenspannung        | $\sigma = 72,76 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$   |

Tabelle 11: Gültigkeitsbetrachtung der Reibungskorrelation für den Versuchsstand

### 3.4.3.3 Eintrittsverluste

Ein zusätzlicher Druckverlust, der durch die Strömung des Fluids entsteht, wird durch die Eintrittsverluste beschrieben. Diese Verluste können entstehen, wenn es zu einer Rohrverengung kommt, oder im Fall des Versuchsstandes, wenn das Fluid von einem Sammler in Rohre, mit einem zum Sammler unterschiedlichen Durchmesser, eingeleitet wird. Angegeben wird dieser Verlust mit Hilfe eines weiteren Reibungsbeiwertes  $\zeta_E$ , der wie oben in die Formel für Reibungsverluste eingesetzt wird.

Verursacht werden diese Verluste von Verwirbelungen oder generell durch Änderung der Strömungsbedingungen bei Eintritt in ein Rohr. Aus diesem Grund hängt die Höhe dieser Verluste unter anderem vom konstruktionstechnischen Aufbau ab, so verursacht ein vorstehender und kantiger Einlauf höhere Verluste ( $\zeta_E=3$ ) als ein normal gebrochener Einlauf, der plan mit der Oberfläche ist ( $\zeta_E=0.5$ ). Zur Ermittlung eines passenden Eintrittsverlustes sei auf das Werk von Idelchik und Fried [12] verwiesen. Unter Berücksichtigung deren Arbeit wurde der Versuchsstand konstruktionstechnisch so ausgelegt, dass sich der Beiwert für Eintrittsverluste  $\zeta_E$  auf 0,5 beläuft.

## 3.5 Blasenentstehung und Bewegung

Die Berechnung der Blasenentstehung, deren Form und somit deren Bewegung ist von grundlegendem Interesse für den Versuchsstand. Speziell Fragen der Separation und Agglomeration sind Faktoren, die schwer mit Simulationen nachgebildet werden können. Nun sind die Blasen und deren Entstehung sehr abhängig von den Strömungsbedingungen und,

im Fall des Versuchsstandes, von dem erwünschten Ergebnis. Denn entscheidend für die Größe der entstehenden Blasen sind, neben den Lochgrößen, sowohl der in der Luftleitung vorherrschende Luftdruck, als auch die durch die Leitung strömende Luftmasse, die beide eingestellt werden. Aus diesem Grund muss die Berechnung als auch der Aufbau solch einer Vorrichtung sehr flexibel gehalten werden.

### 3.5.1 Aufbau

Ausgehend von den oben beschriebenen Überlegungen, wird die Lufteinblasung über Löcher im Rohr mit darüber liegenden Ringen vorgenommen. Da es möglich sein soll, verschiedene Strömungszustände und verschiedene Blasengrößen zu erzeugen, müssen die vorgegebenen Löcher im Rohr an die Voraussetzung angepasst werden. Um das bestmöglich umzusetzen, wird pro Lochreihe eine bestimmte Anzahl an Löchern mit einem fixen Durchmesser angefertigt. Die Aufteilung der Löcher bei den Fallrohren ist wie folgt:

| Durchmesser $d_{G, \text{ein}}$ [mm] | Lochanzahl $n_{G, \text{ein}}$ |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| 0,8                                  | 4                              |
| 1                                    | 2                              |
| 1                                    | 4                              |
| 1,5                                  | 3                              |
| 2                                    | 3                              |
| 3                                    | 2                              |

Tabelle 12: Fallrohr: Lochaufteilung zur Luftzuführung

Exemplarisch sei hier die Luftzuführung im Fallrohr für die letzten beiden Lochreihen dargestellt.

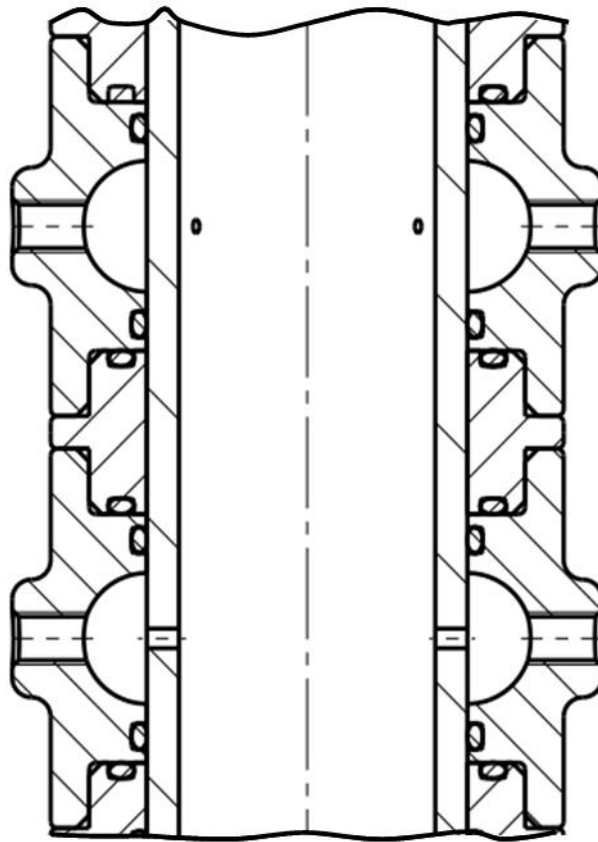


Abbildung 15: Luftzufuhr im Fallrohr durch die letzten beiden Lochreihen

Da das Steigrohr einen größeren Durchmesser besitzt und mehr Luft eingeblasen werden muss, um einen Umlauf zu gewährleisten, sind hier Löcher mit einer breiten Verteilung von verschiedenen Durchmessern notwendig.

| Durchmesser $d_{G, \text{ein}}$ [mm] | Lochanzahl $n_{G, \text{ein}}$ |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| 1                                    | 10                             |
| 2                                    | 10                             |
| 3                                    | 8                              |
| 4                                    | 6                              |
| 5                                    | 6                              |
| 2,5                                  | 8                              |

Tabelle 13: Steigrohr: Lochaufteilung zur Luftzuführung

### 3.5.2 Berechnung

Unter Voraussetzung der oben genannten Annahmen können die entstehenden Blasen und deren Aufstiegsgeschwindigkeiten wie folgt berechnet werden.

Um den durch die Löcher einströmenden Luftvolumenstrom auf Basis des Druckunterschieds bestimmen zu können, sei zusätzlich angenommen, dass es sich bei dieser Luftströmung um ein inkompressibles Medium handelt. Dadurch kann eine annähernde Berechnung mit der Gleichung nach Bernoulli durchgeführt werden. Ausgehend von den verschiedenen Drücken zwischen Luft und dem in den Rohren strömenden Fluid, der Dichte der Luft und der Zuströmgeschwindigkeit in der Luftleitung, kann die Formel für die Einströmgeschwindigkeit der Luft wie folgt angeschrieben werden.

$$w_{G, \text{ein}} = \sqrt{w_{G, \text{zu}}^2 + \frac{2 (p_{G, \text{ein}} - p_{\text{ström}})}{\rho_{G, \text{ström}}}} \quad (64)$$

Ist die Geschwindigkeit ermittelt, so kann der durch die Löcher strömende Volumenstrom leicht berechnet werden, jedoch muss hier auch die Einschnürung der Strömung berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wird der Einschnürungsfaktor  $\alpha_{G, \text{ein}}$  mit 0,5 festgelegt. Dadurch ergibt sich für den real einströmenden Volumenstrom:

$$\dot{V}_{G, \text{ein}} = w_{G, \text{ein}} \alpha_{G, \text{ein}} d_{G, \text{ein}}^2 n_{G, \text{ein}} \frac{\pi}{4} \quad (65)$$

Um den Durchmesser, die Form und somit die Aufstiegsgeschwindigkeit der entstehenden Blasen zu bestimmen, sei auf den Abschnitt Blasenbildung und Blasenbewegung verwiesen.

## 4 Auswertung der Berechnung

Nachdem in den vorherigen Abschnitten sowohl der Aufbau als auch alle notwendigen Schritte zur Berechnung des sich einstellenden Massenstromes und der sich bildenden Gasblasen genannt wurden, werden hier nun die Ergebnisse der Berechnung präsentiert. Dafür wird zuerst die Methode der Auswertung näher beschrieben. Anschließend werden einige Allgemeine Erkenntnisse bezüglich des Massenstromes, der Strömungsformen und der Blasenformen erläutert. Zuletzt werden die rechnerischen Ergebnisse des Versuchsstandes auf das Vergleichsobjekt übertragen.

### 4.1 Methode

Um die Berechnung des Versuchsstandes zu ermöglichen, wurden die oben beschriebenen Abschnitte, unter Berücksichtigung der Annahmen, kombiniert. Dabei wurde die Berechnung unter Angabe des Verhältnisses der Luftmasse zur Wassermasse durchgeführt. Als Ergebnis wird der sich einstellende Wasser Massenstrom ausgegeben.

Es wurden zwei grundsätzliche Modelle entwickelt, eines mit der einfachen Berechnung der Reibungsverluste und eines mit Anwendung des Zweiphasenmultiplikators nach Friedel. Für diese Modelle wurden drei Szenarien geschaffen.

1. Nur im Steigrohr wird Luft eingeblasen, während im Fallrohr und im Umgang über die komplette Länge eine reine Wasserströmung vorherrscht.
2. Im Fallrohr wird zwar Luft eingeblasen, aber der größere Anteil wird weiterhin im Steigrohr hinzugefügt. Das Lufteinblasverhältnis beträgt 25% Fallrohr, 75% Steigrohr
3. Im Fallrohr und im Steigrohr wird der gleiche Anteil an Luft eingeblasen. Verhältnis 50% Fallrohr, 50% Steigrohr.

Basierend auf den Erkenntnissen aus diesen Szenarien wurden sechs Datenpunkte ausgewählt, anhand derer die verschiedenen Fälle dargestellt werden sollen. Diese Punkte beschreiben den Gasgehalt im Fluid im Steigrohr. Angewandt auf die vorher beschriebenen Szenarien ergeben sich somit folgende Werte für die Fallrohre:

| Rohr      | Szenario       | 1      | 2      | 3      | 4       | 5       | 6      |
|-----------|----------------|--------|--------|--------|---------|---------|--------|
| Steigrohr | Alle Szenarien | 0,0002 | 0,0012 | 0,0022 | 0,0037  | 0,0047  | 0,0081 |
| Fallrohr  | Szenario 1     | 0      | 0      | 0      | 0       | 0       | 0      |
| Fallrohr  | Szenario 2     | 0      | 0,0003 | 0,0006 | 0,0009  | 0,0012  | 0,0021 |
| Fallrohr  | Szenario 3     | 0      | 0,0006 | 0,0011 | 0,00185 | 0,00235 | 0,0041 |

Tabelle 14: Gasgehalte der verschiedenen Szenarien im Fall- und Steigrohr

In den folgenden Diagrammen werden die Werte des Szenarios 1 durch ein Dreieck, die für Szenario 2 mit einer Raute und die für Szenario 3 mit einem Quadrat dargestellt.

Zuerst sollen noch die Gasanteile (Void Fraction) angegeben werden, zu denen es mit den hier angegebenen Gasgehalten kommt. Die Werte die durch einen Kreis dargestellt werden, geben die Void Fraction im Steigrohr an, und sind für alle Szenarien gleich. Die beiden anderen Kurven geben die Void Fraction im Fallrohr an.

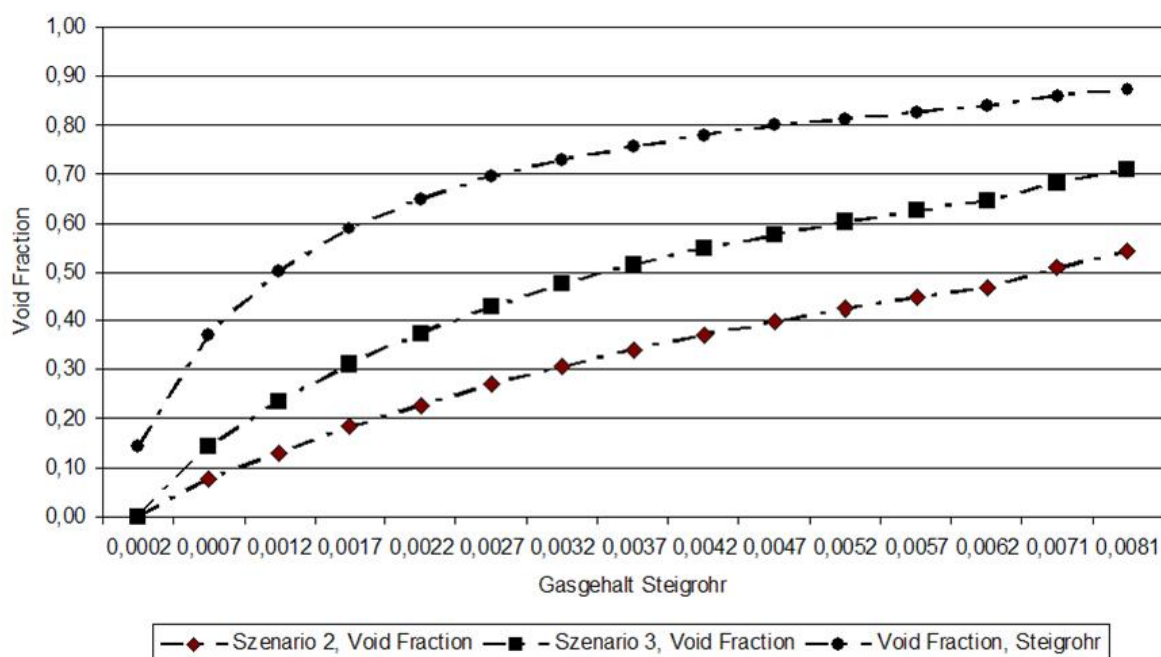


Abbildung 16: Void Fraction aller Szenarien

## 4.2 Grundlegende Erkenntnisse

### 4.2.1 Wasser-Massenstrom

In der Grafik (Abbildung 17) sind die berechneten Wasser-Massenströme aus allen Szenarien eingetragen. Die durchgehenden Linien stellen die Werte unter Berücksichtigung des Zweiphasenmultiplikators dar, während die unterbrochenen Linien die Kalkulation ohne diesen zeigen. Die Abszisse gibt den Gasgehalt im Steigrohr an, die Ordinate den sich einstellenden Wasser-Massenstrom.

Betrachtet man nun diese Grafik genauer, so sind zwei Aspekte offensichtlich. Erstens kann man einen klaren Unterschied in der Berechnung mit und ohne Zweiphasenmultiplikator erkennen, denn die Kurven, die ohne Zweiphasenmultiplikator berechnet wurden, liegen klar über den Linien mit Zweiphasenmultiplikator. Zweitens sieht man, dass anfangs alle Wasser-Massenströme mit steigendem Gasgehalt zunehmen, sie aber nach



Erreichen eines Höhepunktes zum Ende hin wieder abnehmen.

Diese Aspekte sollen nun näher analysiert werden.

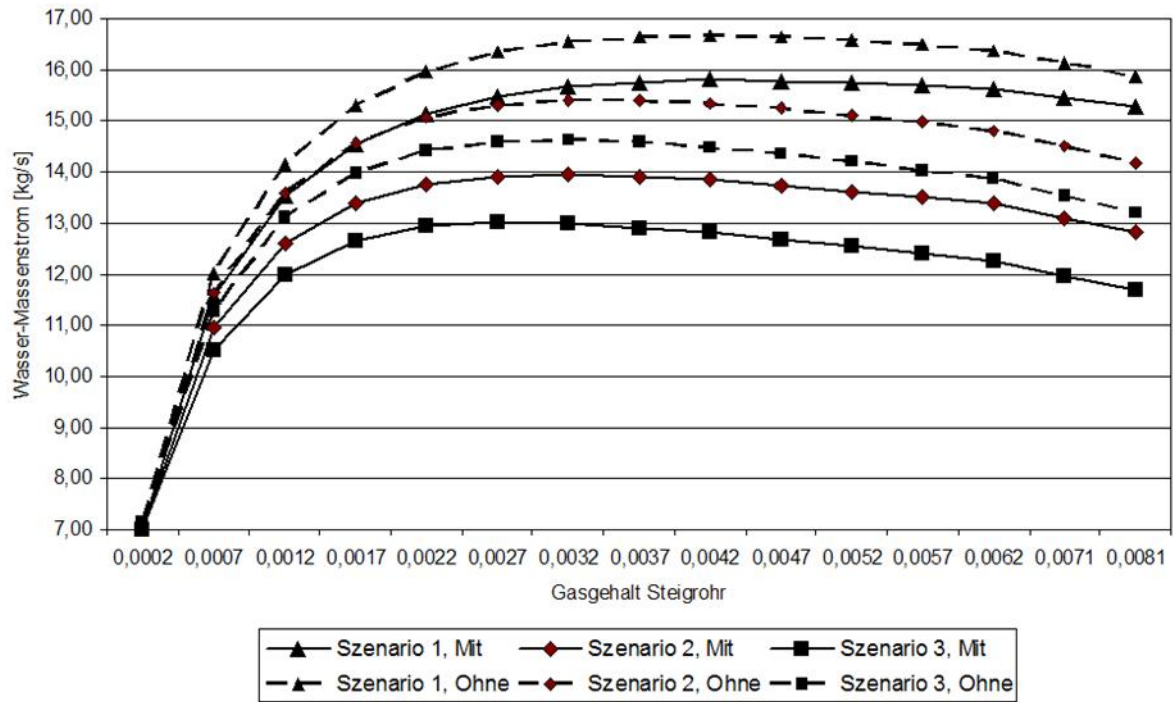


Abbildung 17: Vergleich der theoretischen Wasser-Massenströme

Zuerst wird der Unterschied in der Berechnung mit und ohne Zweiphasenmultiplikator behandelt. Zu diesem Anlass werden in einer Grafik die Differenzen der Kurven für alle Szenarien aufgezeigt. Auf der X-Achse wird der Gasgehalt im Steigrohr aufgetragen, während die Y-Achse die Massenstrom-Differenz darstellt.

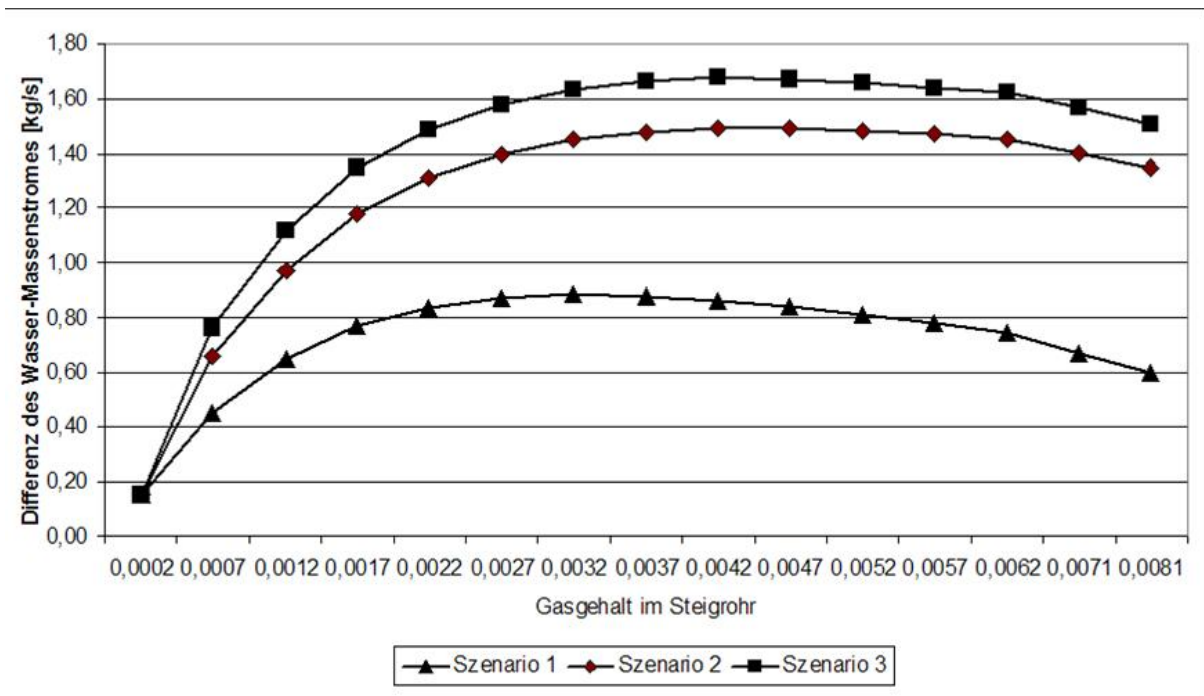


Abbildung 18: Vergleich der berechneten Wasser-Massenströme mit und ohne Zweiphasenmultiplikator

Bei diesem Diagramm kann man einen ähnlichen Kurvenverlauf wie bei der vorherigen Grafik beobachten. Das bedeutet, dass die Kurven bis zu einem gewissen Punkt zunehmen, um anschließend wieder abzunehmen. Der Unterschied hier ist, dass dies nur durch den Reibungsanteil in der Berechnung bewirkt werden kann, da alle anderen Anteile gleich sind. Einer der Schlüsse, die daraus gezogen werden können, ist, dass die Differenz der Berechnung mit und ohne Zweiphasenmultiplikator geringer ist, je reiner eine der beiden Phasen vorliegt. Dies erklärt sowohl, dass am Anfang der Abstand minimal ist, als auch die Abnahme der Differenz zum Ende hin. Im mittleren Bereich hingegen, ist die Reibung, welche durch die Zweiphasenströmung und die so strömenden Blasen entsteht, am größten. Dieser Reibungsanteil wird einzig durch den Zweiphasenmultiplikator berücksichtigt, die vereinfachte Berechnung ohne Multiplikator beachtet dies hingegen nicht.

Deutlich wird dieser Effekt auch, wenn man die Formel nach Friedel [10] betrachtet. Denn ist der Gasgehalt gleich Null so nimmt der Zweiphasenmultiplikator den Wert Eins an. Nimmt hingegen der Gasgehalt den Wert Eins an, so nähert sich der Zweiphasenmultiplikator dem Verhältnis  $\frac{\rho_F \lambda_G}{\rho_G \lambda_F}$  an. Zwischen diesen beiden Grenzwerten erreicht der Zweiphasenmultiplikator seinen Maximalwert.

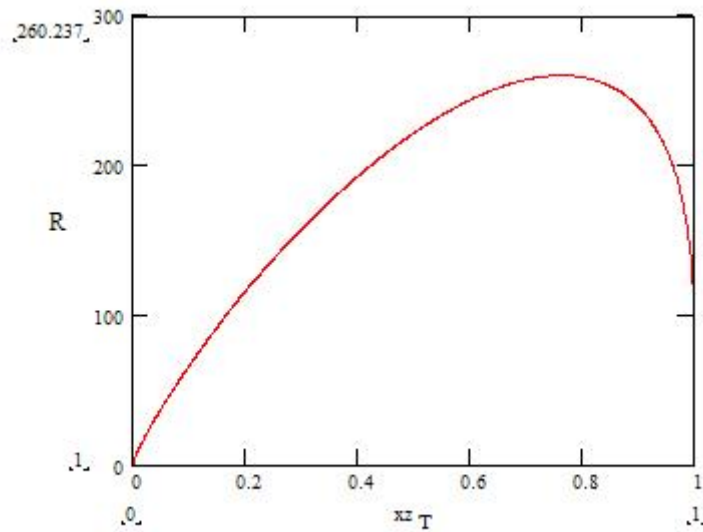


Abbildung 19: Zweiphasenmultiplikator  $R$  in Abhängigkeit des Gasgehalts  $xz_T$ ;  $\dot{m}_w = 10.9$  kg/s

Zeigt man allerdings den Zweiphasenmultiplikator in Abhängigkeit von dem Gasanteil (Void Fraction) so nimmt die Kurve einen anderen Verlauf. Denn obwohl sie bei einem Gasanteil von Null auch den Wert Eins annimmt, so weist der weitere Kurvenverlauf zuerst einen kleinen Anstieg auf. Je näher man einem Gasanteil von Eins kommt, desto stärker wird der Anstieg der Kurve.

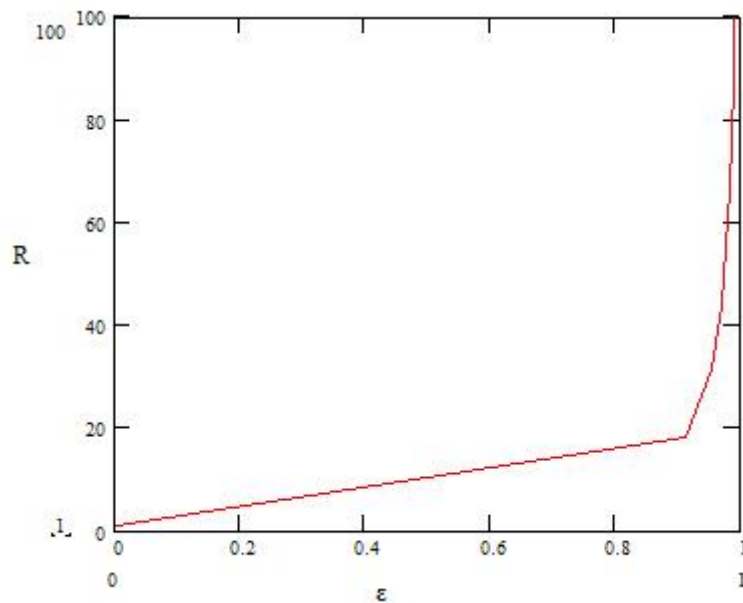


Abbildung 20: Zweiphasenmultiplikator  $R$  in Abhängigkeit des Gasanteils (Void Fraction)  $\epsilon$ ;  $\dot{m}_w = 10.9$  kg/s

Nun bleibt noch zu klären, warum manche Kurven eine größere Massenstrom-Differenz aufweisen als andere. Dies kann wieder mit dem Zusammenhang eines größeren Reibungsanteiles begründet werden. Denn beim Szenario 1 wird die Luft lediglich im Steigrohr eingeblasen. Das bedingt, dass der Zweiphasenmultiplikator auch nur über die Länge des Steigrohres berücksichtigt wird und somit eine Differenz von 0,9 kg/s bewirkt. Beim Szenario 2 hingegen wird die Luft im Fallrohr eingeblasen. Auch wenn der so zugeführte Massenanteil eher gering ist, muss das Luft-Wasser Gemisch einen längeren Weg über die unteren Fallrohre und den Umgang zurücklegen. Dieser längere Weg in Kombination mit dem Zweiphasenmultiplikator erzeugt natürlich einen größeren Reibungsverlust und verringert den sich einstellenden Wasser-Volumenstrom. Dies führt zu der Differenz des Wasser-Massenstroms von rund 1,5kg/s.

Noch deutlicher fällt dies auf, wenn man die Differenz-Kurve für Szenario 3 betrachtet. Hier wird die Hälfte der Luftmasse über das Fallrohr zugeführt. Das so entstehende Wasser-Luft Gemisch muss wieder den Weg über das untere Fallrohr und den Umgang zurücklegen. Dementsprechend höher ist der rechnerische Reibungsverlust. Das erklärt auch die große Differenz des reinen Wasser-Massenstroms von nahezu 1,7 kg/s zu der Reibungsverlustrechnung nach Colebrook.

Nachdem der erste Aspekt erklärt wurde, kann man sich dem eigentlichen Verlauf des Wasser-Massenstroms in Abhängigkeit des Gasgehaltes zuwenden.

Beim Betrachten der Grafik (Abbildung 18) fällt auf, dass der Wasser-Massenstrom mit steigendem Gasgehalt zunächst zunimmt, dann einen Höhepunkt erreicht und anschließend wieder abnimmt. Der sich einstellende Wasser-Massenstrom variiert bei den verschiedenen Szenarien. Im Weiteren fällt auf, dass die Höhepunkte der Szenarien bei verschiedenen Steigrohrgasgehalten liegen. Bei Szenario 1 befindet er sich bei 0,0032, bei Szenario 2 und Szenario 3 hingegen wird der Höhepunkt bereits bei einem Gasgehalt von 0,0041 erreicht.

Um die Abnahme des Massenstroms mit steigendem Gasgehalt zu erklären, muss man die entsprechenden Formeln näher betrachten. Wie in den vorherigen Abschnitten bereits erwähnt, stellt sich bei einem Naturumlauf ein konstanter Massenstrom erst ein, wenn die Summe der Druckdifferenzen aller Abschnitte gleich Null ist. Nun existieren zwei Faktoren, die einen erheblichen Einfluss auf den Druck haben, der Massenstrom und die mittlere Dichte des Fluids. Der Massenstrom ist dahingehend entscheidend, da der Geschwindigkeitsanteil eine wichtige Rolle spielt. Wird auf ein strömendes Fluid mit konstanter Dichte die Energiegleichung nach Bernoulli angewandt, so kann man eindeutig sehen, dass es, im Vergleich zum rein hydrostatischen Druck, auf Grund der Geschwindigkeit des Fluids zu einer Druckabnahme kommt. Zusätzlich spielt die Strömungsgeschwindigkeit bei den Reibungsdruckverlusten eine Rolle. Denn nimmt die Geschwindigkeit zu, so nimmt auch der Reibungsdruckverlust zu und der gesamte Druck an einer bestimmten Stelle nimmt ab.

Die mittlere Dichte des Fluids ist für mehrphasige Fluide insofern bedeutend, da sie den hydrostatischen Druck der Wassersäule beeinflusst. Wird zum Beispiel mehr Luft eingeblasen, so nimmt auch die mittlere Dichte ab und der hydrostatische Druck wird folglich geringer. Dies hat natürlich Einfluss auf die maximal erreichbaren Druckdifferenzen. Je größer die Druckdifferenzen sind, desto größer ist der sich einstellende Wasser-Massenstrom. Zudem spielt die Dichte überall dort eine Rolle, wo das Fluid als Gemisch auftritt, denn schließlich fließt sie in den Gesamtmassenstrom ein.

In der folgenden Grafik sind der sich einstellende Wassermassenstrom und der Druck am Ende des Umganges, bevor das Steigrohr erreicht wird, eingetragen. Auf der linksseitigen Ordinate kann man den Wasser-Massenstrom ablesen, während auf der Ordinate rechts der Druck am Ende des Umganges aufgetragen ist. Die Abszisse stellt wieder den Gasgehalt im Steigrohr dar. Klar erkennbar ist hier, dass bei Szenario 1 der Höhepunkt des Wassermassenstroms bei dem gleichen Gasgehalt auftritt wie Druckminimum. Anders sieht es bei den Szenarien aus, bei denen Luft auch in das Fallrohr eingeblasen wird. Bei diesen kann man erkennen, dass obwohl der Höhepunkt im Massenstrom erreicht wurde, der Druck im Umgang immer noch abnimmt. Versuche mit dem Berechnungsmodell haben gezeigt, dass je größer der Anteil der im Fallrohr zugeführten Luft ist, desto mehr weicht der Gasgehalt des Druckminimums von dem des Wasser-Massenstrom Maximums ab.

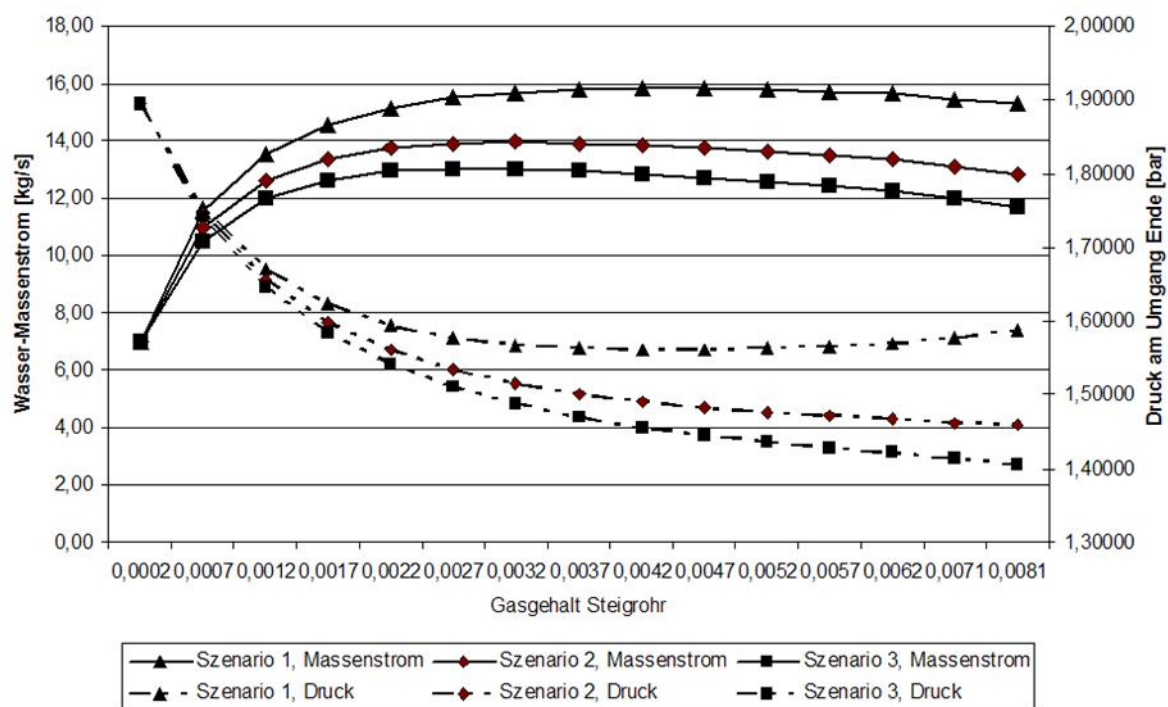


Abbildung 21: Darstellung der Wasser-Massenströme im Vergleich zum Druck im Umgang

Als nächstes sollen die in den Szenarien entstehenden Strömungsformen beschrieben werden.

#### **4.2.2 Strömungsformen beim Versuchsstand**

Auch wenn die Bereichsdefinitionen der Strömungskarten auf Grund einiger Faktoren nicht immer anwendbar sind, siehe theoretische Grundlagen, so bieten sie doch eine erste Information über die vorherrschende Strömungsform in den Rohren.

Für das Fallrohr wird die Strömungskarte nach Barnea et al. verwendet [24], auf den Achsen werden die Leerrohrgeschwindigkeiten aufgetragen. Da im ersten Szenario die Luft einzig im Steigrohr zugeführt wird, weist dieses Diagramm nur Werte für die Szenarien 2 und 3 auf. Eine Schwierigkeit bei dieser Grafik ist, dass sie auf Versuchen basiert, die anhand zweier Durchmesser durchgeführt wurden. Die durchgehende Linie wurde im Versuch mit einem Rohrdurchmesser von 25 mm ermittelt, die unterbrochene Linie wurde auf Basis eines Durchmessers von 51 mm bestimmt. Bei dem Versuchsstand hingegen wird ein Fallrohrdurchmesser von 40 mm eingesetzt.

Um die Strömungsformen für das Steigrohr zu bestimmen, wird die vergleichende Strömungskarte nach Zhang [39] verwendet. Auf Basis des Durchmessers des Steigrohres (Durchmesser 100 mm) sind dabei die Bereichsdefinitionen von Zhang (Durchmesser 82,6 mm) und von Annunziato und Girardi (Durchmesser 92 mm) von besonderem Interesse. Die Differenz der verwendeten Durchmesser ist im Vergleich zu den anderen Autoren eindeutig zu groß, um eine annähernd korrekte Aussage treffen zu können.

In beiden Fällen wurde die Strömungsform für die höhenmäßige Mitte der Rohre bestimmt.

##### **4.2.2.1 Strömungsformen im Fallrohr**

Für die fallrohrseitige Betrachtung wird der erste der sechs Datenpunkte nicht aufgezeigt. Dies geschieht, da in diesem Fall dem Fallrohr keine Luft zugeführt wird. Aus diesem Grund wird in der Beschreibung mit dem „Zweiten Datenpunkt“ begonnen.

Analysiert man nun das Diagramm und die eingetragenen Werte, so erkennt man, dass die Punkte des Szenarios 2 sowohl in der Blasenströmung als auch im Bereich der Intermittent-Strömung liegen. Der zweite Datenpunkt befindet sich dabei deutlich im Bereich der Blasenströmung, der letzte Datenpunkt ist nahezu deckungsgleich mit dem vorletzten Punkt des Szenarios 3 im Bereich der Intermittent-Strömung. Die Punkte dazwischen sind im Grenzbereich der beiden angezeigten Strömungsformen.

In Anbetracht der Tatsache, dass der beim Versuchsstand angewendete Rohrdurchmesser

zwischen den hier angezeigten Durchmessern liegt, kann zwar eine Vermutung aber keine klare Aussage über die Strömungsform gegeben werden.

Für Szenario 3 befinden sich die Datenpunkte zwei und drei im Grenzbereich, die darauf Folgenden liegen deutlich im Bereich der Intermittent-Strömung. Dies kann auch unter Berücksichtigung des Unterschieds im Durchmesser festgehalten werden.

Überraschend hierbei ist, dass beim Szenario 3 keine Ringströmung vorliegt und auch, dass die Werte nicht einmal in der direkten Nähe der Grenze dazu sind. Speziell wenn man den Verlauf des volumetrischen Gasgehalts und die mittlere Dichte des Gemisches betrachtet, überrascht dieses Ergebnis umso mehr. Eine mögliche Begründung ist, dass der Wassermassenstrom in Abhängigkeit der zugeführten Luftmasse berechnet wurde. Somit ist trotz der geringen Dichte die Leerrohrgeschwindigkeit des Wassers groß genug, um nicht in die Kategorie der Ringströmung zu fallen.

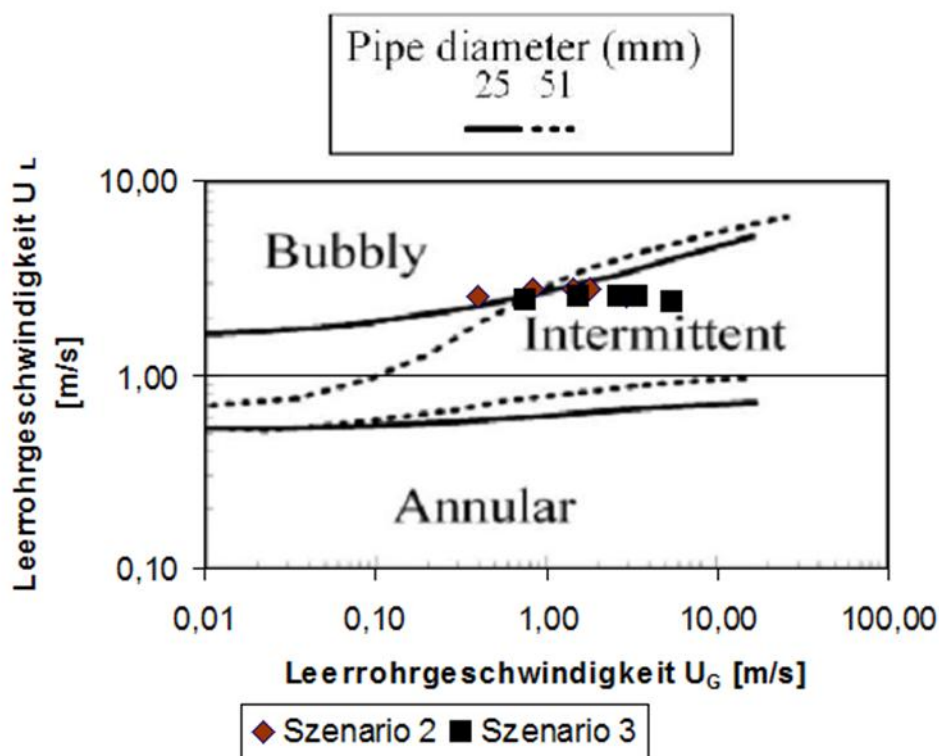


Abbildung 22: Darstellung der sich einstellenden Strömungsformen im Fallrohr

#### 4.2.2.2 Strömungsformen im Steigrohr

Betrachtet man die Grafik für das Steigrohr, so sieht man, dass der erste Datenpunkt für alle Szenarien den gleichen Wert annimmt und deutlich im Bereich der Blasenströmung ist. Die zwei darauf folgenden Datenpunkte liegen für alle Szenarien im Grenzbereich zur Schaumströmung. Zusätzlich befindet sich der vierte Datenpunkt des Szenarios 3 ebenso im Übergangsbereich. Da auch hier im Versuchsstand ein anderer Rohrdurchmesser verwendet wird als in der Grafik angezeigt, kann keine eindeutige Aussage getätigt werden. Für Szenario 1 und Szenario 2 scheinen hingegen die letzten drei Datenpunkte im Bereich der Ringströmung zu liegen. Gleiches gilt für die hinteren beiden Punkte des Szenarios 3.

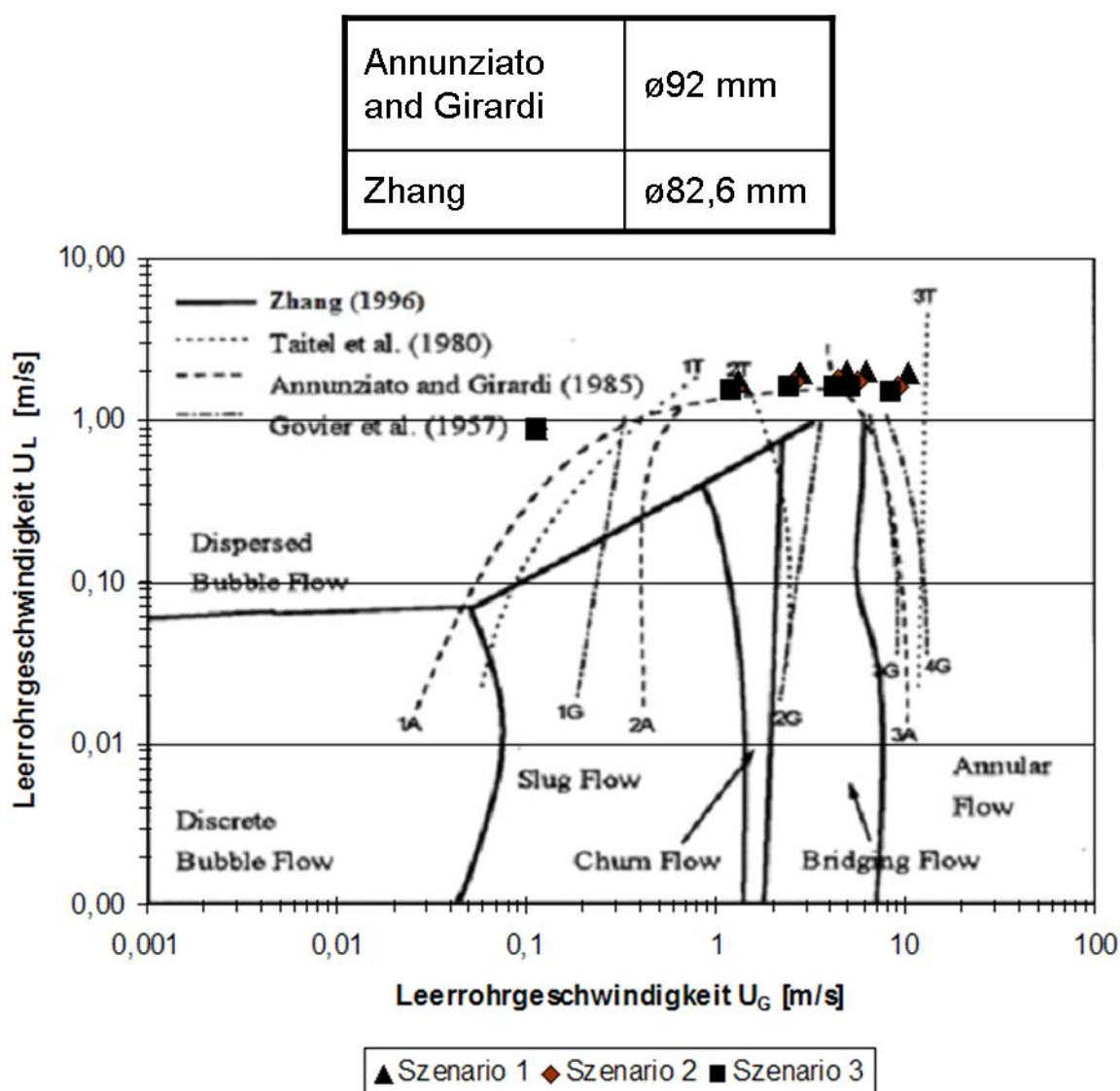


Abbildung 23: Darstellung der sich einstellenden Strömungsformen im Steigrohr



### 4.2.2.3 Anmerkungen zu den Strömungsformen

Kann man beim Fallrohr auf Grund des verwendeten Durchmessers (40 mm), der zwischen den angezeigten Durchmessern in der Grafik (25 mm und 51 mm) liegt, noch vermuten, dass in etwa die beschriebenen Strömungsformen auftreten, so wird diese Aussage das Steigrohr betreffend kompliziert. Denn hier werden für die Bereichsabgrenzungen nur kleinere Durchmesser (82,5 mm und 92 mm) angezeigt als tatsächlich im Versuchsstand (100 mm) verwendet werden, aber ein Großteil der Werte befindet sich im Grenzbereich der verschiedenen Strömungsformen.

### 4.2.3 Blasenformen

Ebenso wie bei der Bestimmung der Strömungsformen, muss auch bei der rechnerischen Ermittlung der entstehenden Blasenformen das Ergebnis mit Vorsicht betrachtet werden. Zum einen wirken bei der Blasenablösung viele Faktoren, die nicht immer alle zu gleichen Teilen berücksichtigt werden können, zum anderen wird bei den Versuchen die Einschränkung durch die Rohrwände zumeist nicht berücksichtigt.

Die Berechnung des Primärblasendurchmessers wird nach Voit [36] durchgeführt, die des Sekundärblasendurchmessers nach Brauer [5]. Hier gilt es jedoch zu berücksichtigen, dass die Berechnung des Sekundärblasendurchmessers grundsätzlich einzig für Einzelöffnungen geeignet ist. Um den erforderlichen Volumenstrom des Gases zu bestimmen, wurde unter Verwendung der Bernoulligleichung die Einströmgeschwindigkeit des Gases berechnet. Die Einströmgeschwindigkeit hängt somit von zwei Variablen ab. Die Erste ist die Zuströmgeschwindigkeit in der Gasleitung, die Zweite ist der Druckunterschied zwischen dem Gasdruck und dem Druck an der Einblasstelle im Rohr. Um eine gleichmäßige Einströmgeschwindigkeit zu gewährleisten, wird ein konstanter Überdruck von  $5 \cdot 10^{-3}$  bar gewählt.

Ist der Blasendurchmesser berechnet, so kann man mit den Grenzwerten nach Brauer [5] oder Schlüter [28] die Blasen einer der Formen nach Brauer [5] und Peebles und Garber [23] zuweisen.

Bei dieser Berechnungsmethode ergeben sich aber speziell bei hohem Wasser-Massenstrom in Kombination mit höheren Gasgehalten einige Herausforderungen bei der Zu- und Einströmung. Da die sich bildenden Blasenformen zudem in engem Zusammenhang mit der Strömungsform und dem Rohrdurchmesser stehen, entstehen weitere Fragestellungen die einer genaueren Erforschung bedürfen. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird darauf nicht näher eingegangen.

Aus diesen Gründen wurde nur vereinzelt die sich einstellenden Blasenformen und Blasenauftiegspeedigkeiten rechnerisch ermittelt. Zusammenfassend kann hier gesagt werden, dass sich, unter Verwendung der Datenpunkte aller Szenarien, zu keinem Zeitpunkt die kleinste Blasenform (starre Kugel, Anm.) einstellen würde. Sehr wohl würden hingegen die anderen Blasenformen auftreten.

Des Weiteren hat sich gezeigt, dass für die betrachteten Szenarien die rechnerische Blasenauftiegs geschwindigkeit nie größer als die sich einstellende Strömungsgeschwindigkeit des Wassers ist. Selbst bei den größten Blasen im Rohr wäre auf Grund des beschränkten Rohrdurchmessers die Aufstiegs geschwindigkeit kleiner als die Geschwindigkeit des Wasser-Massenstroms. Denn geht man von einer Blase aus, die den gleichen Durchmesser wie das Fallrohr besitzt, so hat sie eine theoretische Aufstiegs geschwindigkeit von 0,447 m/s.

### 4.3 Berechnung des Vergleichsobjekts: Naturumlaufdampferzeuger mit 6,82 MPa

Um eine Vergleichbarkeit mit einem realen Naturumlaufdampferzeuger zu erreichen, wurden die Werte des Versuchsstandes an das vorher beschriebene Vergleichsobjekt (Druck: 6,82 MPa, Siedetemperatur: 284,09°C) angepasst.

Im Speziellen wurde der Wärmestrom berechnet, der erforderlich ist, um das Selbe Volumsverhältnis von Dampf-Wasser bzw. Luft-Wasser wie im Versuchsstand zu erreichen. Um von einem ähnlichen Zustand wie bei dem Versuchsstand auszugehen, wird für das Vergleichsobjekt angenommen, dass im oberen Bereich der Fallrohre das Wasser auf Siedetemperatur gebracht wird und dass erst im unteren Bereich die Verdampfung einsetzt. Für den Umgang wird davon ausgegangen, dass der Energiezustand erhalten bleibt, aber keine zusätzliche Verdampfung einsetzt. Bei den Steigrohren wird über die komplette Höhe Wärme so zugeführt, dass es zu einer weiteren Verdampfung kommt.

In der folgenden Grafik sind die Wärmeströme der verschiedenen Szenarien dargestellt. Auf der Abszisse ist der Gasgehalt im Steigrohr aufgetragen. Auf der Ordinate kann der Wärmestrom in kW abgelesen werden. Für die Szenarien wurden die vorher eingeführten Symbole beibehalten. Die durchgehende Linie stellt den gesamt erforderlichen Wärmestrom pro Szenario dar. Die unterbrochenen Linien geben den notwendigen Wärmestrom für die Fallrohre an, während die strichpunktierten Linien die Werte für das Steigrohr angeben.

Hier sei nochmals angemerkt, dass im Szenario 1 dem Fallrohr keine Luft zugeführt wird. Aus diesem Grund ist in dem nachfolgenden Diagramm für dieses Szenario nur die Kurve für das Steigrohr aufgetragen, die somit dem Gesamt-Wärmestrom entspricht.

Betrachtet man die Kurven der Gesamt-Wärmeströme so fällt auf, dass die Werte des Szenarios 1 über denen der anderen Szenarien liegen, während Szenario 3 den geringsten der Wärmeströme aufweist. Dies hängt mit dem sich einstellenden Wasser-Massenstrom zusammen. Strömt das Fluid schneller, so ist auch ein größerer Wärmestrom erforderlich, um das erforderliche Dampf-Wasser Volumsverhältnis zu erzeugen. Da Szenario 1 den größten sich einstellenden Wasser-Massenstrom aufweist, benötigt es den größten Wärmestrom.

Bei den Kurven für die Fallrohre und das Steigrohr ist das erwartete Ergebnis eingetreten. Die Wärmestrom-Linien für die Rohre denen mehr Luft zugeführt bzw. in denen mehr Dampf erzeugt wird, liegen über denen mit weniger Luft bzw. Dampf. Es zeigt sich für den Wärmestrom der Fallrohre, dass der Einfluss des höheren Wasser-Massenstroms bei Szenario 2 geringer ist, als der höhere Gasanteil bzw. Dampfanteil und der dafür erforderliche Wärmestrom des Szenarios 3.

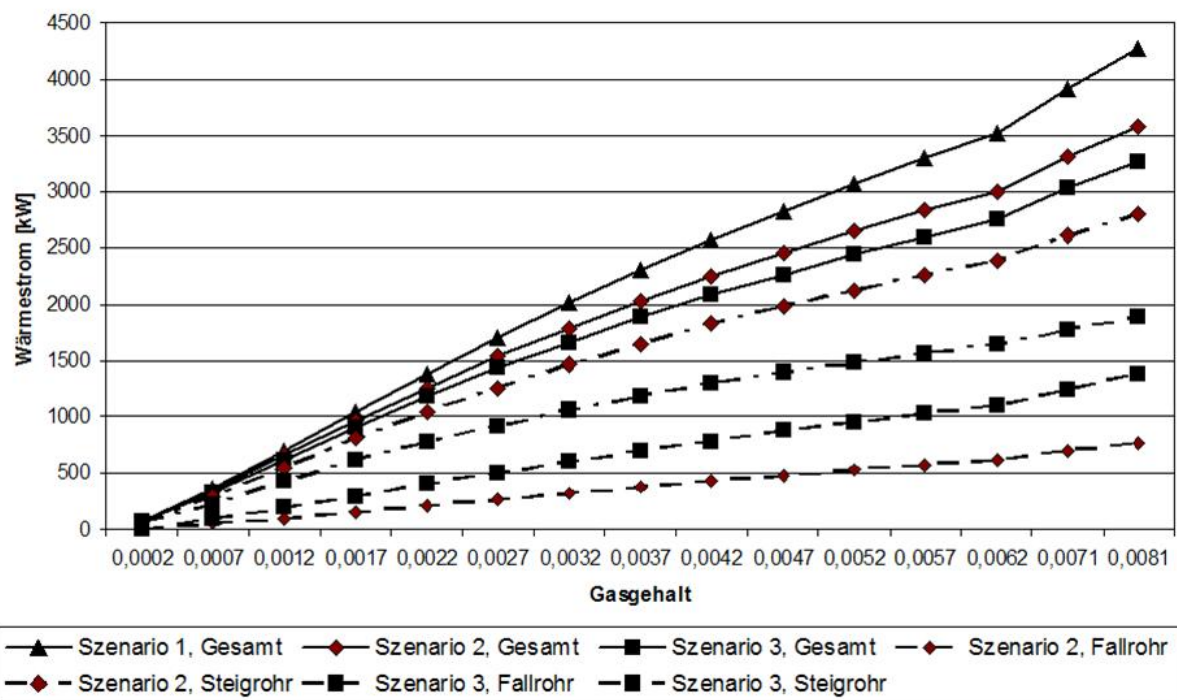


Abbildung 24: Für das Vergleichsobjekt (6,82 MPa) theoretisch erforderlicher Wärmestrom

Im Weiteren ist der sich theoretisch ergebende Dampfgehalt in einer Grafik dargestellt. Die X-Achse gibt den Gasgehalt an, auf der Y-Achse kann der Dampfgehalt des Naturumlauferdampfgeräts bei 6,82 MPa abgelesen werden. Für alle Szenarien ist der Dampfgehalt im Steigrohr gleich. Daher sind Werte für das Steigrohr mit einem Kreissymbol angegeben. Die anderen beiden Kurven geben die Werte der Fallrohre an.

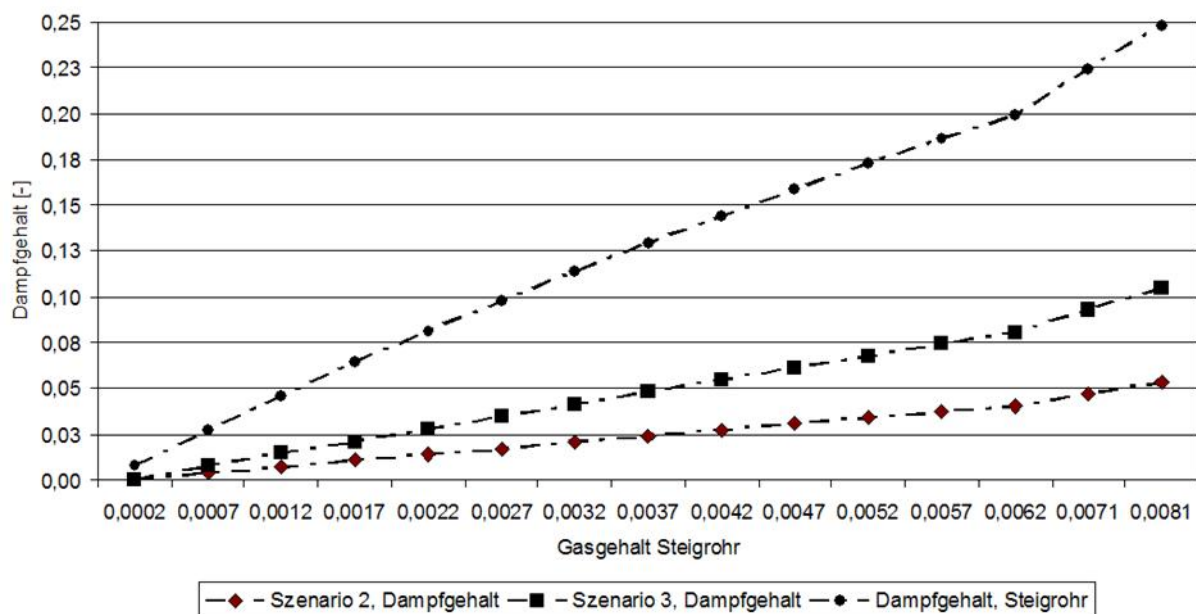


Abbildung 25: Theoretischer Dampfgehalt des Vergleichsobjekts (6,82 MPa)

Auf Grundlage der eingeführten sechs Datenpunkte, lässt sich der Dampfgehalt wie folgt darstellen:

| Objekt                      | Wert        | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      |
|-----------------------------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Versuchsstand               | Gasgehalt   | 0,0002 | 0,0012 | 0,0022 | 0,0037 | 0,0047 | 0,0081 |
| Vergleichsobjekt (6,82 MPa) | Dampfgehalt | 0,008  | 0,046  | 0,081  | 0,129  | 0,159  | 0,248  |
| Vergleichsobjekt (6,82 MPa) | Umlaufzahl  | 125,55 | 21,76  | 12,32  | 7,73   | 6,30   | 4,04   |

Tabelle 15: Vergleich Versuchsstand und Vergleichsobjekt

In der ersten Zeile der Tabelle kann man den Gasgehalt im Steigrohr des Versuchsstandes ablesen. Die zweite Zeile gibt Auskunft über den theoretischen Dampfgehalt des Vergleichsobjekts, ebenfalls im Steigrohr. In der dritten Zeile steht die auf Basis des Dampfgehalts berechnete Umlaufzahl.

#### 4.3.1 Vergleich Versuchsstand mit Naturumlafdampferzeuger

Vergleicht man den sich einstellenden Wasser-Massenstrom des Versuchsstandes mit dem eines realen Naturumlafdampferzeugers, so erkennt man bei den Diagrammen des Versuchsstandes, das bereits erwähnte Abnehmen der Wasser-Massenstrom-Kurve nach Erreichen eines Höhepunktes. Bei Massenstromverläufen eines realen Naturumlafdampferzeugers tritt solch eine Abnahme unter normalen Umständen nicht auf.

Dies liegt daran, dass bei einem Naturumlauf zumeist ein maximaler Dampfanteil beim Austritt festgelegt wird. Denn wird dem Dampferzeuger mehr Wärme zugeführt und der Maximalwert überschritten, so drohen Instabilitäten im Rohr. Die Auswirkungen von solchen Instabilitäten reichen von Schwankungen des Massenstromes bis zu einer Austrocknung und Überhitzung der Rohre [8]. Dahingehend scheint es auch logisch, dass in den Massenstromverläufen nur ein Zunehmen des Massenstroms beobachtet werden kann.

Geht man nun von einer, für einen Naturumlaufdampferzeuger mit 6,82 MPa, üblichen Umlaufzahl von 15 aus, so würde sich ein maximaler Dampfanteil von 0,0667 ergeben. Dieser Wert wäre rein theoretisch bei dem Versuchsstand bereits bei dem dritten Datenpunkt überschritten.

#### **4.4 Bemerkungen zur Berechnung**

An dieser Stelle sei nochmals angemerkt, dass die Berechnung durchgeführt wurde um eine grobe Aussage über die Zustände im Versuchsstand tätigen zu können. Dazu zählen der Wasser-Massenstrom, die Strömungsform als auch die Blasenformen. Um eine Angabe über das Verhalten eines Naturumlaufdampferzeugers zu machen, wurden gewisse Werte an ein geeignetes Vergleichsobjekt angepasst.

Da allerdings bei diesen Prozessen noch einige weitere Faktoren berücksichtigt werden müssen, die nur mit Hilfe einer Simulation berechnet werden können, kann es bei den Ergebnissen der Berechnung zu Abweichungen kommen.

## 5 Zusammenfassung

Die Aufgabe dieser Diplomarbeit war ein Konzept eines Versuchsstandes zu entwickeln, mit dem Zustände eines Naturumlaufdampferezeugers nachgebildet werden können. Um ein grundlegendes Verständnis über die Prozesse eines Naturumlaufdampferezeugers zu erhalten, wurden im ersten Teil dieser Arbeit die theoretischen Grundlagen erläutert. Diese umfassen neben einigen fundamentalen Themen auch die Strömungsformen von zweiphasigen Strömungen und die Theorie zu Blasenbildung und Blasenbewegung.

Im folgenden Abschnitt wurde unter Bezugnahme auf ein Vergleichsobjekt, ein Naturumlaufdampferezeuger mit 6,82 MPa, der Versuchsaufbau entwickelt. Dabei wurde neben den Abmaßen und Materialien des Versuchsstandes außerdem die Vorrichtung zur Erzeugung der Gasblasen festgelegt. In diesem Teil der Diplomarbeit wurden ebenfalls die notwendigen Formeln und Annahmen zur Berechnung des Versuchsstandes vorgestellt.

Anschließend wurden die Berechnungen für drei verschiedene Betriebszustände durchgeführt und die Ergebnisse analysiert. Zusätzlich wurde eine Anpassung der Ergebnisse an das Vergleichsobjekt durchgeführt.

Es sollte aber berücksichtigt werden, dass der Berechnung und den Aussagen, die unter Verwendung des Versuchsstandes getätigt werden, Grenzen gesetzt sind. Während es bei einem realen Naturumlaufdampferezeuger zu einem Phasenwechsel kommt, muss bei dem Versuchsstand Luft als zusätzliche Masse zugeführt werden. Daher kann es zu Abweichungen kommen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass es auf Basis der in dieser Arbeit angegebenen Informationen, Formeln und Zeichnungen möglich sein sollte, sowohl einen Versuchsstand anzufertigen, als auch Versuche durchzuführen.

## Literatur

- [1] H.D. Baehr and K Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag, 2. Auflage, Berlin, 1996.
- [2] A. Bals. Grundlagen der Blasenbildung an Einzelporen und Lochplattenl. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 74, Nr.3:337–344, 2002.
- [3] S. W. Beyerlin, R. K. Cossman, and H. J. Richter. Prediction on bubble concentration profiles in vertical turbulent two-phase flow. *Int. J. of Multiphase Flow*, 11 Nr.5:629–641, 1985.
- [4] E. Bibeau and M. Salcudean. Subcooled void growth mechanisms and prediction at low pressure and low velocity. *Int. Journal of Multiphase Flow*, 20, Nr.5:837–863, 1994.
- [5] H. Brauer. *Grandlagen der Einphasen- and Mehrphasenströmungen*. Sauerland AG,, Schweiz, 1971.
- [6] J. B. Chaddock, H. Lau, and E. Skuchas. *Pressure Drop in Two-Phase Flow, Application To Refrigerant Recirculation Systems*. American Society of Heating. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 1974.
- [7] R. Clift, J. R. Grace, and M. E. Weber. *Bubbles, Drops, and Particles*. Academic Press Inc., New York, 1978.
- [8] B. Epple, R. Leithner, W. Linzer, and H. Walter. *Simulation von Kraftwerken and wärmetechnischen Anlagen*, chapter Dampferzeugersimulation. Springer Verlag, Berlin, 2009.
- [9] L. Fan and K. Tsuchiya. *Bubble Wake Dynamics in Liquids and Liquid-Solid Suspensions*. Butterworth-Heinemann, Boston, London, Singapore, Sydney, Toronto, 1990.
- [10] L. Friedel. Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *3R International*, 18, Vol.7:485–491, 1979.
- [11] G. F. Hewitt and D. N. Roberts. *Studies of two-phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photographie*. AERE-M, 1969.
- [12] I.E. Idelchik and E. Fried. *Flow Resistance - A Design Guide for Engineers*. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [13] G. Janssens-Maenhout. Beiträge zur Modellierung and numerischen Simulation von Zweiphasenströmungen mit Wärmeübertragung. In *Dissertation*. Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, FZKA 6228, Karlsruhe, 2002.

- [14] P. Klug. Der Blasenbildungsvorgang bei der Gasverteilung an Lochplatten. In *Dissertation*. Universität Clausthal, 1983.
- [15] K. Kugeler and P.W. Phlippen. *Energietechnik*. Springer Verlag, VDI-Buch, Berlin, 2012.
- [16] R.W Lockhart and R.C. Martinelli. Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two- Component Flow in Pipes. *Chem. Engng. Progr.*, 45:39–48, 1949.
- [17] R.C. Martinelli and D. B. Nelson. Prediction of Pressure Drops during Forced Circulation Boiling of Water. *Trans. ASME*, 70:695–702, 1948.
- [18] F. Mayinger. Zweiphasen-Rohrströmungen. *CZ-Chemie-Technik*, 1, 1972.
- [19] F. Mayinger. *Strömung and Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen*. Springer Verlag, 2. Auflage, Berlin, 1982.
- [20] A. Mersmann. Auslegung and Maßstabsvergrößerung von Blasen and Tropfensäulen. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 49, Nr.9:679–691, 1977.
- [21] E. Mieczyslaw and R. Thome. *Nucleate Boiling on Micro-Structured Surfaces*. Heat Transfer Research Inc., USA, 2008.
- [22] T. Miyahara, S. Kaseno, and T. Takahashi. Studies on chains of bubbles rising through quiescent liquid. *Can. J. Chem. Eng*, 62:186–193, 1984.
- [23] F.N. Peebles and H.J. Garber. Studies of the motion of gas bubbles in liquids. *Chemistry-Engineer-Technology*, 49, Nr.2:88–97, 1953.
- [24] R. Pohorecki, J. Bridgwater, M. Molzahn, R. Gani, and Azzopardi B.J. *Chemical Engineering and Chemical Process Technology, Multiphase Flow*. EOLSS Publishers Co Ltd, 2010.
- [25] N. Rübiger and A. Vogelpohl. *Encyclopedia of Fluid Mechanics*, chapter Bubble formation and its movement in Newtonian and non-Newtonian liquids. Gulf Publishing Company, Houston, 1986.
- [26] K. Ruff, T. Pillhofer, and A. Mersmann. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 55, Nr.11:865–867, 1976.
- [27] G. Ryskin and L.G. Leal. Numerical solution of free boandary problems in fluid mechanics, buoyance-driven motion of a gas bubble through a quiescent liquid. *J. Fluid Mechanics*, 148:19–35, 1984.
- [28] Michael Schlüter. Blasenbewegung in praxisrelevanten Zweiphasenströmungen. Düsseldorf Reihe 7, Nr.432, VDI Fortschrittsbericht, 2002.



- [29] W. Siemes. Gasblasen in Flüssigkeiten, Teil I: Entstehung von Gasblasen an nach oben gerichteten kreisförmigen Düsen. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 26, Nr. 8/9:479–496, 1954.
- [30] S. Sihana. Bestimmung der Strömungsform von Zweiphasenströmungen mittels Absorption and Streuung von Röntgenstrahlen and Benutzung neuronalen Netzen. In *Dissertation der Fakultät Prozesswissenschaften*. Technische Universität Berlin, Berlin, 2002.
- [31] T. Skazedonigg. Untersuchung der Strömungsvorgänge in einer beheizten Fallrohrwand eines Dampferzeugers. In *Bachelorarbeit*. Technische Universität Wien, 2011.
- [32] H. Steinrück. Ein- and Mehrphasenströmungen. In *Skriptum*. Technische Universität Wien, 2006.
- [33] K. Stephan. Beitrag zur Thermodynamik des Wärmeübergangs beim Sieden. In *Dissertation*. Universität Karlsruhe, 1964.
- [34] A. Tomiyama, A. Sou, I. Zun, N. Kanami, and T. Sakaguchi. Effects of Eötvös number and dimensionless liquid flux on lateral motion of a bubble in a laminar duct flow. *Advances in Multiphase Flow*, page 3, 1995.
- [35] VDI. *VDI- Wärmeatlas*. Springer Verlag, 10. Auflage, Berlin Heidelberg, 2006.
- [36] H. Voit, R. Zeppenfeld, and A. Mersmann. Calculation of primary bubble volume in gravitational and centrifugal fields. *Chemistry Engineer Technology*, 10:99–103, 1987.
- [37] W. Wagner and A. Kruse. *Zustandsgrößen für Wasser and Wasserdampf - Der Industriestandard IAPWS - IF97 für die thermodynamischen Zustandsgrößen and ergänzende Gleichungen für andere Eigenschaften*. Springer Verlag, Berlin, 1998.
- [38] M. Wein. Numerische Simulation von kritischen and nahkritischen Zweiphasenströmungen mit thermischen and fluiddynamischen Nichtgleichgewichtseffekten. In *Dissertation*. Technische Universität Dresden, 2002.
- [39] J. Zhang. Bubble Columns and Three-Phase Fluidized Beds: Flow Regimes and Bubble Characteristics. In *Dissertation*. University of British Columbia, 1996.