



Yan Lu (Autor)

Erweiterter Betriebsbereich von Naturumlaufverdampfern durch Drahtgestrickeinbauten



<https://cuvillier.de/de/shop/publications/8700>

Copyright:

Cuvillier Verlag, Inhaberin Annette Jentsch-Cuvillier, Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen, Germany

Telefon: +49 (0)551 54724-0, E-Mail: info@cuvillier.de, Website: <https://cuvillier.de>

1. Einleitung

Die Energieeffizienzsteigerung energieintensiver Grundoperationen, wie bspw. Verdampfung, Destillation oder Desorption, gewinnt immer mehr an Bedeutung. Für derartige Operationen dient der Naturumlaufverdampfer als einer der am häufigsten verwendeten Verdampfertypen [Sloley, 1997]. Dies liegt insbesondere daran, dass ein sehr guter Wärmeübergang bei geringen Investitionen und Betriebskosten erzielt werden kann. Weitere Vorteile des Naturumlaufverdampfers sind der pumpenlose Betrieb, der einfache Aufbau, eine geringe mechanische Beanspruchung und eine tendenziell verminderte Neigung zum Fouling. Die Vorteile beruhen auf dem Selbstumlauf, welcher durch den Dichteunterschied zwischen der unterkühlten Flüssigkeit am Verdampfereintritt und dem Dampf-Flüssigkeits-Gemisch am Austritt induziert wird. Der Dichteunterschied ist vom Dampfmassenanteil abhängig, welcher wiederum durch den Wärmeübergang bestimmt wird. Daher besteht bei diesem Verdampfertyp eine enge Kopplung zwischen dem Wärmeübergang und der Fluidynamik. Diese Kopplung führt zur Beschränkung des Betriebsbereiches sowie zum aufwendigen Auslegungsverfahren mit eingeschränkter Genauigkeit. Dies erfordert eine höhere minimale treibende Temperaturdifferenz zwischen der Heiz- und Produktseite im Vergleich zu anderen Verdampfertypen. Außerdem können tiefe Betriebsdrücke das Betriebsverhalten insbesondere bei einer zweiphasigen Strömung beeinträchtigen und zur Strömungsinstabilität führen. Die untere Betriebsgrenze von Naturumlaufverdampfern liegt typischerweise bei treibenden Temperaturdifferenzen zwischen 10 K und 15 K und einem Betriebsdruck von 300 mbar [Scholl und Rinner, 2006]. Die publizierten Simulationsprogramme liefern keine zuverlässigen Ergebnisse für den unteren Betriebsbereich. Dabei wurden Modelle verwendet, die für Atmosphären- und Überdrücke unter Annahme des thermischen Gleichgewichtszustandes entwickelt wurden. Diese Auslegungsverfahren führen zur signifikanten Überschätzung des Selbstumlafs im unteren Betriebsbereich [Arneht, 1999; Dialer, 1983; Fair, 1960; Hammerschmidt, 2013]. Dieser Betriebsbereich wurde bislang nicht in den Fokus gestellt, gewinnt jedoch mit dem Ziel der Energieeffizienzsteigerung zunehmend an Bedeutung.

Die Energieeffizienz der Naturumlaufverdampfung kann einerseits durch eine Optimierung der Betriebsbedingungen und andererseits durch wärmeübergangsteigernde Maßnahmen erhöht werden. Die erste Option kann durch eine Erweiterung des Betriebsbereiches in Richtung des tiefen Betriebsdrucks und geringer treibender Temperaturdifferenz erzielt werden. Eine verringerte treibende Temperaturdifferenz reduziert den Exergieverlust und erhöht somit die Energieeffizienz des Prozesses. Außerdem ist dies aus prozesstechnischer Sicht vorteilhaft, da durch den Betrieb bei tiefen Drücken auch niedrige Heiztemperaturen eingestellt werden können. Der Prozess verläuft somit thermisch schonend, wodurch eine thermische Degradierung der Produkte vermieden werden kann. Die Anforderungen an das Heizmedium und die Baumaterialien, wie bspw. derer Temperatur- und Druckbeständigkeit, können dadurch reduziert werden. Zudem können die Aufheizzeit gekürzt, weniger Korrosionsprobleme verursacht und eine erhöhte Betriebssicherheit erzielt werden [Alane und Heggs, 2006]. Des Weiteren bieten im unteren Betriebsbereich betriebene Naturumlaufverdampfer mehr Potenzial zur Prozessintegration. Auch die angeschlossene Trennungseinheit tendiert zum Vakuumbetrieb, deren Vorteilhaftigkeit in [Agunlejika et al., 2016b] beschrieben wurde. Darüber hinaus ist der Flüssigkeitsstand im angeschlossenen Brüdenabscheider bzw. der angeschlossenen Kolonne ein wichtiger Betriebsparameter. Ein hoher

Flüssigkeitsstand fördert und stabilisiert den Selbstumlauf [Alane und Heggs, 2011; Hammerschmidt, 2013], führt aber zu einem erhöhten Holdup und einer verlängerten Verweilzeit, was die Produktqualität beeinträchtigen können. [Alane und Heggs, 2011] empfehlen die Inbetriebnahme von Naturumlaufverdampfern mit einem Flüssigkeitsstand oberhalb der Brüdenleitung, wodurch die Instabilität gemildert wurde. Zudem bietet der Betrieb bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand mit einem guten Umlaufverhalten mehr Freiheit bei der Auswahl weiterer Betriebsbedingungen, wie bspw. Systemdruck und treibender Temperaturdifferenz. Der Betrieb im unteren Betriebsbereich ist aufgrund des erhöhten Risikos vom unzureichenden oder instabilen Umlauf jedoch nur in Kombination mit wärmeübergangsteigernden Technologien, wie im Folgenden beschrieben, realisierbar.

Zur Verbesserung des Wärmeübergangs von Naturumlaufverdampfern wird die grundsätzliche Eignung von Drahtgestrickeinbauten in [Hammerschmidt, 2013; Nasr und Tahmasbi, 2006; Reddy et al., 1997; Scholl und Brahim, 2005] gezeigt. Diese Einbauten werden typischerweise zur Verbesserung des einphasigen Wärmeübergangs von laminarer Strömung und Strömung im Übergangsbereich verwendet [Drögemüller, 2018]. Verbesserungspotenzial bei der Naturumlaufverdampfung wird insbesondere für den unteren Betriebsbereich erkannt, wodurch neben einem verbesserten Betriebsverhalten eine Erweiterung der unteren Betriebsgrenze erzielt wird [Hammerschmidt, 2013]. Die Verbesserung erfolgt durch eine verkürzte und intensiviertere einphasige Aufheizzone mit einer verlängerten Verdampfungszone. Im Vergleich dazu wird das Betriebsverhalten im oberen Betriebsbereich nicht oder nur eingeschränkt verbessert, da hierbei die erzielbare Verbesserung des einphasigen Wärmeübergangs limitiert ist und sich der erhöhte Druckverlust von Drahtgestrickeinbauten signifikant auf die Fluidynamik auswirkt [Scholl und Brahim, 2005]. Aufgrund dessen ist eine systematische Untersuchung des vorteilhaften Einsatzbereiches von Drahtgestrickeinbauten notwendig. Überdies ist die Bestückungslänge eine Designvariable. Experimentell hat [Hammerschmidt, 2013] einen verstärkten Wärmeübergang sowohl in der einphasigen Aufheizzone als auch in der Verdampfungszone eines komplett bestückten Verdampferrohrs ermittelt, während [Scholl und Brahim, 2005] zum Teil eine signifikantere Verbesserung durch den in der unteren Hälfte des Verdampfers bestückten Einbau erzielt haben. Die Simulationen von [Nasr und Tahmasbi, 2006] und [Reddy et al., 1997] rechneten mit der Bestückungslänge, die der Länge der Aufheizzone des Referenzfalls ohne Einbauten entsprach. Das Ziel hierbei war es, ein großes Verbesserungspotenzial bezüglich des Wärmeübergangs mit einer möglichst geringen Druckverlust-erhöhung zu erzielen. Naturumlaufverdampfer mit teilbestückten Verdampferrohren werden bislang unzureichend untersucht, um mit dem komplett bestückten Naturumlaufverdampfer verglichen werden zu können.

Insgesamt besteht Forschungsbedarf bei der Naturumlaufverdampfung im unteren Betriebsbereich und dessen Verbesserungspotenzial durch den Einsatz von Drahtgestrickeinbauten. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das fluiddynamische und wärmetechnische Betriebsverhalten von einem Dreirohr-Naturumlaufverdampfer mit Drahtgestrickeinbauten in den unteren 40 % der Verdampferrohrlänge untersucht und mit Referenzmessungen ohne Einbauten verglichen. Dabei liegt der Fokus insbesondere auf dem unteren Betriebsbereich im Vakuum mit mäßigen treibenden Temperaturdifferenzen. Die dabei auftretenden Strömungsinstabilitäten werden analysiert. Darüber hinaus wird die Naturumlaufverdampfung im unteren Betriebsbereich mit etablierten Modellgleichungen vorausgerechnet und mit Messdaten verglichen.

2. Stand des Wissens

In diesem Kapitel wird der aktuelle Stand des Wissens dargelegt. Die dieser Dissertation zugrunde liegenden Grundlagen umfassen insbesondere das Prinzip, den Betriebsbereich und die Bauformen der Naturumlaufverdampfer sowie Strömungsinstabilitäten während derer Betriebs. Anschließend wird die verwendete wärmeübergangsteigernde Technologie mithilfe Drahtgestrickeinbauten näher betrachtet. Ein weiterer Fokus liegt auf den Modellen zur Berechnung der Fluidodynamik und des Wärmeübergangs bei der Naturumlaufverdampfung sowie deren Simulation. Abschließend wird die vorliegende Arbeit im Bezug zum bisherigen Wissen eingeordnet.

2.1. Grundlagen zum Naturumlaufverdampfer

Das Prinzip der Naturumlaufverdampfer (engl. *thermosiphon reboiler*) beruht auf dem Thermosiphon-Effekt. Unter diesem Effekt versteht man, dass durch die Erwärmung von Flüssigkeit ein Dichteunterschied entsteht und dieser einen Naturumlauf induziert. Wird durch die Erwärmung die Siedebedingung erreicht, entsteht Dampf. Die Triebkraft zum Selbstumlauf erhöht sich durch den erhöhten Dichteunterschied zwischen Flüssigkeit und Dampf-Flüssigkeits-Gemisch. Dieser Prozess wird in Form von Naturumlaufverdampfern realisiert und findet sehr häufig Anwendung in Erdölraffinerien, der chemischen und petrochemischen Industrie [Sloley, 1997]. Der Prozess lässt sich bei der Phasentrennung in der Destillations-, Stripp- und Absorptionskolonne anwenden [Alane und Heggs, 2011]. Außerdem kommen Naturumlaufverdampfer u. a. in Dampfkesseln und in Siedewasserreaktoren in Kernkraftwerken, als Innenkocher für die Bierherstellung [Mezger, 2005] und in der Abwasserbehandlung [Veolia, 2018] zum Einsatz. Des Weiteren findet die Naturumlaufverdampfung in Wärmerohren statt, deren Anwendungsgebiete die Notkühlsysteme in Kernreaktoren [Kusuma et al., 2017], die Kühlung elektronischer Geräte [Baudouy, 2003; Lamaison et al., 2015] sowie die Geothermie- und Solaranlagen sind.

Ein besonderer Vorteil beruht auf dem pumpenlosen Betrieb und dem breiten Einsatzgebiet. Eine hohe Wärmeübertragung kann mit niedrigen Investitionen und Betriebskosten erzielt werden. Die Anlage hat einen einfachen Aufbau, ist leicht zu reinigen und benötigt in der Regel einen geringen Wartungsaufwand. Naturumlaufverdampfer sind wenig Fouling anfällig [Alane und Heggs, 2011] und für Medien mit einer geringen Foulingneigung gut geeignet [Zettler, 2019]. Die darin erwärmten Produkte werden wenig mechanisch beansprucht, was für schernempfindlichen Stoffe wie zum Beispiel die Bierwürze [Baars und Delgado, 2006] von besonderer Bedeutung ist.

Naturumlaufverdampfer können in einem weiten Betriebsfenster von Druck, Temperatur und Leistung betrieben werden [Agunlejika et al., 2016a]. Außer bei Prozessen mit starker Foulingneigung, hoher Viskosität, diskontinuierlicher Strömungsführung, inkonstanter Heiztemperatur und instabilem Prozess können Naturumlaufverdampfer für ein breites Spektrum an Verfahrensaufgaben eingesetzt werden [Sloley, 1997]. Sie zählen zu den zuverlässigsten Apparaten für die Wärmeübertragung in Industrieprozessen, sofern sie richtig ausgelegt und betrieben werden [Sloley, 1997]. Aufgrund des Naturumlaufs muss neben dem übertragenen Wärmestrom die Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen ausgelegt werden. Somit sind sowohl der Wärmeübergang als auch die Fluidodynamik

unbekannt und nur durch Iteration zu lösen, was den Rechenaufwand und die Auslegungsunsicherheit erhöht. Aufgrund mangelnder Messdaten (bspw. bei Vakuumbetrieb und viskosen Medien) und fehlenden robusten Designverfahren wird der Einsatz von Naturumlaufverdampfung teilweise vermieden [Alane und Heggs, 2006]. Um die Betriebssicherheit zu erhöhen, wird oft eine Zusatzleitung mit Pumpe als Reserve integriert, sodass bei Betriebsstörungen mit wenig Aufwand auf Zwangsumlaufverdampfung umgestiegen werden kann.

Werden Naturumlaufverdampfer nicht ordnungsgemäß ausgelegt oder betrieben, kann nur ein eingeschränkter Betrieb erreicht werden. Hierbei kann einerseits ein limitierter Umlauf mit einer unzureichenden Wärmeübertragung vorliegen, wobei die Zielwerte wie Leistung und Produktzusammensetzung bei den der Auslegung zu Grunde liegenden Betriebsbedingungen nicht erreicht werden können. Andererseits können Strömungsschwankungen auftreten, wodurch die Produktqualität und die Anlagensicherheit beeinträchtigt werden. Um Kenntnisse über die Naturumlaufverdampfung zu sammeln, gibt es zahlreiche Studien sowohl für das Betriebsverhalten unter typischen als auch untypischen Betriebsbereichen, wie unter Vakuum. Außerdem werden die Strömungsinstabilitäten, insbesondere für Naturumlaufsysteme in Siedewasserreaktoren und Wärmepumpen, intensiv erforscht. Des Weiteren wird die Einsetzbarkeit der wärmeübergangsteigernden Technologien in Naturumlaufverdampfern untersucht. Eine Literaturübersicht zu diesen Themen wird im Folgenden gegeben.

2.1.1. Prinzip des Naturumlaufverdampfers

Typische Naturumlaufverdampfer für die chemische Industrie bestehen aus einem Verdampfer in Form eines Rohrbündelwärmeübertragers, einer Phasentrennungseinheit in Form eines Brüdenabscheiders oder einer Kolonne, einer Umlauf- und einer Brüdenleitung als Verbindung zwischen den zuvor genannten Komponenten. Der Verdampfer kann sowohl vertikal als auch horizontal ausgerichtet werden, wobei die vertikale Ausrichtung aufgrund geringerer Foulingneigung und kleinerer Apparatedimension in der chemischen Industrie bevorzugt wird [Sloley, 1997]. Ein Beispiel eines solchen Naturumlaufverdampfers ist in Abbildung 2-1 schematisch dargestellt.

Am Verdampfereintritt ist die Strömung aufgrund des hydrostatischen Drucks und des eventuellen Wärmeverlusts in der Umlaufleitung unterkühlt. Sie erwärmt sich konvektiv durch die beheizte Verdampferrohrwand. Entlang der Verdampferrohrlänge sinkt die lokale Siedetemperatur aufgrund des hydrostatischen Druckabfalls und des Reibungsdruckverlusts. Nach einer bestimmten Einlauflänge ist das Fluid in direkter Wandnähe so weit überhitzt, dass Keimstellen für die Dampfbildung an der Wand entstehen und sich dort erste Dampfblasen ausbilden, während die Kernströmung noch unterkühlt ist. Diese Position wird als der sogenannte Blasenentstehungspunkt (engl. *onset of nucleate boiling*, ONB) bezeichnet. Ab diesem Punkt beginnt das unterkühlte Sieden in Form vom partiellen Blasensieden. Die Blasen wachsen an und kollabieren wieder beim Kontakt mit der unterkühlten Kernströmung. Dabei erhöht sich der volumetrische Dampfgehalt, während der Dampfmassenanteil null bleibt [Kind und Wetzel, 2019]. Durch die Kondensation solcher Dampfblasen wird Wärme an die Kernströmung abgegeben und der Wärmeübergang wird zudem durch die verstärkte Turbulenz verbessert. Lösen Blasen von der Wand ab, gleiten sie zunächst an der Wand

entlang [Stephan, 1988]. Liegt die Temperatur der Kernströmung in der Nähe der Siedetemperatur, können die Blasen in die Kernströmung eindringen und die Nettodampfentwicklung beginnt (engl. *net vapor generation*, NVG). Erreicht auch die Kernströmung die Siedetemperatur, beginnt die Verdampfungszone, in der Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten stattfindet. Neben der Wärmeübergang beim Blasensieden wird die Wärme durch die Strömung konvektiv von der Wand übertragen. Das konvektive Strömungssieden wird vom Blasensieden überlagert, sofern die Bedingung der ONB überschritten wird. In Verdampfern, die bei niedriger Wärmestromdichte bzw. bei kleinem Temperaturgefälle betrieben werden, kann es vorkommen, dass die benötigte Überhitzung für ONB nicht erreicht wird und somit zeit- oder bereichsweise konvektives Sieden ohne Blasenbildung vorliegt [Gorenflo, 2019].

Die Temperatur der Kernströmung in der Verdampfungszone ist vom lokalen Druck und bei Gemischen von der örtlichen Gemischzusammensetzung abhängig. Aufgrund des sich verringernenden lokalen Drucks entlang der Strömungsrichtung sinkt die Kernströmungstemperatur bei Reinstoffen und engsiedenden Gemischen längs des Verdampferrohrs, vgl. Abbildung 2-1. Bei weitsiedenden Gemischen kommt es durch die Anreicherung des Schwersieders in der flüssigen Phase zu einer deutlich geringeren Temperaturabnahme oder sogar zu einem Temperaturanstieg [Scholl und Rinner, 2006].

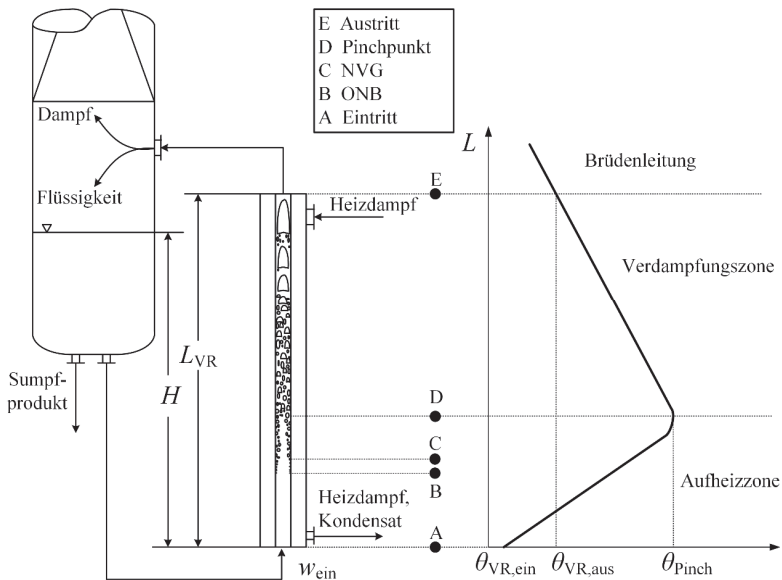


Abbildung 2-1: Prinzip eines Naturumlaufverdampfers mit charakteristischen Positionen und typischem axialen Temperaturverlauf, modifiziert nach [Hammerschmidt, 2013]

Mit zunehmendem Dampfgehalt und weitergehendem Blasenwachstum können Blasen zusammenwachsen und große Blasen ausbilden, die nahezu den vollständigen Querschnitt des Verdampferrohrs einnehmen können. Die Strömungsform geht von einer Blasenströmung zu einer Kolbenblasen- bzw. Pfropfenströmung über. Bei weiterer Wärmezufuhr

entstehen anschließend eine Schaum- und Ringströmung. Hierbei wird die Heizwand vollständig vom Dampffilm isoliert, sodass die flüssige Phase den Kontakt zur Heizwand verliert und sich der Wärmeübergang verschlechtert. Die dabei stattfindende Änderung des Wärmeübergangsmechanismus wird als Siedekrise (engl. *departure from nucleate boiling*, DNB) bezeichnet. An dieser Stelle wird die maximale Wärmestromdichte (eng. *critical heat flux*, CHF) und somit die obere Betriebsgrenze des Naturumlaufverdampfers erreicht. Aufgrund des Vakuumbetriebs kann eine Kolbenblasenströmung bereits bei einem geringen Dampfmassenanteil auftreten, worauf in den nächsten Abschnitten näher eingegangen wird.

Tritt das Dampf-Flüssigkeits-Gemisch aus dem Verdampferrohr aus, verursacht es einen starken zweiphasigen Druckverlust und einen Beschleunigungsdruck in der Brüdenleitung. Daher ist die Brüdenleitung möglichst kurz und mit einer mindestens gleich großen Querschnittsfläche wie die Verdampferrohre auszulegen. Entsprechend der Dampfdruckkurve sinkt die Siedetemperatur durch die Druckabnahme. Die Siedetemperaturverschiebung führt zur Flash-Verdampfung und somit zu einer weiteren Erhöhung des Dampfgehaltes. Das zweiphasige Gemisch strömt schließlich in die Phasentrennungseinheit, wo die dampfförmige Phase von der flüssigen Phase getrennt wird.

2.1.2. Betriebsbereich und Bauformen des Naturumlaufverdampfers

Das Betriebsverhalten von Naturumlaufverdampfern ist von verschiedenen Faktoren abhängig, sodass das Betriebsfenster mehrdimensional zu bestimmen ist. Der Betrieb von Naturumlaufverdampfern setzt einen stabilen Selbstumlauf voraus.

Ein wesentlicher Parameter ist die Füllhöhe in Brüdenabscheider. Dieser Parameter wird als scheinbarer Flüssigkeitsstand h_s^* dimensionslos dargestellt, der als das Verhältnis des Flüssigkeitsstands im Brüdenabscheider zum Verdampferrohereintritt H bezogen auf die Verdampferrohrlänge L_{VR} nach Gleichung 2-1 definiert ist. H und L_{VR} sind in Abbildung 2-1 graphisch dargestellt.

$$h_s^* = H/L_{VR} \cdot 100 \% \quad 2-1$$

Der Einfluss vom scheinbaren Flüssigkeitsstand kann in zwei Zustände untergeteilt werden, ob der Verdampfer und die Brüdenleitung überflutet sind oder nicht. Sind diese nicht überflutet, verursacht ein hoher scheinbarer Flüssigkeitsstand einen großen hydrostatischen Druck und fördert die Flüssigkeit vom Brüdenabscheider zum Verdampfer. Eine hohe Strömungsgeschwindigkeit beschleunigt die Konvektion von der Heizwand zur Kernströmung, was in der Regel zum verbesserten Wärmeübergang führt. Allerdings erhöht sich bei einem hohen Flüssigkeitstand der Druck am Verdampfereintritt und somit auch die Unterkühlung der Eintrittsströmung. Eine lange Heizstrecke wird für die Erwärmung der Flüssigkeit benötigt und die Verdampfungszone mit besserem Wärmeübergang ist dementsprechend kürzer. Insgesamt bewirkt eine Zunahme des scheinbaren Flüssigkeitsstandes bis zum überfluteten Zustand eine Vergrößerung des Umlaufs mit insignifikantem Einfluss auf den Wärmeübergang [Arnth und Stichlmair, 2001; Hammerschmidt, 2013]. In industriellen Anwendungen ist ein scheinbarer Flüssigkeitsstand zwischen 75 % und 90 % üblich. Die Brüdenleitung wird möglichst kurz ausgelegt, um den Druckverlust zu

minimieren. Daher wird sie in der Regel bei scheinbaren Füllständen zwischen 105 % und 120 % positioniert. Steht der Flüssigkeitsstand oberhalb der Brüdenleitung, erfolgt der Umlauf in einem geschlossenen Kreislauf. So kann ein Umlauf allein durch den statischen Auftrieb der erwärmten Flüssigkeit hervorgerufen werden [Alane und Heggs, 2011]. Allerdings kann der Umlauf nicht durch eine weitere Zunahme des Flüssigkeitsstands erhöht werden, da der erhöhte hydrostatische Druck sowohl auf die Flüssigkeitssäule im Brüdenabscheider als auch auf den Verdampfer wirkt. Zudem kann der Umlauf durch die verstärkte Unterkühlung am Verdampferrohreintritt sinken. Die Messungen von [Hammerschmidt, 2013] und [Goedecke, 2017] zeigen das beste fluiddynamische Betriebsverhalten bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von 110 %. [Alane und Heggs, 2011] haben festgestellt, dass der überflutete Zustand eine dämpfende Wirkung auf die Strömungsschwankung zeigt und eine Rückströmung in das Mehrrohrsystem unterdrücken kann. Dies ist eine wichtige Erkenntnis, denn ein stabiler Umlaufstrom ist die Voraussetzung für den Betrieb des Naturumlaufverdampfers und der Betrieb bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand mit einem guten Umlaufverhalten bietet mehr Freiheit bei der Auswahl weiterer Betriebsbedingungen wie Systemdrucks und treibender Temperaturdifferenz.

Neben dem hydrostatischen Druck wirkt eine thermische Triebkraft ausgehend von der Heizseite auf die produktseitige Strömung. Dieser Einflussparameter wird im Fall der elektrischen Beheizung durch die Wärmestromdichte und die Wandüberhitzung definiert. Zur Beheizung des Naturumlaufverdampfers wird jedoch zumeist Wasserdampf eingesetzt. Dabei ist die Heizleistung durch die kondensierbare Dampfmenge bestimmt und daher von diesem Wärmeübergang abhängig. Die Heiztemperatur T_{HD} wird durch den Dampfdruck eingestellt und liegt entlang der Verdampferhöhe konstant vor. Daher wird die thermische Triebkraft durch die treibende Temperaturdifferenz zwischen der Heiz- und Produktseite beschrieben. Die Temperatur auf der Produktseite ändert sich jedoch entsprechend der Zustandsänderung nicht linear, wie Abbildung 2-1 zeigt. Ein allgemeiner Bezugspunkt ist bislang nicht gegeben. Je nach Verfügbarkeit der Messeinrichtungen sind in der Literatur die Temperaturen im Brüdenraum [Arneth, 1999; Dialer, 1983] oder im Sumpf des Brüdenabscheiders [Goedecke, 2017; Hammerschmidt, 2013], am Ein- oder Austritt des Verdampfers [Benson et al., 2004], oder die Siedetemperatur anhand des Systemdrucks als die Bezugstemperatur für die Produktseite zu finden. Diese unterscheiden sich in der Regel um wenige Kelvin, während im untersten Betriebsbereich mit geringem Umlauf ein Unterschied bis zu 10 K möglich ist [Lu et al., 2021]. Der Vergleich zwischen Literaturdaten ist aufgrund der unterschiedlichen Definitionen der treibenden Temperaturdifferenz mit Unsicherheiten verbunden.

Die treibende Temperaturdifferenz beeinflusst direkt den ein- und zweiphasigen Wärmeübergang. Bei einer steigenden treibenden Temperaturdifferenz erhöht sich der Dampfmassenanteil, wodurch der Dichteunterschied am Ein- und Austritt des Verdampfers vergrößert und die Fluiddynamik positiv beeinflusst wird. Ein stärkerer Umlauf erhöht die ein- und zweiphasige Konvektion zwischen der Wand und der Rohrströmung, wodurch der Wärmeübergang wiederum verbessert wird. Daher spielt die treibende Temperaturdifferenz eine entscheidende Rolle sowohl für den übertragbaren Wärmestrom als auch für den Selbstumlauf. Im Allgemeinen wird eine treibende Temperaturdifferenz von 10 K bis 15 K als das untere Betriebslimit genannt [Scholl und Rinner, 2006]. Bei einer Temperaturdifferenz zwischen 20 K und 30 K wirkt die Erhöhung der thermischen Triebkraft dem vergrößerten Druckverlust entgegen. Bei weiterer Zunahme der Temperaturdifferenz dominiert die Wirkung des Druckverlustes, was zur Abnahme der Geschwindigkeit führt [Arneth und

Stichlmair, 2001]. Die treibende Temperaturdifferenz bestimmt überdies die Effizienz der wärmeübertragenden Prozesse [Luke, 2018]. Je größer der Temperaturgradient ist, desto höher ist der Exergieverlust des Prozesses. Daher stellt sich eine zentrale Aufgabe der Energieeffizienzsteigerung, die treibende Temperaturdifferenz bei konstanter Wärmestromdichte zu minimieren.

Des Weiteren beeinflusst der Betriebsdruck das Betriebsverhalten des Naturumlaufverdampfers. Der Unterschied in der Steigung der Dampfdruckkurve wirkt insbesondere auf die Unterkühlung der Strömung am Verdampferrohreintritt. Diese ist in Abbildung 2-2 anhand der Dampfdruckkurve von Wasser für Betriebsdrücke von 0,2 bar und 1 bar zu erklären.

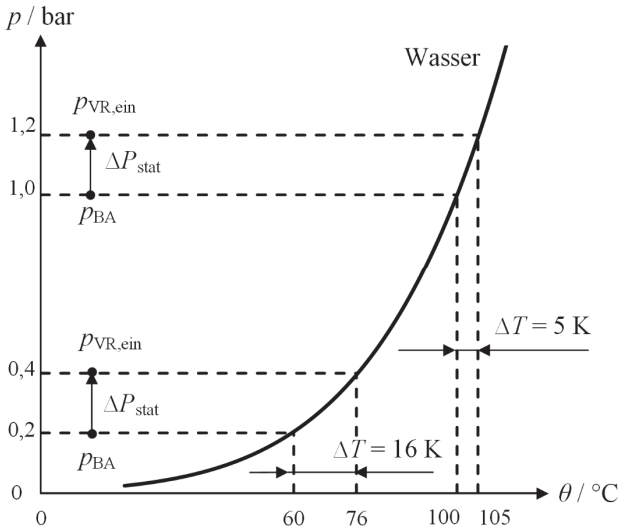


Abbildung 2-2: Darstellung der Dampfdruckkurve zur Visualisierung des Einflusses vom Druck auf die Unterkühlung am Verdampferrohreintritt

Bei einem Betriebsdruck im Brüdenabscheider von 1 bar strömt das Zweiphasengemisch mit einer Siedetemperatur von 100 °C in den Brüdenabscheider ein. Unter Vernachlässigung des Wärmeverlusts liegt diese Temperatur am Verdampferrohreintritt vor. Dort herrscht unter Annahme eines Flüssigkeitsstands von 2 m ein Druck von 1,2 bar. Somit ist die lokale Siedetemperatur 105 °C und die Strömung am Eintritt ist um 5 K unterkühlt. Wird die Anlage jedoch bei 0,2 bar betrieben, so entsteht aufgrund der geringeren Steigung der Dampfdruckkurve eine Unterkühlung von 16 K. Unter Vernachlässigung der axialen Siedetemperaturänderung und unter Annahme eines gleichen Umlaufstroms und Wärmeübergangs wird bei 0,2 bar etwa die dreifache Länge der Aufheizzone wie bei 1 bar benötigt. Während die Aufheizzone typischerweise 20–50 % der Verdampferrohrlänge einnimmt, kann im Vakuumbetrieb 90 % der Verdampferrohrlänge allein zur Erreichung der Siedetemperatur benötigt werden [Beaver und Hughmark, 1968]. Somit ist die Verdampfungszone, in welcher intensiver Wärmeübergang stattfindet, bei 1 bar deutlich länger. Eine längere Verdampfungszone bewirkt einen größeren Dampfgehalt, was wiederum die Triebkraft für

den Umlauf vergrößert. Daher haben Naturumlauferdampfer bei hohem Betriebsdruck in der Regel ein besseres Umlaufverhalten und einen verbesserten Wärmeübergang.

Ein weiterer Einfluss des Betriebsdrucks erfolgt durch die Dampfphase. Die Dampfdichte bei 0,2 bar beträgt, entsprechend dem Verhältnis zwischen Druck und einem spezifischen Volumen (p - v -Diagramm), nur etwa ein Viertel von der bei 1 bar. Somit ist bei tieferem Betriebsdruck der Dichteunterschied zwischen dem Zweiphasengemisch am Austritt und der Flüssigkeit am Eintritt größer, was sich positiv auf das Umlaufverhalten auswirkt. Aufgrund dessen liegt beim kleinen Betriebsdruck eine hohe Umlaufzahl vor, welche das Verhältnis von Umlauf- zu Dampfmassenstrom beschreibt [Al-Anizi, 2012; Zahoransky et al., 2010]. Der Dampfmassenanteil als der Kehrwert der Umlaufzahl ist jedoch vergleichsweise gering, da ein reduzierter Betriebsdruck zur Verschlechterung des Wärmeübergangs führt. Dies wird neben der erhöhten Unterkühlung am Verdampfeintritt durch den Einfluss vom Blasen-sieden hervorgerufen. Beim Behältersieden unter Vakuum wurde beobachtet, dass wenige Keimstellen entstehen und die Frequenz des Blasenablösens trotz erhöhter Blasenwachstumsrate sinkt [Surtaev et al., 2020]. Außerdem nimmt der volumetrische Dampfgehalt bei tiefen Drücken mit einem kleinen Dampfmassenanteil dramatisch zu. Ein volumetrischer Dampfgehalt von $0,9 \text{ m}^3_{\text{Dampf}} \cdot \text{m}^{-3}_{\text{ges}}$ liegt bereits bei einem Dampfmassenanteil von $0,01 \text{ g}_{\text{Dampf}} \cdot \text{g}_{\text{ges}}^{-1}$ bei 1 bar vor [Nayak und Vijayan, 2008]. [Jeglic und Grace, 1965] beobachteten Strömungsinstabilitäten bei einer Zwangsumlaufverdampfung von Wasser im Vakuum und konnten die Existenz der Kolbenblasenströmung visuell zeigen. Die Bewegung der Kolbenblasen führt zur merklichen örtlichen und zeitlichen Änderung des Strömungsverhaltens. So berichteten [Alane und Heggs, 2011; Benson et al., 2004; Karmakar et al., 2014; Pickering, 1994] von Strömungsinstabilitäten in Naturumlauferdampfern bzw. -systemen unter Vakuum. Aufgrund des erhöhten Risikos von Strömungsinstabilität und des limitierten Wärmeübergangs bei tiefen Drücken werden Naturumlauferdampfer in der Regel bei Betriebsdrücken oberhalb von 300 mbar betrieben [Scholl und Rinner, 2006].

Aufgrund der beschriebenen Einflüsse der einzelnen Betriebsparameter auf den Selbstumlauf und den Wärmeübergang ist der Betriebsbereich von Naturumlauferdampfern eingeschränkt. Zur Erweiterung des Betriebsbereichs und zur Verbesserung des Wärmeübergangs werden nach aktuellem Stand der Technik innovative Bauformen von Naturumlauferdampfern eingesetzt. Die Effekte eines vergrößerten Wärmeübergangs können im Allgemeinen so dargestellt werden, dass ein größerer Wärmestrom übertragen werden kann, eine kleinere wärmeübertragende Fläche benötigt wird oder der Apparat bei einer geringeren treibenden Temperaturdifferenz betrieben werden kann. Technologien zur Verbesserung des Wärmeübergangs werden bereits seit 1950 intensiv erforscht [Bergles und Manglik, 2013]. Für die zahlreichen Bauformen mit verschiedenen Funktionsweisen hat sich eine Klassifizierung nach [Boure et al., 1973] bewährt. Zum Intensivieren der Naturumlauferverdampfung sind folgende Bauformen in der Literatur zu finden. Unter den Turbulenzpromotoren wurden Drahtgestrickeinbauten vielfach untersucht [Hammerschmidt, 2013; Nasr und Tahmasbi, 2006; Reddy et al., 1997; Scholl und Brahim, 2005] und im Abschnitt 2.2 ausführlich beschrieben. Auch die prinzipielle Eignung des statischen Mischers, der Twisted-tapes und der gewendelten Einbauten für die Anwendung in Naturumlauferdampfern wurde simulativ gezeigt [Nasr und Tahmasbi, 2006]. Außerdem haben sich Rippenrohre [Hammerschmidt, 2013], hydrophobe, mit Nanopartikeln beschichtete Rohre [Lavrikov et al., 2015] und die Kissenplattenbauweise [Goedecke, 2017; Goedecke und Scholl, 2019] für die Anwendung in Naturumlauferdampfern bewährt.

2.1.3. Strömungsinstabilitäten in Naturumlaufverdampfern

Die Strömungsinstabilitäten können viele unerwünschte Effekte hervorrufen. Durch verändertes Betriebsverhalten wird die der Auslegung entsprechende Produktmenge und -qualität nicht gewährleistet. Entsteht ein lokaler Wärmestau, können thermische Schäden durch eine Siedekrise entstehen. Die Strömungsfluktuation kann zur Vibration der Anlage und somit zu mechanischen Schäden wie Ermüdung der Anlagenkomponenten führen. Auch die bestehende Mess- und Regelungstechnik kann dadurch beeinträchtigt werden [Nayak und Vijayan, 2008].

Instabilitäten treten dann auf, wenn Betriebsgrößen, wie die Strömungsgeschwindigkeit oder der Druck, mit einer erhöhten Amplitude oszillieren oder nach einer Störung in einen neuen stationären Betriebspunkt übergehen. In der Praxis wird meistens eine Fluktuation mit einer Amplitude, die über 10 % des Mittelwertes liegt, als Instabilität betrachtet [Nayak und Vijayan, 2008]. Auch 30 % wird als Grenzwert für eine Instabilität verwendet [Fukuda und Kobori, 1979]. Die Instabilitäten der Zweiphasenströmung werden nach der Klassifizierung von [Boure et al., 1973] in statische und dynamische Instabilitäten eingeteilt. Bei einer statischen Instabilität können die möglichen Strömungszustände und das Stabilitätskriterium anhand stationärer Erhaltungssätze vorhergesagt werden. Im Vergleich dazu sind zur Beschreibung einer dynamischen Instabilität die dynamischen Effekte, wie die Ausbreitung, die Trägheit und die Kompressibilität, zu berücksichtigen [Ruspini et al., 2014].

Die Instabilitäten der Zweiphasenströmung im Allgemeinen werden u. a. in [Boure et al., 1973; Ruspini et al., 2014] zusammengefasst. Dabei ist ein Naturumlaufsystem im Vergleich zu einem Zwangsumlaufsystem anfälliger für Instabilitäten, da eine verminderte Triebkraft aufgrund des pumpenlosen Betriebs vorliegt und der Prozess ein ausgeprägteres nicht lineares Betriebsverhalten aufweist [Nayak und Vijayan, 2008]. Eine Übersicht über Instabilitäten in Naturumlaufsystemen ist aus [Nayak und Vijayan, 2008] zu entnehmen. Im Folgenden werden drei Arten von Instabilitäten vorgestellt, die bei der Naturumlaufverdampfung im unteren Betriebsbereich auftreten können. Die verschiedenen Arten von Instabilitäten können auch unter gleichen Betriebsbedingungen existieren und als eine zusammengesetzte Instabilität auftreten.

Ledinegg-Instabilität

Dass im Betrieb plötzlich ein neuer stabiler Betriebspunkt entsteht, ist bekannt als die Ledinegg-Instabilität, die nach dem Entdecker benannt wird [Ledinegg, 1938]. Entsprechend deren Mechanismus wird diese Instabilität im englisch sprachigen Raum auch als *flow excursion* oder *characteristic pressure drop vs. flow rate instability* bezeichnet. Als eine statische Instabilität ist diese Instabilität insbesondere für die erzwungene Strömung gut bekannt und kann anhand der Strömungs- und Pumpenkennlinie in einem Druckdifferenz-Umlauf- oder Druckdifferenz-Geschwindigkeitsdiagramm analysiert werden [Ledinegg, 1966]. Für die Naturumlaufverdampfung ist eine Modifizierung der Analysemethode aufgrund des pumpenlosen Betriebs nötig. Es gelten die Ansätze von [Jiang et al., 2000] in Abbildung 2-3 und von [Nayak und Vijayan, 2008] in Abbildung 2-4.