



Robert Goedecke (Autor)

Naturumlaufverdampfung in einem Kissenplattenapparat



<https://cuvillier.de/de/shop/publications/7630>

Copyright:

Cuvillier Verlag, Inhaberin Annette Jentzsch-Cuvillier, Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen, Germany
Telefon: +49 (0)551 54724-0, E-Mail: info@cuvillier.de, Website: <https://cuvillier.de>

1 Einleitung

Von allen Verdampfertypen ist der Naturumlaufverdampfer einer der am häufigsten eingesetzten Verdampfer in der chemischen Industrie [Sloley, 1996]. Dies ist vor allen Dingen auf die geringen Investitionen und Betriebskosten aufgrund des einfachen Aufbaus und des Betriebs ohne Umwälzpumpe zurückzuführen. Diese Wirkungsweise führt auch zu einer hohen Energieeffizienz, da dieser Verdampfer keine elektrische Energie für die Umwälzung des Mediums benötigt. Weitere Vorteile sind der gute Wärmeübergang und die geringe Foulingneigung [Arneth & Stichlmair, 2001]. Außerdem ist die Scherbeanspruchung auf das Produkt geringer als bei Verdampfern mit Umwälzpumpe [Fair, 1960].

Der charakteristische Naturumlauf wird durch Dichteunterschiede zwischen dem Dampf-Flüssigkeits-Gemisch im Verdampfer und der Flüssigkeit im angeschlossenen Behälter herbeigeführt. Die Dichteunterschiede sind u. a. abhängig vom Wärmeübergang und dieser ist wiederum abhängig vom Naturumlauf. Es liegt also eine Kopplung zwischen Wärmeübergang und Fluidodynamik in dieser Art von Verdampfer vor. Diese Kopplung führt allerdings zu großen Ungenauigkeiten in der Auslegung und zu einem begrenzten Betriebsbereich. So ist eine minimale treibende Temperaturdifferenz notwendig, um durch die Verdampfung einen genügend großen Dichteunterschied zu erzeugen. Die Betriebsgrenzen und das Betriebsverhalten sind für Standard-Naturumlaufverdampfer in Rohrbauweise vielfach untersucht worden [Dialer, 1983; Arneth, 2001]. Bei den für die chemische Industrie relevanten organischen Lösemitteln oder bei wässrigen Systemen wird eine minimale Temperaturdifferenz von $\Delta T \geq 10 \dots 12,5 \text{ K}$ vorgeschlagen. Außerdem ist der Naturumlauf auch durch Druckverluste begrenzt. Somit führen große Druckverluste aufgrund einer großen treibenden Temperaturdifferenz wiederum zu Störungen im Naturumlauf. Naturumlaufverdampfer sind für den Einsatz im Unterdruckbereich nur begrenzt einsetzbar. So werden in der Literatur Betriebsdrücke von $p_{BA} \geq 200 \text{ mbar}$ empfohlen. Problematisch kann auch die Verdampfung von viskosen oder temperaturempfindlichen Medien sein. [Scholl, 2010] Allerdings ist auch bekannt, dass Naturumlaufverdampfer bei niedrigeren Drücken betrieben werden können. [Heggs & Alane, 2010] beschrieben Versuche bei niedrigeren Drücken, wobei allerdings Probleme beim Selbstumlauf beobachtet wurden. Weiterhin beobachteten [Alane & Heggs, 2011] Instabilitäten im Naturumlauf beim Anfahren eines Rohrbündel-Naturumlaufverdampfers bei $p_{BA} = 100 \text{ mbar}$, was durch einen hohen scheinbaren Flüssigkeitsstand beim Anfahren behoben wurde. Anschließend wurde der scheinbare Flüssigkeitsstand wieder gesenkt und der Umlauf blieb stabil.

Durch den Einsatz von Drahtgestrickeinbauten können die Betriebsgrenzen von Naturumlaufverdampfern erweitert werden. Gerade bei viskosen Medien und niedrigen Verdampfungsdrücken konnte ein verbesserter Wärmeübergang im Vergleich zum Glattrohr beobachtet werden. Außerdem wurde der Naturumlauf stabilisiert. Der Haupteinfluss auf den



Wärmeübergang war hierbei eine Verbesserung des einphasigen Wärmeübergangs. [Scholl & Brahim, 2005; Hammerschmidt & Scholl, 2012; Hammerschmidt, 2013] Der Einsatz von strukturierten Rohren führte besonders in der Verdampfungszone zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs und es wurde ebenfalls eine Stabilisierung des Naturumlaufs im Vgl. zum Glattrohr beobachtet [Hammerschmidt & Scholl, 2012; Hammerschmidt, 2013]. Durch den Einsatz von Enhanced Tubes konnte von [Lavrikov et al., 2015] ebenfalls eine Verbesserung des Wärmeübergangs bei einer gleichzeitigen Stabilisierung des Naturumlaufs im Vgl. zum Glattrohr beobachtet werden.

Plattenwärmeübertrager zeigen im Allg. einen verbesserten Wärmeübergang bei einem gleichzeitig erhöhten Druckverlust als Glattrohrapparate. Da bei Kissenplatten der Druckverlust geringer ist als bei gestanzten Platten, bieten diese ein großes Potential für den Einsatz als Naturumlaufverdampfer. Anwendungen dieser Platten sind der Einsatz als Doppelmantelbehälter, beheizte Rohrleitungen, Reaktoren und Kondensatoren. Letztere werden vorrangig als Kopfkondensator in Rektifikationskolonnen verwendet, womit sich auch ein Großteil der bisherigen Forschung zu dieser Wärmeübertragergeometrie beschäftigt. So wurde die Fluidodynamik und der Wärmeübergang bei der Kondensation zwischen den Kissenplatten von [Mitrovic & Peterson, 2007; Tran et al., 2015b] untersucht. Weitere Arbeiten beschäftigen sich mit dem einphasigen Druckverlust und Wärmeübergang in Kissenplatten [Mitrovic & Maletic, 2011; Tran et al., 2015a; Piper et al. 2016], sowie im Spalt zwischen Kissenplatten [Piper et al., 2015b]. Experimentelle Untersuchungen wurden von [Siebeneck et al. 2015] und [Piper et al. 2015c] zum Benetzungsverhalten eines Flüssigkeitsfilm auf der Außenseite einer Kissenplatte durchgeführt. Aufgrund der komplexen Geometrie wurden auch Arbeiten über die Beschreibung der Geometrieparameter von Kissenplatten veröffentlicht [Piper et al., 2014; Piper et al., 2015a]. Zum Einsatz in der Verdampfung sind die Veröffentlichungen von [Goedecke & Scholl, 2015a; Goedecke & Scholl, 2015b] zu nennen.

Neben den Arbeiten des Autors sind keine weiteren Arbeiten zum Einsatz und Betriebsverhalten von Kissenplatten-Naturumlaufverdampfern bekannt. Bisher ist aufgrund der fehlenden Modellgleichungen des Wärmeübergangs und des Druckverlustes eine Vorausberechnung von Kissenplatten-Naturumlaufverdampfern nicht möglich, was den Einsatz dieser Technologie in der praktischen Anwendung behindert.

In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten eines Kissenplatten-Naturumlaufverdampfers mit dem Ziel untersucht, den Betriebsbereich von Naturumlaufverdampfern zu erweitern. Ergebnisse zum Wärmeübergang und zur Fluidodynamik werden vorgestellt. Außerdem werden anhand der experimentellen Ergebnisse Modellgleichungen entwickelt, die den Wärmeübergang und die Fluidodynamik dieses Apparates beschreiben können. Diese Modellgleichungen werden in einem iterativen Programm eingesetzt, in dem verschiedene Betriebspunkte des Verdampfers segmentweise simuliert werden. Dies erlaubt den Vergleich zwischen simulierten und experimentellen Daten.

2 Stand des Wissens

In diesem Kapitel werden der Stand des Wissens zur Naturumlaufverdampfung und der Stand des Wissens zu Kissenplatten aufgezeigt und diskutiert. Anschließend wird die eigene Arbeit im Zusammenhang zum bisherigen Wissen eingeordnet.

2.1 Naturumlaufverdampfung

Ein Naturumlaufverdampfer besteht aus einem Verdampfer, einem angeschlossenen Brüdenabscheider bzw. einer Kolonne und den verbindenden Leitungen zwischen diesen, der Zulauf- und der Brüdenleitung. Durch die Verbindungsleitungen sind Verdampfer und Brüdenabscheider kommunizierende Röhren. In Abb. 2.1 ist ein Naturumlaufverdampfer schematisch dargestellt.

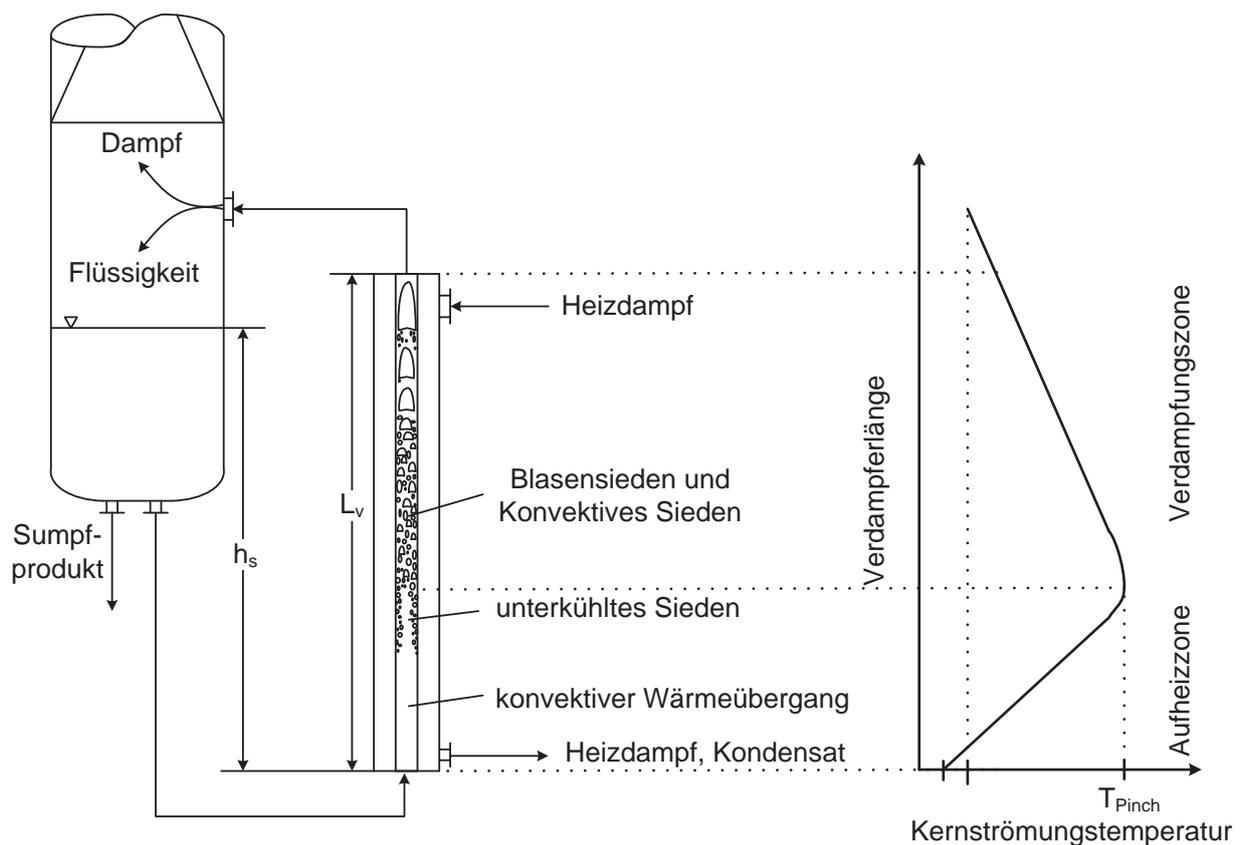


Abb. 2.1: Prinzip eines Naturumlaufverdampfers mit Kernströmungstemperaturdiagramm eines Reinstoffs für einen senkrechten Verdampfer nach [Hammerschmidt, 2013]

Durch die teilweise Verdampfung des Prozessmediums entstehen Dichteunterschiede zwischen den Fluiden in Verdampfer und Brüdenabscheider. Sie verursachen einen Selbstumlauf bzw. Naturumlauf, was als Thermisophon-Prinzip bezeichnet wird.

Das zu verdampfende Medium strömt einphasig flüssig in den Verdampfer. Aufgrund des hydrostatischen Drucks und Wärmeverlusten in der Zulaufleitung liegt die Flüssigkeit unterkühlt vor. Deswegen erfolgt zunächst ein einphasiger Wärmeübergang bis die Siedetemperatur erreicht ist. Bei großen Temperaturdifferenzen zwischen Heizmedium und Flüssigkeit und wenn die kritische Wärmestromdichte zur Blasenbildung überschritten wird, kommt es zum unterkühlten Sieden. Hierbei bilden sich an der Verdampferwand Blasen, die in Richtung der Kernströmung transportiert werden. Durch den Kontakt mit der kälteren Flüssigkeit in der Kernströmung kollabieren diese wieder. Hierbei ist der Wärmeübergang im Vergleich zum einphasigen Wärmeübergang erhöht. Nach Erreichen der Siedetemperatur in der Kernströmung liegt Konvektives Sieden vor. Wenn die Wärmestromdichte groß genug ist, findet auch Blasensieden statt. Während des Siedens sinkt die Temperatur der Kernströmung mit steigender Höhe des Verdampfers für Reinstoffe sowie für engsiedende Gemische aufgrund des sich verringernden Gleichgewichtsdrucks. Aufgrund der vermehrten Verdampfung des Leicht sieders kann es bei weitsiedenden Gemischen zu einer Anreicherung des Schwersieders kommen. Dies führt zu einer verringerten Temperaturabnahme oder auch zu einem Temperaturanstieg in der Verdampfungszone [Scholl & Rinner, 2006]. Die maximale Temperatur im erläuterten Kernströmungsdiagramm wird als Pinchttemperatur T_{Pinch} bezeichnet. Der Bereich unter dieser wird als Aufheizzone und der Bereich darüber als Verdampfungszone bezeichnet. In der Verdampfungszone können neben dem Konvektiven Sieden und Blasensieden auch andere Siedezustände auftreten, wie z. B. Filmsieden. Dies ist mit zunehmendem Dampfgehalt der Strömung zu beobachten. Nach der Blasenströmung können die Blasen koaleszieren, wobei Ringströmung oder sogar Sprühströmung entstehen können. Dies tritt aber nur bei sehr großen Temperaturdifferenzen zwischen Heiz- und Verdampfungsseite und bei hohen Verdampfungsraten auf. Dies lag in dieser Arbeit nicht vor und wird daher auch nicht betrachtet.

Zur Beheizung des Naturumlaufverdampfers wird meist Wasserdampf eingesetzt. Aber auch andere Beheizungsarten wie die Kondensation von anderen Prozessmedien oder der Einsatz von Thermalölen sind etabliert. Bei der Kondensation von Wasserdampf tritt der Wasserdampf ein und wird, wenn nicht bereits mit der Siedetemperatur eintretend, auf diese abgekühlt. Anschließend erfolgt die Kondensation des Dampfes. Dabei entsteht ein Kondensatfilm an der Verdampferwand, der nach unten fließt. Die Dicke des Kondensatfilms nimmt von oben nach unten zu, womit der heizseitige Wärmewiderstand steigt. Bei der Verwendung von Wasserdampf ist die Beheizungstemperatur über den Druck auf der Heizseite einstellbar. Es liegt somit meist eine konstante Kondensationstemperatur des Heizdampfes T_{HD} über der Verdampferhöhe vor. Aufgrund des Temperaturprofils auf der Verdampfungsseite und der variierenden Temperatur über der Verdampfungshöhe wird für die globale Betrachtung des Verdampfers die treibende



Temperaturdifferenz ΔT_{OV} zwischen Heiz- und Verdampfungsseite mittels der Gleichgewichtstemperatur im Brüdenabscheider T_{BA} nach Gl. 2.1 definiert.

$$\Delta T_{OV} = T_{HD} - T_{BA} \quad 2.1$$

Die treibende Temperaturdifferenz beeinflusst die Naturumlaufverdampfung sehr stark. Neben dem offensichtlichen Einfluss auf den Wärmeübergang ergibt sich außerdem eine große Einflussnahme auf die Fluidodynamik des Verdampfers. So steigt bei großen treibenden Temperaturdifferenzen die Verdampfungsrate, wodurch die mittlere Dichte im Verdampfer sinkt und der hydrostatische Druckunterschied zwischen Verdampfer und Brüdenabscheider erhöht wird. Da meist auch eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit einer Erhöhung des Umlaufstroms einhergeht, steigt auch der hydrostatische Druckunterschied weiter an. Dieser Druckunterschied sorgt somit für den Antrieb des Naturumlaufs. Neben der mittleren Dichte ρ_m im Verdampfer ist der hydrostatische Druck im Brüdenabscheider die zweite wichtige Größe für die treibende Druckdifferenz. Ein hoher Füllstand im Brüdenabscheider verursacht einen großen hydrostatischen Druck. Allerdings kann sich ein zu hoher Füllstand auch negativ auf den Wärmeübergang im Verdampfer auswirken, da durch die Erhöhung des hydrostatischen Drucks die Unterkühlung des Fluids ansteigt und somit die Aufheizzone mit ihrem verschlechterten Wärmeübergang verlängert wird. Im Allg. wird der Füllstand mittels des scheinbaren Flüssigkeitsstands h_s^* aus dem Verhältnis der Füllstandshöhe h_s im Brüdenabscheider bezogen auf die Höhe der wärmeübertragenden Fläche im Verdampfer L_V nach Gl. 2.2 berechnet, siehe Abb. 2.1.

$$h_s^* = \frac{h_s}{L_V} \quad 2.2$$

Der Anstieg der Umlaufgeschwindigkeit wird durch Druckverluste limitiert. Der Druckverlust setzt sich aus dem Beschleunigungsdruckverlust und dem Reibungsdruckverlust zusammen. Der Reibungsdruckverlust ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Insgesamt stellt sich eine Umlaufgeschwindigkeit so ein, dass der Druckunterschied zwischen Brüdenabscheider und Verdampfer ausgeglichen wird. Allerdings kann es verschiedene Zustände geben, in denen die Druckverluste und die treibende Druckdifferenz im Gleichgewicht stehen können. Ein Wechsel zwischen diesen Zuständen kann ein oszillierendes Umlaufverhalten verursachen, was in der Praxis sehr problematisch sein kann, da Einbauten beschädigt oder Druckschwankungen in der Kolonne hervorgerufen werden können [Dialer, 1983]. Die auftretenden Zweiphasendruckverluste gehen mit einer Temperaturabnahme entlang der Dampfdruckkurve einher, was zu einem zusätzlichen Flashen und einer weiteren Zunahme des Dampfgehaltes führt.

Aufgrund der großen Abhängigkeit der Fluidodynamik von den Druckverlusten in der Anlage muss beim Design eines Naturumlaufverdampfers besonderes Augenmerk auf die Druckverluste



in den Zulauf- und Brüdenleitungen gelegt werden. Nach Empfehlungen von [Frank & Pricket, 1973] sollte der Strömungsquerschnitt der Zulaufleitung etwas 50 % des Strömungsquerschnitts des Verdampfers entsprechen. In der Praxis wird sehr oft auch eine Drossel in die Zulaufleitung eingebaut, um den Druckverlust zu erhöhen. Dies verringert die Umlaufgeschwindigkeit und oszillierendes Verhalten kann verhindert werden. Durch die Verringerung des Umlaufstroms verkürzt sich gleichzeitig die Aufheizzone, somit verlängert sich die Verdampfungszone und der integrale Wärmeübergang kann verbessert werden [Kister, 1990].

In der Brüdenleitung ist aufgrund der zweiphasigen Strömung die Strömungsgeschwindigkeit meist sehr hoch, wodurch hier große Druckverluste auftreten können. Deswegen sollte die Querschnittsfläche der Brüdenleitung mindestens so groß sein wie der freie Strömungsquerschnitt im Verdampfer. Hierdurch sollen akzeptable Druckverluste in der Brüdenleitung auftreten und oszillierendes Umlaufverhalten verhindert werden. [Kister, 1990]

2.1.1 Experimentellen Untersuchungen an Naturumlaufverdampfern

Bereits seit vielen Jahren sind Naturumlaufverdampfer in Rohrbauweise Stand der Technik. Die wissenschaftlichen Untersuchungen an diesem Apparatetyp gehen dabei zum Teil bis in die 30iger Jahre des 20. Jahrhunderts zurück. Es kann festgehalten werden, dass im Zeitraum von 1950 bis Mitte der 1970iger Jahre sehr intensiv an Naturumlaufverdampfern in Rohrbauweise geforscht und darüber veröffentlicht wurde. In den darauf folgenden Jahren nahm die Zahl der wissenschaftlichen Veröffentlichungen auf diesem Gebiet stark ab. Erst ab Ende der 1990er Jahren rückte dieser Verdampfertyp wieder vermehrt in den Fokus der wissenschaftlichen Betrachtung. Es werden im Folgenden nur einige für diese Arbeit relevanten ausgewählten Veröffentlichungen aus den Jahren vor 1999 genannt und beschrieben. Für eine genauere Zusammenstellung wird u. a. auf die Literaturzusammenfassung von [Dialer, 1983] verwiesen, der den Stand des Wissens bis 1983 sehr ausführlich zusammengefasst hat. Außerdem werden nur Ergebnisse aus der frei zugänglichen Literatur vorgestellt. Dem Autor ist bekannt, dass der Stand des Wissens in Teilen der Industrie oder bei kommerziellen Forschungseinrichtungen, wie beispielsweise von HTRI, durch interne Untersuchungen über die hier dargestellten Ergebnisse hinausreichen kann. In Tab. 2.1 sind die Versuchsbedingungen der diskutierten Arbeiten aufgeführt.

Als einer der wichtigsten Beiträge zum Stand des Wissens müssen die verschiedenen Arbeiten von Kirschbaum genannt werden, der sehr umfangreich die verschiedenen Einflussparameter auf den Wärmeübergang an Naturumlaufverdampfern untersucht hat. Bei allen vorliegenden Arbeiten von Kirschbaum wurden Versuche an einem Kupferrohr-Naturumlaufverdampfer mit Wasser, einer Salzlösung und einer wässrigen Zuckerlösung durchgeführt. [Kirschbaum, 1955] untersuchte den Einfluss der Rohrzahl auf den integralen Wärmeübergang. Hierbei wurde bei der Verwendung von 1, 2, 3, 5 und 7 Rohren kein merklicher Unterschied im integralen Wärmedurchgangskoeffizienten festgestellt, weswegen die weiterführenden Messungen mit einem Rohr durchgeführt wurden. Allerdings sei erwähnt, dass weder Fluid dynamikmessungen noch Umlaufmassenströme veröffentlicht sind. Die Versuche wurden bei Atmosphärendruck und bei

Tabelle 2.1: Übersicht der Versuchsbedingungen verschiedener Autoren

Autor	Verdampfertyp	nr	$d_a \times s_w$ [mm ²]	L [m]	$A_{wü}$ [m ²]	Material	Be- heizung	Verdampf. Medien	h_s^* [%]	p_{BA} [mbar]	ΔT [K]	\dot{q} [kW/m ²]
[Kirschbaum, 1955]	Rohr	1 - 7	40 x 2,5	2,0	0,25 – 1,71	Kupfer	Wasser- dampf	Wasser	5 $\leq h_s^*$ ≤ 80	124 & 1000	9 $\leq \Delta T$ ≤ 36	8,9 $\leq \dot{q}$ ≤ 159
[Kirschbaum, 1962]	Rohr	1	20 x 2,0; 40 x 2,5; 57 x 2,5; 108 x 3,0	1,0; 2,0; 3,0; 5,0	0,06 – 1,70	Kupfer	Wasser- dampf	Wasser; Wasser- Zucker- lösung	5 $\leq h_s^*$ ≤ 80	124 & 1000	9 $\leq \Delta T$ ≤ 36	8,4 $\leq \dot{q}$ ≤ 200
[Dengler & Addoms, 1956]	Rohr	1	31,7 x 3,1	6,0	0,71	Kupfer	Wasser- dampf	Wasser	100	1000	15; 20; 25	k. A.
[Dialer, 1983]	Rohr	1	22 x 1,0; 38 x 1,5; 54 x 2,0	2,0; 4,0	0,22 – 0,68	Kupfer; Edelstahl	Wasser- dampf	Wasser; Wasser- Methoxy- propanol	100	1000 $\leq p_{BA}$ ≤ 4800	10 $\leq \Delta T$ ≤ 65	21,4 $\leq \dot{q}$ ≤ 281
[Arneht, 1999]	Rohr	1	25 x 1,5; 36 x 2,0; 50 x 2,0	1,0; 2,0	0,08 – 0,31	Edelstahl	Wasser- dampf	Wasser; Tuluol 1-Propanol	50; 70; 100	500; 1000; 2000	15; 24; 30	5,0 $\leq \dot{q}$ ≤ 110
[Benson et al., 2004]	Rohr	50	25,4 x 2,77	3,02	12,2	Edelstahl	Wasser- dampf	Wasser	50	200 $\leq p_{BA}$ ≤ 1000	7,8 $\leq \Delta T$ $\leq 30,2$	4,2 $\leq \dot{q}$ $\leq 70,6$
[Heggs & Alane, 2010]	Rohr	50	25,4 x 2,77	3,02	12,2	Edelstahl	Wasser- dampf	Wasser	50	50 $\leq p_{BA}$ ≤ 1000	8,0 $\leq \Delta T$ $\leq 37,3$	7,5 $\leq \dot{q}$ $\leq 75,7$
[Scholl & Brahim, 2005]	Rohr; Rohr mit Turbulenz- promotor	1	25 x 2,0	0,8	0,063	Glas; Edelstahl	Thermal- öl	Wasser; Wasser- Glycerin Gemisch	90 $\leq h_s^*$ ≤ 135	1000	15,0 $\leq \Delta T$ $\leq 46,0$	k. A.
[Hammerschmidt & Scholl, 2012] & [Hammer- schmidt, 2013]	Rohr, Rohr mit Turbulenzpro- motor, innen- beripptes Rohr	1	20 x 2,0	1,5	0,094	Edelstahl	Wasser- dampf, 1- Hexanol- dampf	Wasser; Wasser- Glycerin Gemisch	75 $\leq h_s^*$ ≤ 130	200; 470; 1000	5,0 $\leq \Delta T$ $\leq 40,0$	2,0 $\leq \dot{q}$ $\leq 53,0$
[Lavrikov et al., 2015]	Rohr; Rohr mit hydrophober Innen- beschichtung	1	20 x 2,0	1,5	0,094	Edelstahl	Wasser- dampf	Wasser	75 $\leq h_s^*$ ≤ 120	200; 470	5,0 $\leq \Delta T$ $\leq 30,0$	k. A.

einer Siedetemperatur des Wassers von $T_{BA} = 50 \text{ °C}$ durchgeführt, was einem Betriebsdruck von ca. $p_{BA} = 124 \text{ mbar}$ entspricht. In einer weiterführenden Arbeit untersuchte [Kirschbaum, 1962] den Einfluss der Rohrlänge und des Rohrdurchmessers bei Temperaturdifferenzen im Bereich von $9 \text{ K} \leq \Delta T \leq 36 \text{ K}$ und den Versuchsdrücken von $p_{BA} = 124 \text{ mbar}$ und $p_{BA} = 1000 \text{ mbar}$. Untersucht wurden Rohrlängen von $1 \text{ m} \leq L_{\text{Rohr}} \leq 5 \text{ m}$ und Rohrdurchmesser zwischen $16 \text{ mm} \leq d_h \leq 102 \text{ mm}$. Es konnte gezeigt werden, dass bei Rohren mit $L_{\text{Rohr}} = 1 \text{ m}$ der übertragene Wärmestrom bei einer Verringerung des Durchmessers zunimmt. Dies wird auf die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit bei einer Abnahme des Durchmessers zurückgeführt. Bei der Verdampfung im Vakuum wurde der größte Wärmeübergang bei einem Rohrdurchmesser von $d_h = 102 \text{ mm}$ festgestellt, da eine vollständige Bedeckung mit Dampfblasen bei großen Rohrdurchmessern weitgehend verhindert wird. Die Verringerung des Wärmeübergangs bei kleinen Rohrdurchmessern im Vakuum liegt an der Abhängigkeit der Dampfdichte vom Druck. Hierdurch können zum Teil Dampfkolben entstehen, die den gesamten Rohrquerschnitt ausfüllen und somit keine Relativbewegung zwischen Flüssigkeit und Dampf vorliegt. Ansonsten hatte der Rohrdurchmesser aber keinen merklichen Einfluss auf den integralen Wärmeübergang. Bei der Verdampfung von Wasser nimmt der Wärmeübergang bei einer Erhöhung der Rohrlänge bis zu einer Rohrlänge von $L_{\text{Rohr}} = 3 \text{ m}$ ab, um anschließend bei einer weiteren Erhöhung annähernd konstant zu bleiben. Bei der Untersuchung der wässrigen Zuckerlösung wurde dagegen bei $L_{\text{Rohr}} = 3 \text{ m}$ ein Minimum im Wärmeübergang beobachtet. Erwähnenswert ist, dass der Autor bei der Untersuchung der kurzen Rohre mit einer Länge von $L_{\text{Rohr}} = 1 \text{ m}$ auch im Vakuumbetrieb bei einem Betriebsdruck von $p_{BA} = 124 \text{ mbar}$ bei allen Rohrdurchmessern außer bei $d_h = 102 \text{ mm}$ für Wasser einen konstanten Naturumlauf beobachten konnte. Grundsätzlich war im Vakuumbetrieb auch bei den anderen Rohrlängen z. T. bis zu einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 9 \text{ K}$ ein stabiler Naturumlauf beobachtet wurden.

[Dengler & Addoms, 1956] führten Messungen in einem Einrohrverdampfer aus Kupfer mit der Geometrie $d_a \times s \times L_{\text{Rohr}} = 31,7 \times 3,1 \times 6000 \text{ mm}$ durch und ermittelten Wand- und Strömungstemperaturprofile, um somit den verschiedenen Wärmeübergangsmechanismen mit Kenntnis der lokalen inneren Wärmeübergangskoeffizienten Rechnung zu tragen. Außerdem werden die volumetrischen Dampfgehalte ermittelt. Mit diesen Kenntnissen wurde eine empirische Gleichung aufgestellt, um den Wärmeübergang im Versuchsapparat zu beschreiben. [Dialer, 1983]

[Dialer, 1983] führte experimentelle Untersuchungen an einem Einrohrverdampfer mit Kupfer- und Edelstahlrohr der Länge 2 m und 4 m mit den Durchmessern 20 mm, 35 mm und 50 mm mit Wasser und einem azeotropen Wasser-Methoxypropanol Gemisch durch. Der Betriebsdruck ($1 \text{ bar} \leq p_{BA} \leq 4,8 \text{ bar}$) und die treibende Temperaturdifferenz ($10 \text{ K} \leq \Delta T \leq 65 \text{ K}$) wurden variiert. Gemessen wurden der integrale Wärmeübergang und der Umlaufmassenstrom. Es wurde ein merklich größerer Wärmedurchgang bei der Verwendung des Kupferrohrs im Vgl. zum Edelstahlrohr aufgrund der verbesserten Wärmeleitung durch die Wand beobachtet. Bei den kürzeren Rohren zeigte sich ein leicht größerer Wärmeübergang als bei den langen Rohren. Bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T < 10 \text{ K}$ kam in dieser Versuchsanlage der

Naturumlauf zum Erliegen. Dialer entwickelte zum Teil eigene Modellierungsgleichungen für den Druckverlust und den Wärmeübergang.

[Arneth, 1999] untersuchte in einem Einrohr-Naturumlaufverdampfer aus Edelstahl den Einfluss der Rohrlänge ($L_{\text{Rohr}} = 1 \text{ m}$ und 2 m), des Verdampferrohrdurchmessers ($d_h = 25 \text{ mm}$, 36 mm und 50 mm), des Betriebsdrucks ($p_{\text{BA}} = 0,5 \text{ bar}$, $1,0 \text{ bar}$ und $2,0 \text{ bar}$), der Füllhöhe ($h_s^* = 50\%$, 75% und 100%) und der treibenden Temperaturdifferenz ($\Delta T = 15 \text{ K}$, 24 K und 30 K) für die Medien Wasser, Toluol und 1-Propanol auf den Umlaufmassenstrom und den übertragenen Wärmestrom. Es zeigte sich, dass eine Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenz und des Betriebsdrucks zu einem größeren übertragenen Wärmestrom führt. Bei einer Erhöhung des Rohrdurchmessers zeigt sich dagegen bei den untersuchten Betriebsbedingungen eine Verringerung des Wärmeübergangs. Der Einfluss des scheinbaren Flüssigkeitsstandes und der Rohrlänge auf den übertragenen Wärmestrom kann vernachlässigt werden. Bei der Messung des Umlaufmassenstroms zeigte sich bei einer Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenz erst eine Erhöhung bis ein Maximum erreicht wird. Anschließend nimmt der Umlaufmassenstrom wieder ab. Die Rohrlänge beeinflusst den Umlaufmassenstrom nicht merklich. Dagegen führt eine Zunahme des scheinbaren Flüssigkeitsstandes zu einer Vergrößerung des Umlaufmassenstroms, wobei hier keine Versuche mit geflutetem Brüdenrohr durchgeführt worden.

[Benson et al., 2004] führten Versuche an einem vertikalen Edelstahl-Naturumlaufverdampfer bestehend aus 50 Rohren mit einer Rohrlänge von $L_{\text{Rohr}} = 3 \text{ m}$ und einem Außendurchmesser von $d_a = 25,4 \text{ mm}$ durch. Als Versuchsmedium diente Wasser. Wasserdampf wurde zur Beheizung auf der Mantelseite des Verdampfers verwendet. Die Versuche wurden bei einem Betriebsdruck von $0,2 \text{ bar} \leq p_{\text{BA}} \leq 1,0 \text{ bar}$ durchgeführt. Variiert wurde neben dem Betriebsdruck auch die treibende Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Produktseite. Durch Messung der Eintrittstemperatur an elf Rohren wurden bei einem integralen Wärmestrom von $\dot{Q} \leq 150 \text{ kW}$, was einer Wärmestromdichte von $\dot{q} \leq 12,5 \text{ kW/m}^2$ entspricht, bei verschiedenen Betriebsbedingungen Schwankungen der Eintrittstemperaturen gemessen. Bei einer Vergrößerung des Wärmestroms waren diese Schwankungen nicht mehr messbar. Gleichzeitig wurde eine im Mittel etwas geringere Temperatur gemessen als während der Schwankungen der Eintrittstemperatur beobachtet wurde. Beim Auftreten dieser Schwankungen wurde außerdem ein im Mittel geringerer Umlaufmassenstrom ermittelt. Dieser zeigte Schwankungen, er war aber dennoch stabil. Allerdings zeigte sich bei einer Stabilisierung der Eintrittstemperatur gleichzeitig eine Veränderung des heizseitigen Drucks, was auf eine Veränderung des Wärmeübergangs hindeutet. Aus diesen Gründen empfehlen die Autoren keinen Betrieb des Naturumlaufverdampfers unter einem Wärmestrom von 150 kW . Außerdem wird als unterer Betriebsdruck ein Druck von $p_{\text{BA}} = 200 \text{ mbar}$ genannt, da bei diesem Betriebsdruck auch bei einem Wärmestrom von $\dot{Q} \geq 150 \text{ kW}$ ($\dot{q} \geq 12,5 \text{ kW/m}^2$) Instabilitäten auftraten.

[Heggs & Alane, 2010] führten an der Anlage von [Benson et al., 2004] weitere Untersuchungen durch. Neben dem bei [Benson et al., 2004] beschriebenen Druckbereich wurde zusätzlich ein Messpunkt bei $p_{\text{BA}} = 100 \text{ mbar}$ untersucht. Die Instabilitäten von [Benson et al., 2004] für kleine

übertragene Wärmestromdichten wurde als „Geysering“ identifiziert. Geysering ist eine Art der Pulsation, die durch einen großen Anstieg des Druckverlustes aufgrund von großen Dampfströmungen schlagartig auftritt [Agunlejika et al., 2016]. Es konnte gezeigt werden, dass auch ein Betrieb bei $p_{BA} = 100$ mbar möglich ist. Allerdings gilt das nur für den einen untersuchten Betriebspunkt. Es wurde ein Bereich für den stabilen Betrieb dieses Verdampfers gezeigt. In weiterführenden Untersuchungen zeigte [Alane & Heggs, 2011], dass die beobachteten Instabilitäten durch einen erhöhten scheinbaren Flüssigkeitsstands verringert werden können. Es wird gerade beim Anfahren eines Naturumlaufverdampfers bei niedrigen treibenden Temperaturdifferenzen ein Füllstand vorgeschlagen, bei dem das Brüdenrohr geflutet ist. Hierdurch wurde schneller ein stabiler Umlauf beobachtet. Wenn die Flüssigkeit im Verdampfer annähernd auf die Gleichgewichtstemperatur erwärmt wurde, kann der Füllstand wieder auf den gewünschten Wert verringert werden.

[Scholl & Brahim, 2005] untersuchten an einem Einrohrlaborverdampfer ($d_a \times s \times L_{Rohr} = 25 \times 2 \times 800$ mm) aus Glas und Edelstahl den Einsatz von Turbulenzpromotoren auf den Naturumlaufbetrieb. Hierfür wurden Wasser und ein Wasser-Glycerin Gemisch verdampft. Beheizt wurde der Verdampfer mit Thermalöl. Untersucht wurden verschiedene Turbulenzpromotoren unter Variation des scheinbaren Flüssigkeitsstandes und der treibenden Temperaturdifferenz. Es konnte gezeigt werden, dass die Turbulenzpromotoren den Wärmeübergang signifikant vergrößern können. Gleichzeitig wird bei der Verwendung von Wasser der Umlaufmassenstrom zum Teil signifikant verringert. Beobachtet wurden beim Einsatz ohne Turbulenzpromotoren zum Teil große Fluktuationen im Umlaufmassenstrom und ein instabiles Verhalten, besonders bei kleinen scheinbaren Flüssigkeitsständen. Der Einsatz der Turbulenzpromotoren führte dagegen zu einer Stabilisierung des Umlaufmassenstroms. Bei der Untersuchung des Wasser-Glycerin Gemischs wurde bei der Verwendung von Turbulenzpromotoren bei kleinen treibenden Temperaturdifferenzen und kleinen scheinbaren Flüssigkeitsständen dagegen ein vergrößerter Umlaufmassenstrom beobachtet als beim Einsatz des Glattrohrs. Durch eine Messung des verdampfungsseitigen Temperaturprofils konnte eine Verkürzung der einphasigen Aufheizzone beobachtet werden. Hierdurch verlängerte sich die Verdampfungszone und somit verbesserte sich der integrale Wärmeübergang.

[Hammerschmidt & Scholl, 2012] und [Hammerschmidt, 2013] stellten weitere Untersuchungen an einem Edelstahl-Einrohrnaturumlaufverdampfer ($d_a \times s \times L_{Rohr} = 20 \times 2 \times 1500$ mm) vor, bei denen neben Messungen am Glattrohr auch Messungen mit Turbulenzpromotoren und innenberippten Edelstahlrohren durchgeführt wurden. Die Versuche wurden im Druckbereich von $0,2 \text{ bar} \leq p_{BA} \leq 1,0 \text{ bar}$ mit den Medien Wasser und einem Wasser-Glycerin Gemisch durchgeführt. Die treibende Temperaturdifferenz ($5 \text{ K} \leq \Delta T \leq 40 \text{ K}$) und der scheinbare Flüssigkeitsstand ($75 \% \leq h_s^* \leq 130 \%$) wurden ebenfalls variiert. Bei den Untersuchungen mit den Turbulenzpromotoren konnten die qualitativen Ergebnisse von [Scholl & Brahim, 2005] bestätigt werden. Im Vgl. zum Glattrohr zeigte sich im Allg. eine Verringerung des Umlaufstroms und eine Verbesserung des Wärmeübergangs.

Ursächlich ist ein deutlich verbesserter Wärmeübergang in der einphasigen Aufheizzone, wodurch das Fluid bei einer geringeren Verdampferhöhe zu Sieden beginnt und somit integral mehr Wärme übertragen wird. Dieser Effekt ist besonders bei für den einphasigen Wärmeübergang schlechten Bedingungen vorteilhaft, wie es beim viskosen Wasser-Glycerin Gemisch, bei niedrigen Verdampfungsdrücken, kleinen treibenden Temperaturdifferenzen und bei niedrigen scheinbaren Flüssigkeitsständen der Fall ist. Bei den Glattrohrversuchen wurde bei einigen Versuchsbedingungen Pulsation festgestellt, welche durch den Einsatz der Turbulenzpromotoren teilweise oder sogar ganz gedämpft wurde. Somit konnte ein stabiler Naturumlauf beim Einsatz der Turbulenzpromotoren beobachtet werden, der beim Einsatz des Glattrohrs nicht möglich war. Im Allg. sollen hier die Betriebszustände bei kleinen Wärmestromdichten ($\dot{q} \leq 10 \text{ kW/m}^2$) genannt werden, bei denen durch den Einsatz der Turbulenzpromotoren ein stabiler Naturumlauf möglich war. Bei der Verwendung des innenberippten Rohrs konnte eine Vergrößerung des integralen Wärmeübergangs festgestellt werden. Besonders ausgeprägt war dies bei der Verwendung von Wasser und niedrigen scheinbaren Flüssigkeitsständen. Es konnte gezeigt werden, dass diese Vergrößerung hauptsächlich durch den vergrößerten Wärmeübergang in der Verdampfungszone hervorgerufen wird. Aufgrund der Berippung des Rohrs wird die Bildung von Dampfblasen im Vgl. zu einer technisch glatten Oberfläche begünstigt. Dagegen zeigte sich nur eine zu vernachlässigende Verbesserung des einphasigen Wärmeübergangs in der Aufheizzone. [Hammerschmidt, 2013] schlägt außerdem Modellierungsgleichungen für die Berechnung des einphasigen und des verdampfungsseitigen Wärmeübergangs sowie für den ein- und zweiphasigen Druckverlust für den verwendeten Turbulenzpromotor und das berippte Rohr vor.

[Lavrikov et al., 2015] untersuchte an der Versuchsanlage von [Hammerschmidt & Scholl, 2012] und [Hammerschmidt, 2013] den Einfluss einer hydrophoben Beschichtung mit Nanopartikeln auf der Innenseite eines Edelstahlverdampferrohrs. Untersucht wurden die Fluidodynamik und der integrale Wärmeübergang beim Betrieb im Vakuum ($0,2 \text{ bar} \leq p_{\text{BA}} \leq 0,47 \text{ bar}$) und bei Variation der treibenden Temperaturdifferenz ($5 \text{ K} \leq \Delta T \leq 30 \text{ K}$) und des scheinbaren Flüssigkeitsstandes ($75 \% \leq h_{\text{s}}^* \leq 120 \%$). Diese Ergebnisse wurden mit Messergebnissen eines konventionellen Edelstahlrohrs verglichen. Gerade bei niedrigen Drücken konnte ein vergrößerter Umlaufmassenstrom im Vergleich zu einem Glattrohr beobachtet werden. Außerdem konnte über einen größeren Bereich des scheinbaren Flüssigkeitsstandes ein stabiler Selbstumlauf im Vgl. zum Glattrohr beobachtet werden. Beim Wärmeübergang zeigte sich besonders bei niedrigen Drücken und niedrigen treibenden Temperaturdifferenzen eine signifikante Verbesserung zum konventionellen Glattrohr. Diese Verbesserung nimmt allerdings mit steigender treibender Temperaturdifferenz und steigendem Verdampfungsdruck ab. Die Autoren erklären dies mit dem positiven Einfluss der Beschichtung auf die Blasenbildung. Durch die Beschichtung wird die notwendige Energie zum Bilden von Dampfblasen an der heißen Verdampferrohrwand im Vgl. zur glatten Edelstahlwand verringert. Des Weiteren wurden Langzeitversuche mit einer Dauer von 280 h durchgeführt, um die Stabilität der Beschichtung zu untersuchen. Es zeigte sich keine signifikante Änderung des Umlaufverhaltens und des Wärmeübergangs über den Versuchszeitraum. Gleichzeitig konnten aber Bestandteile der