

„Theoretische und praktische Untersuchung einer mehrstufigen solarthermischen Kleinanlage zur Meer- und Brackwasserentsalzung“

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Hans Christoph Müller

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Melin
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Andreas Pfennig

Tag der mündlichen Prüfung: 14.09.2009

„Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Hochschulbibliothek online verfügbar.“

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Solar-Institut Jülich, FH-Aachen, Abteilung Jülich. Ganz herzlich möchte ich mich bei allen bedanken, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, insbesondere bei Herrn Professor Dr. Klemens Schwarzer und Prof. Dr. Christian Faber vom Solar-Institut Jülich, Professor Dr. Thomas Melin und Professor Dr. Andreas Pfennig von der RWTH Aachen sowie meiner Familie. Die Untersuchungen wurden durch die Förderung durch das BMBF (Aquasol-Projekt), Thames Water Ltd., Greenpeace International und IBEU ermöglicht.

INHALTSVERZEICHNIS

1	AUFGABENSTELLUNG	1
2	EINFÜHRUNG	2
2.1	WASSERBEDARF	2
2.2	SOLARBETRIEBENE ENTSALZUNGSANLAGEN.....	3
2.2.1	<i>Solarbetriebene MSF- und MED-Anlagen</i>	<i>4</i>
2.2.2	<i>Solarbetriebene Kleinentsalzungsanlagen</i>	<i>5</i>
2.3	FAZIT	13
3	MEHRSTUFIGE WÄRMERÜCKGEWINNUNG	14
3.1	STAND DER TECHNIK	14
3.2	THERMODYNAMISCHES MODELL.....	15
3.3	THEORETISCH ERREICHBARER RÜCKGEWINNUNGSGRAD.....	19
4	GRUNDLAGENEXPERIMENTE ZUR DESTILLATION.....	21
4.1	DIE EXPERIMENTALDESTILLE	21
4.2	VERSUCHSDURCHFÜHRUNG.....	23
4.3	MESSGENAUIGKEIT	25
4.4	RÜCKTROPFVERLUSTE	26
4.4.1	<i>Physikalische Grundlagen.....</i>	<i>26</i>
4.4.2	<i>Quantitative Bestimmung der Rücktropfverluste.....</i>	<i>29</i>
4.5	EINFLUSS DER RÜCKTROPFVERLUSTE AUF DEN GOR-WERT	34
5	STOFFTRANSPORTMODELLE UND EIGENER ANSATZ	35
5.1	STOFFWERTE	36
5.2	EVALUIERUNG DER MODELLE	36
5.3	EINFACHE VERDUNSTUNG	37
5.4	ANALOGIE VON WÄRME- UND STOFFÜBERTRAGUNG	38
5.4.1	<i>Freie Konvektion.....</i>	<i>38</i>
5.4.2	<i>Modell nach Adhikari.....</i>	<i>39</i>
5.4.3	<i>Modellvergleich.....</i>	<i>40</i>
5.4.4	<i>Widerstand der Gasphase</i>	<i>42</i>
5.4.5	<i>Einfluss der Kammerhöhe</i>	<i>44</i>
5.5	STOFFDURCHGANGSMODELLE	47
5.6	HERTZ-KNUDSEN-SCHRAGE-BEZIEHUNG	50
5.6.1	<i>Evaluierung.....</i>	<i>52</i>
5.7	INERTGASEINFLUSS.....	54
5.7.1	<i>Inertgas und Verdampfung.....</i>	<i>55</i>
5.7.2	<i>Evaluierung der einseitigen Diffusion.....</i>	<i>56</i>
5.7.3	<i>Evaluierung der einseitigen Diffusion mit Overall-Koeffizienten</i>	<i>57</i>
5.7.4	<i>Evaluierung der einseitigen Diffusion mit Verdampfungs- und Kondensationskoeffizienten.....</i>	<i>58</i>
5.7.5	<i>Inertgas und Kondensation</i>	<i>59</i>
5.8	EIGENES REIHENSCHALTUNGSMODELL	61
5.8.1	<i>Untersuchung der Flächenabhängigkeit.....</i>	<i>62</i>
5.8.2	<i>Validierung des Reihenschaltungsmodells.....</i>	<i>65</i>
5.9	EINFLUSS DES SALZGEHALTS AUF DEN STOFFÜBERGANG.....	68
5.10	EINFLUSS BEIM SIEDEN.....	70
6	WÄRMETRANSPORT IN DER FLÜSSIGEN PHASE.....	73
6.1	KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANG.....	73
6.2	EINFLUSS DES SALZGEHALTS.....	78

6.2.1	<i>Evaluierung des Salzeinflusses.....</i>	80
6.2.2	<i>Konvektionsbremse durch Salzgradienten</i>	85
6.2.3	<i>Evaluierung der Konvektionsbremse.....</i>	85
6.2.4	<i>Einfluss der Konzentrationspolarisation.....</i>	89
7	STUFENWIRKUNGSGRAD	91
7.1	KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANG.....	91
7.2	STRAHLUNGSÜBERGANG	91
7.3	SENSIBLE WÄRME	93
7.4	TEMPERATURABHÄNGIGKEIT DES STUFENWIRKUNGSGRADES.....	94
8	SIMULATIONSMODELL UNTER MATLAB/SIMULINK	97
8.1	VALIDIERUNG.....	100
9	ENERGETISCHE GESAMTBETRACHTUNG.....	103
10	THERMODYNAMISCHE OPTIMIERUNG	105
10.1	STUFENANZAHL UND NACHFÜLLFAKTOR	105
10.2	INSTATIONÄRE WÄRMERÜCKGEWINNUNG.....	108
10.3	STUFENWEISE WÄRMERÜCKGEWINNUNG	110
10.4	WÄRMERÜCKGEWINNUNG IM ZULAUF	112
11	KONSTRUKTIVE OPTIMIERUNG	114
11.1	TRÄGHEIT UND WÄRMEWIDERSTAND IN DEN STUFEN	114
11.2	DAMPFDICHTIGKEIT.....	114
11.3	RÜCKTROPFVERLUSTE	116
11.4	RÜCKVERDAMPFUNG	117
12	NACHFÜLLREGELUNG.....	119
12.1	MECHANISCHE REGELUNG	120
12.2	MIKROKONTROLLERGESTEUERTE VARIANTE	121
13	SOLARBETRIEB UND FELDTTEST	122
13.1	BETRIEB MIT FLACHKOLLEKTOR	122
13.2	BETRIEB MIT VAKUUMRÖHRENKOLLEKTOR	124
13.3	BETRIEB MIT PARABOLRINNE	127
13.4	JAHRESSIMULATION.....	128
13.5	FELDTTEST UND MODELLVALIDIERUNG	130
13.6	WASSERANALYSEN.....	133
13.7	ABLAGERUNGEN UND REINIGUNG	135
13.8	ZUSAMMENFASSUNG DER FELDTTESTS.....	137
14	VERBESSERUNGSPOTENTIALE	138
14.1	MULTI-EFFEKT-FOLIENDESTILLE MIT KAPILLARER DESTILLATABLEITUNG.....	138
15	WIRTSCHAFTLICHKEIT.....	143
	ZUSAMMENFASSUNG.....	146
	LITERATURNACHWEIS	150
	ANHANG	157
A 1	ZUSAMMENSETZUNG VON MEERWASSER.....	158
A 2	ENTSALZUNGSVERFAHREN	159
A 3	BEWERTUNG VON THERMISCHEN ENTSALZUNGSANLAGEN	166

A 4	MODELLE MIT MODIFIZIERTEM WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT	167
A 5	TEMPERATURABHÄNGIGE STOFFWERTE.....	175
A 6	WIRKUNGSGRADKENNLINIEN VON FLACHKOLLEKTOREN.....	182
A 7	WEBDAQ HOMEPAGE.....	183
A 8	MEERWASSERANALYSE IM FELDTTEST	184
A 9	MATLAB S-FUNKTION.....	185

Formelzeichen

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	$[\text{m}^2]$
a	Temperaturleitkoeffizient	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
a	Absorptionsgrad	$[-]$
B	Breite	$[\text{m}]$
$c_{1,2}$	Strahlungsaustauschzahl	
c	Gesamtkonzentration	$[\text{g/l}]$
c_i	Konzentration des Stoffes i	$[\text{g/l}]$
COP	Coefficient of Performance, s.A 3	$[-]$
c_p	Wärmekapazität	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
D	Diffusionskoeffizient	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
d	Durchmesser	$[\text{m}]$
D_h	hydraulischer Durchmesser	$[\text{m}]$
f	Nachfüllfaktor	$[-]$
g	Erdbeschleunigung	$9,81 [\text{m s}^{-2}]$
GOR	Gained Output Ratio, s. A 3	$[-]$
h	Länge, Höhe	$[\text{m}]$
Δh	Verdampfungsenthalpie	$[\text{J kg}^{-1}]$
K	Stoffdurchgangskoeffizient	$[\text{m s}^{-1}]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
l	charakteristische Länge	$[\text{m}]$
M	Molare Masse	$[\text{kg kmol}^{-1}]$
m	Masse	$[\text{kg}]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\text{kg s}^{-1}]$
n	Stoffmenge	$[\text{mol}]$
$\dot{n}$	Stoffmengenstrom	$[\text{mol s}^{-1}]$
p	Druck	$[\text{N m}^{-2}]$
p_i	Partialdruck	$[\text{N m}^{-2}]$
Q	Wärmemenge	$[\text{Ws}]$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$[\text{W}]$
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$[\text{W m}^{-2}]$
r	Reflexionsgrad	$[-]$
r	Radius	$[\text{m}]$
R	Stoffübergangswiderstand	$[\text{m}^3/\text{s}]$
R	allgemeine Gaskonstante	$8,314 [\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}]$
R_D	Gaskonstante, Wasserdampf	$461,5 [\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
s	Abstand	$[\text{m}]$
S	Salinität	$[\text{g/kg}]$
T	Temperatur	$[\text{K}], [^{\circ}\text{C}]$
t	Zeit	$[\text{s}]$

U	Umfang	[m]
V	Volumen	[m ³]
w	(Strömungs-) Geschwindigkeit	[m s ⁻¹]
W	Inertgasmassenanteil	[-]
x_x	Stoffmengenanteil, Stoff x	[-]
x	Weg	[m]

Griechische Symbole

α_{konv}	konv. Wärmeübergangskoeffizient	[W m ⁻² K ⁻¹]
α_{str}	Wärmeübergangskoeffizient d. Strahlung	[W m ⁻² K ⁻¹]
α	Randwinkel	[°]
β	Stoffübergangskoeffizient	[m s ⁻¹]
δ	Grenzschichtdicke	[m]
ϵ_x	Emissionsgrad, Material x	[-]
η	dynamische Viskosität	[N s m ⁻² = Pa s]
η_x	Stufenwirkungsgrad, Stufe x, s. A 3	[-]
η_r	Rücktropfverlust	[-]
κ	Thermischer Ausdehnungskoeffizient	[K ⁻¹]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
λ	Wellenlänge	[m]
ν	kinematische Viskosität	[m ² s ⁻¹]
ρ	Dichte	[kg m ⁻³]
σ_S	Stefan-Boltzmann-Konstante	5.67 10 ⁻⁸ [W m ⁻² K ⁻⁴]
σ	Oberflächenspannung	[N m ⁻¹]
τ	Verweilzeit	[s]
θ_c	Kondensationskoeffizient	[-]
θ_e	Verdampfungskoeffizient	[-]

Dimensionslose Kennzahlen

$$Bo = \frac{Ra}{Ma} \quad \text{Bond-Zahl}$$

$$Gr = \frac{g \cdot s^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_\infty - \rho_0}{\rho_0} \quad \text{Grashof-Zahl}$$

$$Le = \frac{a}{D} = \frac{Sc}{Pr} \quad \text{Lewis-Zahl}$$

$$Ma = \frac{\Delta T \cdot s}{\eta \cdot a} \cdot \frac{d\sigma}{dT} \quad \text{Marangoni-Zahl}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{Nusselt-Zahl}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{Prandtl-Zahl}$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_i} \quad \text{Schmidt-Zahl}$$

$$Sh = \frac{k \cdot d}{D_i} \quad \text{Sherwood-Zahl}$$

Indizes

a	außen
D	Dampf
dest	Destillat
ein	eingehend
g	gasförmig
ges	gesamt
i	innen
K	Kern
kond	kondensatorseitig
konv	Konvektion
l	flüssig
L	Luft
lat	latent
leit	Leitung
P	Phase
sat	gesättigt
sens	sensibel
sole	Sole
str	Strahlung
turb	turbulent
verd	verdampferseitig
verl	Verlust

1 Aufgabenstellung

Die Trinkwasserversorgung stellt in vielen Küstenorten in ariden Gebieten der Erde ein großes Problem dar. Flusswasser erreicht nur wenige Orte in ausreichenden Mengen und mit akzeptabler Qualität. In der Nähe der Küste kann aus vielen Brunnen nur Brackwasser gefördert werden. Angesichts der Wasserknappheit in den ariden Zonen der Erde wurden zahlreiche Verfahren zur großtechnischen Meer- und Brackwasserentsalzung entwickelt. Thermische Verfahren, z. B. Mehrstufen- und Multi-Effekt-Destillen bilden den größten Markt für Entsalzungsanlagen. Daneben werden Umkehrosmose-Anlagen und Brüdenkompressionsanlagen eingesetzt. Wegen der hohen Investitions- und Betriebskosten ist der Einsatz dieser großtechnischen Anlagen in vielen ländlichen Küstengebieten von Entwicklungsländern nicht möglich. Für diesen Anwendungsbereich besteht ein Bedarf an wartungsarmen, preisgünstigen und leistungsfähigen Kleinanlagen. Mit Hilfe von kleinen thermischen Meerwasserentsalzungsanlagen kann die Wasserversorgung küstennaher Streusiedlungen und Fischerorte verbessert werden. Zur Energieversorgung dieser Anlagen bietet sich der Einsatz von Solar- oder Abwärme (z.B. eines Dieselgenerators) an. Hinsichtlich der praktischen Anwendung soll untersucht werden, inwieweit mit geringen technischen Mitteln und Know-how eine wirtschaftliche Trinkwassergewinnung im kleinen Maßstab möglich ist. Dabei soll die mehrstufige Wärmerückgewinnung den Energieverbrauch soweit senken, dass auch eine solare Energieversorgung eine wirtschaftliche Alternative darstellt. Das System arbeitet bei Umgebungsdruck um den technischen Aufwand klein zu halten.

Um die mehrstufige Destillationsanlage energetisch optimieren zu können, müssen die Einflussgrößen beim Destillationsvorgang richtig verstanden und bewertet werden. Dazu werden die Einflussgrößen experimentell untersucht. Zu den untersuchten Einflussgrößen zählen der Stoffübergang vom Verdampfer zum Kondensator in Abhängigkeit vom Abstand, den Temperaturen, Flächenverhältnissen und vom Salzgehalt, das Verhalten beim Sieden und die Rücktropfverluste in Abhängigkeit vom Neigungswinkel und dem Ablaufweg.

Eine thermodynamische Modellierung unter Berücksichtigung der Einflussgrößen mit Hilfe des Simulationsprogramms MATLAB/SIMULINK soll ermöglichen, die Anlagenkonfiguration für maximalen Wirkungsgrad oder minimale Wasserkosten zu ermitteln und die Produktion unter Verwendung lokaler Wetterdatensätze für beliebige Standorte in Verbindung mit verschiedenen Wärmequellen, wie Solarenergie oder Abwärme aus Dieselgeneratoren vorherzusagen. Ein thermodynamisches Optimum kann durch Variation von verschiedenen Parametern, wie Stufenanzahl, Nachfüllrate und Wärmerückgewinnung der sensiblen Wärme bestimmt werden.

2 Einführung

2.1 Wasserbedarf

Mit wachsender Weltbevölkerung steigt der Süßwasserverbrauch in Haushalten, Landwirtschaft und Industrie. Gleichzeitig sinkt das Angebot, weil sich vielerorts aufgrund der starken Entnahme der Grundwasserspiegel absenkt und in Küstennähe Grundwasservorkommen versalzen. Die Karte in Abb. 2-1 zeigt die erneuerbaren Wasserressourcen pro Person für das Jahr 1995. Nach der Definition von Wasserexperten herrscht Wasserknappheit, wenn das Wasserangebot unter 1700 m^3 pro Person und Jahr liegt. Unter diesen Bedingungen ist mit regelmäßigen Unterbrechungen in der Wasserversorgung zu rechnen. In Gebieten mit weniger als 1000 m^3 pro Person und Jahr sind die Auswirkungen der Wasserknappheit tiefgreifend und führen zu Problemen in der Nahrungsmittelproduktion und in der wirtschaftlichen Entwicklung. Eine Studie des World Resources Institute [117] zeigt, dass über 40 Prozent der Weltbevölkerung oder 2,3 Milliarden Menschen mit Wasserressourcen von weniger als $1700 \text{ m}^3/\text{a}$ auskommen müssen. Davon leben wiederum 1,7 Milliarden in kritischen Regionen mit weniger als $1000 \text{ m}^3/\text{a}$. In der Abbildung erkennt man, dass die Regionen, die unter Wasserknappheit leiden, in einem Gürtel zwischen dem Äquator und dem 40° Grad nördlicher Breite liegen. Besonders sind die Mittelmeeranrainerstaaten (z.B. Nordafrika) sowie der Nahe und Mittlere Osten betroffen. Die Studie sagt voraus, dass sich die Anzahl der unterversorgten Menschen bis zum Jahr 2025 auf 3,5 Milliarden erhöhen wird. Davon werden wiederum 2,4 Milliarden unter extremem Wassermangel leiden. Diesem Trend kann durch Abwasseraufbereitung und effiziente Wassernutzung entgegengewirkt werden. Abb. 2-2 zeigt weiterhin, dass gerade in diesen Regionen zwischen 30 und 70 % der Bevölkerung innerhalb von 100 km von der Küste lebt. In küstennahen Regionen kann die Meerwasserentsalzung das Wasserproblem deshalb für große Teile der Bevölkerung verringern. Angesichts der Wasserknappheit wurden bereits zahlreiche Verfahren zur Meer- und Brackwasserentsalzung entwickelt.

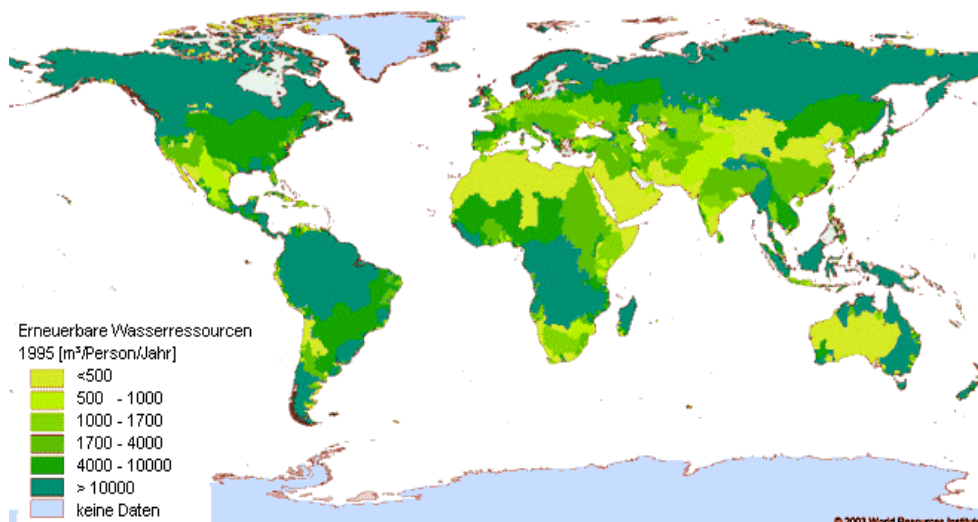


Abb. 2-1: Jährlich erneuerbare Wasserressource 1995, nach [117]

Im Anhang A 2 werden die derzeit großtechnisch üblichen Entsalzungsverfahren wie thermische Anlagen vom Typ MSF und MED sowie mechanische Verfahren wie die Umkehrosmose und Brückenkompression oder die elektrisch angetriebene Elektrodialyse dargestellt und verglichen.

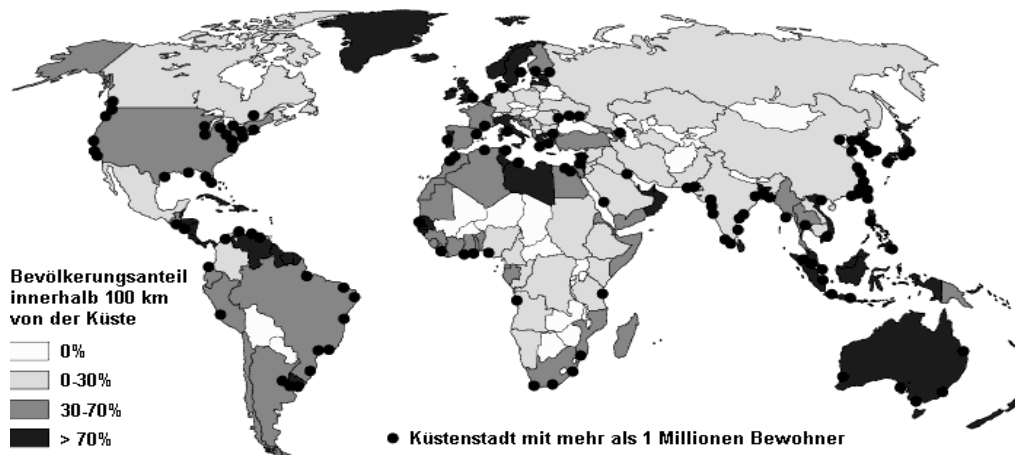


Abb. 2-2 Anteil der Bevölkerung in Küstennähe [118]

2.2 Solarbetriebene Entsalzungsanlagen

Die Entsalzung von Meerwasser ist energieintensiv. Derzeitige Entsalzungsanlagen benötigen zwischen 4 kWh (Umkehrosmoseanlagen) und 65 kWh (MSF: Multiple-Stage-Flash) pro Kubikmeter Trinkwasser und werden fast ausschließlich mit fossiler oder nuklearer Energie betrieben. Von den weltweit entsalzten 40 Millionen m³ pro Tag werden lediglich 46.000 m³ regenerativ erzeugt [54]. Steigende Öl- und Gaspreise werden jedoch in Zukunft einen höheren Kostendruck auf energieintensive Verfahren wie die Meerwasserentsalzung ausüben. Eine interessante Alternative bietet die Nutzung erneuerbarer Energien von Sonne und Wind, da die Entsalzung meistens gerade dort benötigt wird, wo ausreichend Sonnenenergie zur Verfügung steht. Betrachtet man die weltweite Einstrahlungskarte in Abb. 2-3, so erkennt man einen direkten Zusammenhang zwischen Wasserknappheit (schraffiert: Gebiete mit erneuerbaren Trinkwasserreserven mit weniger als 1000 m³ pro Person und Jahr) und hoher solarer Einstrahlung (>1700 kWh/m²a). Die pro Fläche auftreffende Energie der Sonne ist begrenzt. Auf eine horizontal ausgerichtete Fläche von einem Quadratmeter treffen je nach Region zwischen 700 und 2200 kWh/m² pro Jahr. Hinzu kommt, dass der Wirkungsgrad einfacher solarthermischer Anlagen bei den für die thermische Meerwasserentsalzung üblichen Temperaturen nahe dem Siedepunkt eher mäßig ist (40-50 %). Die Nutzung von Solarenergie ist wegen der geringen Energiedichte eine flächenintensive Technik. Damit ist die solare Versorgung großer Entsalzungsanlagen besonders für Regionen geeignet, wo Fläche zu günstigem Preis zur Verfügung steht und herkömmliche Energie teuer ist.

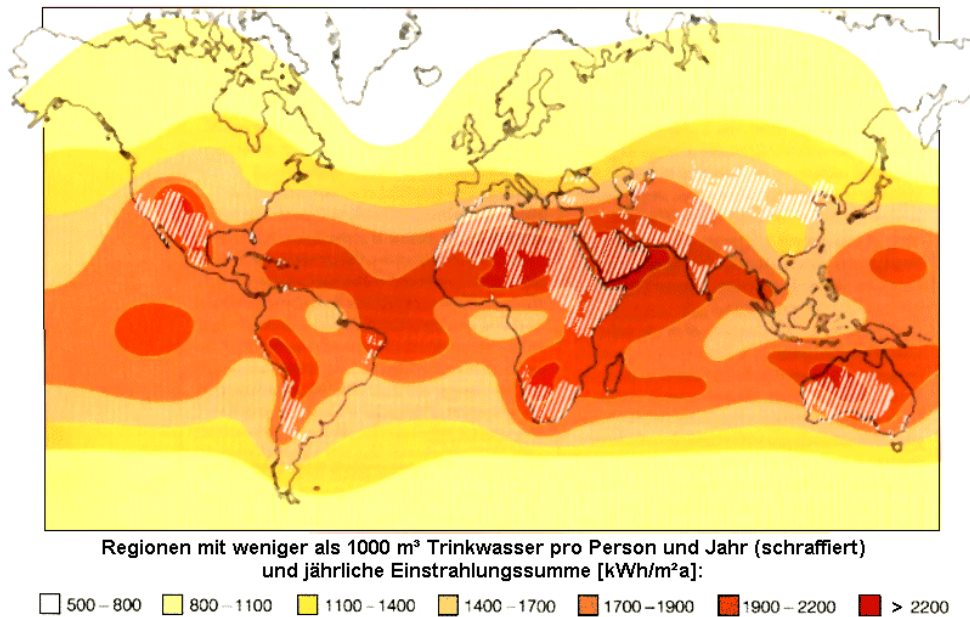


Abb. 2-3: Weltweite Verteilung der solaren Einstrahlung

2.2.1 Solarbetriebene MSF- und MED-Anlagen

Eine ganze Reihe von konventionellen, thermischen Entsalzungsanlagen auf der Basis von MSF- und MED-Verfahren (MED: Multiple-Effect Desalination) wurden bereits solarthermisch betrieben. Erste Pilotanlagen wurden schon in den 70er Jahren errichtet. Die energetische Effizienz konventioneller MED- und MSF-Anlagen kann mit einer Steigerung der Stufenanzahl verbessert werden, um den Flächenbedarf der Solaranlage klein zu halten. Der erhöhte Kostenaufwand zur Energieeinsparung im Entsalzungsteil muss jedoch der Kosteneinsparung auf der Solarseite gegenübergestellt werden. Die Wasserkosten belaufen sich für solarthermisch betriebene MED-Anlagen, je nach Größe, auf 2 bis 7 €/m³ (5000 m³/d und 80 m³/d) [104]. Folgende Auflistung zeigt Beispiele solarbetriebener Anlagen.

- Seit 1985 ist in Abu Dhabi, Vereinigte Arabische Emirate, eine 18-stufige solarthermische MED-Anlage mit einer durchschnittlichen Produktionsrate von 80 m³/d Destillat in Betrieb. Die Solaranlage besteht aus 1860 m² Vakuumröhrenkollektoren. Der spezifische Wärmebedarf liegt bei 49 kWh/m³ [101].
- Eine 1998 an der Al Azhar University in Gaza, Palästina installierte MED-Anlage mit 5,1 m² Flachkollektor erreicht eine Produktionsrate von 20- 40 kg/m²d [102]
- Sun Utility Network Inc. vertreibt kommerziell ein MSF-System mit einer Produktionsleistung von 100 m³/d. Als Antrieb kommt ein Vakuumröhrenkollektor und/oder Solar-Pond zum Einsatz.

Besonders attraktiv erscheint eine Kombination solarthermischer Großkraftwerke zur Elektrizitätserzeugung mit nachgeschalteter MSF- oder MED-Entsalzungsanlage. Durch die Nutzung der Abwärme der Dampfturbine entsteht ein doppelter Nutzen, der die Einführung solarthermischer Kraftwerke erleichtern kann. Damit wird die Investition in die relativ teure

Solaranlage bei niedriger Stromvergütung (<0.07- 0.08 US\$/kWh) wirtschaftlich interessant. Die Anhebung der Kondensationstemperatur, d.h. die geringere Temperaturspreizung über der Dampfturbine, geht jedoch mit einer Leistungseinbuße in der Stromerzeugung einher. Je nach Standort liegen die spezifischen Wasserkosten für das solar entsalzte Wasser in Kombination mit der solaren Stromerzeugung im Mittelmeerraum zwischen 0,74 und 1,79 US\$/m³ [55].

Tabelle 2-1: Liste solar betriebener Entsalzungsanlagen

Standort	Solaranlage	Entsalzungsanlage	Tagesleistung [m ³ /d]	
El Paso, Texas/USA	Solar Pond	MSF	16	[54]
La Paz, Mexiko	Flachkollektor & konzentrierend	MSF	10	
Yanbu, Saudi Arabien	Dish Kollektor	Gefrierverfahren	200	
Gillen Bore, Australien	PV	Brackwasser RO	1,2	
La Desired Island, Karibik	Vakuumröhren	MED	40	[88]
Abu Dhabi, UAE, 1985	Vakuumröhren	MED, 18 Stufen	120 (8\$/m ³)	
Kuwait, 1987	Solare Elektrizitätserzeugung	MSF + RO	25 + 45	
Kuwait, 1980	Parabolrinne, 220 m ²	MSF, selbstregulierend	100	
Arabischer Golf, 1987	Parabolrinne	MED	6000	
Al-Ain, UAE	Parabolrinne	MED 55 Stufen MSF 75 Stufen	500	
Takami Island, Japan	Parabolrinne	MED	16	
PSA, Almeria, Spanien	Parabolrinne 2672 m ²	ME-Wärmepumpe	72 (3,5 Euro/m ³)	
Margarita de Savoya, Italien	Solar Pond	MSF	50 - 60	
Kap Verde	Solar Pond	Atlantis "AutoFlash"	300	
Universität Ancona, Italien	Solar Pond	MED - VC	28	
Totes Meer	Solar Pond, 250.000m ²	MED	3000	
Lampedusa, Italien	Niedrig konzentrierend	MSF	72 + 48	
Gran Canaria, Spanien	Niedrig konzentrierend	MSF	10	
Safat, Kuwait	Solarkollektor	MSF	10	

2.2.2 Solarbetriebene Kleinentsalzungsanlagen

Solarthermische Kleinentsalzungsanlagen wie zum Beispiel vom Typ Gewächshausdestille sind bereits wesentlich länger bekannt als die solarbetriebenen MED- und MSF-Großanlagen. Solarthermische Kleinanlagen zur Meerwasserentsalzung sind besonders für den dezentralen Betrieb in Gebieten mit schwacher Infrastruktur geeignet. In ländlichen Gebieten wirkt sich der große Platzbedarf der Solarkollektoren meist weniger negativ aus. Konventionelle Energien sind oft an aufwändige Transporte z.B. von Öl über Tanklaster oder Strom über Leitungen gebunden und bedeuten Abhängigkeiten und damit Unsicherheiten. Deshalb müssen Solaranlagen in der ländlichen Region oft nicht in dem Maße mit konventionellen Energien konkurrieren, wie es in besser erschlossenen Gebieten der Fall wäre. Nachteilig wirken sich jedoch hohe Investitionskosten aus, da sonnenreiche Gebiete, in denen Wasserknappheit herrscht, wirtschaftlich meist schlecht gestellt sind. Abb. 2-4 zeigt die weltweite Einkom-

mensverteilung 2003 nach UN-Angaben. Vergleicht man die Einkommensverteilung mit der Wasserverteilung in Abb. 2-1, so erkennt man, dass vor allem der nordafrikanische Raum, der Nahe und Mittlere Osten sowie Teile Asiens von einer schlechten Einkommenslage und gleichzeitigem Wassermangel betroffen sind.

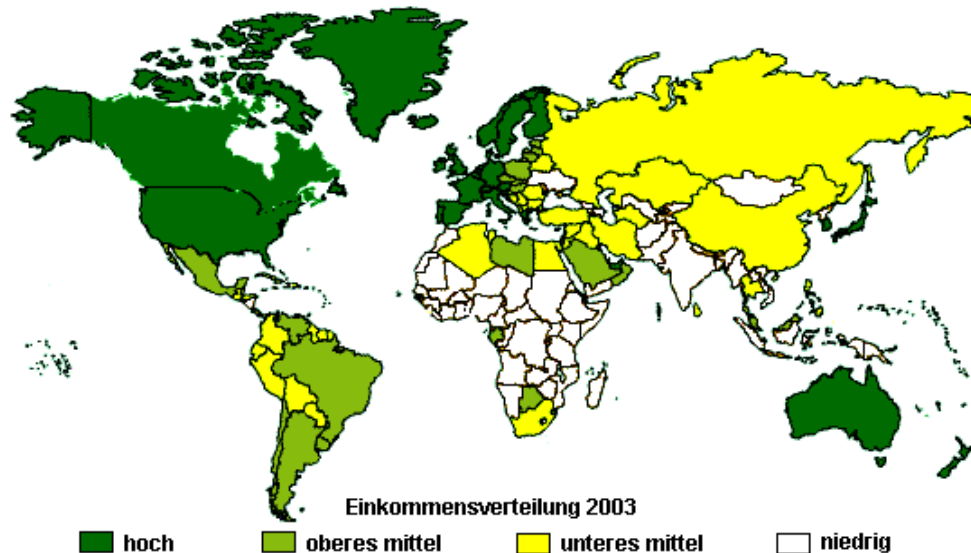


Abb. 2-4: Weltweite Einkommensverteilung 2003, nach [119]

Der überlebensnotwendige, minimale Wasserbedarf des Menschen in kälteren Regionen liegt bei etwa 2 l pro Tag, in warmen Zonen und unter Anstrengung steigt der Bedarf auf über 6 l pro Tag. In vielen Ländern leben bereits Menschen am Rande dieses Existenzminimums. Für sie stellt Wasser eine existenzielle Frage dar. In vielen, dörflichen Gemeinschaften der so genannten Entwicklungs- und Schwellenländer kommen die Einwohner mit weniger als 10 l Trinkwasser pro Kopf und Tag aus. In Indien wird sogar lediglich mit 5 Litern pro Kopf und Tag gerechnet. Die hygienische Versorgung wird jedoch verbessert, wenn mehr als 20 l pro Person und Tag bei genügender Qualität zur Verfügung stehen. Diese Menge wird international als notwendiger Wasserbedarf definiert. Solare Kleinanlagen mit einer derartigen Kapazität können wesentlich kleiner dimensioniert sein, als es für den Bedarf von Menschen in Industrieländern nötig wäre. Hauptmerkmal derartiger Anlagen muss ein geringer Wasserpreis, Wartungsbedarf und Betriebsaufwand und die einfache Verfügbarkeit von Ersatzteilen sein. Im Idealfall können Kleinanlagen vor Ort gebaut werden, so dass Arbeitsplätze geschaffen und die Kosten gesenkt werden. Das Know-How vor Ort trägt dann zudem zu einer nachhaltigen Betreuung und Wartung der Anlagen bei. Weitere Nischenmärkte für Kleinanlagen existieren auch im Mittelmeerraum, z.B. zur saisonalen Versorgung von Touristen auf abgelegenen Inseln. Im Folgenden werden die bekanntesten in Kleinentzsalzungsanlagen genutzten Verfahren kurz vorgestellt.

1. Einfache Gewächshausdestille

Das einfachste und schon seit dem 15. Jahrhundert genutzte Prinzip der solarthermischen Entsalzung ist die Gewächshausdestille [2, 3, 4, 5]. Eine dokumentierte Nutzung derartiger

Geräte geht auf das Jahr 1551 zurück, als arabische Alchimisten dieses Verfahren nutzten. Abb. 2-5 zeigt, wie die ersten Solardestillen ausgesehen haben könnten.

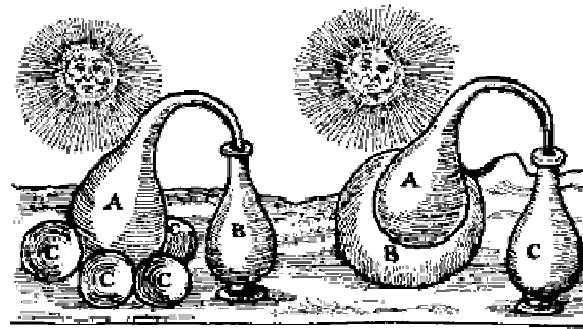


Abb. 2-5: Erste Solardestillen

Gewächshausdestillen ahmen einen Prozess nach, der in großem Maßstab das Klima und den Wasserkreislauf bestimmt. Abb. 2-6 zeigt den Aufbau einer einfachen Gewächshausdestille. Die einfallende Sonnenstrahlung erwärmt die als Absorber dienende Bodenwanne. Sie ist in der Regel schwarz gestrichen oder mit schwarzer Folie ausgelegt. Das über dem Absorber stehende, warme Salzwasser verdunstet, steigt als feuchte Luft in freier Konvektion nach oben und kondensiert an der Glasscheibe. Von der geneigten Scheibe fließt das Kondensat in einer Sammelrinne ab. Die im Meerwasser gelösten Salze verbleiben in der Sole, die dann mit erhöhtem Salzgehalt entsorgt werden muss. Nachteil der einfachen Solardestille ist ihre begrenzte Produktionsrate von max. $8 \text{ l}/(\text{m}^2\text{d})$ je nach Ausführung und Solarangebot (s. Diagramm 2-1). Eine Vielzahl von Untersuchungen konzentriert sich auf Verbesserungen im Bereich der Einfachdestillen. Dabei ist das Ziel zum einen die Erhöhung der Produktionsrate und zum anderen eine Senkung der Anlagenkosten. Für kleine und kleinste Anlagen ist es schwer, typische Kosten anzugeben, da sehr viele unterschiedliche Systeme existieren. Nach Schätzungen kann eine einfache Solardestille mit durchschnittlicher Produktionsleistung von $4 \text{ l}/\text{m}^2\text{d}$ bei einer 20-jährigen Lebensdauer, 8 % Verzinsung und frei zur Verfügung gestelltem Land Wasser zu einem Preis von $2,9 \text{ €/m}^3$ zur Verfügung stellen [99]. Berechnungen nach [125] kommen bei Kosten von 300\$ pro $1,8\text{m}^2$ auf Wassergestehungskosten von $12\text{-}15 \text{ €/m}^3$.

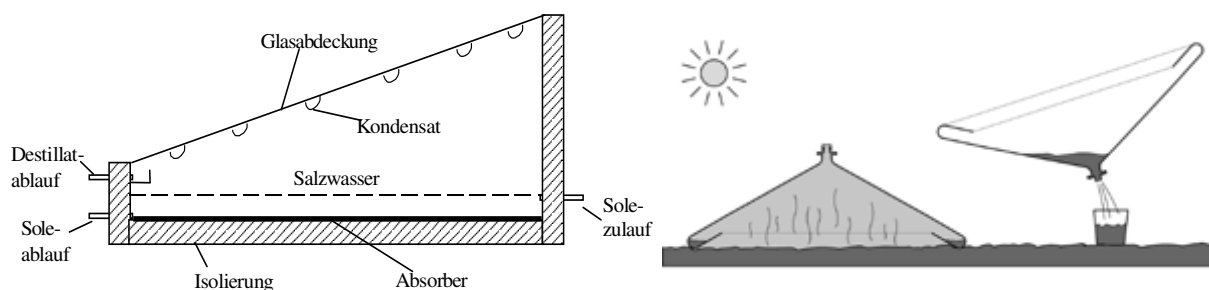


Abb. 2-6: Funktionsprinzip der einfachen Solardestille (rechts) und einfache Watercone Solardestille [53]

Trotz der flächenintensiven Technik wurden bereits größere Anlagen dieses Typs gebaut (s. Tabelle 2-2), darunter die erste bereits 1872 in Chile mit einer Tagesleistung von 23 m^3 . Bei diesen Standorten handelt es sich um sonnenreiche, abgelegene Gebiete, bei denen davon

auszugehen ist, dass konventionelle Energie nur unter großem Aufwand und hohen Kosten zugänglich ist.

Tabelle 2-2: Installierte Solardestillen größerer Produktionsleistung

Standort	Solaranlage	Entsalzungsanlage	Tagesleistung [m³/d]
Cooper Pedy, Australien (1966)	Gewächshausdestille	Einfache Destillation	11
Area of Hzag, Tunesien	Solarkollektor	Einfache Destillation	0,1 - 0,35
Las Salinas, Chile (1872-1912)	Gewächshausdestille	Einfache Destillation	23

Vorteile

- Kostengünstig für kleine Wassermengen
- Einfache Konstruktion und Wartung
- Keine beweglichen Teile

Nachteile

- Hoher spezifischer Energiebedarf: ca. 800 kWh/m³, 30- 50 % Wirkungsgrad
- Flächenintensiv (ca. 6 l/m²d)
- Nur kleine Anlagen (0,005-10 m³/d)
- Algenwachstum und Kalkbildung auf Absorberfläche

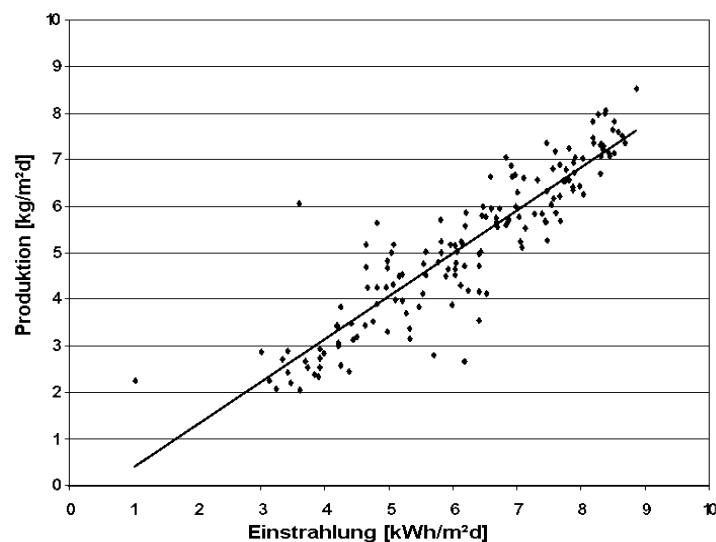


Diagramm 2-1: Solardestillen Produktion in Abhängigkeit von der Einstrahlung [86]

2. Feuchtluftprinzip (MEH)

Ein weiterer Anlagentyp zur solarthermischen Entsalzung mit Wärmerückgewinnung arbeitet nach dem Feuchtluftprinzip und wurde vom ZAE Bayern entwickelt [4]. Dieser Anlagentyp wird nun über TINOX Water-Management in München vertrieben. In Abb. 2-7 ist die Funktionsweise der Anlage ersichtlich. Das zulaufende Salzwasser wird in dem Kondensator durch Aufnahme der Kondensationswärme des Destillates erwärmt. Danach wird das Rohwasser durch einen Solarkollektor weiter aufgeheizt und in einen Verdunster geleitet. Das verdunstete Wasser wird von dem zirkulierenden Luftstrom aufgenommen und kondensiert wieder am Salzwasserzulauf. Das Destillat wird gesondert gesammelt und abgeführt.

In einem erweiterten System wird ein Warmwasserspeicher integriert, um die Auskühlung während der Nachtzeit und die morgendliche Aufheizzeit zu verringern. Nachteile des Systems sind der Bedarf an Fremdenergie zum Betrieb der Pumpen des Salzwasserkreislaufes.

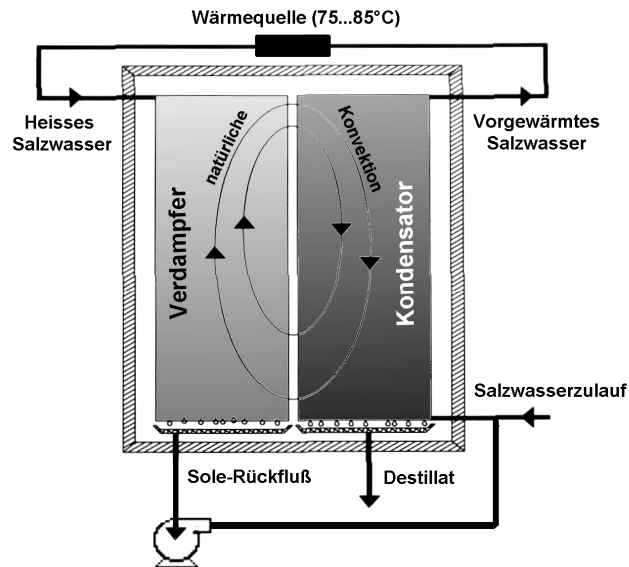


Abb. 2-7: Funktionsprinzip des solaren Feuchtluft-Destillationsverfahrens (LMU München)

Vorteile

- Niedriger spezifischer Energiebedarf (100- 140 kWh/m³ therm., 2,3 kWh/m³ elektr.)
- Einfache Konstruktion und Wartung
- Vorwiegend korrosionsfrei durch Verwendung von Kunststoffen
- Produktionsmengen von 1- 10 m³/d

Nachteile

- Pumpen und elektrische Versorgung nötig
- Salzwasser muss direkt solar erwärmt werden (seewasserfeste Solarkollektoren oder Wärmetauscher)

3. Membrandestillation

Bei der Membrandestillation handelt es sich um ein thermisches Verfahren, das unter anderem auch seit einigen Jahren am Fraunhofer ISE untersucht wird [100]. Die Trennung von Wasser und Salz geschieht durch die Verdampfung von Wasser durch eine mikroporöse, hydrophobe Membran (z.B. aus PTFE), die einerseits durch ihre Oberflächeneigenschaften von flüssigem Wasser nicht benetzt wird, andererseits durch ihre hohe Porosität Wasserdampf sehr gut durchlässt. Die treibende Kraft hierbei ist die von der Temperatur abhängige Differenz der Partialdampfdrücke zwischen Verdampfer- und Kondensatorfläche. Zwischen den beiden Flächen liegt der Destillatkanal, der durch die dampfdurchlässige Membran von der heißen Sole und durch eine wasserdichte Folie vom zulaufenden Wasser im Kondensator getrennt ist. Da nur Dampf die Membran durchdringen kann, entsteht reines Destillat. Bei der

Verdampfung und Kondensation wird über die Verdampfungsenthalpie Wärme an das zulaufende Salzwasser übertragen. Die Anlage stellt also einen Gegenstromwärmetauscher dar. Am Ende des Wärmetauschers wird das Salzwasser um 5 K erwärmt. Dadurch wird die nötige Differenz zum Antrieb der Destillation geschaffen. Da die Anlage nur aus flexiblen Materialien besteht, kann die mehrlagige Anordnung spiralförmig aufgewickelt werden, wobei die Energiezufuhr in der Mitte erfolgt und Verluste minimiert werden. Durch die große innere Oberfläche und die flächenbezogen geringe Trägheit scheint das System thermodynamisch gute Voraussetzungen zu bieten. Zurzeit werden Untersuchungen zum Langzeitverhalten der Membranen in Feldtests durchgeführt.

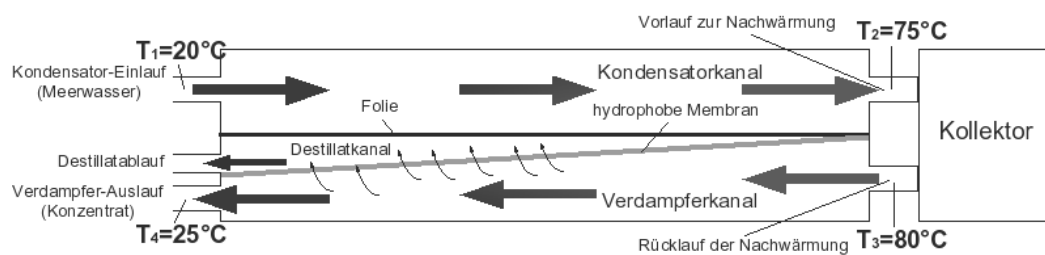


Abb. 2-8: Membrandestillation am Fraunhofer ISE [100]

Vorteile

- Spezifischer Energiebedarf 100- 200 kWh/m³
- Niedrige Arbeitstemperatur von 60- 95°C ermöglicht die Nutzung von Solarkollektoren, Abwärme von Kraftwerken und Motoren
- Anlage läuft bei Umgebungsdruck
- Funktioniert auch mit hoher Salzkonzentration
- Gute Produktqualität (elektrische Leitfähigkeit < 50 µS/cm).
- Kompakt, modular erweiterbar

Nachteile

- Kosten der Membranen
- Lebensdauer der Membranen noch nicht bekannt
- Pumpen für den Betrieb nötig

4. Solarbetriebene Umkehrosmose

Photovoltaisch betriebene Umkehrosmose stellt zurzeit vor allem in entlegenen Gebieten eine attraktive Alternative dar, da hier auf bewährte Komponenten und ein System mit extrem niedrigem Energiebedarf zurückgegriffen werden kann. Von allem Wasser, das weltweit mit regenerativen Energiequellen produziert wird, stellt diese Systemvariante ca. 60 %. Auf solarthermisch betriebene MSF oder MED gehen lediglich 25 % zurück (s. Kap. 2.2.1). Die Wasserkosten liegen für Systeme mit Tagesleistungen von 12- 120 m³ pro Tag bei 5,5 bis 20 Euro/m³ [104].

Jedoch setzt diese Systemvariante die Verfügbarkeit von Chemikalien zur Wasserbehandlung und von Ersatzmembranen und geschulte Benutzer voraus. Weiterhin sollten Umkehrosmoseanlagen gleichmäßig mit Energie versorgt werden, da es sonst im fluktuierenden Betrieb zur Beschädigung der Membran kommen kann. Beim Betrieb mit den unwägbaren Energiequellen Sonne und Wind ist also ein Energiespeicher nötig, der die Kosten des Systems erhöht.

Vorteile

- Spezifischer Energiebedarf 100-200 kWh/m³
- Kompakt

Nachteile

- Verfügbarkeit und laufende Kosten von Membranen und Chemikalien
- Geschultes Personal nötig
- Ungünstig bei schwankender Energieversorgung



Abb. 2-9: Solarbetriebene Umkehrosmoseanlage mit einer Tagesleistung von 1m³/d in Australien

5. Solarbetriebene Elektrodialyse

Als Beispiel für die Aufbereitung von Brackwasser mit photovoltaisch betriebener ED kann die Anlage in Tanote, Indien genannt werden. Dort wird mit einer installierten Solarstrom-Leistung von 450 Wp ohne Akkumulatoren täglich 1 m³ Brackwasser von 4,5 bis 5 g/l Salzgehalt auf 1 g/l entsalzt [98, 103]. Es werden dabei mit Wasserkosten von 4 €/m³ ähnliche Werte wie mit der PV-betriebenen Umkehrosmose erreicht [104].

Vorteile:

- Nur 10-30 % des Zulaufs wird für den Abtransport des Konzentrats benötigt.
- Niedriger Energieverbrauch bei Brackwasser (20-30 kWh/t)
- Unabhängiger von Schwankungen in der Energieversorgung
- Direkte Nutzung der Gleichspannung von PV-Modulen

Nachteile:

- Nicht ionisierte Bestandteile, Bakterien und große Festkörper werden nicht entfernt.
- Fouling an Membranen (chemische Zusätze nötig)
- Nur wirtschaftlich mit Brackwasser

6. Mehrstufige Wärmerückgewinnung

Eine weitere Bauart von Solardestillen mit Wärmerückgewinnung stellt die in dieser Arbeit eingehend untersuchte Mehrstufendestille in Etagenbauweise dar [4, 17, 18, 19, 20, 45]. Dieses Konzept verwendet mehrere übereinander gestapelte Böden, die jeweils die Kondensationswärme der jeweils tiefer liegenden Stufe verwerten. Da es sich um ein offenes System handelt, entspricht der Druck in jeder Stufe dem Umgebungsdruck. Anders wie bei MSF oder MED Anlagen kann die Siedetemperatur deshalb nicht durch Änderung der Stufendrucke angepasst werden.

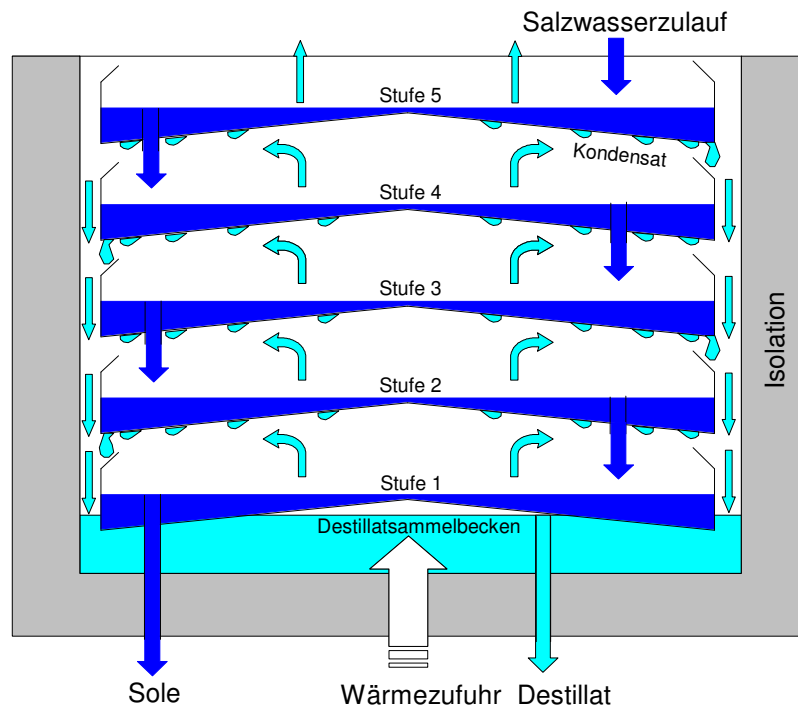


Abb. 2-10: Funktionsweise der Mehrstufendestille

Durch die Wärmezufuhr wird das Salzwasser in der untersten Stufe auf etwa 95-100°C erhitzt und zum Verdampfen gebracht. Der Dampf in der aufsteigenden, feuchten Luft kondensiert an der Unterseite des darüber liegenden Verdampferbeckens. Die durch die Kondensation freiwerdende Verdampfungsenthalpie wird abgegeben und erwärmt das Salzwasser im nächsten Becken. Das Kondensat läuft an der Schrägen des Kondensators hängend ab, wird aufgefangen und in einen Sammelbehälter am tiefsten Punkt der Anlage geleitet. Die Wärmezufuhr führt in der nächst höheren Stufe wiederum zur Verdunstung und Kondensation. Der dadurch erreichte, mehrfache Effekt pro Wärmeeinheit senkt den spezifischen Wärmebedarf pro Liter Destillat. Um die Stufen vor dem Austrocknen zu schützen, fließt Salzwasser von oben nach unten, entgegen dem Wärmestrom durch die Anlage. Um die Salzkonzentration

niedrig zu halten, wird dabei mehr Salzwasser zugeführt als verdampft. Die aufkonzentrierte Sole verlässt das System im tiefsten Punkt, womit eine Spülung des Systems erreicht wird.

Das Konzept der mehrstufigen Wärmerückgewinnung wurde bereits mehrfach theoretisch und experimentell u.a. am Solar-Institut Jülich der FH-Aachen untersucht (s. Kap. 3.1). Der praktisch benötigte Energiebedarf liegt mit ca. 275 kWh/m³ gemäß bisheriger Arbeiten jedoch ca. 2,75-mal höher als der Energiebedarf von Kleinanlagen vom Typ MEH oder der Membrandestillation.

Vorteile

- Niedrige Arbeitstemperatur von 60-95°C ermöglicht die Nutzung von Solarkollektoren, Abwärme von Kraftwerken und Motoren
- Anlage läuft unter Umgebungsdruck
- Funktioniert auch bei hoher Salzkonzentration
- Gute Produktqualität (elektrische Leitfähigkeit < 50 µS/cm).
- Modular erweiterbar
- Keine Pumpe nötig, „natürlicher“ Wärmestrom durch die Anlage
- Einfacher Aufbau
- Alles Wasser durchläuft die heißeste Stufe- Entkeimung
- Theoretisch kann ein spezifischer Energiebedarf <150 kWh/m³ erreicht werden kann

Nachteile

- Überhängender Kondensator – Rücktropfverluste
- Bisher wurden nur mäßige Rückgewinnungsgrade GOR<3 erreicht (GOR s. A 3)

2.3 Fazit

Wegen der hohen Investitions- und Betriebskosten ist der Einsatz großtechnischer Entsalzungsanlagen in vielen ländlichen Küstengebieten von Entwicklungsländern nicht möglich. Für diesen Anwendungsbereich besteht ein Bedarf an wartungsarmen, preisgünstigen und leistungsfähigen Kleinanlagen. Unter der Vielzahl an bereits existierenden Verfahren zur Meerwasserentsalzung mit Kleinanlagen scheint das Konzept der mehrstufigen Wärmerückgewinnung ein großes theoretisches Potenzial zur Energieeinsparung zu bieten. Gegenüber der MEH, der Membrandestillation oder der Umkehrosmose benötigt dieses Verfahren keine beweglichen Teile wie Pumpen und die damit verbundene zusätzliche elektrische Energie. Der Wärmestrom durch die Anlage entspricht der natürlichen Flussrichtung durch Konvektion. Der einfache Aufbau übereinander gestapelter Böden verspricht ein einfach zu bauendes und zu wartendes System. Jedoch wurde mit diesem System bisher kein ähnlich niedriger Energiebedarf erreicht, wie mit dem MEH-Verfahren oder der Membrandestillation. Da keine veröffentlichte, detaillierte Untersuchung dieses Verfahrens bekannt ist, soll die theoretisch und praktisch erreichbare Energierückgewinnung und die Wirtschaftlichkeit der mehrstufigen Wärmerückgewinnung im Rahmen dieser Arbeit genauer untersucht werden.

3 Mehrstufige Wärmerückgewinnung

Die Funktionsweise der mehrstufigen Wärmerückgewinnung wurde bereits in Kap. 0 (Seite 12) vorgestellt. Im Folgenden soll der Stand der Technik dargestellt und das thermodynamische Modell und der theoretisch erreichbare Rückgewinnungsgrad untersucht werden.

3.1 Stand der Technik

Am Solar-Institut-Jülich der FH-Aachen wurden bereits erste Untersuchungen zur energetischen Beurteilung der mehrstufigen Rückgewinnung durchgeführt. Die im Labormaßstab durchgeführten Untersuchungen zeigten, dass der Wärmerückgewinnungsgrad von Stufe zu Stufe bei etwa 90 % liegt. Durch die Wärmerückgewinnung einer zweistufigen Anlage wurde die Destillatmenge pro Energieeinheit um etwa den Faktor 1,8-1,9 gesteigert. Für eine dreistufige Anlage lag die Destillatmenge um etwa den Faktor 2,5-2,6 höher als bei der einfachen Anlage [4].

Weitere Systeme dieses Entsalzungstyps wurden in Laborversuchen und im Rahmen von Simulationen untersucht. Die Ergebnisse der unterschiedlichen Untersuchungen mit verschiedenen Typen der mehrstufigen Wärmerückgewinnung sind zusammen mit den Voruntersuchungen am Solar-Institut-Jülich in Tabelle 3-1 dargestellt. Simulationsrechnungen aus Delhi/Indien und Bahrain sagen für die flächenspezifische solare Entsalzungsleistung doppelt bis vierfach höhere Werte voraus, als in den bekannten Labor- und Feldversuchen erreicht wurden [19, 20, 21].

Ein System gleichen Prinzips, jedoch mit vier senkrecht angeordneten Verdampferlviesen und Kondensatoren wurde 2001 im Laborversuch am ZSW Stuttgart getestet. Die Auslegung der 4-stufigen Multi-Effekt Destille sagt eine Produktion von 9 kg/m²h bei einem GOR-Wert von 3 voraus [89]. Die besten erreichten Rückgewinnungsgrade lagen jedoch bei 6,1 kg/m²h und einem GOR-Wert von 2,3 (295 Wh/kg) [87]. Das schlechtere Abschneiden wird hauptsächlich auf höhere Wärmeverluste zurückgeführt.

Im Jahr 1990 wurde in Mexiko ein Feldversuch einer 7-stufigen Anlage mit Solarkollektoren durchgeführt. Die auf die Kollektorfläche bezogene Tagesproduktion kommt mit 4,25 kg/m²d jedoch nur auf Werte einfacher Solardestillen. Für die schlechte Leistung werden vor allem konstruktiv bedingte Dampfverluste verantwortlich gemacht [22].

Tabelle 3-1: Laborversuche

Stufen	Produktion	Pel	GOR	Art der Untersuchung	Standort	Jahr	Quelle
4	1,17 l/h	360 W	2,08	Laborversuch mit konstanter Wärmequelle	FH Aachen, Abt. Jülich	1995	[4, 10]
3	1,14 l/h,	350 W	2,08	Laborversuch mit konstanter Wärmequelle	FH Aachen, Abt. Jülich	1995	[4, 10]
3	0,68 l/h,	358 W	1.21	Laborversuch mit konstanter Wärmequelle Bassins unisoliert!	Solar Energy Centre, New Dehli	1991	[19, 20]
4	6,1 kg/m ² h	1800 W	2,34	Laborversuch mit senkrecht stehenden Verdampfern (Papier) und Kondensatoren mit 1.7m ² Fläche	ZSW, Stuttgart	2001	[87, 89]

Tabelle 3-2: Solarbetrieb in Feldtest und Simulation

Stufen	Produktion	Qsol	GOR	Art der Untersuchung	Standort	Jahr	Quelle
3	6,9 kg/(m ² d)	7,4 kWh/m ² d	0,59	Gemessen im Feldversuch mit 1 m ² Absorberfläche, Jülich	FH Aachen,	1995	[4, 7]
3	24 kg/(m ² d)	6,2 kWh/m ² d	2,43	Simulation mit typischen Sommerwetterdaten aus New Dehli (k. A. zum simuliertem Kollektor)	Solar Energy Centre, New Dehli	1991	[19, 20]
3	12,2 kg/(m ² d)	3,2 kWh/m ² d	2,39	Simulation mit Kollektor = 1 m ² extern + 1 m ² 3. Stufe, mit Juniwetter aus 89 in Bahrain	University of Bahrain	1992	[21]
7	4,25 kg/(m ² d)	-	-	Feldversuch mit 20 m ² doppeltverglasten Flachkollektoren, Baya California México Sept. 90	University of México, Coyoacán	1990	[22]

3.2 Thermodynamisches Modell

Abb. 3-1 zeigt schematisch die wirksamen Wärmeströme durch die Systemhülle. Im stationären Zustand verlässt die eingebrachte Wärme das System in Form von latenter Wärme über die Verdampfung aus der obersten Stufe, in Form von sensibler Wärme zur Erwärmung des zugeführten Salzwassers sowie in Form von freier Konvektion, Wärmestrahlung und -leitung über die Anlagenhülle. Die Wärmeabgabe der obersten Stufe ist erwünscht. Diese Wärme durchströmt die gesamte Anlage und bewirkt durch Verdunstung und Kondensation in jeder Stufe den gewünschten Effekt der Destillatproduktion. Die Wärmeabgabe durch die Isolierung und die Erwärmung des zulaufenden Salzwassers schmälert jedoch die weitergeleitete Energie und verringert die Destillatproduktion der darüber liegenden Stufen.

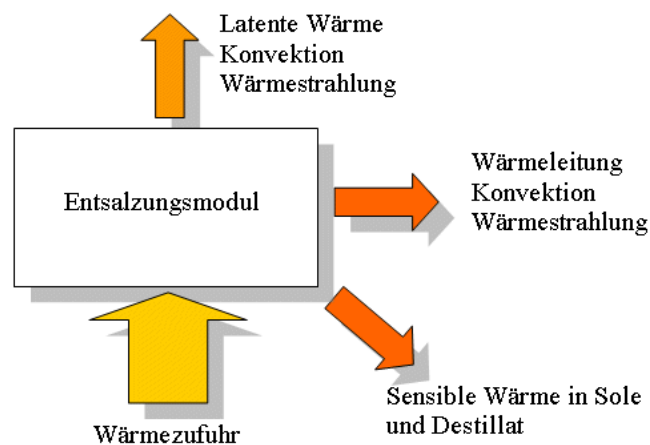


Abb. 3-1: Wärmeströme durch die Systemhülle der Entsalzungsanlage

Um die mehrstufige Destillationsanlage energetisch optimieren zu können, müssen die Wärmeströme zwischen den Stufen, sowie die Verlustwärmeströme bekannt sein.

Abb. 3-2 zeigt die zugehenden und abgehenden Wärmeströme einer Stufe. Bis auf die oberste Stufe sind die thermodynamischen Vorgänge in allen Stufen identisch. Die unterste Stufe erhält ihre Energie statt von einer darunter liegenden Stufe aus einer beliebigen Wärmequelle. Für das Energiegleichgewicht einer Stufe i gilt:

$$c_p \cdot m_i \cdot \frac{dT_i}{dt} = + \left(\dot{Q}_{sens,i-1} + \dot{Q}_{lat,i-1} + \dot{Q}_{Str,i-1} + \dot{Q}_{Konv,g,i-1} \right) - \left(\dot{Q}_{sens,i} + \dot{Q}_{lat,i} + \dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,g,i} + \dot{Q}_{Sole,i} + \dot{Q}_{Verl,i} \right) \quad (3.1)$$

Die gesamte, durch den Gasraum übertragene Wärme setzt sich aus den parallel wirkenden Wärmeströmen von Strahlung $\dot{Q}_{Str,i}$, Konvektion $\dot{Q}_{Konv,g,i}$ und der durch den Stoffdurchgang übertragenen, latenten und sensiblen Wärme ($\dot{Q}_{Lat,i}$ und $\dot{Q}_{sens,i}$) zusammen. Verluste entstehen durch Wärmeleitung durch die Isolierung und die Erwärmung des zufließenden Salzwassers. Die thermische Trägheit der Stufen wird mit deren Masse m_i und Wärmekapazität c_p berücksichtigt. Ein Ungleichgewicht zwischen eingehenden und abgehenden Wärmeströmen führt über der Zeit zu einer Änderung der Stufentemperatur T_i .

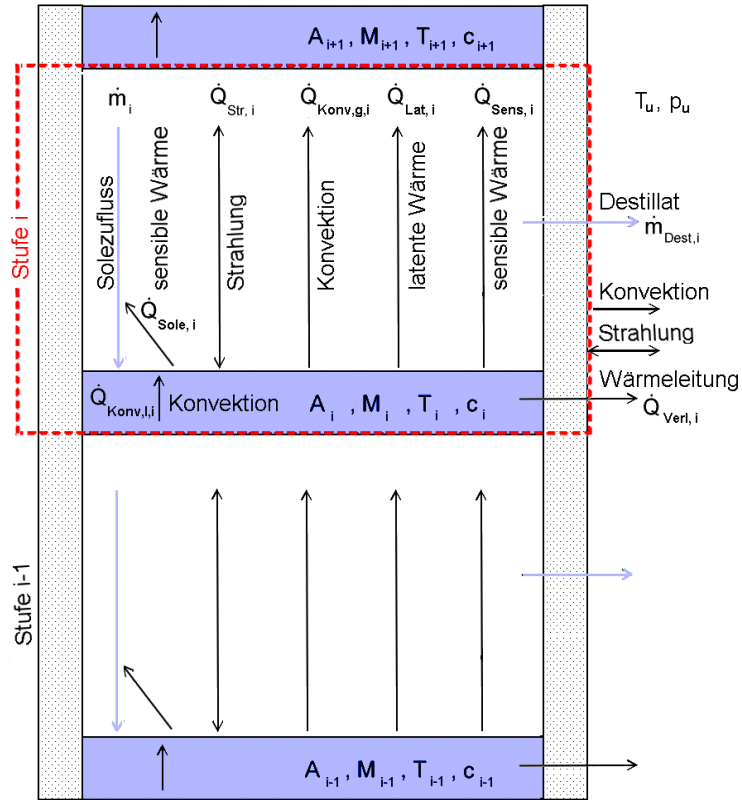


Abb. 3-2: Wärmeströme in einer Destillationsstufe

In jeder Stufe wird Wasser verdampft. Der Übergang latenter Wärme $\dot{Q}_{lat,i}$ lässt sich aus dem Produkt der Kondensatmenge und der Verdampfungsenthalpie Δh bestimmen:

$$\dot{Q}_{lat,i} = \dot{m}_{Dest,i} \cdot \Delta h \quad (3.2)$$

Die Destillatproduktion $\dot{m}_{Dest,i}$ wird nach dem in Kap. 5.8 vorgestellten Modell für den Stoffübergang berechnet. Die Verdampfungsenthalpie Δh ist leicht temperaturabhängig (s. A 5.10). Die kondensierte Wassermenge überträgt außer der Verdampfungsenthalpie auch die

von den beiden Stufentemperaturen abhängige, sensible Wärme $\dot{Q}_{sens,i}$. Sie ergibt sich aus der Temperaturdifferenz der beiden Stufen:

$$\dot{Q}_{sens,i} = \dot{m}_{Dest,i} \cdot c_p \cdot (T_i - T_{i+1}) \quad (3.3)$$

Das Destillat verlässt die Stufe mit der Temperatur T_{i+1} . Die restliche im Destillat gespeicherte Energie kann nur mit Hilfe eines externen Wärmetauschers, zum Beispiel zur Solevorwärmung genutzt werden.

Neben dem Stofftransport tauschen die Kondensator- und Verdampferfläche über Strahlung und Konvektion Wärme aus.

$$\dot{Q}_{Str,i} = c_{1,2} \cdot A_i \cdot (T_i^4 - T_{i+1}^4) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{Konv,i} = \alpha_{Konv} \cdot A_i \cdot (T_i - T_{i+1}) \quad (3.5)$$

In jeder Stufe entstehen Wärmeverluste durch die Außenwand. Der Verlust ergibt sich aus einer Serienschaltung von Wärmeleitung durch die Isolierung und dem inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α durch Konvektion und Strahlung. Mit der Isolationsstärke d und der Wärmeleitfähigkeit λ der Isolierung ergibt sich:

$$\dot{Q}_{Verl,i} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \cdot A_a \cdot (T_i - T_U) \quad (3.6)$$

Um zu verhindern, dass es während des Betriebs zu einer Aufkonzentration von Verdampfungsrückständen in den Solewannen kommt, wird die Anlage von einem geregelten Solestrom durchflossen. Der Solestrom wird in der obersten Stufe eingespeist. Auf seinem Weg nach unten nimmt der Solestrom von Stufe zu Stufe um die Menge des abgeführten Destillats ab. Damit auch in der letzten Stufe ein Spüleffekt eintritt, muss der Solezufluss größer sein als die Destillatproduktion. Das Verhältnis von zugeführter Sole und Destillatproduktion soll im Folgenden Nachfüllfaktor f genannt werden. Bei einem Nachfüllfaktor von $f=2$ ist der Solezufluss doppelt so groß wie die Destillatproduktion. In diesem Fall verlassen Sole und Destillat die Anlage zu gleichen Teilen und in der untersten Stufe stellt sich die doppelte Salzkonzentration ein. Es gilt für den Zufluss einer Anlage mit der Stufenanzahl n :

$$\dot{m}_n = f \cdot \sum_{i=1}^n \dot{m}_{Dest,i} \quad (3.7)$$

und für den zulaufenden Massenstrom einer Stufe i :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_{Dest,i+1} \quad (3.8)$$

Der Wärmestrom $\dot{Q}_{Sole,i}$, der als sensible Wärme in die Erwärmung der Sole geht, ergibt sich dann aus der Temperaturdifferenz der beiden Stufen:

$$\dot{Q}_{Sole,i} = \dot{m}_i \cdot c_p \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad (3.9)$$

Der Wärmestrom $\dot{Q}_{Sole,i}$, sowie der Wärmeverlust durch die Isolierung $\dot{Q}_{Verl,i}$ gehen dem System verloren. Die Summe der Wärmeströme, die die Stufe verlassen, entspricht dem konvektiven Wärmestrom $\dot{Q}_{Konv,l,i}$, der durch die Wasserschicht im Verdampferbecken übertragen werden muss. Der gesamte Wärmeübergangswiderstand einer Stufe entspricht einer Serienschaltung der Einzelwiderstände auf der gasförmigen und der flüssigen Seite. Abb. 3-3 zeigt die Serien- und Parallelschaltung der Wärmeübergangskoeffizienten im System.

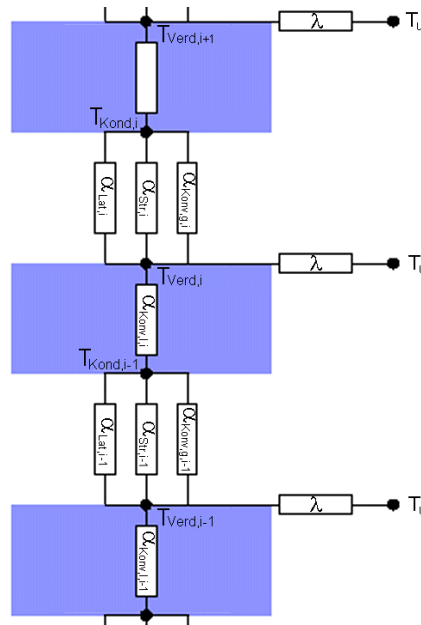


Abb. 3-3: Serien- und Parallelschaltung der Wärmeübergangskoeffizienten

Die Wärmeverluste durch die Systemhülle in Form von Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung sowie die Wärme, die in Form von sensibler Wärme abgegeben wird, lassen sich verhältnismäßig einfach und mit ausreichender Genauigkeit beschreiben. Die interne Wärmeübertragung zwischen den Stufen mit gekoppeltem Stofftransport stellt jedoch einen großen Unsicherheitsfaktor dar. In den Kap. 5 bis 7 soll deshalb genauer auf die Wärme- und Stoffübertragung zwischen den Stufen eingegangen werden.

3.3 Theoretisch erreichbarer Rückgewinnungsgrad

Der theoretisch erreichbare Rückgewinnungsgrad in einer mehrstufigen Destillationsanlage lässt sich über den Stufenwirkungsgrad abschätzen. Der Stufenwirkungsgrad gibt an, welcher Anteil der eingebrachten Energie die nächste Stufe erreicht. Zu den Verlustmechanismen gehören hauptsächlich die Leitungsverluste über die Isolierung und der Verlust von Wärme über das zuströmende kalte Wasser. Hier soll vereinfachend angenommen werden, dass der Stufenwirkungsgrad in allen Stufen gleich ist. Eigentlich entstehen jedoch in den unteren, wärmeren Stufen die größeren Verluste durch Leitung und in den oberen Stufen größere Verluste durch das zuströmende Kaltwasser. Weitere Einflüsse, wie Dampfverluste durch Undichtigkeiten können nur schwer theoretisch erfasst werden.

Von der insgesamt zugeführten Wärme durchströmt nur ein Teil die oberste von n Stufen. Dieser Anteil η_n lässt sich aus dem Produkt der Wirkungsgrade $\eta_{Stufe,1}$ bis $\eta_{Stufe,n-1}$ der darunter liegenden Stufen berechnen. Der Wirkungsgrad η_n ergibt sich aus dem Verhältnis der weitergegebenen zur aufgenommenen Wärme einer Stufe n :

$$\eta_n = \eta_{Stufe,1} \cdot \eta_{Stufe,2} \cdots \eta_{Stufe,n} \quad (\text{oberste Stufe})$$

:

$$\eta_2 = \eta_{Stufe,1} \cdot \eta_{Stufe,2}$$

$$\eta_1 = \eta_{Stufe,1} \quad (\text{unterste Stufe})$$

Nimmt man für eine ideale Anlage an, dass der Energietransport zwischen den Stufen nur durch den latenten Wärmeübergang getragen wird, so erhält man den Rückgewinnungsgrad GOR indem man die zur Produktion beitragenden Anteile der einzelnen Stufen summiert:

$$GOR_n = \eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_n \quad (3.10)$$

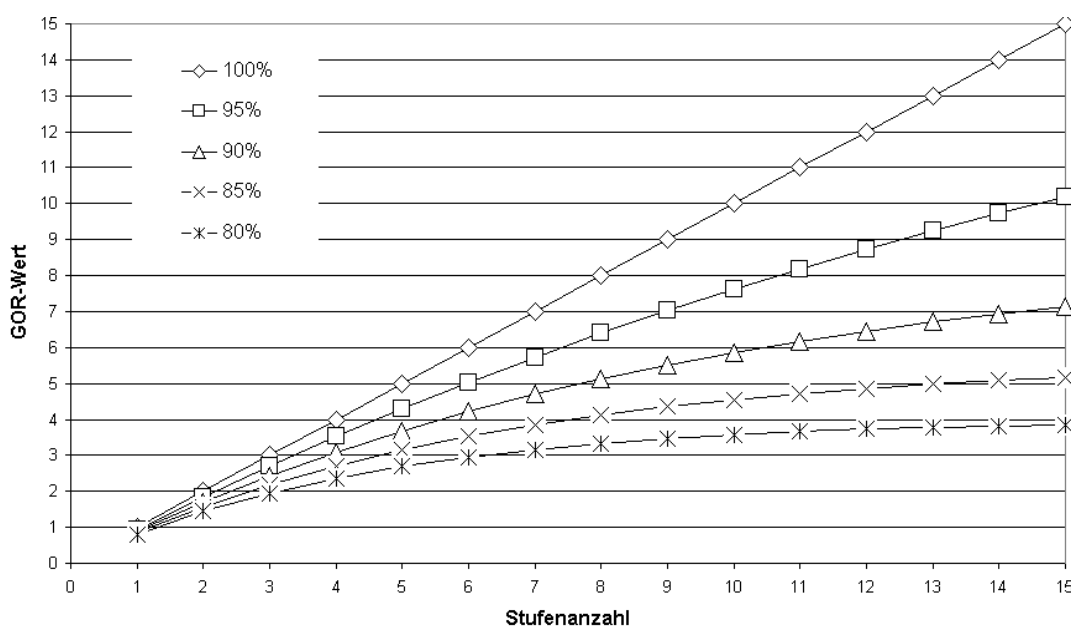
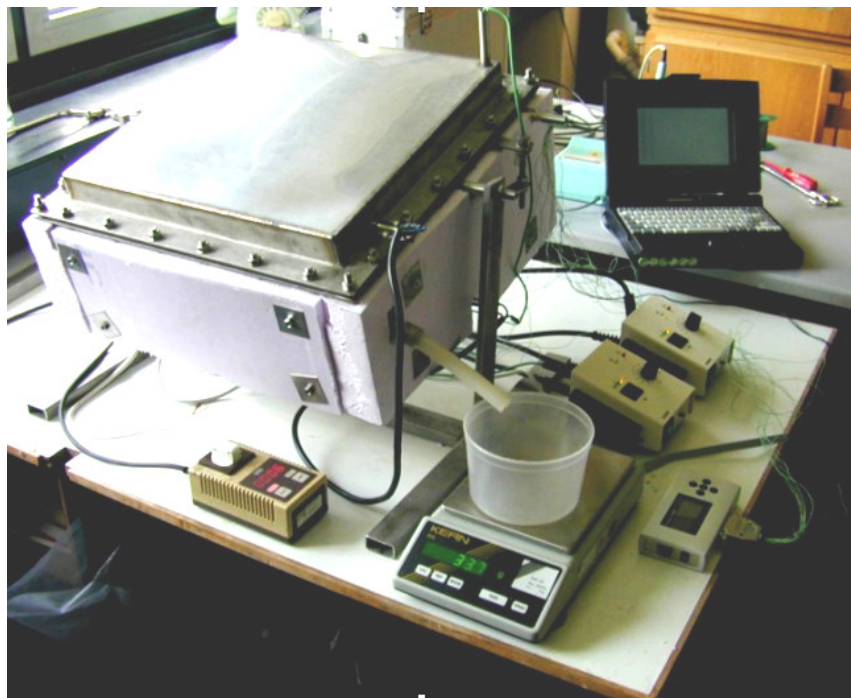


Diagramm 3-1: Der theor. GOR-Wert in Abhängigkeit von der Stufenzahl und dem Stufenwirkungsgrad

In Diagramm 3-1 kann man erkennen, dass sich der GOR Wert bei hohen Stufenzahlen asymptotisch einem Wert nähert. Beispielsweise bringt bei einem Stufenwirkungsgrad von 80 % eine Verdopplung der Stufenzahl von 6 auf 12 Stufen eine verhältnismäßig geringe Erhöhung des GOR-Wertes von 3 auf 3,8.

Vergleicht man den theoretisch erreichbaren Rückgewinnungsgrad mit den bisher experimentell erreichten Werten (s. Tabelle 3-2), so wird eine große Diskrepanz zwischen Theorie und Praxis deutlich. Bei genauerem Verständnis der Verlustmechanismen und deren Optimierung kann das Prinzip der Multi-Effekt Destille noch ein großes Potenzial in sich bergen. In den folgenden Kapiteln sollen die zwischen den Stufen ablaufenden Prozesse beleuchtet und die Einflussfaktoren so weit möglich quantifiziert werden.

Die thermische Trägheit des Wasserkissens hält über eine gewisse Zeit eine Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer aufrecht. Bei gleichzeitig konstant gehaltener Verdampfertemperatur erwärmt sich das Wasserkissen über dem Kondensator. Misst man die Destillationsrate während der Erwärmung, so erhält man bei einer bestimmten Verdampfer-temperatur die Abhängigkeit der Destillatrate von der Temperaturdifferenz. Die Erwärmung des Kondensators erfolgt so langsam, dass quasistationäre Zustände vorliegen. Der mittlere Abstand zwischen Verdampfer und Kondensator kann über den Wasserstand zwischen 7 und 15 cm eingestellt werden. Die Destillationskammer ist drehbar gelagert, so dass sich der Neigungswinkel des Kondensators zwischen 0° und 30° variieren lässt. Zur Untersuchung des Verhaltens verschiedener Kondensatormaterialien kann das geklemmte Kondensatorblech ausgetauscht werden.



**Abb. 4-2: Versuchsstand zur Bestimmung der Destillationsrate in
Abhängigkeit verschiedener Parameter**

Die Verdampfer- und die Kondensatoroberfläche sind jeweils mit vier Temperaturfühlern versehen. Es handelt sich dabei um NiCr-Ni-Thermoelemente (Typ-K) mit einem Durchmesser von 0,5 mm. Durch den geringen Durchmesser ist die Temperaturmessung örtlich gut definiert und mit einer sehr geringen thermischen Trägheit verbunden. Die Sensoren sind am Kondensator angeklebt und am Verdampfer auf der Wasseroberfläche mit Hilfe von Silikon-schaum-Schwimmern (3 cm x 3 cm) 1-2 mm unter der Wasseroberfläche positioniert. Die Sensoren an der Wasseroberfläche messen damit eine Temperatur, die jedoch den von Ward [62] gemessenen Temperaturabfall in der Grenzschicht nicht berücksichtigt kann (s. Kap. 5.6 und Abb. 5-7). Zudem ist mit einem geringfügigen Einfluss der isolierenden Wirkung der seitlich angebrachten Silikon-schaum-Schwimmer zu rechnen. Die Temperaturen werden über einen Datenlogger sekundlich aufgezeichnet und alle 30 Sekunden als Mittelwerte abgespei-

chert. Das Destillat wird über eine Rinne an der Unterkante des Kondensators gesammelt und außerhalb der Destille mit einer digitalen Waage gemessen. Das Nachfüllen der verdampften Wassermenge erfolgt manuell.

4.2 Versuchsdurchführung

Die Charakteristik des Stoffdurchgangs wird durch ein Kennfeld beschrieben, in dem die Destillatrate in Abhängigkeit von der Verdampfertemperatur und der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator dargestellt wird. Es werden Kennfelder bei verschiedenen Neigungswinkeln des Kondensators von 17° , 14° , 10° und 7° und Kammerhöhen zwischen 14 cm bzw. 10 cm erstellt. Weitere Versuche gelten dem Einfluss des Salzgehalts sowie den Flächenverhältnissen von Kondensator- zu Verdampferfläche. Während die Verdampfertemperatur konstant gehalten wird, erwärmt sich das Wasserkissen über dem Kondensator langsam. Die Destillatproduktion wird während der Erwärmung in Intervallen von 5 Minuten über die Messausgabe der Waage und einen PC aufgezeichnet. Eine typische Messreihe zeigt Diagramm 4-1. Hier wurde die Verdampfertemperatur konstant auf ca. 90°C gehalten. Mit dem einfachen Zwei-Punkt-Regler treten am Verdampfer Temperaturschwankungen bis zu 1 K auf. Während des Versuchs verringert sich die Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer, bis sich beide Temperaturen nach fast 2 Stunden angleichen. Der maximale Temperaturanstieg des Kondensators beträgt zu Beginn der Messreihe 2 K/min. Da der Temperaturanstieg am Kondensator vor allem von der übertragenen Kondensationswärme abhängt, ist er bei niedrigen Verdampfertemperaturen oder kleinen Temperaturdifferenzen aufgrund der geringeren Destillationsrate um ein Vielfaches geringer. Es kann von einem quasistationären Zustand ausgegangen werden.

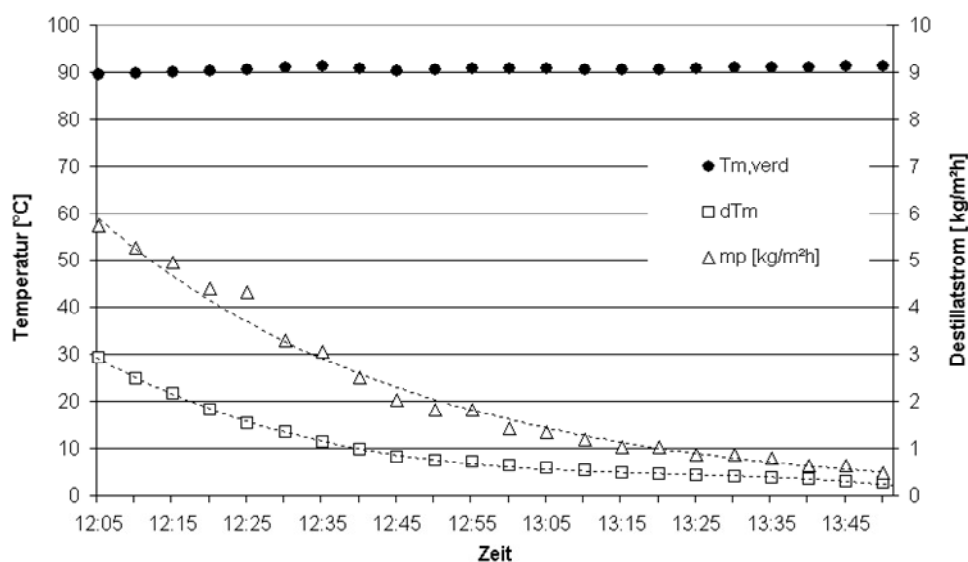


Diagramm 4-1: Zeitlicher Verlauf der Destillatproduktion, der Verdampfertemperatur und der Temperaturdifferenz bei 14° Kondensator-Neigungswinkel.

In Schritten von 10 K werden die Messungen bei Verdampfertemperaturen von 50°C bis 90°C und eine Messung bei 95°C wiederholt. Die Messreihen sind in einer dreidimensionalen

Darstellung zusammengefasst. Diagramm 4-2 zeigt das Ergebnis für Süßwasser, einen Kondensatorwinkel von 17° und einen mittleren Abstand von 14 cm. Man sieht deutlich den überproportionalen Anstieg der Produktion bei Verdampfungstemperaturen oberhalb von 80°C , während die Temperaturdifferenz über dem Arbeitsbereich näherungsweise linear eingeht. Quantitativ lässt sich die 2-dimensionale Darstellung in Diagramm 4-3 besser auswerten.

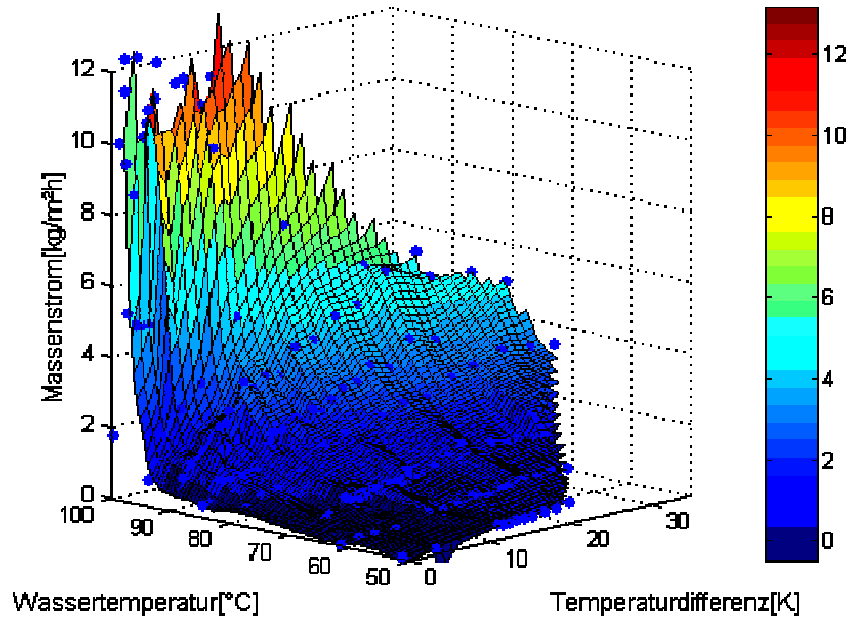


Diagramm 4-2: 3D-Kennfeld: 17° Neigungswinkel, 14 cm Abstand, Süßwasser.
Die blauen Kreise markieren Messwerte.

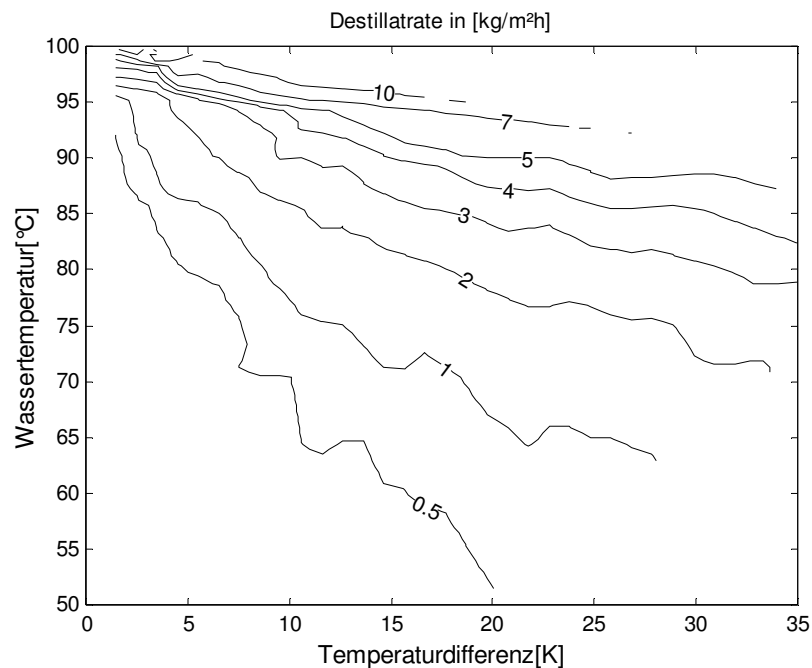


Diagramm 4-3: 2-D Kennfeld: 17° Neigungswinkel, 14 cm Abstand, Süßwasser

Die gemessenen Destillationsraten bei Verdampfertemperaturen oberhalb von 95°C und Verdampfungsraten von mehr als 8 kg/m²h sind jedoch mit Vorsicht zu betrachten. Hier steigt die Wärmestromdichte am Heizstab auf Werte oberhalb von 100 kW/m². Hier muss demnach mit Blasensieden gerechnet werden (s. Diagramm 5-23). Die entstehenden Dampfblasen vergrößern die effektive Oberfläche und erhöhen damit die Destillationsrate. Im Diagramm ist ein sprunghafter Anstieg auf bis zu 12 kg/m²h zu erkennen. Auch kann Blasensieden dazu führen, dass Tropfen aus dem Verdampferbecken an den Kondensator spritzen und so zu einer verfälschten Messung führen.

Die Ergebnisse wurden mit Messwerten von Adhikari [17, 18] verglichen. Adhikari verwendete in seinen Messungen eine Destillationskammer mit ähnlicher Verdampferfläche (0,16 m²) jedoch unterschiedlicher Geometrie. Auf Grundlage seiner Messungen erstellte er ein Modell für den Stofftransport (s. Kap. 5.4.2). Diagramm 4-4 zeigt einen Vergleich der Produktionsrate über der Verdampfertemperatur nach eigenen und Adhikaris Messungen. Um einen Vergleich zu ermöglichen, wurden dabei Messwerte ausgewählt, die sich auf eine Temperaturdifferenz von 15 K zwischen Verdampfer und Kondensator beziehen. Trotz der unterschiedlichen Geometrie zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden Messreihen.

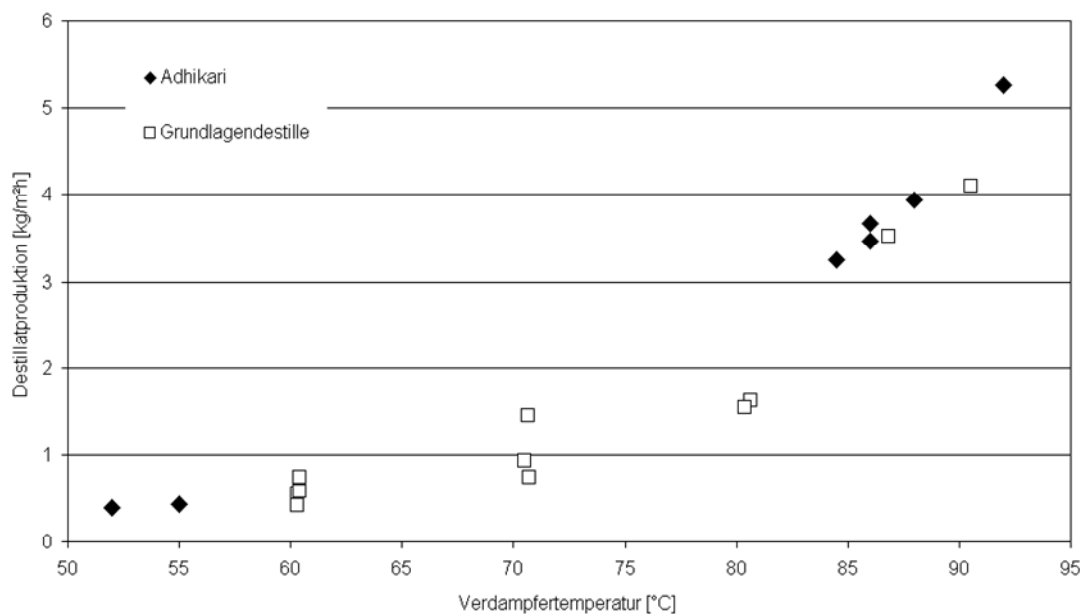


Diagramm 4-4: Vergleich der Produktionsrate in Abhängigkeit von der Verdampfertemperatur nach Messungen von Adhikari [17, 18] und eigenen Messungen (dT=15K)

4.3 Messgenauigkeit

Zur Abschätzung der Einflussgrößen wurden Experimente mit Variation des Neigungswinkels, der Kammerhöhe, des Salzgehalts und der Flächenverhältnisse durchgeführt. Es hat sich gezeigt, dass aufgrund der starken schwankenden Produktionsrate eine quantitative Bestimmung des Einflusses der Parameter schwierig ist. Kontrollmessungen haben gezeigt, dass die Ergebnisse selbst unter absolut konstanten Bedingungen variieren können. Der unstetige

Verlauf der Kennfelder ist in hohem Maße durch schubweise auftretende Destillatströme begründet (s. Diagramm 4-5). Besonders deutlich sind die Schwankungen im Kennfeld bei niedrigen Produktionsraten. Gleichmäßigere Verläufe sind zu erwarten, wenn die Versuchsdauer verlängert oder die Destillationsanlage vergrößert wird, so dass Schwankungen im Mittel weniger ins Gewicht fallen. Porta-Gandara und Fernandez-Zayas [49] beobachteten mit ihrem Verfahren zur Sichtbarmachung der Gasströmung, dass ein Großteil der Kondensation an den Stellen des Kondensators stattfindet, die unmittelbar von der Konvektionswalze berührt werden. Die teilweise ungeordneten und von der Geometrie abhängigen Strömungsverhältnisse spielen für die Destillatproduktion eine übergeordnete Rolle. Auch treten sporadisch Mischformen von Tropfen- und Filmkondensation auf, die die Rücktropfverluste beeinflussen. Ähnlich schwierig ist die Temperaturmessung an den Oberflächen. Abhängig von den Strömungsverhältnissen in der Wasserschicht und im Gasraum ergeben sich stark unterschiedliche Oberflächentemperaturen (s. Abb. 6-2). So wurden an der Wasseroberfläche Temperaturdifferenzen von bis zu 5-15 K gemessen. Eine zufriedenstellende Messung kann hier nur durch eine große Anzahl an Sensoren erreicht werden.

4.4 Rücktropfverluste

Die übereinander angeordnete Bauweise von Verdampfer- und Kondensatorflächen kommt dem natürlichen Wärmestrom durch die Anlage, der Wasserführung und einer einfachen Bauweise entgegen. Ein wesentlicher Nachteil besteht jedoch darin, dass sich das Kondensat an der Unterseite des beinahe horizontalen Kondensators bildet. Das Kondensat wird nur durch Adhäsions-Kräfte vom Rücktropfen in die Verdampferwanne abgehalten. Die Rücktropfverluste haben zwar keinen direkten Einfluss auf den Wärmeübergang, können aber die Destillatausbeute stark verringern. Messungen, die durchgeführt wurden, um den Stoffübergang zu beschreiben, müssen deshalb mit den nicht einbezogenen Rücktropfverlusten korrigiert werden, um die realen Zusammenhänge zu beschreiben.

4.4.1 Physikalische Grundlagen

Wird ein Flüssigkeitstropfen mit einer Feststoffoberfläche in Kontakt gebracht, so können folgende Situationen unterschieden werden:

- Der Tropfen zerfließt, d.h. er breitet sich auf der Oberfläche aus und ist nicht mehr zu erkennen. Dieses Verhalten wird auch als Spreiten bezeichnet und ist charakteristisch für eine ideale Benetzung.
- Der Tropfen verbreitert sich, bleibt aber als Tropfen noch zu erkennen, was charakteristisch für eine normale Benetzung ist.
- Der Tropfen bleibt als solcher erhalten oder perlt von der Oberfläche ab. In diesem Falle findet keine Benetzung statt.

Ein derartiges Verhalten an Kontaktbereichen zwischen festen, flüssigen und gasförmigen Stoffen wird durch sogenannte Grenzflächeneffekte hervorgerufen. Bei der Benetzung von

Festkörpern mit Flüssigkeiten spielt das Zusammenwirken von Kohäsion und Adhäsion und deren Vektorsumme, als resultierende Kraft eine Rolle. Dadurch bildet sich zwischen Grenzfläche des Körpers und Tangentialebene der Flüssigkeit ein Randwinkel α . Dieses Phänomen wird mit der Young'schen Gleichung beschrieben [33].

$$\cos(\alpha) = \frac{\sigma_{13} - \sigma_{12}}{\sigma_{23}} \quad (4.1)$$

α : Randwinkel

σ_{12} : Grenzflächenspannung zwischen Festkörper – Flüssigkeit

σ_{13} : Grenzflächenspannung zwischen Festkörper - Gas = Oberflächenspannung Festkörper

σ_{23} : Grenzflächenspannung zwischen Flüssigkeit - Gas = Oberflächenspannung Flüssigkeit

Benetzung liegt dann vor, wenn der Kontaktwinkel zwischen einer Flüssigkeit und einem Feststoff $< 45^\circ$ beträgt oder gegen 0° geht, so dass die Flüssigkeit auf der Feststoffoberfläche spreitet. Hydrophile Oberflächen haben gegenüber Wasser einen Kontaktwinkel, der kleiner als 90° ist. Hydrophile Stoffe sind entweder Salze (Ionenverbindungen) oder polare Substanzen, die sich im polaren Wasser lösen. Es findet gar keine Benetzung statt, wenn der Kontaktwinkel 90° - 180° beträgt. Die Benetzungsformen sind schematisch in Abb. 4-3 dargestellt.

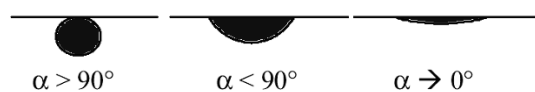


Abb. 4-3: Benetzungsformen

Das Kräftegleichgewicht zwischen Gewichtskraft des Tropfens und den Haftkräften wird durch das Kondensatormaterial und dessen Beschaffenheit sowie die Temperatur bestimmt. Die Gewichtskraft des Tropfens steht im Gleichgewicht zur Kohäsion und Adhäsion. Je kleiner die Flüssigkeitsmenge des Tropfens ist, desto mehr überwiegt die Kohäsion. Sie beschreibt den Zusammenhalt der Moleküle einer Substanz. Die Adhäsion sorgt für die Haftung am Kondensator. Zur Adhäsion gibt es viele Theorien. Die Erscheinungsformen der Adhäsion sind so vielfältig und komplex, dass keines der folgenden Modelle allein betrachtet und zur Erklärung herangezogen werden kann. Vielmehr treten die einzelnen Phänomene in Abhängigkeit vom Stoffsystem mehr oder weniger gemeinsam auf. Die wichtigsten Theorien der Adhäsion sind:

- Polarisierungstheorie
- Elektrostatische Adhäsionstheorie
- Diffusionstheorie
- Thermodynamische Theorie der Adhäsion
- Theorie der chemischen Bindungen bei Adhäsion

Die Diffusionstheorie (Kettenmoleküle oder Molekülsegmente diffundieren in beide Richtungen) und die chemische Bindung (Ionen- und Elektronenpaarbindung, kovalente und metallische Bindungen) können für Wasser an metallischen Kondensatoren ausgeschlossen werden. Die Polarisierungstheorie bezieht sich auf die Dipolwechselwirkung und auf die Wasserstoffbrückenbindung. Herrscht in einem Molekül ein permanentes Dipolmoment, so induziert es in seinem Nachbarmolekül ein entgegengesetztes Moment, abhängig von der Polarisierbarkeit der Substanz. Die daraus resultierende Kraft bezeichnet man als Dipolkraft. Bei stark polaren Substanzen wirkt die Wasserstoffbrückenbindung. Ein Proton kann ähnlich wie ein Elektron zwischen Nachbarmolekülen ausgetauscht werden. Es entsteht ein Gleichgewicht zwischen dem molekularen und dem ionischen Zustand. Die elektrostatische Adhäsionstheorie basiert auf den zwischenmolekularen Kräften in der Grenzflächenschicht. Diese intermolekularen Wechselwirkungen finden ihre Erklärung in der Quantenchemie. Auch Moleküle ohne permanentes Dipolmoment üben Kräfte aufeinander aus, Van-der-Waals-Kräfte genannt. Sie entstehen durch temporäre Dipolmomente, die durch die Bewegung der Elektronen in den Molekülen hervorgerufen werden. Der zeitliche Mittelwert dieser Kraft ist allerdings Null. Wasser ist ein starker Dipol. In Verbindung mit Glas (SiO_2) als Kondensator zieht ein Wasserdipol freie Elektronen des Sauerstoffs in der Siliziumverbindung an und induziert damit einen Dipol. Damit entsteht eine Dipol-Dipol Bindung. Der Randwinkel zwischen Wasser und Glas liegt bei 5° . Da Metalle viele bewegliche Elektronen enthalten, kann in einem Metallkondensator kein Dipol induziert werden, jedoch in den, bei den meisten Metallen auftretenden Oberflächen-Oxidschichten. Als Adhäsionskräfte wirken vor allem Van-der-Waals Kräfte. Der Randwinkel von Wasser in Kontakt mit Edelstahl liegt bei 30° . Während die Kräfte bei einer Dipol-Dipol-Bindung umgekehrt proportional zur dritten Potenz des Abstands sind, ist die Van-der-Waals Bindung nur noch umgekehrt proportional zur sechsten Potenz und damit um Größenordnungen schwächer. Damit lässt sich, neben anderen Bedingungen wie z.B. der Rauigkeit, die bessere Haftung von Tropfen an Glas im Vergleich zu Metall erklären. Neben den chemisch-physikalischen Randbedingungen, die das Benetzungsverhalten des Destillats am Kondensator bestimmen, werden die Rücktropfverluste zusätzlich durch folgende Faktoren beeinflusst:

1. Die Adhäsionskraft ist abhängig von der Größe der Oberfläche und der Oberflächenspannung. Eine raue Oberfläche besitzt mehr effektive Oberfläche und erhöht damit die Adhäsionskraft.
2. Die Oberflächenspannung von Wasser nimmt aufgrund der zunehmenden Bewegung der Moleküle mit zunehmender Temperatur ab. Die Adhäsionskraft sinkt damit proportional zur Oberflächenspannung zwischen 50°C und 100°C um 20 % (s. A 5.12).
3. Der Neigungswinkel des Kondensators beeinflusst das Ablaufverhalten der Destillattropfen. Ist die Neigung des Kondensators gering, so ist die Verweilzeit der Tropfen am Kondensator groß, da eine bestimmte Gewichtskraft für das Abrollen der Tropfen erreicht werden muss. Damit steigt die Wahrscheinlichkeit, dass beim Ablaufen zwei Tropfen verschmelzen, die Gewichtskraft die Adhäsionskraft übersteigt und die Tropfen in den Verdampfer zurückfallen. Ist der Neigungswinkel des Kondensators groß, so laufen die

Tropfen früher ab. Die Tropfen sind somit kleiner und die Wahrscheinlichkeit sinkt, dass verschmolzene Tropfen die kritische Masse überschreiten.

4. Auch die Kondensatorbreite beeinflusst das Rücktropfverhalten durch den Ablaufweg. Je breiter der Kondensator ist, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit eines Tropfens, auf dem längeren Weg zur Sammelrinne mit weiteren Tropfen zu kollidieren und abzutropfen.
5. Die Rücktropfverluste sind von der Kondensationsform abhängig. Bei niedrigen Kondensationsraten und/oder niedrigen Kondensatortemperaturen geht die Tendenz zu größeren Tropfen. Zum einen ist dies durch die höhere Oberflächenspannung bei niedrigeren Temperaturen begründet, zum anderen können sich die Tropfen aufgrund der geringeren Benetzung ihrer Umgebung länger halten. Bei hohen Destillationsraten kommt es dagegen zur Filmkondensation. Das heißt, dass sich keine einzelnen Tropfen bilden, sondern dass die einzelnen Kondensationskeime miteinander verschmelzen. Die Filmkondensation wird durch eine raue Oberfläche begünstigt, da diese ein Spreiten der Destillattropfen hervorruft. Bei der Filmkondensation kann man davon ausgehen, dass keine Rücktropfverluste mehr entstehen. Abb. 4-4 und Abb. 4-5 zeigen die beiden Kondensationsarten in einer mehrstufigen Destille an einem aufgerauten Edelstahlkondensator mit 12° Neigung. Oft treten auch Mischformen mit stellenweiser Filmkondensation auf.



Abb. 4-4: Tropfenkondensation an Beckenunterseite Abb. 4-5: Filmkondensation an Beckenunterseite

In der Summe sind die Einflussfaktoren auf die Rücktropfverluste so vielfältig und vom Zufall abhängig (Strömungsformen im Gasraum, Mischformen von Tropfen- und Filmkondensation, Oberflächenbeschaffenheit), dass die Erstellung eines physikalischen Modells den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde. Gestützt auf experimentelle Daten konnte jedoch ein empirisches Modell erstellt werden, das im folgenden Kapitel beschrieben werden soll.

4.4.2 Quantitative Bestimmung der Rücktropfverluste

Die Rücktropfverluste sind aufgrund der unzugänglichen, geschlossenen und isolierten Bauweise der Destillationskammer nur schwer quantitativ zu ermitteln. Für den Grundlagenversuch wird eine Methode verwendet, in der die Produktionsraten bei unterschiedlichen Neigungswinkeln des Kondensators verglichen werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die stichprobenartige Messung durch einen Tropfenfang oder das Zählen abfallender Tropfen in einem bestimmten Zeitraum durch ein Sichtfenster dar.

Ein weiteres Verfahren stellt die Energieanalyse dar. Da die elektrische Heizenergie sehr genau messbar ist, lässt sich bei Kenntnis der Verlustwärmeströme berechnen, wieviel Destillat zu erwarten wäre. Dieses Verfahren hat sich jedoch aufgrund der nur ungenau bestimmbaren konvektiven Wärmeströme nicht bewährt.

A. Scholz [48] verglich die Produktion einer einfachen Gewächshausdestille bei Neigungswinkeln von 10° , $15,5^\circ$ und 20° . Der gemessene Unterschied betrug $\pm 0,2\%$. Es handelte sich jedoch um einen Kondensator aus Glas mit einer Fläche von $0,12\text{ m}^2$. Bei Untersuchungen von noch flacheren Winkeln stellte M. Razen [3] fest, dass die Produktionsrate eines um $3,5^\circ$ geneigten Glaskondensators gegenüber der eines um 7° geneigten um mehr als 20% verringert war. Das Benetzungsverhalten von Wasser auf Glas ist jedoch aufgrund der Dipol-Dipol-Bindungen und der unterschiedlichen Rauigkeit der Oberflächen nicht direkt mit dem eines Metallkondensators vergleichbar.

Um die Rücktropfverluste quantitativ zu erfassen wird die Abhängigkeit der Produktionsrate von der Kondensatorneigung für Winkel von 17° , 14° , 10° und 7° bestimmt. Nach der in Kap. 4.2 beschriebenen Methode wird dazu mit jeder Winkeleinstellung das gesamte Kennfeld durchfahren. Der Einfluss des flachen 7° Winkels zeigt sich in schubweisen Destillatströmen. Da die Neigung gering ist, kleben die Tropfen lange am Kondensatorblech. Erst wenn ein Tropfen in Bewegung gerät, reißt er andere mit. Dieser Lawineneffekt ist in Diagramm 4-5 zu sehen. Im Schnitt kommt es ca. alle 7 min zu einer Ablösung. Mit steilerem Kondensatorwinkel und größerer Produktionsrate nimmt dieser Effekt stetig ab. Die schubweisen Destillatströme bei geringen Neigungswinkeln und/oder niedrigen Temperaturen haben Unregelmäßigkeiten in den Kennfeldern zur Folge, die durch Mittelwertbildung ausgeglichen werden können.

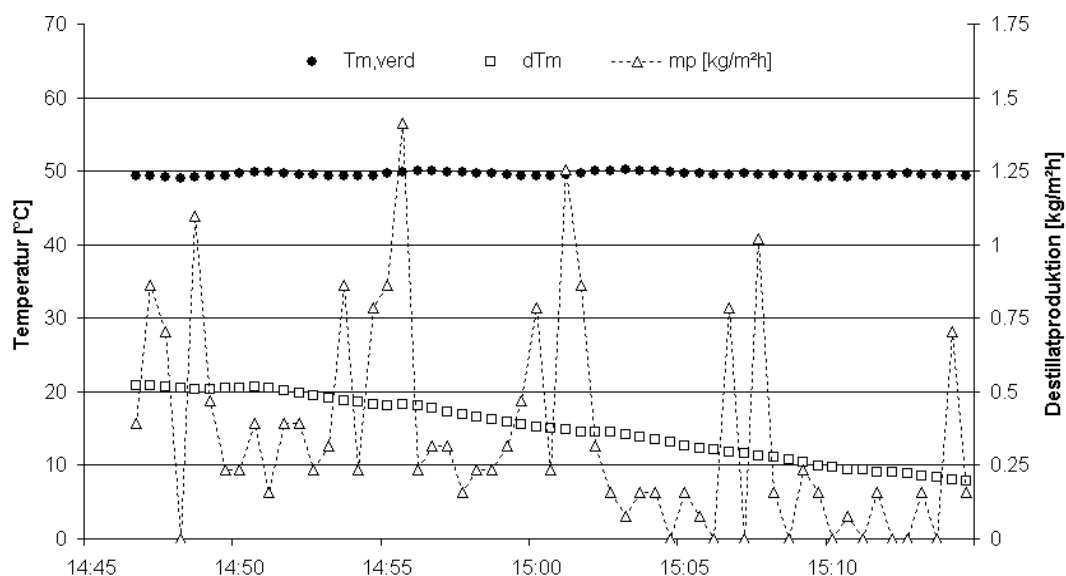
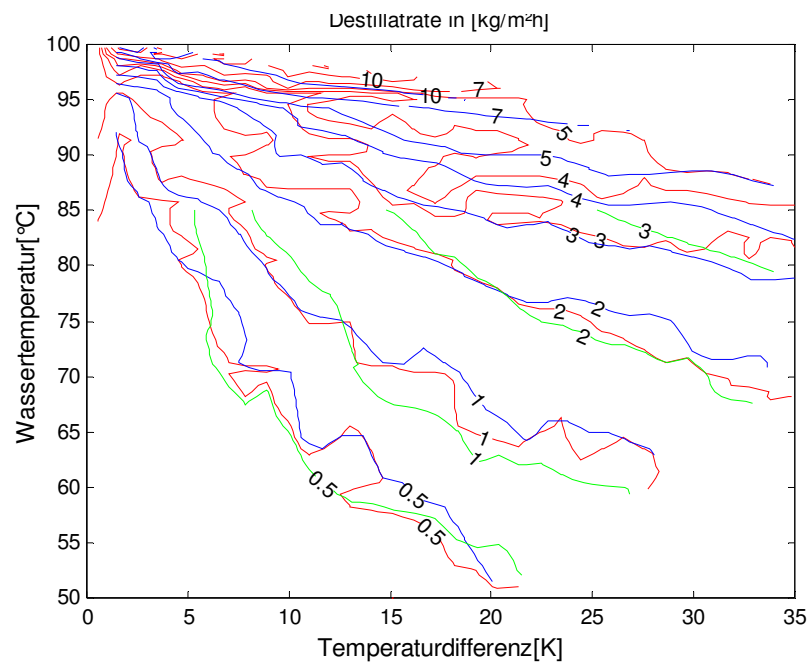


Diagramm 4-5: Destillatproduktion, Verdampfertemperatur und Temperaturdifferenz über die Zeit (7° Neigungswinkel)

Diagramm 4-6 zeigt einen Vergleich der Kennfelder für Winkel von 17° und 7° mit dem Mittelwert aller Winkel. Aufgrund der starken Schwankungen in den Kennfeldern ist eine Winkelabhängigkeit nicht klar nachweisbar.

Eine Untersuchung des Winkeinflusses mit einem schmaleren Kondensator ergibt jedoch ein klareres Bild der Winkelabhängigkeit da hier der Einfluss des langen Ablaufwegs der Tropfen verringert ist. Dazu wurde wiederum die Experimentaldestille mit einstellbaren Winkeln nach Kap. 4.1 verwendet. Der Kondensator wurde auf einen nur 10 cm breiten Streifen reduziert. Die Breite von 10 cm entspricht dem Ablaufweg der später verwendeten Entsalzungswannen (s. Kap. 11). Pro Messzyklus wurde die Wassertemperatur im Verdampfer von 20°C innerhalb von 4 Stunden auf 100°C angehoben. Während der Aufheizphase wurde die Destillatmenge aufgezeichnet. Dieser Vorgang wurde für Winkel von 0° bis 30° zum Teil mehrfach wiederholt um Produktionsschwankungen bei geringen Neigungswinkeln ausmitteln zu können. Bei der Auswertung wurden die Messreihen für jeden Winkel nach hoher und niedriger Produktionsrate sortiert.



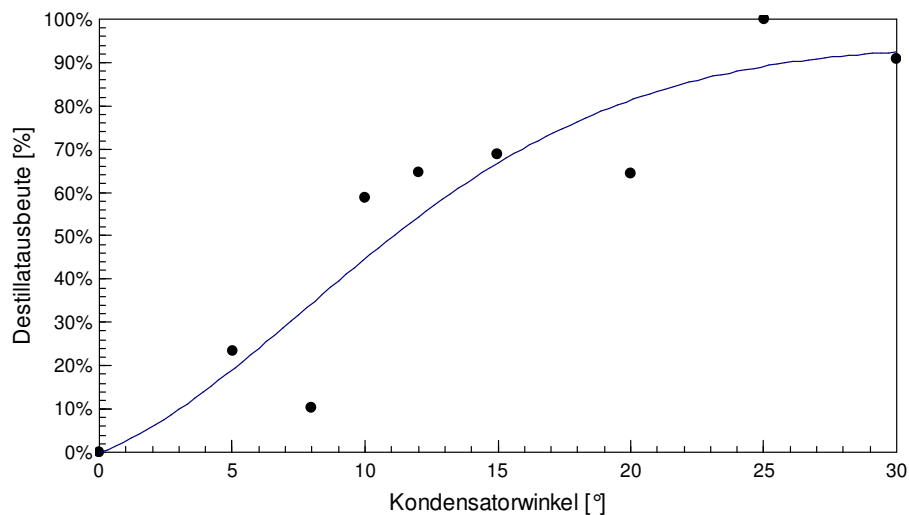
**Diagramm 4-6: Mittelwert der Kennfelder aller Winkel (rot),
Kennfeld für 7° (grün), Kennfeld für 17° (blau).**

Während sich der Bereich mit niedriger Produktionsrate auf mittlere Verdampfertemperaturen von ca. 50°C und eine Produktionsrate von $1,5\text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ bezieht, liegt der Bereich der hohen Produktionsrate bei mittleren Verdampfertemperaturen von ca. 85°C bei ca. $6\text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$. Die relative Destillatausbeute wird aus dem Verhältnis des gemessenen Destillatstroms zum maximal gemessenen Destillatstrom bei größter Kondensatorneigung gebildet. Es wird dabei angenommen, dass die Rücktropfverluste bei 30° Neigung vernachlässigbar sind und die Destillatausbeute 100 % entspricht.

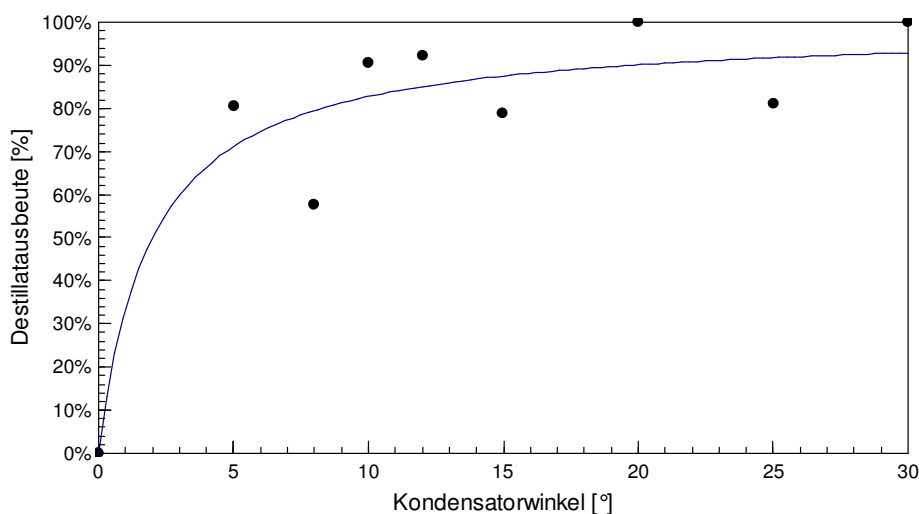
Diagramm 4-7 und Diagramm 4-8 zeigen die Destillatausbeute bei niedrigen und hohen Produktionsraten in Abhängigkeit vom Neigungswinkel des Kondensators. Es zeigt sich, dass

die Destillatausbeute bei niedrigen Produktionsraten relativ stetig mit dem Neigungswinkel zunimmt, während bei hohen Produktionsraten die Destillatausbeute schon ab 10° asymptotisch gegen 90 % geht. Hier würde auch mit einer weiteren Neigung des Kondensators die Destillatausbeute kaum zu steigern sein. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei hohen Produktionsraten die relativ verlustfreie Filmkondensation und bei niedrigen Produktionsraten die verlustbehaftete Tropfenkondensation überwiegt.

Bei Vorliegen von Filmkondensation kann davon ausgegangen werden, dass die Ablauflänge des Versuchsaufbaus keine gravierende Rolle spielt. Deshalb ist auch beim ersten Experiment in Diagramm 4-6 für Neigungswinkel von 7° bis 17° keine eindeutige Winkelabhängigkeit zu erkennen. In diesem Winkelbereich variiert laut Diagramm 4-8 die Ausbeute nur um 10 %. Bei niedrigen Produktionsraten von $1,5 \text{ kg/m}^2\text{h}$ sollten sich laut Diagramm 4-7 die Produktionsraten bei 7° und 17° Neigungswinkel um ca. 30 % unterscheiden.



**Diagramm 4-7: Destillatausbeute in Abhängigkeit vom Neigungswinkel
bei einer mittleren Produktionsrate von $1,5 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$**



**Diagramm 4-8: Destillatausbeute in Abhängigkeit vom Neigungswinkel
bei einer mittleren Produktionsrate von $6 \text{ kg/m}^2\text{h}$**

Da sich jedoch bei Vorliegen von Tropfenkondensation die Wahrscheinlichkeit einer Tropfenkollision und des Abtropfens proportional mit dem Ablaufweg erhöht, fällt der vierfach längere Ablaufweg bezüglich der Rücktropfwahrscheinlichkeit mehr ins Gewicht als die Winkelabhängigkeit. Die bereits aus Diagramm 4-7 und Diagramm 4-8 ersichtliche Abhängigkeit der Rücktropfverluste von der Produktionsrate lässt sich für einzelne Kondensatorwinkel auch als Funktion über der Produktionsrate darstellen. Um einen Referenzwert zu erhalten, wird wiederum angenommen, dass die Rücktropfverluste bei 30° Neigung vernachlässigbar sind und die Destillatausbeute 100 % entspricht. Diagramm 4-9 zeigt das Ergebnis für eine Kondensatorneigung von 5°, 12° und 20°. Demnach belaufen sich die Rücktropfverluste bei niedrigen Produktionsraten von 1 kg/m²h bei 20° Neigung auf 25 % und bei 5° Neigung auf bis zu 60 %. Die Destillatausbeute verbessert sich annähernd linear mit der zunehmenden Produktionsrate. Bei hohen Produktionsraten, d.h. bei Filmkondensation gehen die Verluste winkelunabhängig auf wenige Prozent zurück.

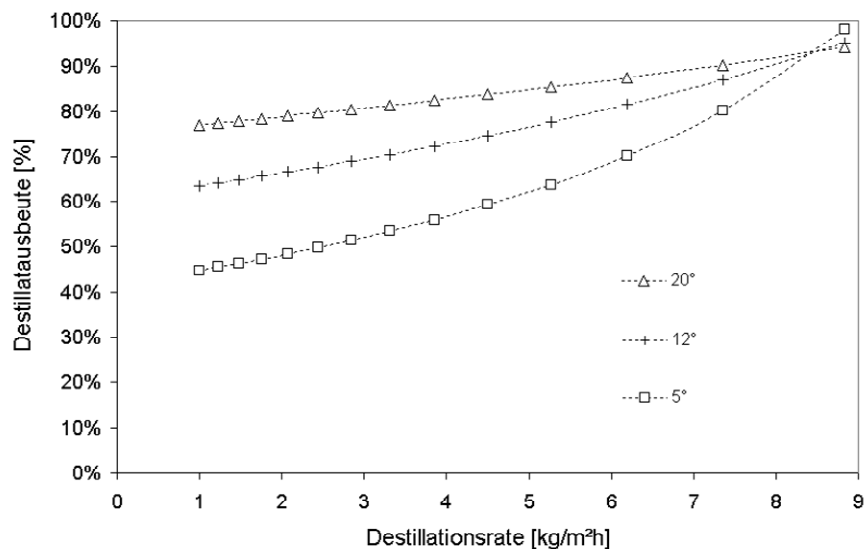


Diagramm 4-9: Destillatausbeute in Abhängigkeit von der Produktionsrate und vom Neigungswinkel bei einer Kondensatorbreite von 10 cm (Edelstahlversion)

Durch eine empirisch ermittelte Gleichung lassen sich die Rücktropfverluste η_r des Edelstahlkondensators (10 cm Breite) in Abhängigkeit von der Produktionsrate $\dot{m}_{Dest,i}$ in [kg/m²h] und vom Winkel α (0-30°) wie folgt beschreiben:

$$\eta_r = 1 / \left(0,972 + \left(0,0689 + 0,059 \cdot \dot{m}_{Dest,i} \right) \cdot \left(0,0824 + 1,655 \cdot \alpha \right) \right) \quad (4.2)$$

Diese Darstellung berücksichtigt jedoch weder den Einfluss der Länge der Ablaufstrecke noch des Kondensatormaterials, so dass für abweichende Kondensatortypen eigene Kennfelder erstellt werden müssen.

Der Einfluss der Kondensatortemperatur blieb bisher unberücksichtigt. Diese hat jedoch einen direkten Einfluss auf die Oberflächenspannung der Kondensattropfen. Bei hohen Temperaturen nimmt die Oberflächenspannung ab und die Tropfen neigen zum Spreiten. Dies begünstigt

die Ausbildung von Filmkondensation und verringert die Rücktropfverluste. Die Temperaturabhängigkeit der Rücktropfverluste wurde in einer Anlagenversion mit kapillarer Destillatableitung untersucht. Die Messungen bestätigten die Annahme, daß die Rücktropfverluste mit der Temperatur zurückgehen. Der verbesserte Anlagentyp wird in Kapitel 14.1 vorgestellt. Die Rücktropfverluste konnten hier durch die strukturierte und vergrößerte Oberfläche stark reduziert werden.

Die formelmäßige Darstellung ermöglicht es nun, die von der Produktionsrate und vom Winkel abhängigen Rücktropfverluste in dem thermodynamischen Simulationsmodell zu berücksichtigen. Auch können die Kennfelder des Stoffübergangs hinsichtlich der nicht erfassten aber übertragenen Stoffmenge korrigiert werden.

4.5 Einfluss der Rücktropfverluste auf den GOR-Wert

Der Zusammenhang zwischen Produktionsrate und Rücktropfverlusten fällt besonders bei erhöhter Stufenzahl ins Gewicht. Da die Gesamttemperaturdifferenz über der Anlage konstant bleibt, nehmen bei zunehmender Stufenzahl die Temperaturdifferenz und damit die Produktionsrate pro Stufe ab. Besonders bei kleinen Winkeln verschlechtert sich damit trotz erhöhtem Rückgewinnungsgrad die Ausbeute, da die Rücktropfverluste bei niedriger Produktionsrate stark zunehmen. Diagramm 4-10 zeigt den theoretisch erreichbaren Rückgewinnungsgrad über der Stufenanzahl bei einem Kondensatorneigungswinkel von 12° mit und ohne Einfluss der Rücktropfverluste. Die Berechnung der Rücktropfverluste wurde mit Hilfe von Gl. (4.2) durchgeführt. Es ist zu erkennen, dass der GOR-Wert schnell um bis zu 40 % abnimmt. Ein System mit 15 Stufen und 90 % Stufenwirkungsgrad erreicht so statt des theoretisch erreichbaren GOR 7 nur noch GOR 4,3. Die Rücktropfverluste stellen somit einen ausschlaggebenden Einflussfaktor dar.

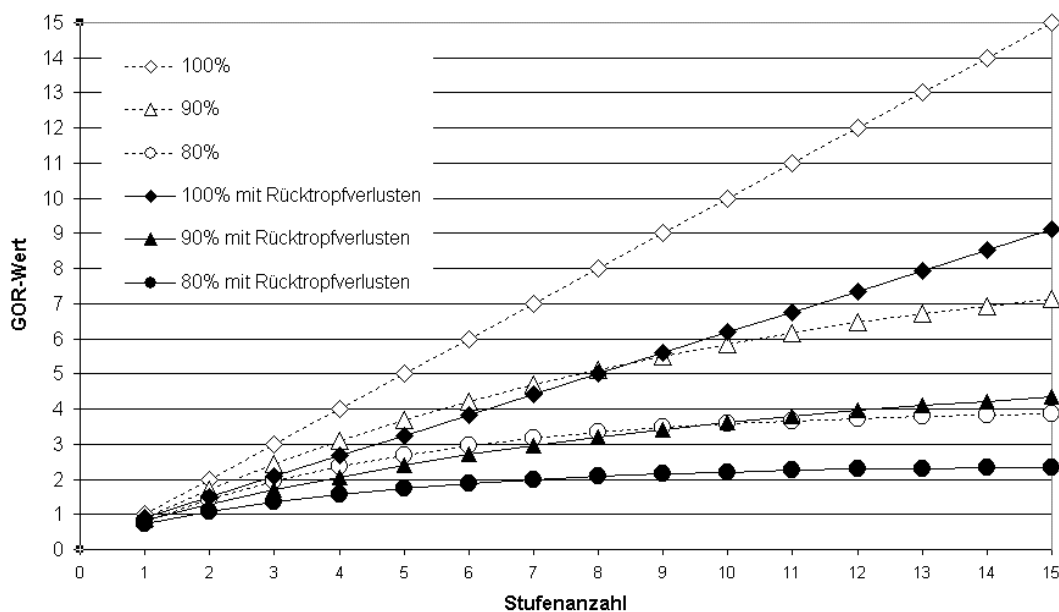


Diagramm 4-10: Theoretischer Einfluss der Rücktropfverluste auf den GOR-Wert

5 Stofftransportmodelle und eigener Ansatz

Der Stofftransport spielt in vielen Prozessen in der Natur und in technischen Anwendungen der chemischen Industrie und Verfahrenstechnik eine maßgebliche Rolle.

Aufgrund der Vielzahl von sich gegenseitig beeinflussenden Parametern und der Komplexität der entsprechenden physikalischen Mechanismen bleiben jedoch trotz intensiver Forschung noch viele Fragen zur Verdampfung und Kondensation offen. Der Vielseitigkeit der Anwendungen entsprechend, gibt es eine Vielzahl von Ansätzen zur physikalischen Beschreibung des Stoffübergangs. Experimentelle wie theoretische Betrachtungen reichen bis auf Arbeiten von Hertz im Jahr 1882 [56] zurück.

In diesem Kapitel wird ein Modell für den Stofftransport in den Destillationsstufen entwickelt. Dazu werden die Ergebnisse der verschiedenen Stofftransportmodelle mit den Messergebnissen aus Kap. 4 verglichen.

Eine gebräuchliche Methode ist die Beschreibung des Stoffübergangskoeffizienten mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten unter Verwendung der Analogie zwischen dem Stoff- und Wärmeübergang. Diese Analogie ist unter bestimmten Bedingungen auch bei feuchter Luft gegeben. Der Wärme- und Stoffübergang wird bei diesen Modellen mit Hilfe der Nusselt-Zahl beschrieben. Der Stoffübergang wird somit nur über die freie Konvektion im Gasraum begrenzt. In Kap. 5.4 wird stellvertretend für 7 halbempirische Modelle (siehe Anhang A 4) das Modell von Adhikari vorgestellt.

Andere Modelle zur Beschreibung des Stoffdurchgangs sehen den limitierenden Widerstand an den Phasengrenzen. Ein weit verbreitetes Modell basiert auf der Zweifilmtheorie. Dabei wird angenommen, dass sich beidseitig der Phasengrenzfläche Filme ausbilden, in denen, entkoppelt von der turbulenten Kernströmung, der Stofftransport allein durch Diffusion stattfindet. Je nach Dicke dieser Filme stellen diese den limitierenden Stoffübergangswiderstand dar. Als realitätsnäher werden jedoch die Penetrations- oder Oberflächenerneuerungstheorien angesehen. Hierbei findet der Stofftransport über Turbulenzballen [58] aus dem Inneren einer Phase an die Phasengrenze statt. Über die Verweildauer eines Turbulenzballens an der Oberfläche kann auch die Aufkonzentration der nichtflüchtigen Komponente an der Flüssigkeitsoberfläche berücksichtigt werden.

Ein weiteres Modell geht von einer molekularen Sichtweise aus. So basiert die Hertz-Knudsen Beziehung von 1915 auf der kinetischen Theorie der Gase [57]. Um das Zurückfallen von Wassermolekülen aus dem Gasraum in die Phasengrenze berücksichtigen zu können, wird ein Verdampfungskoeffizient eingeführt, mit dessen Hilfe eine Angleichung des Modells an empirische Ergebnisse möglich ist. Eine Erweiterung dieses Ansatzes ermöglicht die Berücksichtigung eines Kondensationskoeffizienten. Dieser gibt den Anteil der Moleküle an, die bei der Kollision mit dem Kondensator in die flüssige Phase wechseln. Kap. 5.6 soll einen kurzen Einblick in diese Theorie geben.

Bei Vorhandensein eines nicht kondensierbaren Gases entstehen beim Stoffdurchgang zusätzliche Strömungseffekte durch "einseitige Diffusion". Diese liegt dann vor, wenn eine Phasengrenze nur für einen der beiden diffundierenden Stoffe durchlässig ist. Als Randbedingung wird der Stoffmengenstrom der sogenannten inerten Komponente (Luft) durch die

undurchlässige Phasengrenze gleich Null gesetzt. Der durch den Partialdruckunterschied der inerten Komponente hervorgerufene Stoffmengenstrom wird als Stefan-Strom bezeichnet. Der Einfluss des Stefan-Stroms führt bei der Verdampfung vor allem bei hohen Partialdampfdrücken zu einem vielfach höheren Stofftransport. Gleichzeitig bremst das Vorhandensein eines Inertgaspolsters am Kondensator die Kondensationsrate. Der Einfluss des Inertgases wird in Kap. 5.7 behandelt.

Bei höheren Übergangsraten kann der Stoffstrom aber auch über den flüssigkeitsseitigen Wärmetransport limitiert sein, d.h. hinsichtlich des Wärmenachschubs, der durch die Zufuhr sensibler Wärme im Stofftransport zur Phasengrenze bestimmt ist. Die maßgebende Rolle des flüssigkeitsseitigen Widerstands wird in Kap. 6 behandelt.

5.1 Stoffwerte

Die Stoffwerte spielen für die Modellierung der Wärme-Stoffübergänge eine entscheidende Rolle. So besteht im unteren Temperaturbereich von 50°C die Gasatmosphäre fast ausschließlich aus Luft, während bei 100°C von reinem Wasserdampf auszugehen ist. Die Stoffwerte der Gasmischung ändern sich über dem Temperaturbereich dementsprechend gravierend. Die Autoren verschiedener Modelle gehen zum Teil von trockener, andere von feuchter Luft aus. Zum Teil wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte für feuchte Luft vernachlässigt. Dementsprechend klein ist der Arbeitsbereich des Modells. Im Anhang A 5 werden alle in dieser Arbeit verwendeten Stoffwerte in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Bei Stoffwerten, zu denen bezüglich gesättigter Luft keine Gleichungen in der Literatur gefunden wurden, wurde der entsprechende Stoffwert gewichtet nach den Massenanteilen von Luft und Wasserdampf berechnet.

5.2 Evaluierung der Modelle

Mit Hilfe des Programms *DATAFIT* (von Oakdale Engineering) wurde eine Regressionsanalyse der in Kap. 5.3 bis 5.8 aufgeführten Modelle zur Beschreibung des Stofftransports durchgeführt. Die Modelle beinhalten jeweils mindestens einen Parameter der von *DATAFIT* so angepasst werden kann, dass sich eine maximale Übereinstimmung von Messdaten aus Kap. 4 und dem jeweiligen Modell ergibt. Je näher das Modell den natürlichen Verhältnissen kommt, desto kleiner sind die Abweichungen zwischen dem berechneten Stofftransport und den Messwerten über dem gesamten Temperaturbereich. Die Güte des Modells wird durch die Standardabweichung, den Determinationskoeffizienten und den angepassten, multiplen Determinationskoeffizient beschrieben. Der Determinationskoeffizient R^2 ist das entscheidende Maß zur Beurteilung der Anpassungsgüte einer Regressionsgleichung. R^2 stellt damit den durch die Regressionsgleichung aufgeklärten Varianzanteil der abhängigen Variable dar. Bei $R^2 = 1$ geht die Regressionsgleichung durch alle Datenpunkte. Da die Größe von R^2 auch von der Zahl der Beobachtungen abhängt - je kleiner die Stichprobe, um so größer R^2 - wird in dem von *DATAFIT* ausgegebenem "angepassten R^2 " die Verzerrung durch die Stichprobengröße relativiert. In den vorliegenden Untersuchungen ist der Unterschied jedoch aufgrund der großen Datenmenge nicht relevant.

5.3 Einfache Verdunstung

Die gängigste Berechnungsmethode von Verdunstung bei niedrigen Partialdampfdrücken zeigt Gl.(5.1). Analog zur Temperaturdifferenz in der Wärmeübertragung stellt die Differenz des Partialdampfdrucks den Antrieb beim Stofftransport dar. Analog zu der Wärmeleitung wird der Stofftransport über den Transportwiderstand bestimmt, der sich aus dem Quotienten von Diffusionskoeffizient D und Diffusionsweg dx ergibt:

$$\dot{m} = \frac{D_{D,L}}{R_D \cdot T} \cdot \frac{dp_D}{dx} \quad (5.1)$$

Der veränderliche Parameter dx gibt die Dicke der laminaren Grenzschicht an, in der der Stofftransport nur über Diffusion stattfindet. Der Parameter dx wird von *DATAFIT* so lange variiert, bis die beste Übereinstimmung von Messdaten und Modell gefunden ist. In diesem Fall ist das Ergebnis für $dx = 12$ mm, dabei wurde jedoch der berücksichtigte Bereich auf Verdampfertemperaturen unter 70°C eingeschränkt. Der Determinationskoeffizient beträgt $R^2 = 0,4646$. Diagramm 5-1 zeigt das Ergebnis dieses Ansatzes im Kennfeld. Die berechnete Destillatproduktion ist in Abhängigkeit von Verdampfertemperatur und Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator dargestellt. Die experimentellen Werte sind in Diagramm 5-1 mit positiver (blau) oder negativer Abweichung (rot) vom berechneten Kennfeld dargestellt. Man erkennt, dass der Ansatz dem starken Produktionszuwachs bei Verdampfertemperaturen oberhalb von 70°C nicht folgen kann. Bis 70°C Verdampfertemperatur ist eine gute Übereinstimmung zwischen Messwerten und Modell gegeben. Wie der Determinationskoeffizient zeigt, können mit diesem Ansatz nur ca. 50 % der gesamten Messwerte – jene unterhalb von 70°C – erklärt werden. Bei Verwendung eines temperaturabhängigen Diffusionskoeffizienten nach Kap. A 5.5 verbessert sich das Ergebnis leicht mit $R^2 = 0,53$.

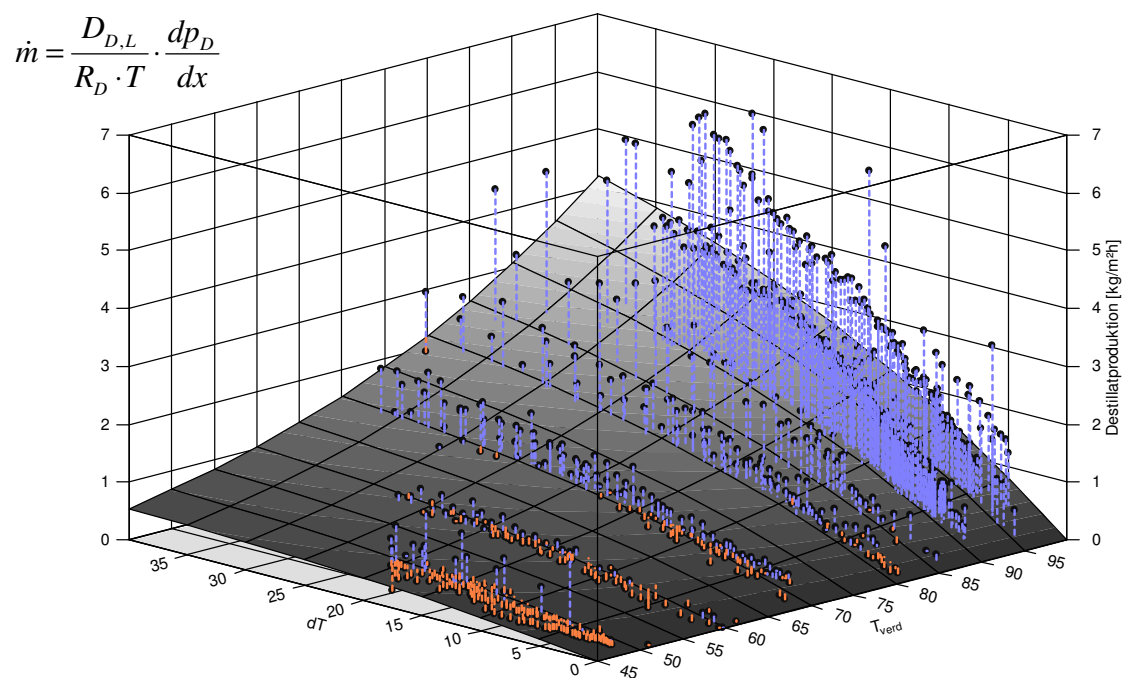


Diagramm 5-1: Modell der einfachen Verdunstung

5.4 Analogie von Wärme- und Stoffübertragung

Die Grundlagen der Stoff- und Wärmeübertragung sind sehr ähnlich. Beiden Übertragungsarten liegt die thermische Bewegung der Moleküle als Antriebskraft zugrunde. Unter bestimmten Voraussetzungen (Lewis-Zahl $Le = 1$) kann von einer Ähnlichkeit von Temperatur- und Konzentrationsfeld ausgegangen werden, so dass beide Transportprozesse analog behandelt werden können. In einer Literaturrecherche konnten 7 Modelle für den Stoffübergang in Solardestillen ermittelt werden, die auf dieser Annahme beruhen. Diese Modelle sind im Einzelnen im Anhang A 4 dargestellt. Die Modelle wurden meist halbempirisch aus experimentellen Untersuchungen entwickelt. Die verschiedenen Stoffübergangsmodelle unterscheiden sich vor allem durch den Grad der Vereinfachung bei gleichzeitig eingeschränkten Randbedingungen. Alle Modelle sehen jedoch die konvektive Gasbewegung als bestimmenden Transportwiderstand des Stoffdurchgangs. Der Stoffübergangskoeffizient wird mit Hilfe des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben. Man bezeichnet die für die freie Konvektion wichtige Ähnlichkeitskenngröße als Grashof-Zahl Gr . Sie stellt das Verhältnis von Auftriebskraft zu Viskositätskraft dar. Im Gegensatz zum Wärmetransport wird beim konvektiven Stofftransport der Dichteunterschied jedoch nicht nur durch den Temperaturunterschied zwischen Verdampfer- und Kondensatoroberfläche, sondern auch durch den Wassergehalt der Luft hervorgerufen. In den meisten Ansätzen wird dem Einfluss der Luftfeuchte mit Hilfe einer veränderten Grashof-Zahl Gr' Rechnung getragen. Im Folgenden soll kurz auf die freie Konvektion und die modifizierte Grashof-Zahl eingegangen werden.

5.4.1 Freie Konvektion

Bei der Konvektion erfolgt die Wärmeübertragung einer Oberfläche an strömende Gas- oder Flüssigkeitsteilchen. Man spricht von freier Konvektion, wenn die Strömung durch die Wärmeübertragung selbst verursacht wird. Der durch Konvektion übertragene, flächenspezifische Wärmestrom im Gasraum einer Destillationsstufe hängt von der Verdampfer- und der Kondensatortemperatur sowie dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_{konv} ab.

$$\dot{q}_{konv} = \alpha_{konv} \cdot (T_{verd} - T_{kond}) \quad (5.2)$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α_{konv} wird durch eine Funktion der Nusselt-Zahl Nu beschrieben. Diese stellt die Verbesserung der Wärmeübertragung von einer Oberfläche durch die gegebenen Strömungsverhältnisse im Verhältnis zur Wärmeleitung durch die ruhende Gasschicht dar:

$$\alpha_{konv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{s} \quad (5.3)$$

Hierin stellt s die kennzeichnende Länge, in diesem Fall den Abstand zwischen warmer und kalter Oberfläche (Verdampfer und Kondensator) und λ die Wärmeleitfähigkeit des wärmeübertragenden Gases dar. Mull und Reiher [39] sammelten umfassende Daten aus Experimen-

ten zum konvektiven Wärmeübergang in geschlossenen, horizontalen Hohlräumen mit parallelen Wänden und beheiztem Boden. Diese können annähernd für die konvektiven Vorgänge in einer flachen Destillationsstufe, sowohl in der flüssigen wie gasförmigen Phase herangezogen werden. Basierend auf den Daten von Mull und Reiher wurde für die Nusselt-Zahl eine empirische Korrelation gefunden:

$$Nu = C \cdot (Ra)^n \quad \text{mit} \quad Ra = Gr \cdot Pr \quad (5.4)$$

Für die Parameter C und n existieren für den Fall geschlossener, horizontaler Hohlräume in der Literatur eine Vielzahl verschiedener Angaben.			
Basierend auf den Daten von Mull und Reiher gilt nach Van der Held [39]:			
2,5e3 < Gr < 6e4	: C=0,0747	n=0,36	(laminar)
2,5e5 < Gr < 1e7	: C=0,0523	n=0,36	(turbulent)
Basierend auf den gleichen Daten fand Jakob [2]:			
Gr < 1e3	: C=1	n=0	(Wärmeleitung)
1e4 < Gr < 3,2e5	: C=0,21	n=1/4	(laminar)
3,2e5 < Gr < 1e7	: C=0,075	n=1/3	(turbulent)
De Graaf und Van der Held, nach eigenen Daten [39]:			
2,5e3 < Gr < 5e4	: C=0,0581	n=0,4	(Wärmeleitung)
5e4 < Gr < 2e5	: C=3,8	n=0	(laminar)
2e5 < Gr	: C=0,0483	n=0,37	(turbulent)
Klan [29], Fc1:			
1708 < Gr Pr < 2,2e4	: C=0,208	n=1/4	(laminar)
2,2e4 < Gr Pr	: C=0,092	n=1/3	(turbulent)

In einer Destillationsstufe muss berücksichtigt werden, dass aufgrund des temperaturabhängigen Sättigungsgrads feuchter Luft verschiedene Molmassen am Verdampfer und am Kondensator vorliegen. Die Grashof-Zahl wird deshalb mit der Dichtedifferenz der feuchten Luft an Verdampfer und Kondensator berechnet:

$$Gr = \frac{g \cdot s^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_{Kond} - \rho_{Verd}}{\rho_{Verd}} \quad (5.5)$$

In vielen, im Anhang dargestellten Modellen wird eine von Malik eingeführte, modifizierte Grashof-Zahl Gr' verwendet. Diese wird mit einer modifizierten Temperaturdifferenz $\Delta T'$ gebildet, um der veränderten Dichte feuchter Luft Rechnung zu tragen (s. Anhang A 5.1).

5.4.2 Modell nach Adhikari

Stellvertretend für die 7 Stoffübergangsmodelle soll hier das Modell von Adhikari [17, 18, 39] dargestellt werden, da es die beste Übereinstimmung mit den eigenen Daten aufweist. Adhikari untersuchte Modelle des Wärme- und Stoffübergangs von Baum und Bairamov [121], Lewis [46] und Clark [39]. Dazu verglich er die Ergebnisse der Modelle mit den Werten, die anhand einer einstufigen Destillationsstufe gewonnen wurden. Es wurden dabei Temperaturen von 92°C erreicht. Er stellte fest, dass die Vorhersagen der verschiedenen Modelle um einen

Faktor 10 variieren. Er schlägt in einer Veröffentlichung von 1990 die folgende Beziehung vor, um die Destillatproduktion abzuschätzen:

$$\dot{m} = C \cdot \alpha \cdot (\Delta T')^n \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \quad (5.6)$$

Mit:

$$\begin{array}{lll} 10^4 < Gr < 2,54e5 & : C = 0,3 \text{ und } n = 1/4 \\ 2,51e5 < Gr < 10^7 & : C = 0,1255 \text{ und } n = 1/3 \end{array}$$

Je nach Strömungszustand und Temperaturbereich nimmt α folgende Werte an:

$\alpha \times 10^{-9}$		
Temperatur °C	Gr < 2,51e5	Gr > 2,51e5
40	8,1202	9,7798
60	8,1518	9,6707
80	8,1895	9,4936

Tabelle 5-1: Werte für Gl. (5.6) α in Abhängigkeit von Grashof-Zahl und Temperatur

5.4.3 Modellvergleich

Um einen Vergleich der im Anhang A 4 dargestellten Stoffübergangsmodelle zu erhalten, wurde die Destillatmenge bei Verdampfertemperaturen zwischen 50°C und 100°C und Temperaturdifferenzen zum Kondensator von 5, 10 und 20 K mit Hilfe der verschiedenen Ansätze berechnet. Da in den meisten Fällen nicht ersichtlich war, mit welchen Stoffwerten die verschiedenen Autoren gearbeitet haben, wurden die Stoffwerte von feuchtigkeitsgesättigter Luft gewählt. Die Rechenwerte wurden mit den experimentellen Ergebnissen der in Kap. 4.1 beschriebenen Experimentaldestille verglichen. Diagramm 5-2 bis Diagramm 5-4 zeigen die Ergebnisse der verschiedenen Modelle für Temperaturdifferenzen von 5 K, 10 K und 20 K. Die einzelnen Modelle differieren in ihren Ergebnissen je nach Temperaturbereich um mehr als 50 %. Für Temperaturen in dem für Mehrstufendestillen interessanten Bereich von 50-100°C lieferte keines der Modelle Ergebnisse, mit denen sich die Grundlagenexperimente in Kap. 4.1 durchgängig beschreiben lassen. Selbst bei Temperaturen unterhalb von 60°C weichen die Modelle in ihren Ergebnissen noch um mehr als 50 % voneinander ab. Zwar ergibt sich für einige Modelle in eingeschränkten Temperaturbereichen eine gute Übereinstimmung mit den eigenen Messwerten (Modell von Coulson/Richardson [40] bei 5 K und 10 K Temperaturdifferenz und von Adhikari bei 20 K), jedoch nie über dem gesamten Temperaturbereich. Vor allem bei Verdampfertemperaturen oberhalb von 90°C und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen weichen alle Modelle mehr als 20 % von den Messwerten ab.

Alle in Kap. 5.4 vorgestellten Modelle vereinfachen die Beschreibung des Stoffdurchgangs, indem sie den maßgeblichen Widerstand in der Konvektion der Gasphase sehen. Der Einfluss des Stefan-Stroms wird in allen Modellen vernachlässigt. Dieser macht sich bei Vorhandensein von Inertgas ab 65°C bemerkbar. Die verstärkende Wirkung des Stefan-Stroms auf der Verdampferseite und der bremsende Effekt des Inertgasgaspolsters auf der Kondensatorseite

werden in Kap. 5.7 beschrieben. Widerstände, wie zum Beispiel der Wärmetransport zur Phasengrenze in der flüssigen Phase werden ebenfalls nicht berücksichtigt (s. Kap.6).

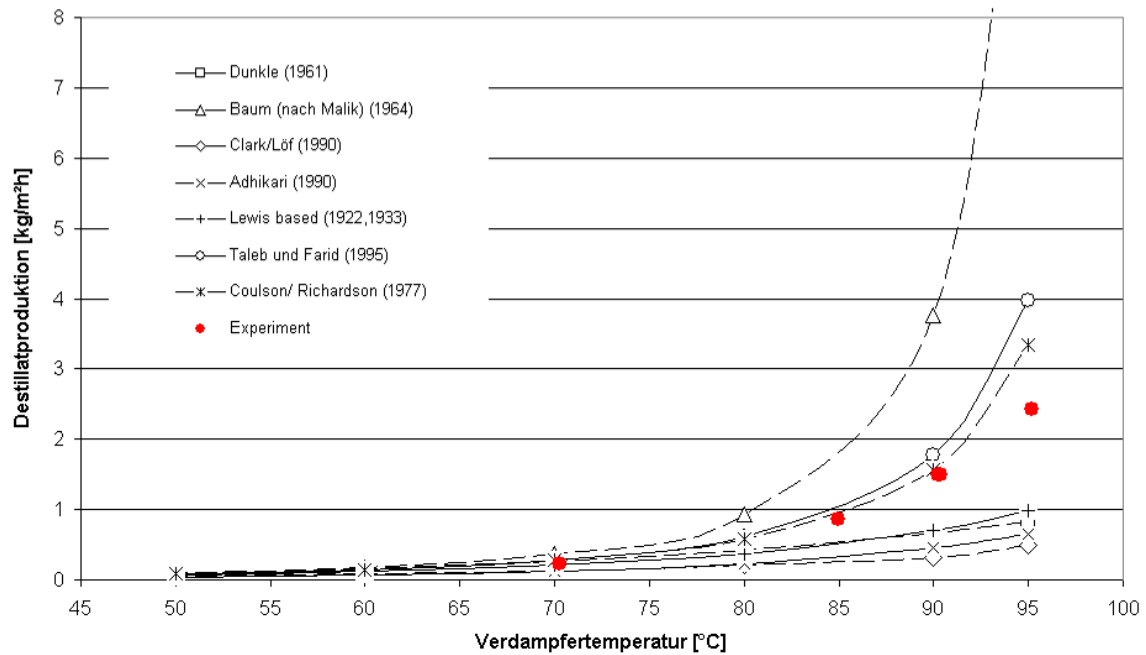


Diagramm 5-2: Modellvergleich bei 5K Temperaturdifferenz

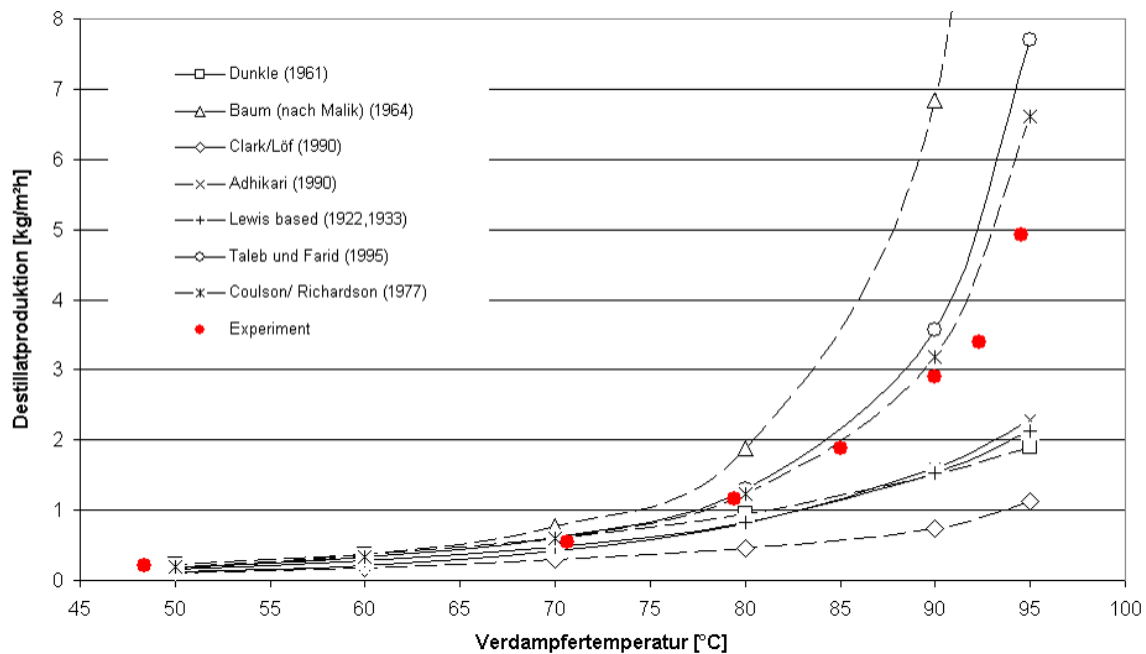


Diagramm 5-3: Modellvergleich bei 10K Temperaturdifferenz

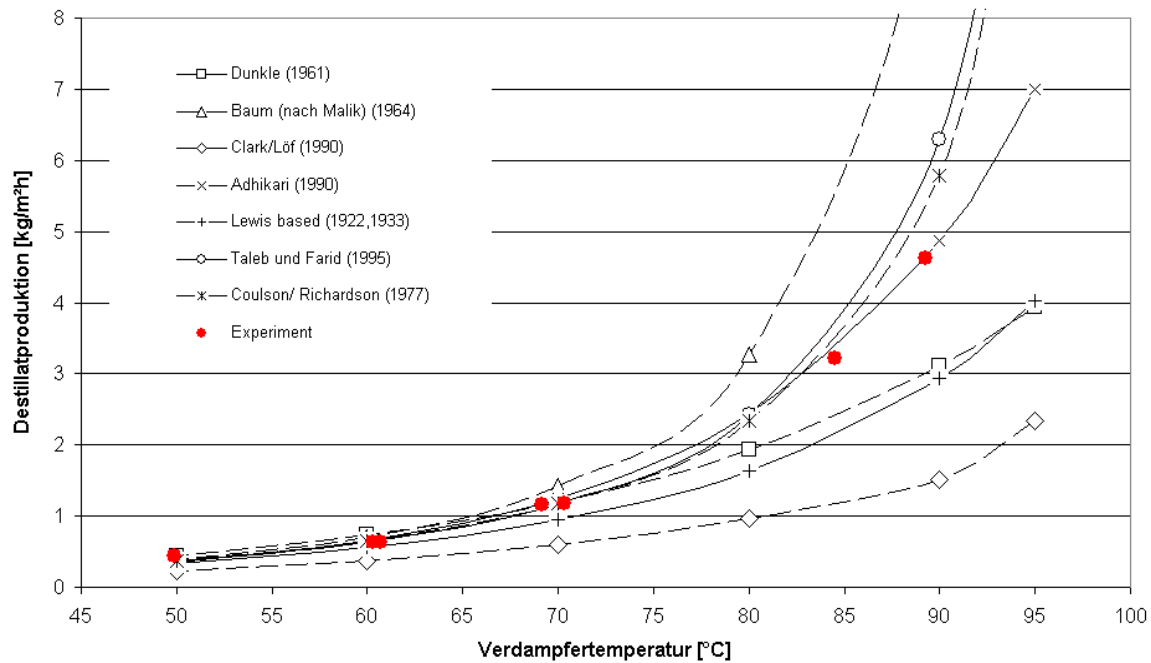


Diagramm 5-4: Modellvergleich bei 20K Temperaturdifferenz

5.4.4 Widerstand der Gasphase

Im Zusammenhang mit der Analogie von Wärme- und Stoffübertragung stellt sich die Frage, inwieweit der Widerstand der Gasphase den Stoffübergang bestimmt und welche Faktoren die freie Konvektion und damit den Stoffübergang beeinflussen.

Da es sich bei Stoffströmen um Vektoren handelt, können die durch Konvektion und Diffusion hervorgerufenen Stoffströme addiert werden. Mit zunehmender konvektiver Gasgeschwindigkeit wächst daher auch die pro Zeiteinheit transportierte Dampfmenge. Als treibende Kraft wirkt der Dichteunterschied der feuchten Luft zwischen Verdampfer und Kondensator. Reibungsverluste bremsen die Bewegung ab. Gleichung (5.7) gibt die, aus den Gleichgewichtsbedingungen zwischen der potenziellen und der kinetischen Energie resultierende Beziehung für die Gasgeschwindigkeit bei freier Konvektion wieder [90]:

$$\bar{w} = \sqrt{\frac{\Delta\rho \cdot g \cdot s}{2,5 \cdot \rho}} \quad (5.7)$$

Demnach lässt sich die Gasbewegung nur durch den Dichteunterschied und die Höhe des Gasraums erhöhen. Die Höhe des Gasraums s geht mit der Wurzel in die Gasgeschwindigkeit ein.

Abb. 5-1 zeigt Simulationsergebnisse der Strömungsverhältnisse in einer großen Gewächshausdestille nach Palacio [91]. Bei der Simulation werden eine Verdampfertemperatur von 60 °C und eine Temperaturdifferenz von 16 K angenommen. Die Strömungsgeschwindigkeit erreicht laut Simulation bis zu 0,465 m/s. Unter der Annahme eines linearen Geschwindigkeitsprofils über dem Strömungsquerschnitt liegt die mittlere Gasgeschwindigkeit bei ca. 0,23 m/s. Dieser Wert liegt in ähnlichen Größenordnungen wie ein nach Gl. (5.7) bestimmter Wert.

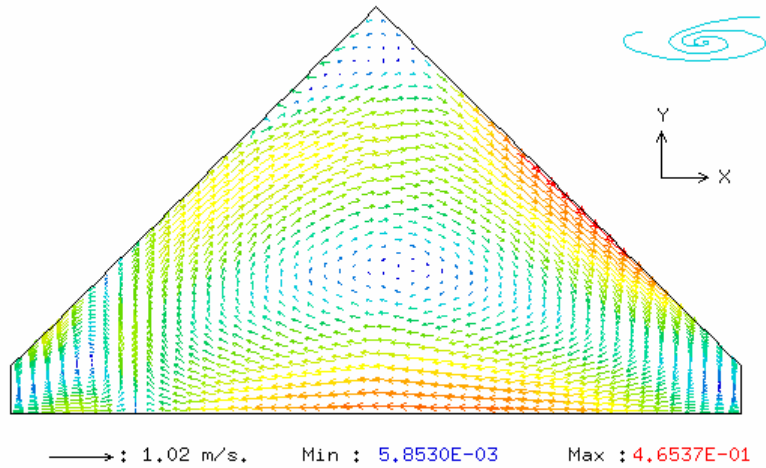


Abb. 5-1: Strömungsverhältnisse in einer Gewächshausdestille [91]

Mit der Gasgeschwindigkeit nach Gl. (5.7) kann ein theoretischer Volumenstrom berechnet werden. Dieser kann aufgrund der höheren Temperatur am Verdampfer einen größeren Anteil Wasserdampf aufnehmen, als am Kondensator. Am Kondensator wird die Sättigungsgrenze überschritten und es kommt im Idealfall zur Kondensation des gesamten übersättigten Wasseranteils. Unter Annahme dieses Idealfalls erhält man eine 6 bis 15-mal höhere Produktionsrate als experimentell beobachtet. Diese Betrachtungsweise berücksichtigt jedoch nicht die unter realen Verhältnissen auftretende, laminare Grenzschicht an der Oberfläche. Diese isolierende Grenzschicht verringert die Gasbewegung und damit sowohl den Wärme- als auch Stofftransport. Die für eine Vielzahl von Geometrien empirisch ermittelte Nusselt-Zahl Nu beschreibt diesen Einfluss auf den Wärmetransport durch freie Konvektion. Der konvektive Stofftransport wird analog zur Nusselt-Zahl mit der Sherwood-Zahl Sh beschrieben. Aufgrund der Analogie von Wärme- und Stofftransport kann die Sherwood-Zahl mit Hilfe der Lewis'schen Beziehung aus der Nusselt-Zahl abgeleitet werden:

$$Sh = Nu \cdot Le^{1/3} \quad (5.8)$$

Die Lewis-Zahl, als Verhältnis von Wärmeleitzahl zu Diffusionskoeffizienten, variiert in dem hier berücksichtigten Temperaturbereich von gesättigter feuchter Luft zwischen $Le = 1$ für Temperaturen von 30°C und $Le = 0,83$ für Temperaturen nahe dem Siedepunkt (99°C). Die Nusselt-Zahl für freie Konvektion wird nach Gl. (5.4) mit Hilfe der Grashof-Zahl (Gl. (5.5)) und den Parametern nach Klan [29] bestimmt. Für den Stofftransport ergibt sich mit der so erhaltenen Sherwood-Zahl unter Berücksichtigung des verstärkenden Stefan-Stroms (s. Kap.5.7.1):

$$\dot{m}_D = Sh \cdot \frac{D_{D,L}}{s} \cdot \frac{p}{R_D \cdot T} \cdot \ln \frac{p - p_{D,verd}}{p - p_{D,kond}} \quad (5.9)$$

Das Ergebnis dieses Analogie-Modells im Vergleich zu den experimentellen Werten ist für Temperaturdifferenzen von 5 K und 20 K im Diagramm 5-5 dargestellt. Es zeigt sich, dass

dieser Ansatz die Produktionsrate vor allem im mittleren Temperaturbereich von 60-80°C stark überschätzt. Bei einer Temperaturdifferenz von 20 K liegen die berechneten Werte im Mittel 86 % über den Messwerten. Bei kleineren Temperaturdifferenzen von 5 K liegt die mittlere Abweichung mit 128 % noch höher. Aufgrund dieser Ergebnisse erscheint die Begrenzung des Stoffübergangs durch die konvektive Gasbewegung unwahrscheinlich.

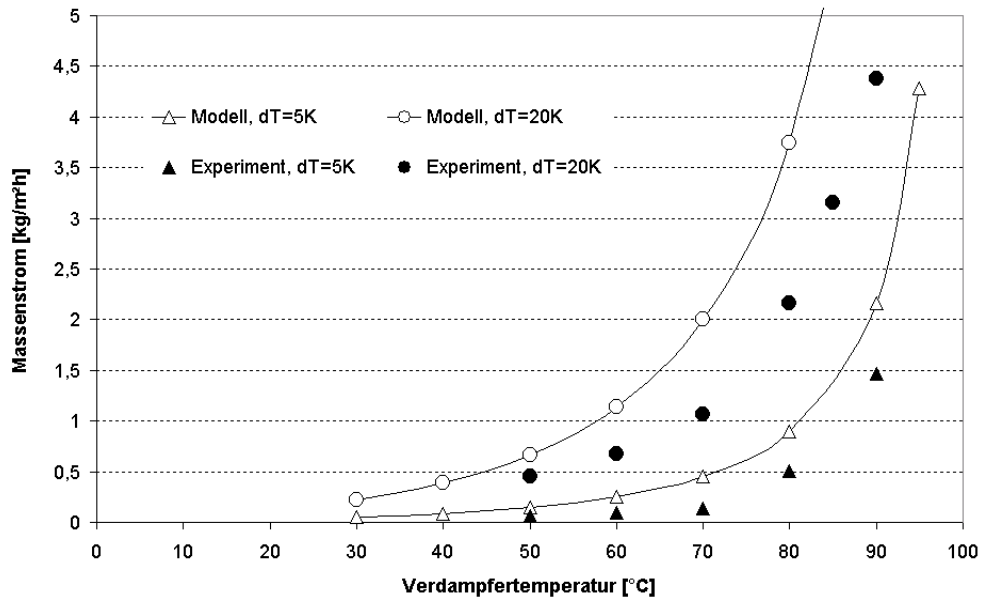


Diagramm 5-5: Modell basierend auf Analogie von Wärme- und Stofftransport und Experiment im Vergleich

5.4.5 Einfluss der Kammerhöhe

Die Analogie von Wärme- und Stoffübertragung lässt erkennen, dass nur wenige Einflussmöglichkeiten existieren, den Stoffübergang bei freier Konvektion zu verbessern. Einen leicht zu verändernden Parameter stellt jedoch die Höhe der Destillationskammer dar. Die Höhe geht mit der dritten Potenz in die Grashof-Zahl ein. Da die Grashof-Zahl wiederum mit annähernd der dritten Wurzel in die empirische Beziehung der Nusselt-Zahl für turbulente Strömungen eingeht, verhält sich die Nusselt-Zahl annähernd proportional zur Kammerhöhe (s. Gl. (5.4)). Aufgrund der Analogie der Wärme- und Stoffübertragung gilt selbiges für die Sherwood-Zahl. Da sich der Stoffübergangskoeffizient β aus dem Produkt der Sherwood-Zahl mit dem Diffusionskoeffizienten und dem Kehrwert der Kammerhöhe ergibt, hebt sich der Einfluss der Kammerhöhe s auf:

$$\begin{aligned} \text{Mit } Nu_{turb} \sim s \text{ und } Sh_{turb} = Nu_{turb} \cdot Le^{1/3} \text{ ergibt sich } Sh_{turb} \sim s. \\ \text{Mit } Sh_{turb} \sim s \text{ und } \beta_{turb} = Sh_{turb} \cdot \frac{D_{D,L}}{s} \text{ gilt } \beta_{turb} \neq f(s) \end{aligned} \quad (5.10)$$

Um die theoretische Unabhängigkeit des Stofftransports vom Abstand zwischen Verdampfer und Kondensator zu überprüfen, wurden Experimente mit unterschiedlichen Kammerhöhen durchgeführt. Zum Vergleich wurden Messwerte der Mehrstufendestille (s. Kap. 11) und der

Destille für die Grundlagenexperimente (s. Kap. 4.1) verwendet. Während die Grundlagendestille aus einer Kammer mit den Abmaßen 0,38 m x 0,38 m besteht, deren 10° geneigter Kondensator im mittleren Abstand von 0,14 m von der Wasseroberfläche angebracht ist, besteht die Destillationskammer der Mehrstufendestille aus einem 2 m langen, flachen Kanal mit einer Breite von 0,17 m und einer mittleren Kammerhöhe von 0,03 m. Der Kondensator wird durch zwei abgewinkelte Flächen mit je 12° Neigung und 0,09 m Breite gebildet. Der Theorie von Gl.(5.7) zufolge ist die Gasgeschwindigkeit in der flachen Destillationskammer damit weniger als halb so groß wie in der Grundlagendestille. Diagramm 5-6 zeigt den Vergleich der beiden Kennfelder. Zwar lässt sich aufgrund der Messungenauigkeit keine quantitative Aussage machen, es ist jedoch ersichtlich, dass sich die Kennfelder trotz der extrem unterschiedlichen Geometrien im Mittel wenig unterscheiden. Lediglich bei hohen Verdampfertemperaturen und großen bzw. sehr kleinen Temperaturdifferenzen sind Unterschiede festzustellen. Bei Temperaturdifferenzen bis 10 K ist in der flachen Geometrie eine größere Produktion zu verzeichnen, obwohl laminare Strömungsverhältnisse vorliegen. Bei Temperaturdifferenzen über 20 K verringert sich mit dem geringeren Abstand die Produktionsrate. Auch die Änderung des Abstands in der Grundlagendestille brachte keine quantitativ auswertbare Änderung des Stoffübergangs. Diagramm 5-7 zeigt den Vergleich der Kennfelder. In diesem Experiment wurde bei einer Kondensatorneigung von 10° der mittlere Abstand zwischen den Flächen von 0,14 m auf 0,10 m verringert. Dadurch erhöht sich der Theorie zufolge die Gasgeschwindigkeit im Gasraum um 15 %. Soweit die Messgenauigkeit es zulässt, ist zu erkennen, dass die beiden Kennfelder nur geringe Unterschiede aufweisen.

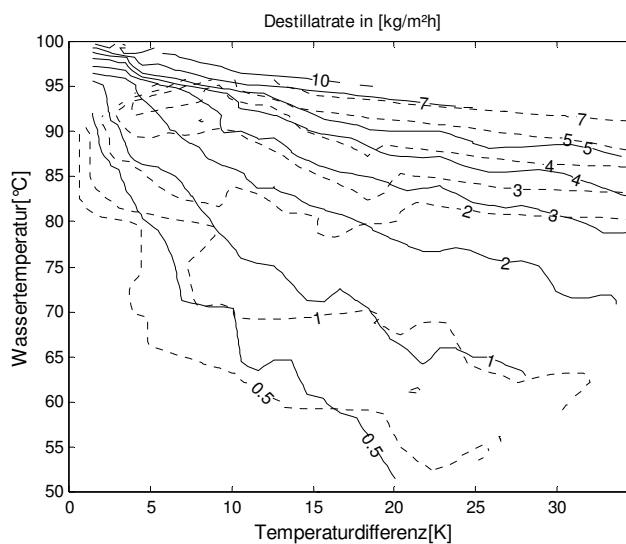


Diagramm 5-6: Einfluss des Abstands
(.... 0,03 m, — 0,14 m)

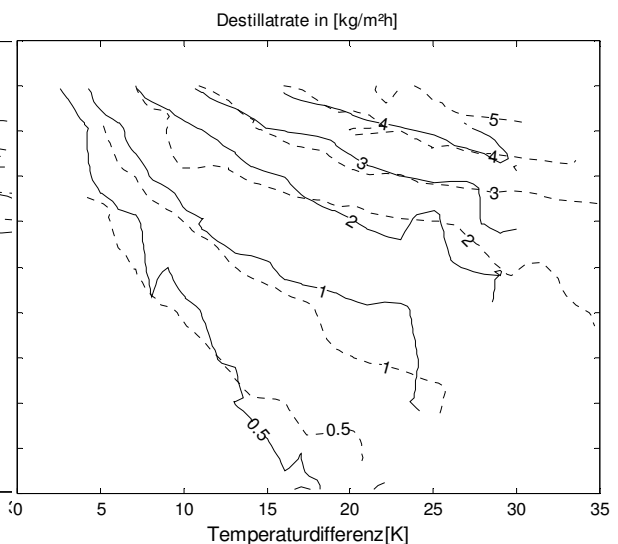


Diagramm 5-7: Einfluss des Abstands
(.... 0,14 m, — 0,10 m)

Wie bereits in der Simulation der Strömungsverhältnisse nach Palacio [91] in Abb. 5-1 ersichtlich ist, bildet sich in einer Destillationskammer eine Konvektionswalze aus, die nicht überall in direktem Kontakt mit Verdampfer und Kondensator steht. Porta-Gandara und Fernandez-Zayas [49] machten die realen Strömungsverhältnisse in einer Destillationskam-

mer sichtbar und bestimmten die Gasgeschwindigkeit mit Hilfe eines optischen Verfahrens. Sie stellten fest, dass sich die Gasgeschwindigkeit entgegen der Theorie zur freien Konvektion umgekehrt proportional zum Abstand verhält. Die realen Strömungsverhältnisse in einer dreieckigen Kammer sind durch die Ausbildung einer Strömungswalze bestimmt. Porta-Gandara und Fernandez-Zayas beobachteten, dass die Stabilität der Strömungswalze mit dem Abstand zwischen Verdampfer- und Kondensatorfläche wächst. Mit ihrer Beobachtung bestätigten Sie die theoretische Studie von Bejan und Poulikakos [115], die besagt, dass sich in einer dreieckigen Kammer nur eine einzige Konvektionswalze ausbildet. Bei erhöhter Zuheizung bzw. Verringerung des Abstands kommt es nach Porta-Gandara und Fernandez-Zayas jedoch zu einer verstärkten Instabilität der Walze und zur Ausbildung einer turbulenten Strömung. Abb. 5-2 zeigt repräsentative Aufnahmen für vier verschiedene Zustände bezüglich Temperatur und Kammerhöhe. Porta-Gandara und Fernandez-Zayas beobachteten auch, dass Kondensation hauptsächlich an den Stellen des Kondensators stattfindet, die unmittelbar von den Strömungswalzen berührt werden.

Der in den eigenen Experimenten gemessene Anstieg der Destillatproduktion bei abnehmendem Abstand kann also auch auf verbesserte Strömungsverhältnisse mit verbessertem Kontakt zum Kondensator zurückzuführen sein. Ein direkter Einfluss der Gasgeschwindigkeit auf den Stoffübergang nach Gl. (5.7) konnte durch Variation der Kammerhöhe nicht nachgewiesen werden. Dieses Ergebnis spricht für die nach Gl. (5.10) für turbulente Strömungsbedingungen vorhergesagte Unabhängigkeit des Stoffübergangs von der Kammerhöhe. Die von der Geometrie und Temperatur abhängigen Strömungsverhältnisse in der Kammer können jedoch durch die Ausbildung von Walzen und damit verbundenen unterschiedlichen Kontaktflächen eine bestimmende Rolle im Stoffübergang spielen. Diese Einflüsse sind allerdings nur experimentell oder durch Strömungssimulationen mit der Finiten Elemente-Methode zu erfassen.

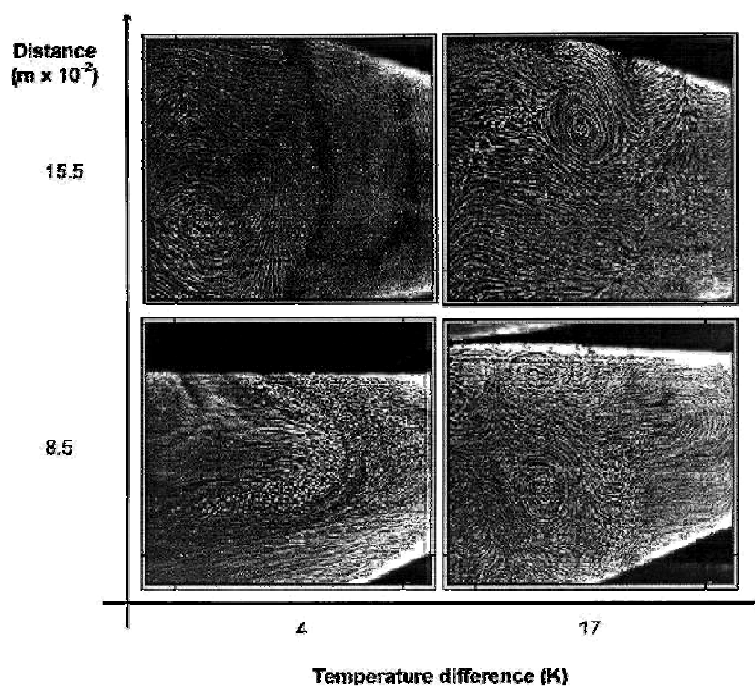


Abb. 5-2: Strömungsverhältnisse in einer Destillationskammer nach Porta-Gandara und Fernandez-Zayas (1998) [49]

5.5 Stoffdurchgangsmodelle

Da die in Kap. 5.4 vorgestellten Analogie-Modelle keine zufriedenstellende Beschreibung der Messergebnisse liefern konnten und die Limitierung des Stofftransports durch die Konvektionsbewegung in der Gasphase nicht gesichert erscheint, sollen Aspekte weiterer Stofftransportmodelle berücksichtigt werden.

Der Stofftransport von einem Fluid durch eine Gasphase in ein anderes Fluid wird auch Stoffdurchgang genannt. Der Stoffdurchgang umfasst somit zwei Phasenwechsel. Zur Bestimmung des Stoffdurchgangs werden neben den Phasengleichgewichtseigenschaften zur Berechnung der treibenden Kräfte die Transportwiderstände benötigt. Diese werden mittels Stoffübergangskoeffizienten berechnet, die sich für die einzelnen Phasen nach unterschiedlichen Verfahren berechnen lassen. Die bekanntesten Modelle zum Stoffdurchgang sind: die Zweifilmtheorie nach Lewis und Whitman [72], die Penetrations- [73, 82] und die Oberflächenenerneuerungstheorie nach Higbie und Danckwert [68, 74, 75]. Diese Modelle beschäftigen sich mit dem Stofftransport durch Diffusion oder Turbulenzballen aus dem Inneren einer Phase an die Phasengrenze. Die Zweifilmtheorie beschreibt den Stoffübergang unter stationären Bedingungen, während Penetrations- und Oberflächenenerneuerungstheorie einen instationären Stoffübergang voraussetzen. Die Phasengrenze wird in diesen Theorien als eine Trennebene angesehen, an der die gasförmigen und flüssigen Phasen zueinander im Gleichgewicht stehen. Entgegen den realen Verhältnissen wird der Phasengrenze selbst kein Transportwiderstand zugewiesen. Bei Verwendung eines Overall-Koeffizienten wird der gesamte Widerstand des Stoffdurchgangs durch beide Phasen formal in die Grenzschicht einer Phase gelegt. Von den hier beschriebenen Modellen fließen einige Aspekte in das eigene Modell (Kap. 5.8) ein.

Zweifilmtheorie und Overall-Konzept

Die Zweifilmtheorie stellt das einfachste Modell zur Beschreibung von Stofftransportprozessen an fluiden Phasengrenzen dar und basiert auf folgenden Randbedingungen:

- Die Kerne beider Phasen (Bulk) sind turbulent durchmischt.
- Beiderseits der Phasengrenze existieren laminare Grenzschichten, in denen der Stoffübergang ausschließlich durch molekulare Diffusion erfolgt. Diese Diffusion stellt den einzigen Transportwiderstand dar.
- An der Grenzfläche stehen beide Phasen miteinander im thermodynamischen Gleichgewicht. Das Phasengleichgewicht stellt sich spontan ein.
- Der Stoffübergang erfolgt stationär, d. h. es kommt zu keiner Stoffakkumulation an der Phasengrenze.

Es bildet sich ein durch die Gleichgewichtsbedingung hervorgerufener Konzentrationssprung aus. Die Konzentrationsdifferenz der übergehenden Komponente zwischen dem Kern der Phase und der Phasengrenze stellt analog dem Fick'schen Gesetz die treibende Kraft des Stoffübergangs dar.

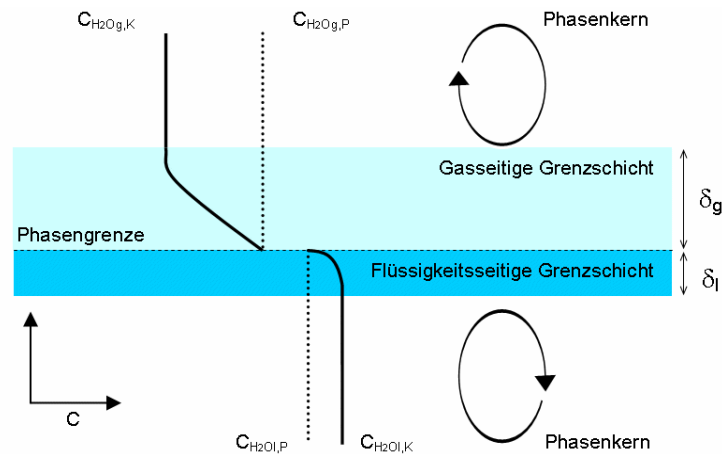


Abb. 5-3: Laminare Grenzschichten in der Zweifilmtheorie

Mit dem Partialdruck als treibender Kraft gilt folgende Gleichung für den Stoffübergang in der gasförmigen Phase:

$$\dot{m} = \frac{\beta_g}{R_D \cdot T} \cdot (p_{g,K} - p_{l,P})$$

Wenn die gasseitige Grenzschichtdicke δ_g und der Diffusionskoeffizient $D_{D,L}$ von Wasserdampf in Luft bekannt sind, ist der Stoffübergangskoeffizient β_g über die Gleichung $\beta_g = D_{D,L} / \delta_g$ berechenbar. Nach Lohrengel [76] können die Grenzschichtdicken für Gas und Flüssigkeit bei turbulenter Strömung angenommen werden mit:

- Gas: $\delta_g \sim 0,1 - 1 \text{ mm}$
- Flüssigkeit: $\delta_l \sim 10^{-3} - 0,1 \text{ mm}$

Die Stoffübergangskoeffizienten der Gas und der Flüssigphase werden bei dem Overall-Konzept durch einen sogenannten Overall-Koeffizienten (bzw. Stoffdurchgangskoeffizienten) ersetzt. Er beinhaltet die Stoffübergangswiderstände beider Phasen und kann auf beide Phasen bezogen werden. Der gesamte Widerstand des Stoffdurchgangs durch beide Phasen wird damit formal in die Grenzschicht einer Phase gelegt. Mit der Beziehung des Phasengleichgewichts $K_l = c_{g,P} / c_{l,P}$ und der Gleichgewichtsbedingung der Erhaltung der Stoffströme folgt nach Substitution der in der Regel unbekannten Grenzflächenkonzentrationen nach Hirth [67]:

$$\dot{n}_g = \beta_O \cdot (c_{g,K} - K_l \cdot c_{l,K}) \text{ mit } \beta_O : \text{Overall- bzw. Stoffdurchgangskoeffizient [m/s]}$$

Die Zweifilmtheorie wird zwar gerne verwendet, weil viele experimentell ermittelte Stoffübergangskoeffizienten vorliegen, sie ist jedoch aufgrund der vereinfachenden Randbedingungen umstritten. Der Stoffübergangskoeffizient β in der laminaren Grenzschicht muss nach der Zweifilmtheorie proportional zum Diffusionskoeffizienten D sein. Diese Proportionalität wird nach Ohling [77] allerdings in der Praxis oft nicht gefunden, sodass die Existenz zweier laminarer Grenzschichten angezweifelt werden kann. Auch nach Lohrengel [76] liegt das Problem in der Annahme laminarer Grenzschichten an der Grenzfläche. Hirth [67] zitiert

Grasman [80] und Walter [81], wonach die Ergebnisse der Zweifilmtheorie jedoch mit den realen Verhältnissen unter reaktionstechnischen Aspekten betrachtet oftmals besser korrelieren, als die der komplexeren Turbulenztheorien. Im später dargestellten, eigenen Modell, in dem auch der Inertgaseinfluss berücksichtigt wird, soll aus der Zweifilmtheorie die Substitution der unbekannten Grenzflächenkonzentrationen übernommen werden.

Penetrations- und Oberflächenenerneuerungstheorie

Bei den Turbulenztheorien wird vorausgesetzt, dass sich die Turbulenzen aus dem Kern der Phase bis an die Phasengrenze ausbreiten und laminare Grenzschichten nicht existieren. Durch die Turbulenzeinflüsse werden fortwährend Flüssigkeitsteilchen an die Grenzfläche transportiert, wodurch es zu einer stetigen Erneuerung der Grenzfläche kommt. Der Stoffaustausch wird hier durch mathematisch schwer beschreibbare, instationäre Vorgänge bestimmt, die jedoch die realen Verhältnisse besser abbilden.

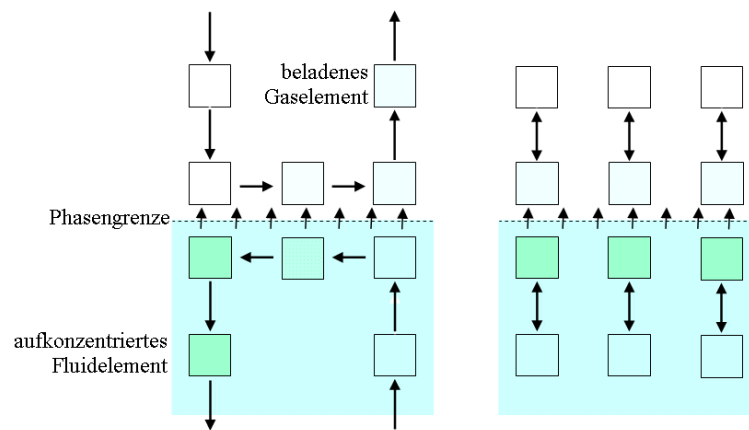


Abb. 5-4: Penetrations- und Oberflächenenerneuerungstheorie

Die grundlegende Modellvorstellung der Penetrationstheorie nach Higbie [73, 82] ist die Annahme, dass Volumenelemente aus dem Kern der Phase an die Phasengrenzfläche transportiert werden und dort identische Zeit verweilen. Während dieser definierten Zeit τ an der Phasengrenze findet zwischen den Volumenelementen beider Phasen instationäre Diffusion analog dem zweiten Fick'schen Gesetz statt:

$$\frac{dc_i}{dt} = D_i \cdot \frac{d^2 c_i}{dx^2}$$

Nach Ablauf der Verweilzeit verlassen die Volumenelemente die Phasengrenze und gelangen wieder in den Kern der Phase. Es wird dabei angenommen, dass sich der Kern der Phase in unendlicher Entfernung befindet. Die Lösung der Differentialgleichung unter Beachtung der entsprechenden Randbedingungen via Laplace-Transformation und Integration über der Zeit liefert folgende Abhängigkeit des Stoffübergangskoeffizienten [67]:

$$\beta_i = 2\sqrt{\frac{D_i}{\pi \cdot \tau}}$$

Die Stoffübergangskoeffizienten nach der Penetrationstheorie sind im Gegensatz zu denen der Zweifilmtheorie zeitabhängige Größen. War nach der Zweifilmtheorie die Dicke der laminaren Grenzschicht die experimentell unzugängliche Größe, so ist es hier die Verweilzeit τ der Fluidelemente an der Phasengrenze [67].

Danckwerts [75] entwickelte aus der Penetrationstheorie die so genannte Oberflächen-erneuerungstheorie. Hier wird von einer turbulenten Strömung ausgegangen, so dass ständig neue Volumenelemente an die Phasengrenze gelangen. Hierdurch wird die Oberfläche ständig erneuert, was quantitativ durch den Oberflächenenerneuerungsfaktor s [1/s] wiedergegeben wird. Dieser stellt das Verhältnis der erneuerten Fläche pro Zeiteinheit zur Gesamtfläche dar. Als Verweilzeitfunktion wird das natürliche Zerfallsgesetz gewählt. Nach der Oberflächenenerneuerungstheorie ergibt sich für den Stoffübergangskoeffizienten folgende Beziehung [67]:

$$\beta_i = \sqrt{s \cdot D_i}$$

In dem in Kap. 5.8 dargestellten, eigenen Stoffübergangsmodell soll die Verweilzeit von Volumenelementen an der Phasengrenze und deren Aufkonzentration mit Hilfe der Konzentrationspolarisation beschrieben werden.

5.6 Hertz-Knudsen-Schrage-Beziehung

Die Hertz-Knudsen-Beziehung von 1915 basiert nicht wie die vorangegangenen Modelle auf der Analogie von Wärme- und Stoffübertragung oder der Annahme von Grenzschichten, sondern auf der kinetischen Theorie der Gase (KTG) [57]. Damit werden die Vorgänge des Stoffübergangs aus molekularer Sicht beschrieben. Die Theorie beruht jedoch auf physikalisch stark vereinfachten Annahmen bezüglich der Phasengrenze und dem Nichtgleichgewichtszustand im Gas. Schrage modifizierte die ursprüngliche Hertz-Knudsen Beziehung, um den Einfluss des Rückfallens von Wassermolekülen aus dem Gasraum in die Phasengrenze mit einzubeziehen. Dazu wurde ein Verdampfungskoeffizient θ_{ev} eingeführt, mit dessen Hilfe eine Korrelation des Modells mit den empirischen Ergebnissen möglich ist [61]:

$$\dot{m} = \frac{2 \cdot \theta_e}{2 - \theta_e} \cdot \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_D}} \cdot \left[\frac{p_{sat}(T_l)}{\sqrt{T_l}} - \frac{p_g}{\sqrt{T_g}} \right] \quad (5.11)$$

Hierin stellt p_{sat} den Sättigungsdampfdruck an der Wasseroberfläche bei der Temperatur T_l und p_g den Dampfdruck in der Gasphase bei der Temperatur T_g dar. Der Verdampfungskoeffizient θ_{ev} wird als das Verhältnis vom theoretisch maximalen zum experimentell erreichbaren Stoffstrom definiert. Für die Bestimmung des Stoffdurchgangs wurde die Beziehung später um einen Kondensationskoeffizienten erweitert (s. Gl.(5.12)). Dieser gibt den Anteil der Moleküle an, die bei der Kollision mit dem Kondensator nicht mehr reflektiert werden,

θ_c

sondern ihre Energie abgeben und in die flüssige Phase wechseln [59, 60]. In umfangreichen Literaturrecherchen wurden bereits die Ergebnisse verschiedener Autoren für Verdampfungs- und Kondensationskoeffizienten untersucht. Marek und Straub [59] geben an, dass die Werte für die Koeffizienten über einen Bereich von mehreren Zehnerpotenzen von 0,0014 bis 1 streuen.

$$\dot{m} = \frac{2}{2 - \theta_c} \cdot \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_D}} \cdot \left[\frac{\theta_e \cdot p_{sat}(T_l)}{\sqrt{T_l}} - \frac{\theta_c \cdot p_g}{\sqrt{T_g}} \right] \quad (5.12)$$

Nach Eames [85] wurde in Arbeiten der letzten 60 Jahre von Werten zwischen 0,1 und 1 berichtet. Im Gleichgewichtszustand sind nach allgemeiner Auffassung der Verdampfungs- und Kondensationskoeffizienten als gleich anzunehmen, da die Anzahl der Moleküle, die die Flüssigkeitsoberfläche verlassen, gleich der sein muss, die kondensieren. Im Nichtgleichgewichtszustand ist dies nicht zwingend der Fall, da Kondensation und Verdampfung auf unterschiedlichen physikalischen Mechanismen beruhen. Nach Barrett und Clement [41] können sich Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient nicht genau entsprechen, da der Verdampfungskoeffizient nur von den Eigenschaften der Flüssigkeitsoberfläche abhängt und der Kondensationskoeffizient eine Funktion der Eigenschaften von Flüssigkeit und Gas ist. Marek und Straub [59] stellen fest, dass der Kondensationskoeffizient im Allgemeinen (ca. 20 %) höher angesetzt werden kann als der Verdampfungskoeffizient. Nach Lotfi [68] wird die breite Streuung der Koeffizienten im Wesentlichen durch Verunreinigungen der Flüssigkeitsoberfläche verursacht. Durch Verunreinigungen ergibt sich für den Verdampfungskoeffizienten ein verringerter Wert. Nach Eames [85] sind als Hauptursachen Reflektion von Molekülen in der Gasphase und ein limitierter Wärmetransport in der flüssigen Phase zu nennen. Die Molekularstruktur schließt er als Ursache aus.

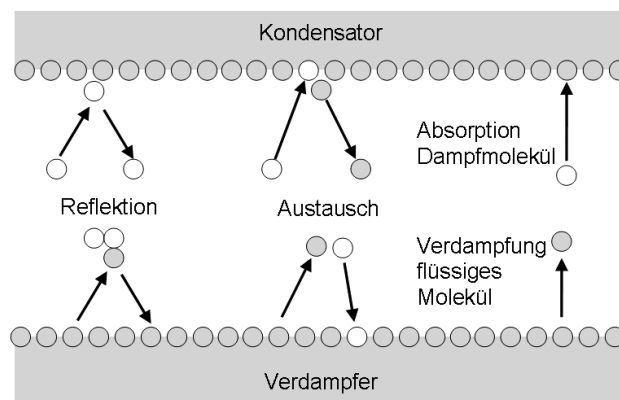


Abb. 5-5: Einflüsse auf Verdampfungs- und Kondensationskoeffizienten nach [59]

Ein Schwachpunkt des Ansatzes der kinetischen Gastheorie ist die Annahme, dass eine gleichmäßige Temperaturverteilung in der Flüssigkeit vorliegt, obwohl eine Abkühlung der Oberfläche durch Verdampfung auftritt. Versuche zur Bestätigung dieser Theorie beschränken sich deshalb auf Vakuumverdampfung bei Dampfdrücken unterhalb von 100 Pa um nur

geringe Destillationsraten zu erzeugen. Pao [63] und Cipolla [64] wendeten die kinetische Gastheorie an, um den Temperatursprung an der Phasengrenze zu bestimmen. Die theoretisch erhaltenen Werte wurden mit dem von Fang und Ward [62] gemessenen Temperaturverlauf an der Phasengrenze verglichen. Die Experimente von Fang und Ward zeigten bei Messungen mit besonders kleinen Temperatursensoren (25 μm) einen positiven Temperatursprung von der Wasseroberfläche zum Dampfraum von 7,8 K innerhalb von 100 μm . Dieser Temperatursprung wird dadurch erklärt, dass nur energiereichere Wassermoleküle die Oberfläche verlassen können, wodurch die Durchschnittstemperatur der Flüssigkeitsoberfläche absinkt und die Dampftemperatur an der Oberfläche zunimmt. Nach Kumar, Danov und Durst [61] zeigte sich, dass die kinetische Gastheorie zwar tendenziell die richtige Vorhersage trifft (positiver Temperatursprung) jedoch den Temperatursprung größtmäßig um das 10-30 fache unterbewertet. Daraus wird geschlossen, dass dieser Ansatz nicht für die Temperaturverteilung an der Phasengrenze und den Stofftransport herangezogen werden kann. Das Gleiche gilt für die SRT (Statistical Rate Theory), die auf dem Ansatz der Übergangswahrscheinlichkeit der Quantenmechanik basiert und die von Boltzmann definierte Entropie zur Beschreibung eines thermodynamischen Systems verwendet. Kumar, Danov und Durst [61] leiten das Versagen der SRT sowie der KTG darauf zurück, dass die Rolle der flüssigkeitsseitigen Wärmeströme und damit der Temperaturabfall zur Oberfläche nicht berücksichtigt werden. Aufgrund von Berechnungen kommen sie zu dem Schluss, dass die Verdampfung hauptsächlich durch den Molekültransport auf der Flüssigkeitsseite kontrolliert wird.

5.6.1 Evaluierung

Bei Verwendung der Hertz-Knudsen-Schrage Beziehung wird eine Maxwell'sche Geschwindigkeitsverteilung angenommen, um den energetischen Zustand der Moleküle zu beschreiben. Dabei wird sowohl der Verdampfungs- wie auch der Kondensationskoeffizient nach Gl. (5.12) berücksichtigt. Es wird jedoch vorausgesetzt, dass die Gasgeschwindigkeit im Kern der Gasphase klein ist. Der Einfluss des Stefan-Stroms bleibt unberücksichtigt. Um die beste Übereinstimmung von Modell und Messwerten zu erreichen, werden Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient variiert. Die beste Übereinstimmung ergibt sich für $\theta_e = 2,64\text{e-}5$ und $\theta_c = 2,57\text{e-}5$. Die Koeffizienten liegen damit um zwei Zehnerpotenzen unter den kleinsten in der Literaturrecherche von Marek und Straub [59] beschriebenen Koeffizienten. Nach Marek und Straub wurden solch niedrige Werte nur bei Versuchen mit oberflächenaktiven Substanzen gefunden. So stellte unter anderem Derjaguin fest, dass schon kleinste Konzentrationen von Cetyl-Alkoholen im Bereich von wenigen ppm ausreichen, um den Verdampfungskoeffizienten von Wasser von beinahe 1 auf Werte von $3,5\text{e-}5$ zu reduzieren. Solch geringe Verdampfungskoeffizienten werden besonders bei polaren Flüssigkeiten festgestellt. Hier stellt sich eine Orientierung der Flüssigkeitsmoleküle an der Oberfläche ein, die aufgrund des Dipolmoments eine Adsorption von Gasmolekülen bewirkt [59]. Zudem macht das Dipolmoment die Wasseroberfläche anfällig für Verunreinigungen, da diese an der Oberfläche akkumuliert werden. Die Verdampfungskoeffizienten unpolarer Flüssigkeiten kommen hingegen dem theoretisch vorhergesagtem Wert von 1 sehr nahe. Auch bewegte Oberflächen,

wie zum Beispiel fallende Wasserfilme weisen um Zehnerpotenzen höhere Werte (0,1-1) für den Verdampfungskoeffizienten auf [59].

Da bei den Stoffübergangsexperimenten in dieser Arbeit ungereinigtes Leitungswasser verwendet wird, kann vermutet werden, dass die polaren Eigenschaften des Wassers und die Verunreinigungen im Wasser einen niedrigen Verdampfungskoeffizienten bewirken. Es muss zudem davon ausgegangen werden, dass die Temperatur der Wasseroberfläche bei den Messungen überbewertet wird, da die Abkühlung der Oberfläche nur mit extrem kleinen ($d=25\text{ }\mu\text{m}$) und genau positionierten Sensoren gemessen werden kann. Nimmt man jedoch an, dass die Wasseroberfläche, wie von Ward [62] gemessen, einige Kelvin-Grade unter der Kerntemperatur liegt und verringert die Verdampfertemperatur um 10 % auf der Celsius-Skala, so erhöht sich der regressiv gefundene Verdampfungskoeffizient nur auf $\theta_e = 3,3\text{e-}5$. Die Temperaturmessung kann somit als maßgebliche Fehlerquelle ausgeschlossen werden, da sie nicht Veränderungen im Bereich von zwei Zehnerpotenzen erklären kann.

Nach der Regressionsanalyse ergibt sich der Determinationskoeffizient zu $R^2 = 0,885$. Wie das Kennfeld in Diagramm 5-8 zeigt, wird die Temperaturabhängigkeit des Stoffübergangs vom Modell nicht ausreichend genau wiedergegeben. Aufgrund der Mittelung liegt der berechnete Stoffübergang bei niedrigen Temperaturen zu hoch und bei hohen Temperaturen zu niedrig. Dies ist auf die Vernachlässigung des Stefan-Stroms zurückzuführen. Weiterhin fällt auf, dass das Modell auch bei negativer Temperaturdifferenz, d.h. bei einer höheren Temperatur am Kondensator als am Verdampfer, noch eine geringe Produktion vorhersagt. Dieses Verhalten konnte in den Experimenten nicht beobachtet werden.

$$\dot{m} = \frac{2}{2 - \theta_c} \cdot \sqrt{\frac{M}{2 \cdot \pi \cdot R}} \cdot \left[\frac{\theta_e \cdot p_{\text{sat}}(T_l)}{\sqrt{T_l}} - \frac{\theta_c \cdot p_g}{\sqrt{T_g}} \right]$$

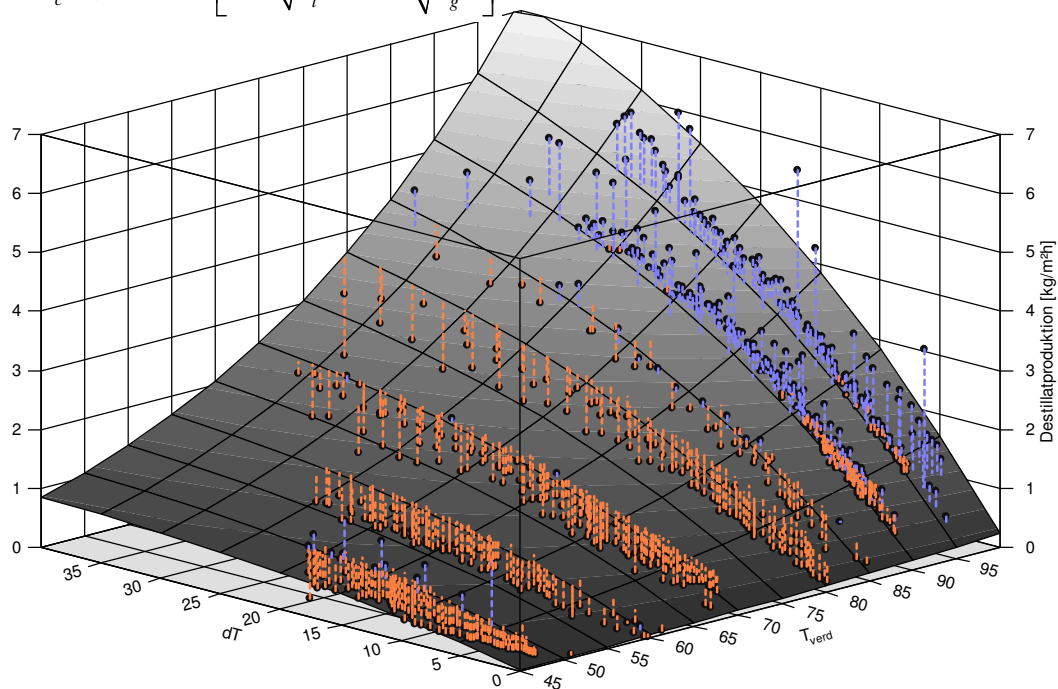


Diagramm 5-8: Modell nach Hertz-Knudsen-Schrage mit Verdampfungs und Kondensationskoeffizienten

5.7 Inertgaseinfluss

Inertgase haben einen großen Einfluss auf den Stoffübergang. In großen, industriellen Kondensatoren wird das Inertgas, das sich während des Betriebs in den geschlossenen Anlagen ansammelt, durch Pumpen entfernt um Leistungseinbußen zu vermeiden. Bei der untersuchten Anlage mit mehrstufiger Wärmerückgewinnung handelt es sich jedoch um ein offenes System, d.h. in allen Stufen herrscht Umgebungsdruck. Der Gesamtdruck in den Stufen setzt sich aus dem Partialdampfdruck des Wasserdampfes und des Inertgases zusammen. Der Wasserdampfpartialdruck ist dabei von der Temperatur abhängig und erreicht bei 100°C Umgebungsdruck. Neben dem Inertgasanteil, der durch den Kontakt zur Atmosphäre entsteht, wird weiteres Gas aus dem zu entsalzenden Wasser selbst freigesetzt. Durch die Temperaturerhöhung in den Verdampferbecken wird die Löslichkeitsgrenze der Gase O_2 , N_2 und CO_2 im Wasser abgesenkt und ab 50 °C eine verstärkte chemische Umwandlung der Carbonatgruppen in Gang gesetzt. Das aus den Carbonatgruppen freigesetzte CO_2 macht den größten Anteil an freigesetzten Inertgasen aus (CO_2 aus HCO_3^- : 93 % und CO_2 molekular: 1%).

Abb. 5-6 zeigt die Reaktionskette der chemischen Umwandlung der Carbonatgruppen zu gasförmigem CO_2 . Das Problem der Inertgas-Freisetzung in thermischen Entsalzungsanlagen wird aufgrund seiner Komplexität kaum in der Entsalzungsliteratur behandelt. Deswegen besteht eine weitgehende Unsicherheit bezüglich der Vorhersage der CO_2 -Freisetzung in Destillationsstufen. In der Praxis werden verschiedene Ansätze basierend auf einfachen Reaktionsmodellen und wenigen experimentellen Daten angewendet [92]. Das freiwerdende Gas erhöht geringfügig den Druck in der offenen Anlage. Die Druckzunahme führt dazu, dass ein Teil der Gas/Dampfmischung die Anlage verlässt und sich nur Inertgase kontinuierlich ansammeln, die schwerer als das Wasserdampf-Luft-Gemisch sind. Damit bleibt der Inertgasanteil in den Stufen im Vergleich zum Betrieb mit entgastem Wasser leicht erhöht. Vereinfachend wird im Folgenden der Inertgasanteil aus der Differenz zwischen dem Umgebungsdruck und dem temperaturabhängigen Wasserdampf-Partialdruck berechnet.

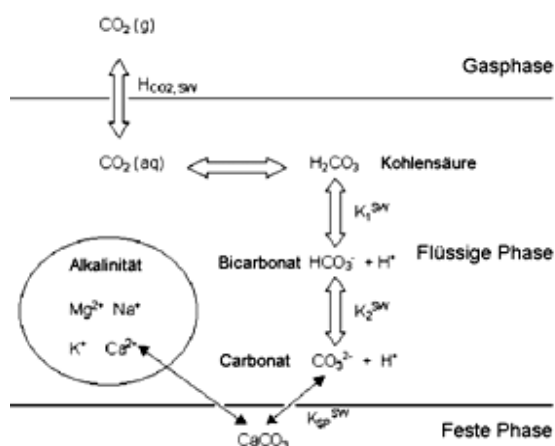


Abb. 5-6: Carbonat-System in Meerwasser [92]

Gelöstes Gas	Gelöste Menge mg/kg Meerwasser
N_2	12,5
O_2	7
Ar	0,4
CO_2	90

Tabelle 5-2: Verteilung der gelösten Gase [51]

5.7.1 Inertgas und Verdampfung

Die Phasengrenze zwischen Wasseroberfläche und Gasraum ist hauptsächlich für Wassermoleküle durchlässig. Die Wassermoleküle diffundieren, unterstützt durch eine konvektive Gasbewegung, von der wärmeren Wasseroberfläche mit hohem Partialdampfdruck zu der kälteren Kondensatorfläche mit niedrigerem Partialdampfdruck. Die Diffusionsströmung von Luft in die flüssige Phase ist vernachlässigbar klein, weswegen man bei diesem Vorgang von einseitiger Diffusion spricht. Luft wird dabei auch als Inertgas bezeichnet.

An der Phasengrenzfläche des Verdampfers entsteht für Luft ein niedrigerer Partialdruck als im Kern der gasförmigen Phase (s. Abb. 5-7). Dies bedingt eine durch Diffusion angetriebene Strömung der Luftmoleküle in den Bereich der Phasengrenze. Da Luft jedoch nicht über die Phasengrenze in die flüssige Phase wechseln kann, muss die Luftströmung zur Phasengrenze, einen stationären Zustand vorausgesetzt, durch einen entgegengesetzten, konvektiven Stoffstrom von der Verdampferfläche zum Kern der gasförmigen Phase ausgeglichen werden. Dieser zusätzliche Stoffstrom unterstützt den Stofftransport und wird Stefan-Strom genannt. Stellt man eine Bilanz der Stoffstromdichte für Luft auf, so muss der nach oben gerichtete, konvektive Verdrängungsstrom der entgegengesetzten Diffusionsströmung zur Oberfläche entsprechen. Durch Umformung der Bilanzgleichung erhält man eine Beziehung für die erhöhte Gasgeschwindigkeit, die in die Stofftransportbilanz des Dampfs eingeht. Man erhält das sogenannte Stefan'sche Gesetz [34]:

$$\dot{m} = \frac{D_{D,L}}{R_D \cdot T} \cdot \frac{p_{ges}}{p_{ges} - p_D} \cdot \frac{dp_D}{dx} \quad (5.13)$$

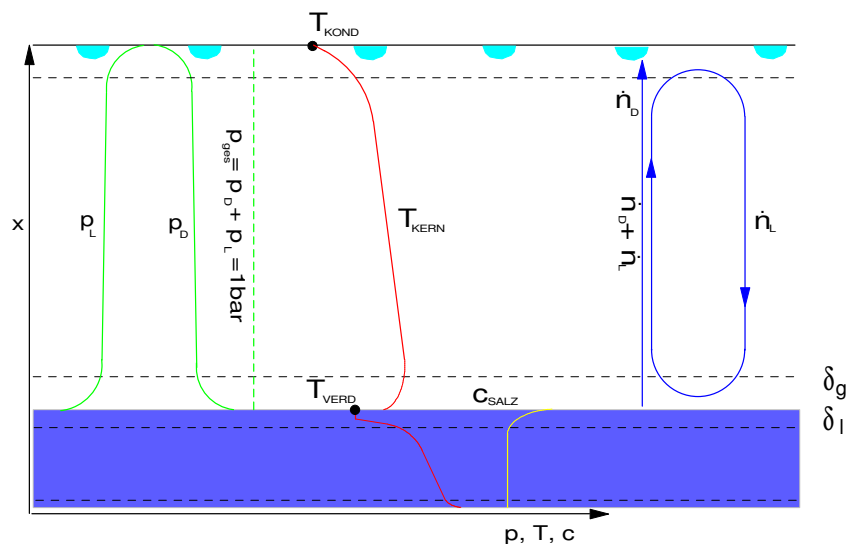


Abb. 5-7: Verläufe von Temperatur (frei nach Ward [62]), Partialdrücken und Konzentration in einer Destillationsstufe

Bei konstantem Querschnitt der Destillationskammer ergibt sich bei konstanter Dampfstromdichte durch Integration:

$$\dot{m} = \frac{D_{D,L}}{dx} \cdot \frac{p_{ges}}{R_D \cdot T} \cdot \ln \frac{p_{ges} - p_{D,verd}}{p_{ges} - p_{D,kond}} \quad (5.14)$$

Hierbei wird vorausgesetzt, dass bei dem konvektiven Stoffübergang als entscheidender Widerstand die laminare Grenzschicht des Inertgases mit der Dicke dx vorliegt, in der der Transport des Wasserdampfes vorwiegend durch Diffusion erfolgt. Diagramm 5-9 zeigt die treibende Druckdifferenz mit und ohne Einfluss des Stefan-Stroms. Bereits ab Temperaturen von 65°C macht sich der Stefan-Strom bemerkbar. Bei einer Verdampfertemperatur von 99°C steigt die treibende Druckdifferenz auf das Neunfache der des reinen Dampfes an.

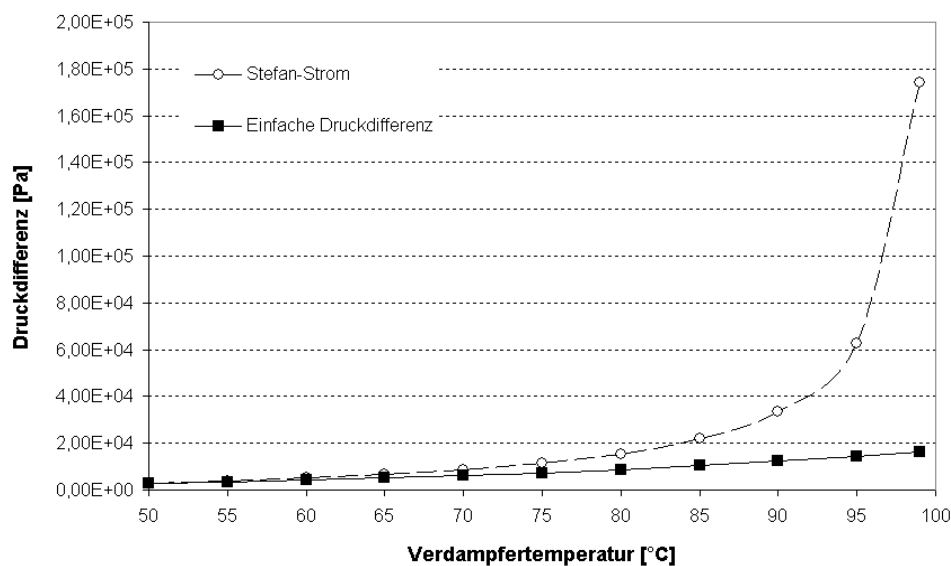


Diagramm 5-9: Vergleich der treibenden Druckdifferenz beim Stoffübergang mit und ohne Berücksichtigung des Stefan-Stroms (dT=5K)

5.7.2 Evaluierung der einseitigen Diffusion

Mit dem Ansatz der einseitigen Diffusion, der den Stefan-Strom nach Gl.(5.14) berücksichtigt, wird eine Parametervariation mit der Grenzschichtdicke als veränderlichem Parameter durchgeführt. Der Diffusionskoeffizient wird als temperaturabhängig angenommen. Die beste Übereinstimmung ergibt sich bei einer Grenzschichtdicke von $dx = 13,2$ mm mit einem Determinationskoeffizient $R^2 = 0,8749$. Es zeigt sich, dass die berechnete Produktionsrate über der Verdampfertemperatur wesentlich besser mit den gemessenen Werten übereinstimmt als ohne Berücksichtigung des Stefan-Stroms. Jedoch wird die Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator nicht einwandfrei wiedergegeben. So liegt die berechnete Produktionsrate bei niedrigen Temperaturdifferenzen zu hoch und bei großen Temperaturdifferenzen zu niedrig.

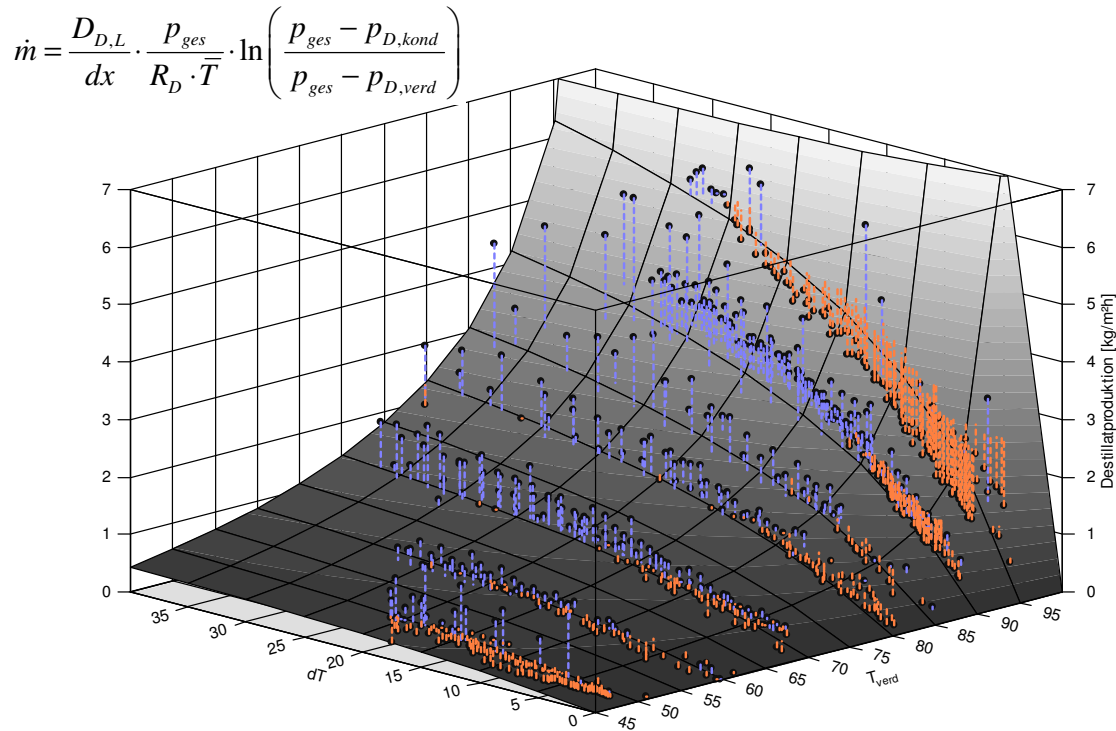


Diagramm 5-10: Modell der einseitigen Diffusion

5.7.3 Evaluierung der einseitigen Diffusion mit Overall-Koeffizienten

Mit einer Kombination des Ansatzes der einseitigen Diffusion und des Zweifilmmodells kann der Einfluss des flüssigkeitsseitigen Stoffübergangswiderstandes und der Inertgaseinfluss berücksichtigt werden. Nach dem Konzept des Overall-Koeffizienten wird der flüssigkeitsseitige Partialdampfdruck an der Phasengrenze über eine Anpassung des zum Kern der flüssigen Phase gehörigen Partialdampfdrucks mit dem Faktor K_l so bestimmt, dass der resultierende Partialdampfdruck an der Phasengrenze mit dem Partialdampfdruck im Kern der Gasphase im Gleichgewicht steht. Dadurch werden nur einfach messbare Größen, wie die Temperatur im Kern der flüssigen Phase zur Lösung benötigt und der Partialdampfdruck an der Phasengrenze entspricht eher den realen Gegebenheiten. Der Stoffübergangskoeffizient wird in diesem Fall nicht über einen Overallkoeffizienten, sondern über die Stärke der Grenzschicht definiert. Dies erlaubt die Verwendung des temperaturabhängigen Diffusionskoeffizienten. Diese fiktive Grenzschicht steht stellvertretend für die im Stofftransport maßgeblichen Widerstände: die flüssigkeitsseitige Grenzschicht, die Phasengrenze und die gasseitige Grenzschicht. Die Parametervariation der Grenzschichtdicke und des Anpassungsfaktors des Phasengleichgewichts ergibt für $dx = 10,3$ mm und für den Anpassungsfaktor $K_l = 0,9272$. Das heißt, dass durch den Temperaturgradienten den Partialdampfdruck an der Oberfläche um 7,3 % geringer ausfällt als im Kern der flüssigen Phase. Der Determinationskoeffizient ergibt sich zu $R^2 = 0,922$. Das kombinierte Modell zeigt eine verbesserte Übereinstimmung zwischen Modell und Experiment. Es fällt jedoch auf, dass die Einführung des Faktors K_l zu einer Verschiebung des Kennfeldes in Richtung höherer Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator führt. So beginnt die Produktion nicht bereits ab einer Differenz von 0°C sondern erst ab

1-2°C. Diese Differenz steht für den Temperaturabfall über der flüssigkeitsseitigen Grenzschicht. Mit der Verschiebung des Kennfeldes verringert sich die, beim einfachen Modell der einseitigen Diffusion überbewertete Produktionsrate bei niedrigen Temperaturdifferenzen. Nimmt man an, dass die Wasseroberfläche, wie in Messungen von Ward [62] gezeigt, einige Grad Celsius unter der Kerntemperatur liegt und verringert die gemessenen Verdampfertemperaturen um 10 %, so nähert sich der Anpassungsfaktor K_l bei der Parametervariation dem Wert 1. Bei 90°C Verdampfertemperatur liegt damit die eigentliche Wassertemperatur in den obersten Mikrometern der Oberfläche 9 K niedriger. Die verbesserte Genauigkeit des Modells spricht für diese Theorie.

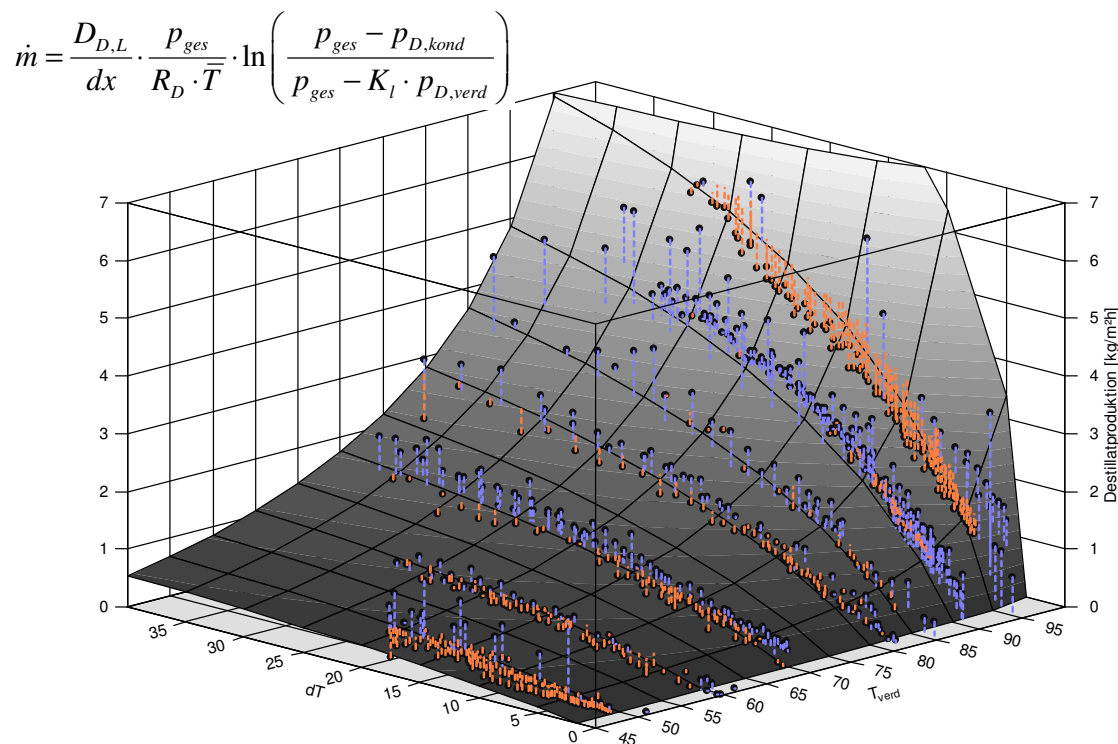


Diagramm 5-11: Modell der einseitigen Diffusion in Kombination mit Overall-Koeffizient

5.7.4 Evaluierung der einseitigen Diffusion mit Verdampfungs- und Kondensationskoeffizienten

Nach dem Vorbild der Hertz-Knudsen-Schrage Beziehung liegt es nahe, den Ansatz der einseitigen Diffusion um einen Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient zu erweitern. Im Falle des Verdampfungskoeffizienten stellt sich die äußere Form identisch mit dem für den Overallkoeffizienten benötigten Korrekturfaktor K_l dar. Der Verdampfungskoeffizient wird jedoch nicht mit einer Temperaturkorrektur der Phasengrenzfläche erklärt, sondern mit der Notwendigkeit, zur Oberfläche zurückfallende Moleküle zu berücksichtigen, die die effektive Verdampfungsrate schmälern. Die grundlegende Annahme der Hertz-Knudsen Beziehung, dass die Temperatur in der Flüssigkeit gleichmäßig verteilt ist, ist für große Verdampfungsraten unrealistisch. Neben der Grenzschichtstärke wird in diesem Ansatz der Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient variiert. Die beste Übereinstimmung ergibt sich für eine Grenzschichtdicke von $dx = 6,2$ mm, einen Kondensationskoeffizienten von $\theta_c = 0,647$ und

einen Verdampfungskoeffizienten von $\theta_e = 0,622$. Dies entspricht Angaben von Bond und Struchtrup [84], wonach Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient ähnliche Werte besitzen. Die im Vergleich zu den anderen Modellen der einseitigen Diffusion wesentlich geringere Grenzschichtdicke ergibt sich aus den verringerten Partialdampfdrücken. Der Determinationskoeffizient verbessert sich zu $R^2 = 0,9419$.

$$\dot{m} = \frac{D_{D,L}}{dx} \cdot \frac{p_{ges}}{R_D \cdot \bar{T}} \cdot \ln \left(\frac{p_{ges} - \theta_c \cdot p_{D,kond}}{p_{ges} - \theta_e \cdot p_{D,verd}} \right)$$

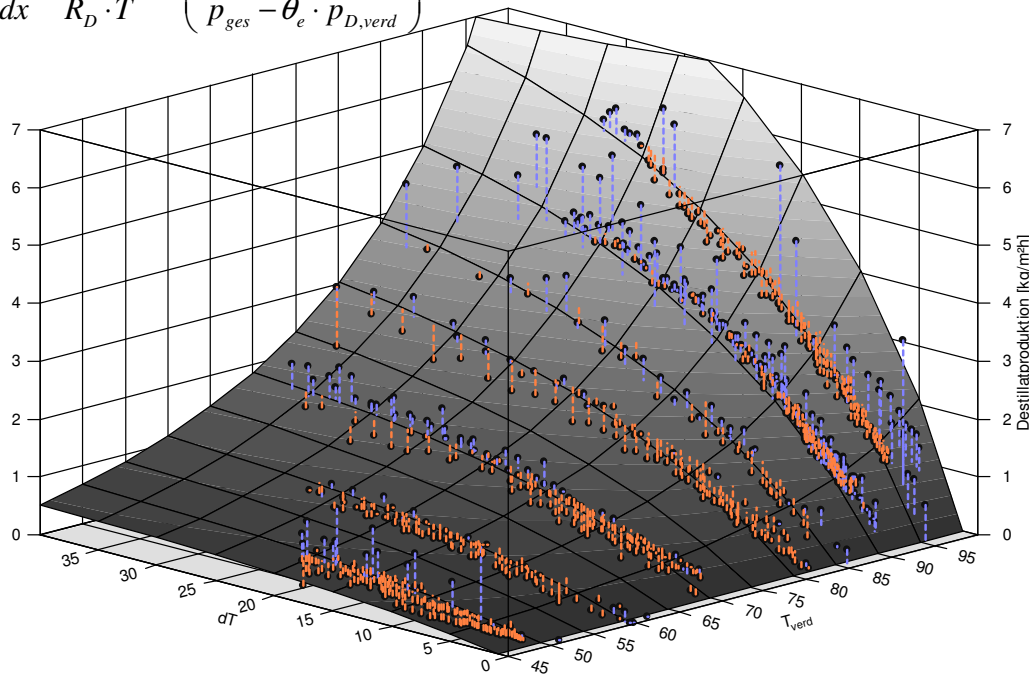


Diagramm 5-12: Modell der einseitigen Diffusion in Kombination mit Verdampfungs- und Kondensationskoeffizient

5.7.5 Inertgas und Kondensation

Während sich im Falle von Verdampfung der Stefan-Strom positiv auswirkt, ist der Effekt bei der Kondensation jedoch gegenläufig. Schon das Vorhandensein weniger Volumenprozent des Inertgases führen zu einer merklichen Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten (s. Diagramm 5-13). Während Wasserdampf am Kondensator aus dem Luft-Dampf-Gemisch auskondensiert, verbleibt der Luft-Anteil unverändert im gasförmigen Zustand und es bildet sich ein Polster aus Inertgas an der Kondensatoroberfläche. Der Partialdruck des Wasserdampfes an der Kondensationsfläche ist aufgrund der Anwesenheit von Inertgas niedriger als bei reinem Dampf. Die Sättigungstemperatur kann deshalb an der Phasengrenze beträchtlich unter der zum Gesamtdruck gehörenden Sättigungstemperatur liegen. Abb. 5-7 zeigt den Verlauf der Partialdrücke von Dampf und Inertgas am Kondensator. Bedingt durch das Partialdruckgefälle diffundiert Dampf vom Kern der Gasphase zur Phasengrenzfläche und Inertgas aus der Phasengrenzfläche in den Kern der Strömung. In der Summe entsteht durch den kondensierenden Dampfstrom und den in Richtung Gaskern strömenden Inertgasanteil wie bei der Verdampfung ein zusätzlicher Stoffstrom (Stefan'sches Gesetz) [93]. Nur ist der zusätzliche Stoffstrom nun der Dampfbewegung entgegengerichtet. Da der Dampf zudem

über Diffusion durch das Gaspolster transportiert werden muss, stellt dieses für den Stoffdurchgang einen erheblichen Widerstand dar. Bei großen Kondensatoren sorgt man deshalb dafür, dass das Inertgas abgesaugt wird [34].

Nach Corradini [69] haben Uchida [71] und Tagami [70] Experimente zum Einfluss von Inertgas auf die Kondensation durchgeführt. Sie stellten fest, dass der Wärmeübergang mit zunehmendem Inertgasanteil abnimmt. Entgegen den Ergebnissen anderer Arbeiten stellten sie fest, dass nur eine Abhängigkeit gegenüber dem Massenanteil W des Inertgases, jedoch nicht gegenüber dem Molekulargewicht, den lokalen Geschwindigkeiten oder Drücken besteht. Nach Karl [66] hat sich die Zweifilmtheorie als adäquate Methode erwiesen, um den Einfluss des Inertgases zu quantifizieren. Nach Uchida ergibt sich für den kondensatorseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{kond} (in $\text{W/m}^2\text{K}$):

$$\alpha_{kond} = 380 \cdot \left(\frac{W}{1-W} \right)^{-0,7} \quad (5.15)$$

Nach Tagami:

$$\alpha_{kond} = 11,4 + 284 \cdot \left(\frac{1-W}{W} \right) \quad (5.16)$$

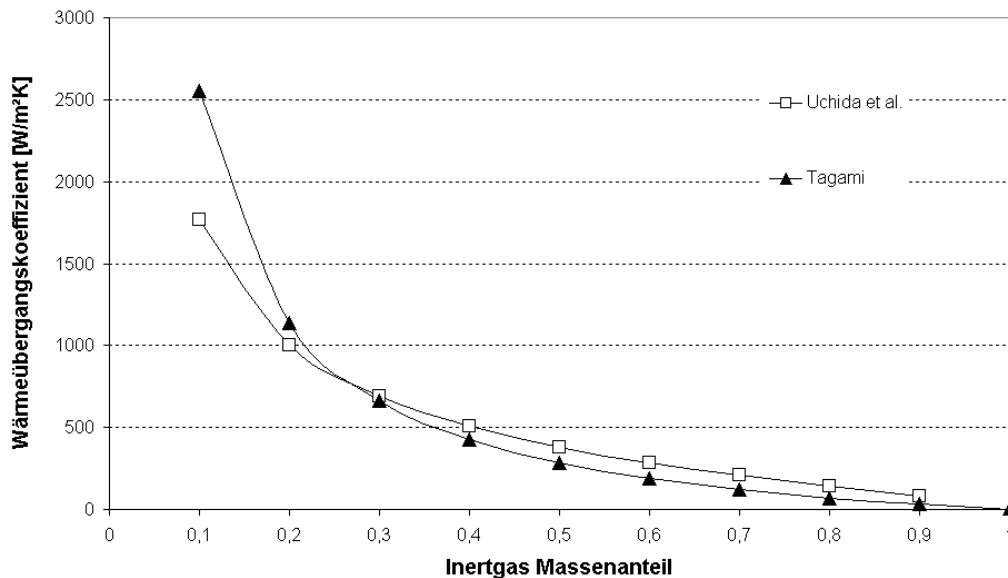


Diagramm 5-13: Einfluss des Inertgasanteils auf den Kondensationsvorgang

5.8 Eigenes Reihenschaltungsmodell

Wie in den vorangegangenen Kapiteln dargestellt, wird der Stoffdurchgang durch viele Einflüsse, von laminaren Grenzschichten an beiden Phasengrenzen über den Inertgaseinfluss am Verdampfer und Kondensator bis hin zum konvektiven Transportwiderstand in der Gasphase bestimmt. Bei dem gesamten Transportwiderstand handelt es sich, wie in Abb. 5-8 dargestellt, um eine Reihenschaltung von mindestens 3 Einzelwiderständen in den Phasengrenzen und im Gasraum sowie einem Widerstand in der flüssigen Phase. Die bisher dargestellten Modelle reduzieren das Problem meist auf einen dieser Widerstände oder es wird ein stellvertretender Overall-Koeffizient eingeführt. Das im Folgenden verwendete Stoffübergangsmodell bezieht alle bekannten Widerstände durch eine Reihenschaltung mit ein und erlaubt somit die Berücksichtigung unterschiedlicher Flächenverhältnisse von Verdampfer und Kondensator.

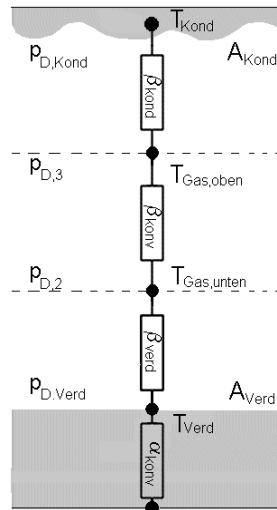


Abb. 5-8: Stoffübergangskoeffizienten in Reihenschaltung

Analog zur Elektrotechnik lässt sich der Gesamtwiderstand einer Reihenschaltung aus der Summe von n Einzelwiderständen R_i berechnen. Den Einzelwiderstand des Stoffübergangs in einem Teilabschnitt definiert man in Abhängigkeit vom Stoffübergangskoeffizienten β_i und der zugehörigen Durchgangsfläche A_i

$$R_{ges} = \sum_{i=1}^n R_i \quad \text{mit} \quad R_i = \frac{1}{\beta_i \cdot A_i}$$

Damit ergibt sich für den gesamten Stoffdurchgangskoeffizienten der Gasphase bezogen auf die Fläche:

$$\beta_{ges} = \frac{1}{R_{ges} \cdot A} = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{1}{\beta_{verd} \cdot A_{verd}} + \frac{1}{\beta_{konv} \cdot A_{konv}} + \frac{1}{\beta_{kond} \cdot A_{kond}} \right)^{-1} \quad (5.17)$$

Die Massenstromdichte ergibt sich aus dem Produkt des Stoffdurchgangskoeffizienten und der Differenz der Partialdampfdrücke zu:

$$\dot{m} = \dot{n} \cdot M_w = \beta_{ges} \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond})$$

Die Partialdampfdrücke und die Verdampfer- und Kondensatorfläche sind bekannte Größen. Die Stoffübergangskoeffizienten β_{verd} , β_{konv} und β_{kond} müssen ermittelt werden. Der Stoffübergangskoeffizient β_{verd} am Verdampfer wird unter Berücksichtigung des Stefan-Stroms und der konvektiven Verhältnisse in horizontalen Schichten bestimmt:

$$\beta_{verd} = Sh \cdot \frac{D_{D,L}}{dx} \cdot \frac{1}{R_D \cdot \bar{T}} \cdot \frac{p_{ges}}{(p_{D,verd} - p_{D,kond})} \cdot \ln \left(\frac{p_{ges} - p_{D,kond}}{p_{ges} - K_l \cdot p_{D,verd}} \right) \quad (5.18)$$

Der Faktor K_l ermöglicht dabei die Berücksichtigung des schwierig messbaren Temperaturabfalls innerhalb von 100 Mikrometern an der Phasengrenze des Verdampfers (s. Abb. 5-7). Die Sherwood-Zahl Sh wird mit Hilfe der Analogie von Wärme- und Stoffübertragung bestimmt. Die Sherwoodzahl kann nach dem Lewisschen Gesetz aus der Nusselt-Zahl hergeleitet werden:

$$Sh = Nu \cdot Le^{1/3} \quad (5.19)$$

Die Nusselt-Zahl ergibt sich aus Gl. (5.4) zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs in horizontalen Schichten mit beheiztem Boden. Es werden die empirisch ermittelten Parameter nach Klan ([29], Fc1) verwendet. Der Stoffübergangskoeffizient β_{konv} der Gasphase zwischen den beiden Grenzschichten wird bereits in der Sherwood-Zahl des verdampferseitigen Übergangs und dem Einfluss des Stefan-Stroms berücksichtigt. Nach der Abschätzung des konvektionslimitierten Stofftransports in Kap. 5.4.4 ist dem Übergangswiderstand der Gasphase zwischen den Grenzschichten jedoch keine bestimmende Rolle zuzuordnen, liegt er doch um die Hälfte niedriger als die übrigen Widerstände.

Die Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{kond} am Kondensator beinhaltet nach Gl. (5.15) den schwächenden Einfluss des Inertgaspolsters. Der Stoffübergangskoeffizient β_{kond} wird aus dem Wärmeübergangskoeffizienten gebildet und in den Einheiten [kg/(m²Pa s)] oder [s/m] dargestellt:

$$\beta_{kond} = \frac{\alpha_{kond}}{\Delta h} \cdot \frac{T_{verd} - T_{kond}}{p_{D,verd} - p_{D,kond}} \quad (5.20)$$

5.8.1 Untersuchung der Flächenabhängigkeit

Wird der Widerstand der Gasphase zwischen den Grenzschichten dem verdampferseitigen Übergangskoeffizienten zugeordnet, so reduziert sich Gl. (5.17) auf die zwei unbekannten Stoffübergangskoeffizienten β_{verd} und β_{konv} . Diese können dann experimentell über eine

Variation der Verdampfer- und Kondensatorfläche bestimmt werden. In einer Kapillardestille nach Kap. 14 wird dazu die Verdampferfläche mit Hilfe einer schwimmenden, geschlossenporigen Silikonschaummatte (5 mm Stärke) um die Hälfte reduziert. Damit erhält man ein Flächenverhältnis von Kondensatorfläche zu Verdampferfläche von 2:1. Die Produktionsrate wird dabei auf einen Quadratmeter Verdampferfläche bezogen. In einer zweiten Messreihe wird die Kondensatorfläche mit Hilfe der Silikonschaummatte zur Hälfte isoliert und man erhält ein Flächenverhältnis von Kondensatorfläche zu Verdampferfläche von 1:2. Die Standardmessungen beinhalten weiterhin die Werte für ein einheitliches Flächenverhältnis. Damit kann die Flächenabhängigkeit durch drei Flächenverhältnisse beschrieben werden. Diagramm 5-14 zeigt die experimentell ermittelte, prozentuale Änderung der Produktionsrate über dem Flächenverhältnis für drei verschiedene Temperaturbereiche bei einer Temperaturdifferenz von 20 K. Bei einer Halbierung der Kondensatorfläche sinkt die Produktionsrate demnach im Mittel um 30 % und steigt bei einer Verdopplung um 20 %. Diagramm 5-15 zeigt die prozentuale Änderung der experimentellen Produktionsrate in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis. Zum Vergleich sind die Verläufe der Reihenschaltung für die theoretischen Fälle $\beta_{kond} \ll \beta_{verd}$, $\beta_{kond} = \beta_{verd}$ und $\beta_{kond} \gg \beta_{verd}$ eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass die Destillatproduktion für den Fall eines sehr kleinen kondensatorseitigen Stoffübergangs $\beta_{kond} \ll \beta_{verd}$ beinahe linear mit der Kondensatorfläche ansteigt. Im entgegengesetzten Fall eines sehr großen kondensatorseitigen Stoffübergangs $\beta_{kond} \gg \beta_{verd}$ ist eine Abhängigkeit von der Kondensatorfläche erst bei kleinen Flächenverhältnissen $A_{kond}/A_{verd} < 0,7$ zu erkennen. Die gemessene Abhängigkeit der Produktionsrate liegt zwischen dem Verlauf für einheitliche Stoffübergangskoeffizienten und einem großen kondensatorseitigen Stoffübergangskoeffizienten.

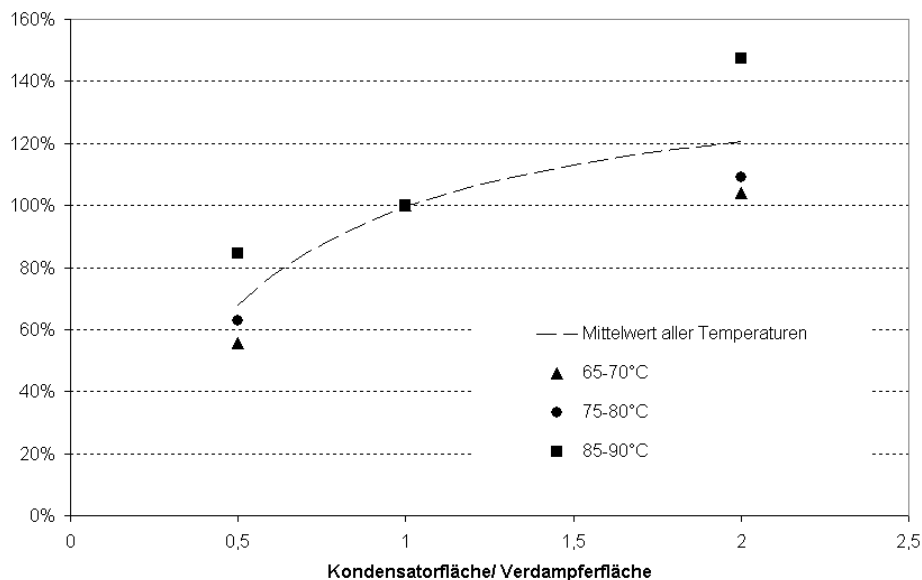


Diagramm 5-14: Experimentelle Mittelwerte für verschiedene Temperaturen über dem Flächenverhältnis relativ zur Destillationsrate bei Flächengleichheit

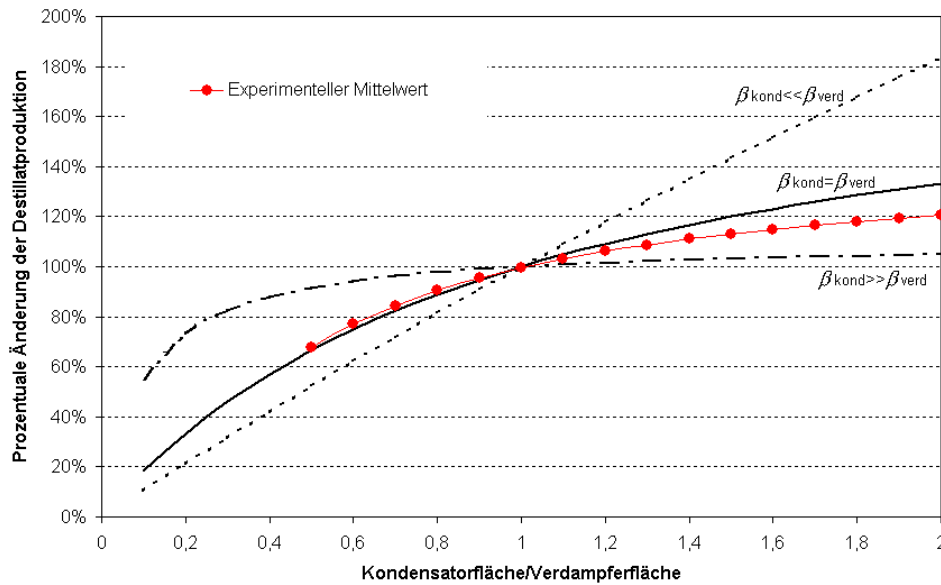


Diagramm 5-15: Reihenschaltung von Stoffübergangskoeffizienten für drei verschiedene Fälle im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen

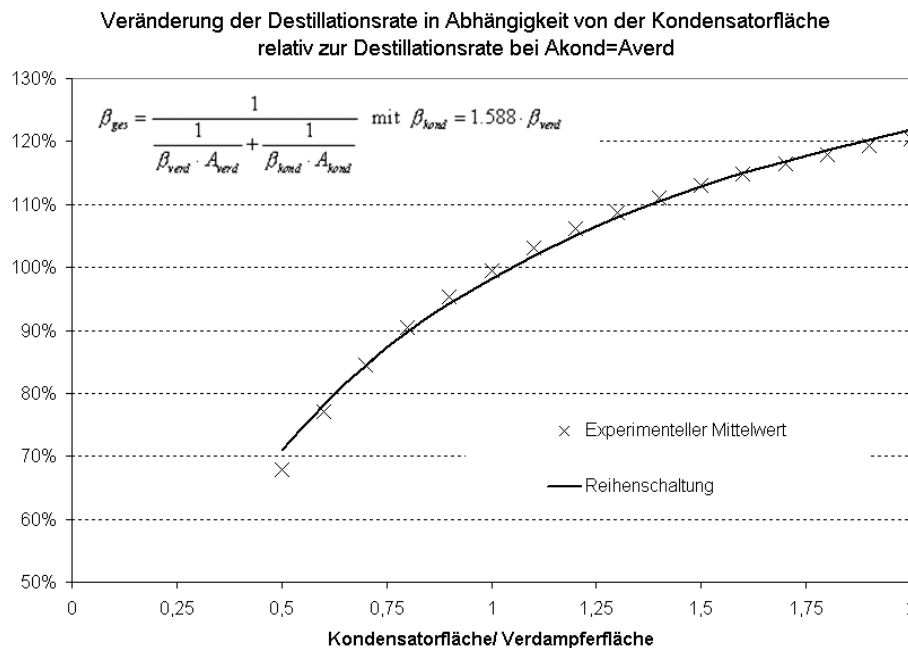


Diagramm 5-16: Regressionsergebnis der Reihenschaltung bzgl. der Flächenabhängigkeit

Unter Berücksichtigung von β_{kond} innerhalb von β_{verd} wird das Verhältnis von $\beta_{\text{kond}}/\beta_{\text{verd}}$ genauer mit Hilfe einer Regressionsanalyse bestimmt. Diagramm 5-16 zeigt für $\beta_{\text{kond}} = 1,588 \cdot \beta_{\text{verd}}$ eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den experimentellen Mittelwerten und dem Modell der Reihenschaltung. Der kondensatorseitige Stoffübergangskoeffizient liegt mit 58,8% weiter über dem verdampferseitigen Stoffübergangskoeffizient als die von Marek und Straub recherchierten Angaben. Diese stellten in einer Literaturrecherche fest, dass der Kondensationskoeffizient im Allgemeinen ca. 20 % höher als der Verdampfungskoeffizient angesetzt werden kann [59]. Es ist jedoch nicht bekannt, ob sich diese Angabe auf Filmkondensation bezieht. In dem in dieser Arbeit untersuchten Prozess liegt zum großen Teil Trop-

fenkondensation vor. Nach allgemeiner Erkenntnis kann der Stoffübergangskoeffizient bei Tropfenkondensation mindestens 10-mal höhere Werte annehmen als bei der Filmkondensation. Dies kann den höheren Kondensationskoeffizienten erklären.

Mit der Reihenschaltung der flächenbezogenen Stoffübergangskoeffizienten können nun auch ungleiche Kondensator- und Verdampferflächen berücksichtigt werden. Das durch die Regressionsanalyse gefunden Verhältnis von $\beta_{kond}/\beta_{verd} = 1,588$ bezieht sich auf einen experimentellen Mittelwert für Verdampfertemperaturen von 65°C bis 95°C. Die Messwerte sind jedoch auf eine Temperaturdifferenz von 20 K zwischen Verdampfer und Kondensator beschränkt. Um herauszufinden, inwieweit sich das Verhältnis von $\beta_{kond}/\beta_{verd}$ temperaturabhängig ist, wird im folgenden Kapitel eine Regressionsanalyse über dem gesamten Temperaturbereich durchgeführt.

5.8.2 Validierung des Reihenschaltungsmodells

Um aussagekräftigere Ergebnisse über das gesamte Kennfeld zu erhalten, wurden die experimentellen Werte der Flächenvariation mit dem bisher für die Validierung der Modelle verwendeten Standarddatensatz des Kennfeldes kombiniert. Dabei wurde der Wertebereich des Standarddatensatzes durch Mittelwertbildung soweit reduziert, dass die Messwerte der Flächenvariation ca. 30 % des Datensatzes ausmachen. Das Ergebnis der Regression ist entsprechend gewichtet.

Der Stoffübergangskoeffizient auf der Verdampferseite wird durch die bereits vorgestellte Gl.(5.18) dargestellt, die die Konvektionsverhältnisse mit Hilfe der Sherwood-Zahl, die einseitige Diffusion und einen Korrekturfaktor K_l für den Temperaturgradienten an der Verdampferoberfläche berücksichtigt. Der veränderliche Parameter ist hier ausschliesslich der Korrekturfaktor K_l .

Für den kondensatorseitigen Stoffübergang wird die Gleichung von Uchida (s. Gl.(5.15)) herangezogen. Diese ergibt gegenüber der Gleichung von Tagami geringfügig bessere Regressionsergebnisse. Allerdings wird dabei in der Gleichung der Grundwert des Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha = 380 \text{ W/m}^2\text{K}$) als veränderlicher Parameter zur Variation freigegeben. Das beste Regressionsergebnis ergibt sich für einen kondensatorseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha = 644 \text{ W/m}^2\text{K}$ und einen Korrekturfaktor $K_l = 0,943$. Damit liegt der Wärmeübergang auf der Kondensatorseite fast doppelt so hoch wie nach der ursprünglichen Beziehung von Uchida. Da die Gleichung von Uchida auf der Basis von Messwerten industrieller Kondensatoren erstellt wurde, kann mit großer Wahrscheinlichkeit davon ausgegangen werden, dass sich die Gleichung auf Filmkondensation bezieht. Der höhere Übergangskoeffizient kann mit der in der Anlage vorherrschenden Mischform von Kondensationsarten erklärt werden. Mit reiner Tropfenkondensation kann die 10-fache Übertragungsleistung gegenüber der Filmkondensation erreicht werden. Das Ergebnis des Korrekturfaktors $K_l = 0,943$ zeigt, dass der Partialdampfdruck an der Oberfläche aufgrund des Temperaturgradienten um 5,7 % niedriger liegt als unter den Bedingungen im Kern der flüssigen Phase. Der Wert für K_l unterscheidet sich kaum von den bereits in den Kap. 5.7.3 bis 5.7.4 gewonnenen Regressionsergebnissen dieses Einflussfaktors. Das Reihenschaltungsmodell ergibt für den kombinierten

Datensatz unter Einbeziehung der Werte aus der Flächenvariation einen Determinationskoeffizienten von $R^2 = 0,891$. Diagramm 5-17 zeigt die Übereinstimmung von Messung und Reihenschaltungsmodell für verschiedene Flächenverhältnisse. Größere Abweichungen sind vor allem bei großen Produktionsraten, d.h. bei großen Temperaturdifferenzen, und hohen Verdampfertemperaturen zu erkennen. Große Temperaturdifferenzen (>20 K) treten jedoch beim stationären Betrieb der mehrstufigen Entsalzung nicht auf.

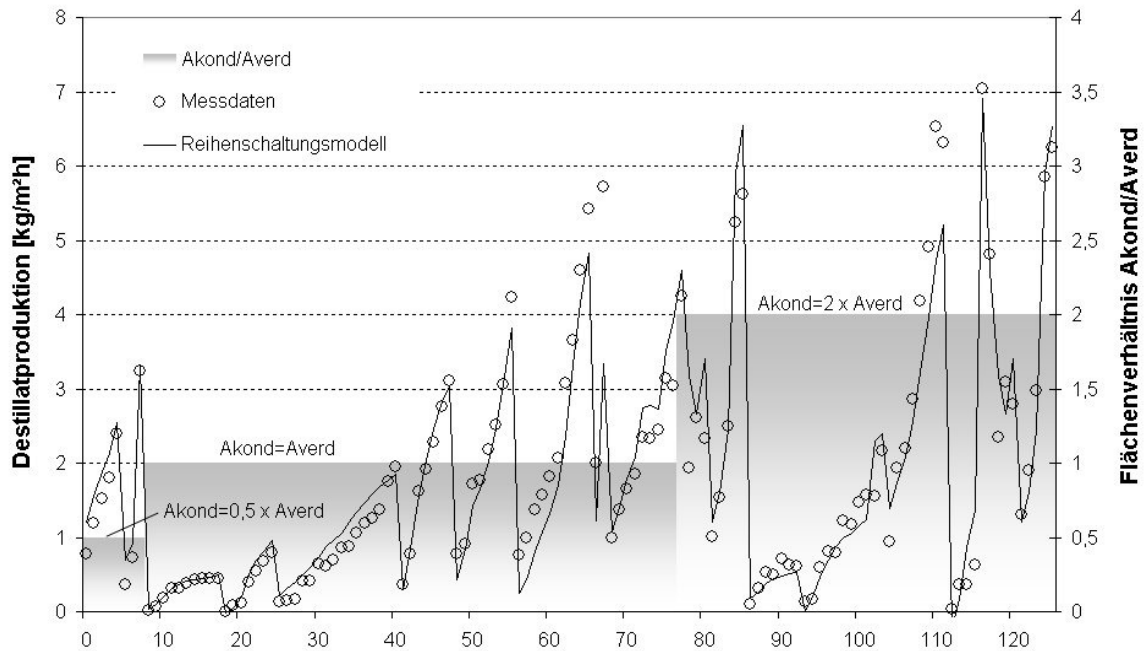


Diagramm 5-17: Messwerte und Regressionsergebnis des Reihenschaltungsmodells

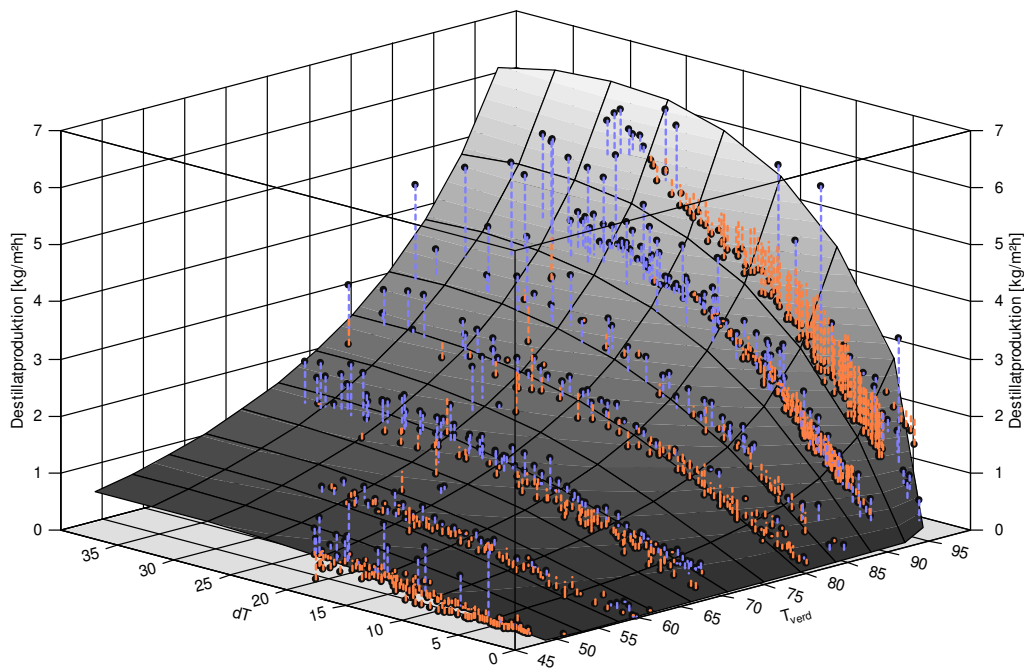


Diagramm 5-18: Modell und Messwerte im Vergleich

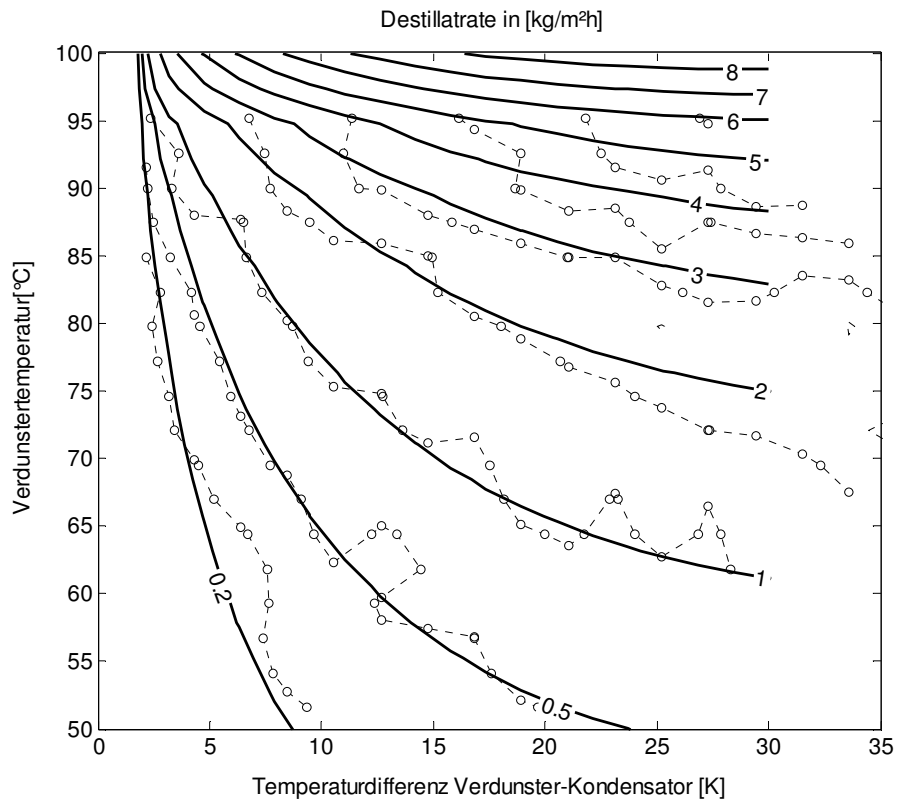


Diagramm 5-19: Modell der Reihenschaltung und Messwerte

Vergleicht man den ursprünglichen Standarddatensatz unter Flächengleichheit mit den Regressionsergebnissen, so erhält man einen Determinationskoeffizient von $R^2 = 0,921$. Diagramm 5-18 und Diagramm 5-19 zeigen das Regressionsergebnis und die Messwerte in einer 3D Ansicht bzw. als Konturdarstellung. Das Ergebnis lässt sich unter Berücksichtigung eines kondensatorseitigen Korrekturfaktors (s. Kap. 5.7.4) nur noch unwesentlich verbessern. Das Ergebnis liegt damit etwas unter der Wiedergabegenauigkeit vorangegangener, einfacherer Modelle (bestes Ergebnis $R^2 = 0,942$). Das Reihenschaltungsmodell bietet jedoch den Vorteil, dass nun auch die Abhängigkeit der Produktionsrate vom Flächenverhältnis von Verdampfer und Kondensator mit guter Genauigkeit wiedergegeben wird.

In Diagramm 5-20 ist das Verhältnis der Stoffübergangskoeffizienten $\beta_{\text{kond}}/\beta_{\text{verd}}$ über der Verdampfertemperatur und der Temperaturdifferenz dargestellt. Der Stoffübergangskoeffizient am Kondensator wirkt demnach nur bei hohen Temperaturen ($>80^\circ\text{C}$) und großen Temperaturdifferenzen limitierend. Bei niedrigen Verdampfertemperaturen liegt er bis zu 10-mal höher als der Stoffübergangskoeffizient am Verdampfer. Der Hauptwiderstand des Stofftransports wird im normalen Betrieb demzufolge durch die verdampferseitige Phasengrenze gebildet. Dieser Sachverhalt erklärt, warum vereinfachte Modelle, die sich nur auf die verdampferseitige Phasengrenze unter Einbeziehung des Stefan-Stroms beziehen trotz der Vernachlässigung des Stoffübergangs am Kondensator ein so gutes Ergebnis liefern.

Es zeigt sich eine Annäherung der Koeffizienten bei höheren Temperaturen und größeren Temperaturdifferenzen. Erklärbar ist die Annäherung bei großen Temperaturdifferenzen über die niedrigere Kondensatortemperatur und den damit verbundenen größeren Inertgasanteil mit

einem stärkeren Inertgaspolster. Die Annäherung mit ansteigender Verdampfertemperatur kann durch den stark zunehmenden Stefanstrom und den damit verbesserten Verdampfungskoeffizienten erklärt werden. Gleichzeitig kann es bei einer erhöhten Produktionsrate wegen verstärkten Anteils von Filmkondensation zu einer Abnahme des Kondensationskoeffizienten kommen.

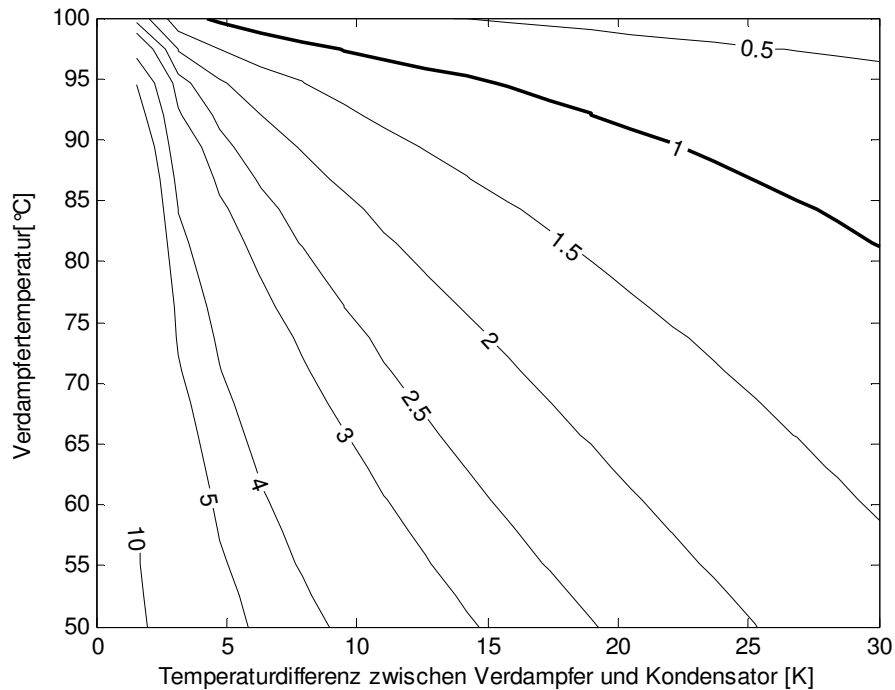


Diagramm 5-20: Verhältnis von kondensations- zu verdampfungsseitigem Stoffübergangskoeffizienten

5.9 Einfluss des Salzgehalts

Der Salzgehalt hat einen signifikanten Einfluss auf die physikalischen Eigenschaften des zu entsalzenden Wassers. Die größte Auswirkung bezogen auf den Stoffübergang besteht in der Verringerung des Dampfdrucks. Das im Meerwasser gelöste Natriumchlorid dissoziiert in wässriger Lösung in Natrium- und Chlorid-Ionen:

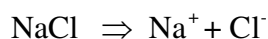


Abb. 5-9 zeigt die simulierte Verteilung der Ionen an der Phasengrenze. Demnach kommt es hier zu einer Ladungsverschiebung, da die negativ geladenen Chlorid-Ionen an der Oberfläche überwiegen [107]. Die Ionen sind von einer Solvathülle umgeben, d.h. durch v. d. Waalsche- und elektrostatische Kräfte werden Wassermoleküle an das Ion gebunden. Somit können weniger Wassermoleküle in den Gasraum übergehen. Im Gegensatz dazu hat die gelöste Substanz jedoch keinen Einfluss auf die Geschwindigkeit, mit der Moleküle aus dem Gasraum in die Flüssigkeit zurückkehren. Die Anzahl der entweichenden Moleküle ist verringert, die der Zurückkehrenden aber nicht. Ein verringerter Gleichgewichtsdampfdruck stellt sich ein.

Auch kann die veränderte Oberflächenzusammensetzung eine höhere Oberflächenspannung bewirken.

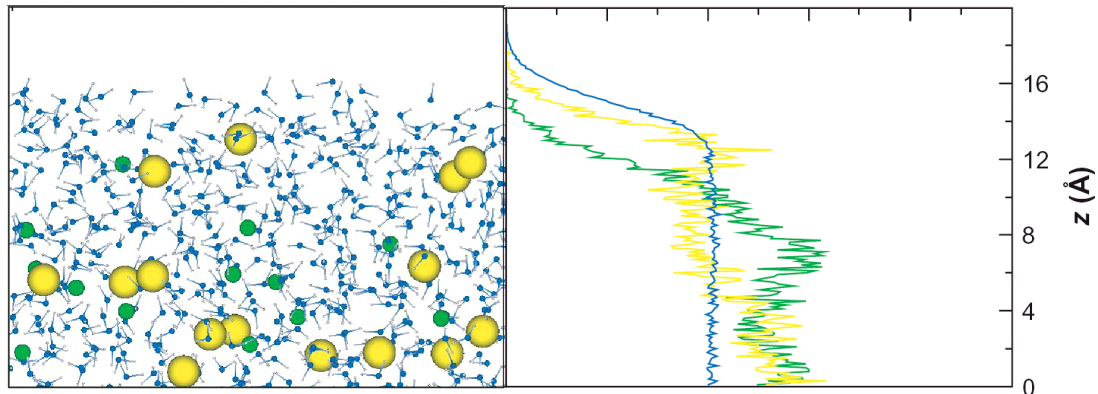


Abb. 5-9: Wasser/Luft Grenzfläche: Molekular dynamische Simulation von NaCl Lösung (grün: Natrium-Kationen, gelb: Chlorid-Ionen) und Dichteprofil der Komponenten über der Höhe [107].

Diesen Sachverhalt beschreibt das Raoult'sche Gesetz. Dieses besagt, dass der Dampfdruck p_L einer Lösung einer nichtflüchtigen Substanz proportional zum Stoffmengenanteil x_A des Lösungsmittels A ist.

$$p_L = x_A \cdot p_A \quad (5.21)$$

Das Raoult'sche Gesetz gilt für kleinere Konzentrationen, bei denen die Abstände zwischen den Molekülen der gelösten Substanz groß sind.

Nach List [106] kann die Abhängigkeit des Dampfdrucks von der Salinität S einer wässrigen Lösung nach folgender empirischer Gleichung abgeschätzt werden:

$$p_L = p_D \cdot (1 - 0,000537 \cdot S) \quad (5.22)$$

Nach dieser Gleichung reduziert sich der Dampfdruck von doppelt aufkonzentriertem Meerwasser ($S = 70$) um 3,76 %. Dieser Wert lässt keine signifikante Verringerung des Stoffübergangs vermuten. Allerdings wirkt sich diese Verringerung unter Berücksichtigung des Stefanstroms nach Gl. (5.14) bei kleinen Temperaturdifferenzen zum Kondensator und hohen Verdampfertemperaturen unerwartet stark aus. In Diagramm 5-21 ist die theoretische, prozentuale Änderung der treibenden Druckdifferenz des Stoffübergangs unter Salzeinfluss über Verdampfertemperatur und Temperaturdifferenz aufgetragen. Unter Salzeinfluss reduziert sich die treibende Druckdifferenz bei Temperaturdifferenzen unter 5 K um mehr als 20 % und bei Temperaturdifferenzen von 10 K noch um mehr als 10 %. Auch bei Verdampfertemperaturen über 95°C nimmt die treibende Druckdifferenz mit Erhöhung des Salzgehalts rapide ab. Der Salzeinfluss auf den gesamten Stoffübergang wird im Zusammenhang mit dem Wärmetransport in der flüssigen Phase ausführlicher in Kap. 6.2 behandelt.

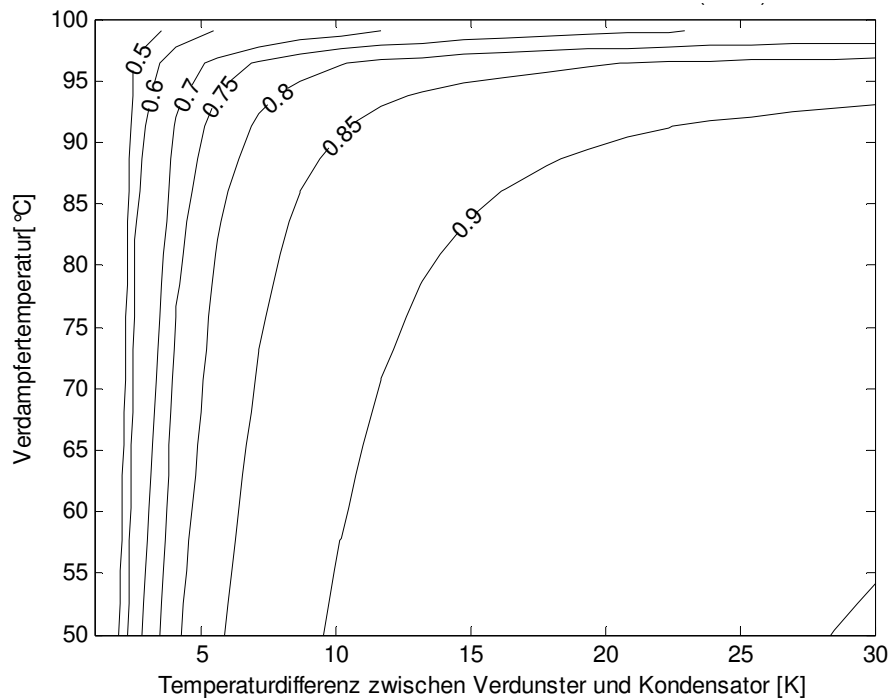


Diagramm 5-21: Reduktion der treibenden Druckdifferenz bei einer Salinität von $S=70$ g/kg und unter Berücksichtigung des Stefanstroms

5.10 Einfluss beim Sieden

Bis zur Siedetemperatur lässt sich der Stoffübergang nach Kap. 5.8 bestimmen. Wird der Siedepunkt erreicht, so gilt das Übergangsmodell nicht mehr. Die zugeführte Energie wird dann über die vergrößerte Wasseroberfläche der Blasen in Form von erhöhter Dampfbildung abgegeben. Kann dieser zusätzlich erzeugte Dampf nicht vom Kondensator bewältigt werden, steigt der Druck in der Kammer geringfügig und der überschüssige Dampf strömt durch Undichtigkeiten in Richtung der oberen Stufen. Hier kommt es teilweise zur Kondensation und teilweise geht Dampf durch Öffnungen an die Umgebung verloren. Der in den oberen Stufen kondensierende Dampf setzt die Wärmerückgewinnung außer Kraft, da er die Wärme direkt in die oberen Stufen transportiert. Solange der Dampf im System kondensiert, bleibt das System funktionsfähig, hat aber einen schlechteren Rückgewinnungsgrad.

Diagramm 5-22 zeigt die Destillatproduktion in der Experimentaldestille bei kochendem Wasser mit einer Leistungszufuhr von 1360 W und 700 W. Man erkennt, dass die Produktion bei Halbierung der Leistung um etwa die Hälfte abnimmt. Allerdings bleibt die Temperaturdifferenz dT_m zum Kondensator bei diesem Experiment nicht gleich, so dass der Zusammenhang nicht eindeutig ist. Obwohl eine große Anzahl theoretischer Ansätze im Schrifttum existieren, gibt es keine zusammenfassende Theorie, die es ermöglichen würde, den Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden in freier Konvektion mit der für technische Belange notwendigen Genauigkeit vorherzusagen. Nach dem heutigen Stand sind für praktische Rechnungen nur empirische oder halbempirische Ansätze brauchbar. In Diagramm 5-23 sind der Wärmeübergangskoeffizient α und die Wärmestromdichte $\dot{q}$ von Wasser bei einem

Druck von 1 bar als Funktion der Temperaturdifferenz ΔT dargestellt. Beide Größen sind wie folgt miteinander verknüpft:

$$\dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \quad (5.23)$$

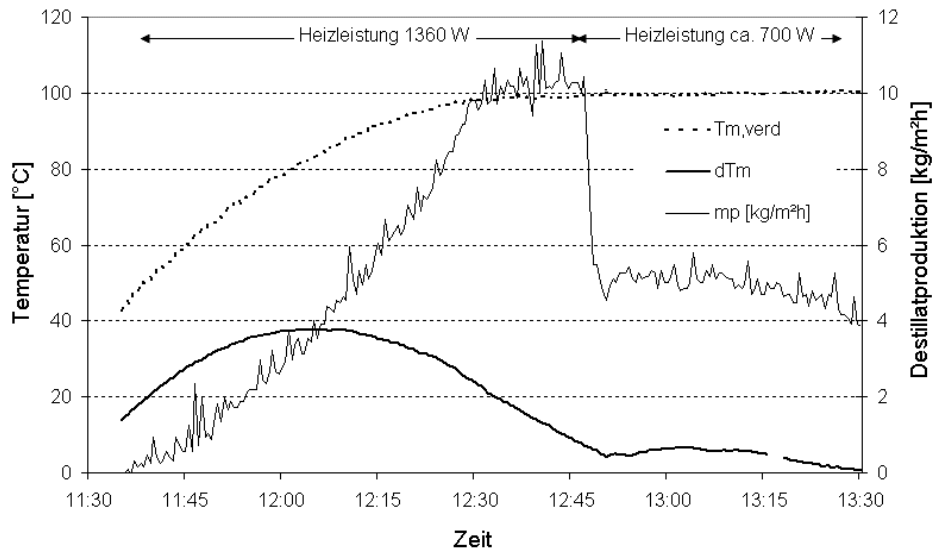


Diagramm 5-22: Gemessene Abhängigkeit der Produktionsrate von der Heizleistung

Sobald die Wandüberhitzung bei Wasser 5 bis 6 K erreicht, bilden sich an einigen Keimstellen (Rauigkeitsvertiefungen) die ersten Blasen und es beginnt die Blasenverdampfung. Die Blasenbildung resultiert aus der Dampfdruckerniedrigung an den Keimstellen und wird durch die Oberflächenspannung und den Krümmungsradius der Oberflächenrauigkeiten verursacht. Mit zunehmender Wandüberhitzung nimmt die Anzahl der Keimstellen und Blasen zu. Der Wärmeübergang und damit die Dampferzeugung steigen näherungsweise linear mit der Temperaturdifferenz an. Die Korrelation zwischen der Wärmestromdichte und der Keimstellendichte n ergibt sich aus folgender Beziehung:

$$\dot{q} \sim \Delta T^{1,2} \cdot n^{1/3} \quad (5.24)$$

Bei einer Wandüberhitzung von mehr als 30 K beginnt das Übergangssieden und der Wärmeübergang verschlechtert sich aufgrund der isolierenden Wirkung des Wasserdampfpolsters über der Heizfläche.

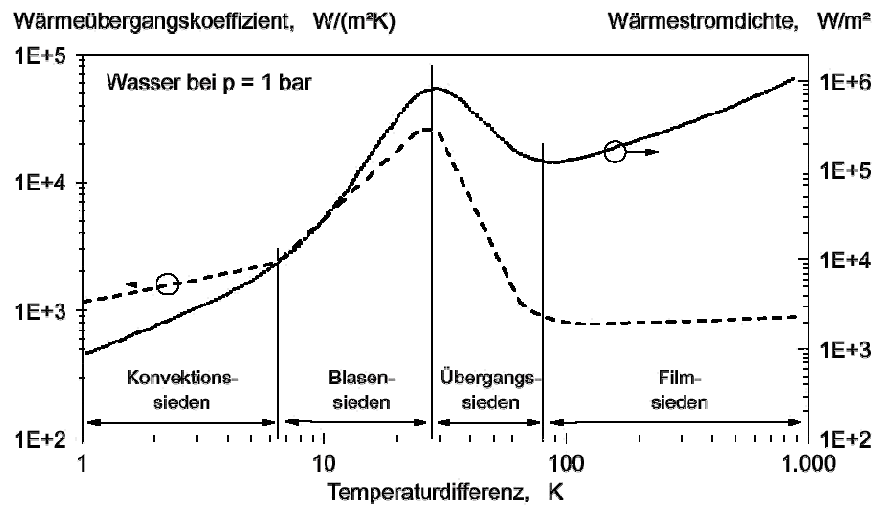


Diagramm 5-23: Wärmeübergangskoeffizient (...) und Wärmestromdichte (__) von Wasser in den verschiedenen Siedebereichen [120]

6 Wärmetransport in der flüssigen Phase

Die Wärme der untersten Stufe soll möglichst verlustfrei durch alle darüber liegenden Verdampferbecken strömen um einen großen Rückgewinnungsgrad zu erreichen. Der Wärmewiderstand jeder Stufe ergibt sich aus dem in den vorangegangenen Kapiteln behandelten Widerstand der Phasengrenzen, der Gasphase und dem Widerstand der Verdampferbecken (s. Abb. 5-8). Der Wärmewiderstand der Verdampferbecken wiederum setzt sich aus dem Leitungswiderstand des Wannenbodens und aus dem konvektiven Widerstand der flüssigen Phase zusammen. In den ersten Modellen wurde der Wärmewiderstand in den Wasserschichten der Stufen vernachlässigt. Genauere experimentelle Untersuchungen zeigten jedoch, dass die Summe der Temperaturdifferenzen über den Wasserschichten einen starken Produktionsverlust mit sich bringt. Besonders bei einer großen Anzahl von Stufen summieren sich die zwischen Unter- und Oberseite der Wasserschichten gemessenen Temperaturdifferenzen von mehreren Grad zu einem wesentlichen Verlustfaktor. Der Temperaturabfall über dem 0,8 mm starken Wannenboden aus Edelstahl beläuft sich dagegen selbst bei einem Wärmestrom von 2000 W/m^2 lediglich auf 0,13 K und ist damit vernachlässigbar.

Einen weiteren, bisher unterschätzten Einfluss hat der Salzgehalt der Sole. Beim Betrieb der Pilotanlagen auf Gran Canaria ergab sich eine um 25 % verringerte Produktion, die auf einen konzentrationsbedingten, erhöhten Wärmewiderstand in den Stufen zurückzuführen ist.

Die folgenden Kapitel sollen die Transportmechanismen und die verschiedenen Einflüsse des Salzgehalts auf die flüssige Phase beschreiben.

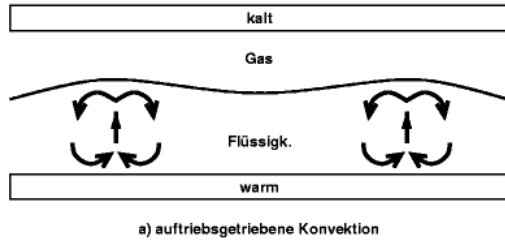
6.1 Konvektiver Wärmeübergang

Berechnet man den Wärmeübergangskoeffizient für die Verdampfung von Wasser bei 100°C , so ergeben sich Werte von mehreren $100 \text{ W/m}^2\text{K}$. Einen Hauptwiderstand der Phasenbildung stellt in diesem Fall der Wärmenachschub zur Oberfläche oder die Bildung der Phasengrenzfläche dar [83]. Der Wärmenachschub wird über verschiedene Mechanismen aufrechterhalten. Dazu zählen die Wärmeleitung und die durch Temperatur- und Konzentrationsunterschiede induzierte, freie Konvektion. Bei Vorhandensein einer Phasengrenze unterscheidet man zwei prinzipiell unterschiedliche Konvektionsformen. Zum einen die durch den Auftrieb wärmeren Fluids angetriebene Rayleigh-Konvektion und zum anderen die von der Schwerkraft unabhängige und durch temperaturbedingte Oberflächenspannungsgradienten angetriebene Marangoni-Konvektion (oder auch thermokapillare Konvektion).

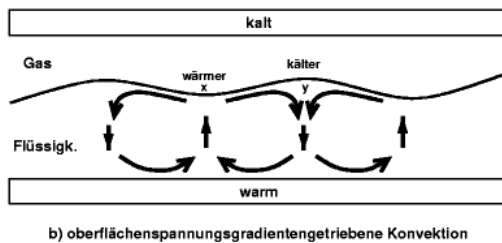
Die auftriebsgetriebene Rayleigh-Konvektion in horizontalen Schichten kann nach Gl. (5.3) berechnet werden. Dazu werden für die Nusselt-Zahl die Parameter nach Klan [29] für eine geschlossene, horizontale Schicht mit beheiztem Boden verwendet (s. Seite 38). Charakterisiert wird diese Konvektionsform durch die dimensionslose Rayleigh-Zahl Ra , die das Verhältnis von auftriebsgetriebener Konvektion zu Wärmeleitung beschreibt.

Durch Temperatur- oder Konzentrationseinwirkung hervorgerufene Oberflächenspannungsgradienten an der Phasengrenze zwischen Flüssigkeit und Gasschicht verursachen wie die Rayleigh-Konvektion eine Bewegung in der Flüssigkeitsschicht. Diese oberflächengetriebene thermische Kopplung tritt z.B. dann auf, wenn in der darüberliegenden Gasschicht Rayleigh-

Konvektion vorliegt. Die Konvektionsströmung im Gas erzeugt dabei ein ungleichförmiges Temperaturprofil an der Oberfläche, welches die Marangoni-Konvektion in der Flüssigkeit antreibt. Analog zur Rayleigh-Zahl gibt die dimensionslose Marangoni-Zahl Ma das Verhältnis von Marangoni-Konvektion zu Wärmeleitung wieder. In der Korrelation der Marangoni-Zahl Ma (s.Gl. (6.2)) steht die charakteristische Länge s für die Höhe der Wasserschicht und $d\sigma/dT$ für die temperaturbezogene Änderung der Oberflächenspannung an der Oberfläche.



$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot s^3}{a \cdot \nu} \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (6.1)$$



$$Ma = \frac{\Delta T \cdot s}{\eta \cdot a} \cdot \frac{d\sigma}{dT} \quad (6.2)$$

Abb. 6-1: Konvektion durch Auftrieb und Oberflächenspannung [111]

Duan [65] untersuchte den thermokapillaren Wärmetransport während der Verdampfung unter Zuhilfenahme experimenteller Ergebnisse. Wenn die Verdampfungsrate klein genug ist und Ma kleiner als ~ 100 ist, ist die flüssigkeitsseitige Phasengrenze ruhig und der zur Verdampfung an der Oberfläche nötige Energietransport wird allein durch Wärmeleitung aufrechterhalten. In einem Bereich von $100 < Ma < 22000$ stellt die Wärmeleitung nicht mehr alleine den Energietransport zur Oberfläche. In diesem Bereich wird angenommen, dass die Marangoni-Konvektion einen Teil des Wärmetransports übernimmt. Im Bereich von $Ma > 22000$ stellt sich eine turbulente Grenzflächenströmung ein.

Das Auftreten der Rayleigh-Konvektion einerseits und der Marangoni-Konvektion andererseits wird bei konstantem Gravitationsfeld hauptsächlich durch die Höhe s der Fluidschicht bestimmt [111]. Aus Gl. (6.1) und (6.2) ist ersichtlich, dass sich die Stärke der Rayleigh-Konvektion proportional zu s^3 verhält während die Marangoni-Konvektion direkt zu s proportional ist. Die Rayleigh-Konvektion ist also wesentlich stärker von der Schichthöhe abhängig. Daraus ergibt sich, dass für tiefe Wasserschichten die Rayleigh-Konvektion und für flache Wasserschichten die Marangoni-Konvektion überwiegt. Diagramm 6-1 zeigt die Bond-Zahl als Verhältnis von Rayleigh- zu Marangoni-Konvektion über der Wasserhöhe. Für $Bo \gg 1$ herrscht die auftriebsgetriebene, für $Bo \ll 1$ die vom Oberflächenspannungsgradienten getriebene Konvektion vor. Für Bond-Zahlen in der Größenordnung von 1 wird gemischte

Konvektion auftreten. Die oberflächengradientengetriebene Konvektion überwiegt bei Schichtdicken kleiner 5 mm und macht bei Schichtdicken von 2 cm noch etwa 10% aus.

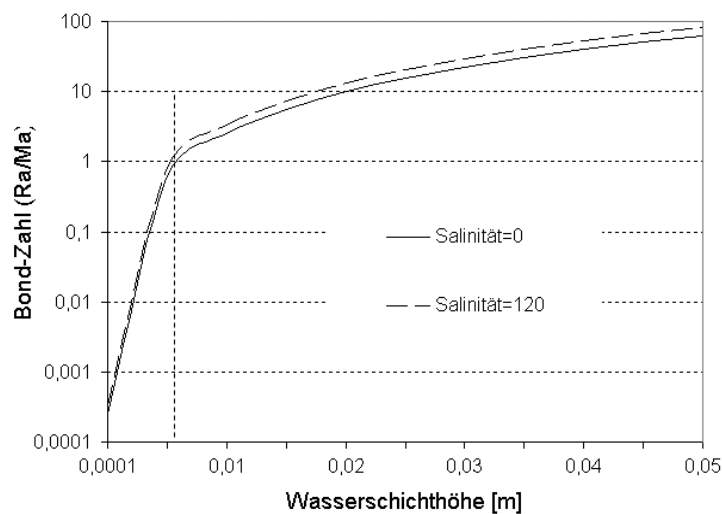


Diagramm 6-1: Abhängigkeit der Bond-Zahl von der Wasserschichthöhe

Diagramm 6-2 zeigt den gemessenen Temperaturverlauf in der obersten von 7 Stufen über der Breite der Ober- und Unterseite der Wasserschicht. Es handelt sich dabei um ein 18 cm breites Wannendesign aus Edelstahl mit 12° Kondensatorneigungswinkel. Der gemessene Unterschied der Wassertemperaturen zwischen Boden und Oberfläche liegt im Mittel bei 2,5°C. Es ist anzunehmen, dass sich ähnliche Strömungsverhältnisse, wie im Diagramm eingezeichnet ergeben. An der Oberfläche lässt sich ein Temperaturgradient von 4 K feststellen.

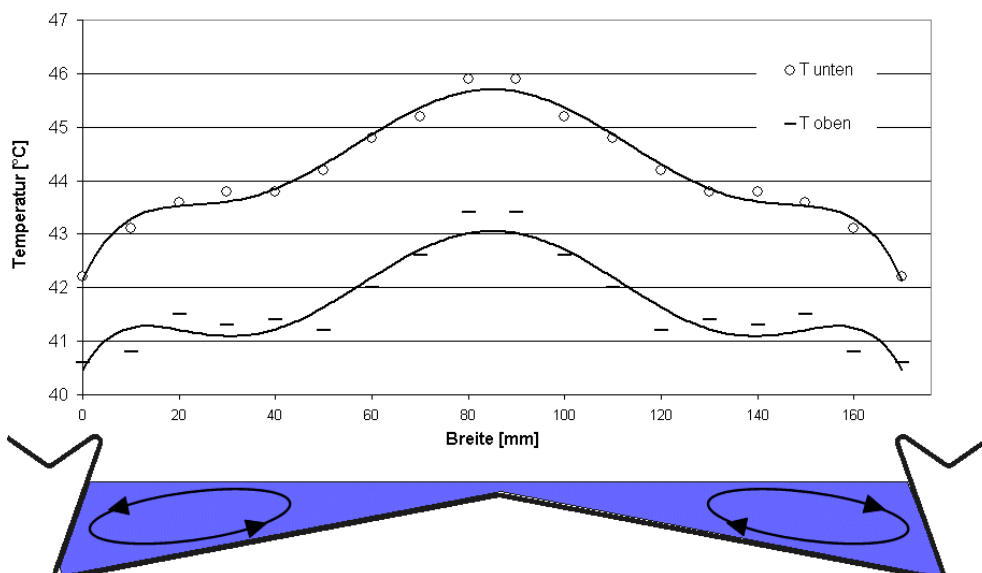


Diagramm 6-2: Temperaturen an Ober- und Unterseite der Wasserschicht (7. Stufe)

In Abb. 6-2 ist die Thermografieaufnahme einer 50 cm breiten, 3-stufigen Kapillardestille aus Kap. 14 dargestellt. Im flachen, mittleren Bereich der Stufe sind verstärkt Turbulenzwalzen sichtbar. Dort beträgt die Wasserhöhe zwischen 5 und 10 mm, so dass angenommen werden

kann, dass die turbulente Strömung auf Marangoni-Konvektion zurückzuführen ist. Auch wird deutlich, wie stark die Oberflächentemperatur von 65°C in der Wannenmitte um 15 K auf 50°C am Wannenrand absinkt.

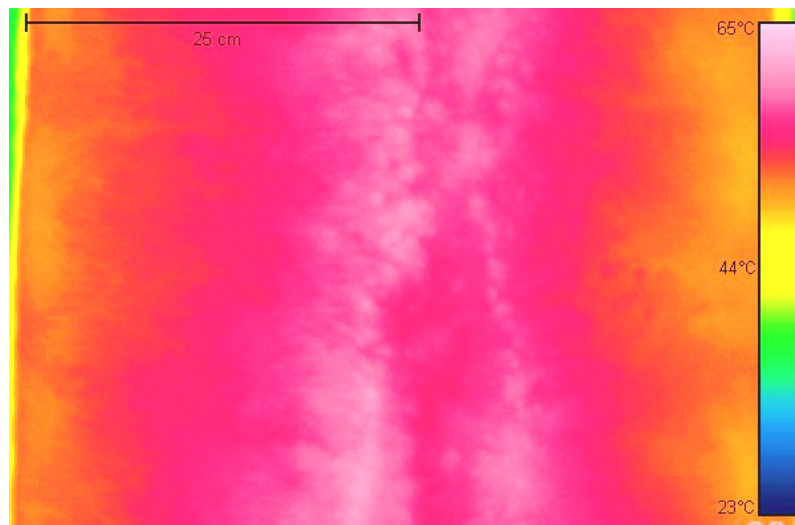


Abb. 6-2: Thermografieaufnahme (FLIR) der Wasseroberfläche der obersten Verdampferstufe einer Kapillardestille aus Kap. 14

Der Temperaturabfall über den Wasserschichten ist stark von der Anzahl der Stufen des Systems abhängig. Je mehr Stufen sich im System befinden, desto höher der Rückgewinnungsgrad und desto kleiner wird der Wärmestrom durch die Anlage und damit auch die einzelnen Temperaturdifferenzen über den Wasserschichten.

Der Zusammenhang von Stufenanzahl und Temperaturdifferenz wird in Diagramm 6-3 deutlich. Es sind dort die simulierten Temperaturdifferenzen über den einzelnen Wasserschichten für Systeme von 2 bis 8 Stufen dargestellt. Es wird eine Verdampfertemperatur in der untersten Stufe von 100°C, eine Salzkonzentration des Zuflusses von 3,4% und ein Nachfüllfaktor von $f = 2$ angenommen. Während bei einem 2-stufigen System der Temperaturabfall pro Stufe zwischen 7,5 und 5,5 K liegt, reduziert er sich bei einem 8-stufigen System auf 4 K bis 1,5 K. Jedoch nimmt die ausschlaggebende Summe der Temperaturdifferenzen mit steigender Stufenzahl zu. Diagramm 6-4 zeigt den gesamten, simulierten Temperaturabfall über den Wasserschichten in einer Anlage als Funktion über der Stufenanzahl. Die Verluste steigen stetig mit der Stufenanzahl. Die nicht für die Destillatproduktion nutzbare Temperaturdifferenz von 6 bis 16 K hat eine signifikante Verringerung der Produktionsrate zur Folge, reduziert sie doch die treibende Temperaturdifferenz im normal auftretenden Betriebsbereich von 100°C bis 40°C um 10 bis 26 %. So stehen statt 60 K nur noch 54 K bei 2-stufigen oder 44 K für den Stoffdurchgang in 8-stufigen Anlagen zur Verfügung.

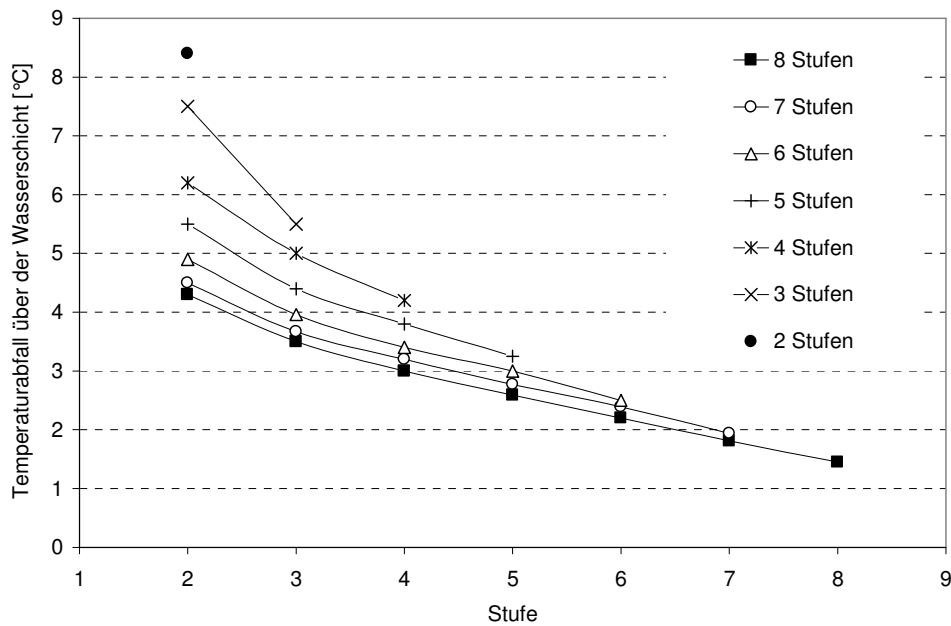


Diagramm 6-3: Temperaturabfall über den Wasserschichten bei einer Salinität von $S=34$ und einem Nachfüllfaktor von $f=2$

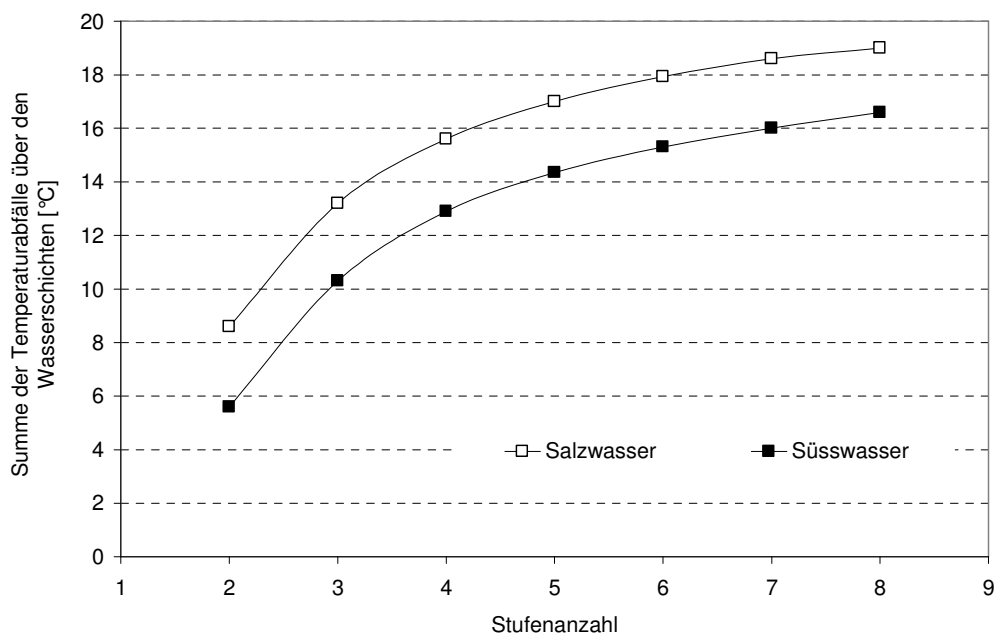


Diagramm 6-4: Summe der Temperaturdifferenzen bei einer Salinität von $S=0$ und $S=34$ und einem Nachfüllfaktor von $f=2$ für verschiedene Stufenanzahl

Der Salzgehalt macht sich zusätzlich negativ bemerkbar. Ein Betrieb der Anlagen mit Seewasser erhöht den Temperaturabfall zusätzlich um ca. 3 K und reduziert damit bei 2-stufigen Systemen die treibende Temperaturdifferenz um 51 K (15 %) und bei mehrstufigen Systemen um 41 K (32 %). Wie dieser Einfluss des Salzgehalts zustande kommt, soll in den folgenden Kapiteln genauer beschrieben werden.

6.2 Einfluss des Salzgehalts

Die Salzkonzentration wirkt sich mehr oder weniger stark auf alle Stoffwerte des Wassers aus (s. Anhang A 5). In diesem Kapitel soll vor allem der Einfluss auf die Wärmeleitung, Rayleigh- und Marangoni-Konvektion in den Verdampferbecken untersucht werden.

Die Erhöhung der Salzkonzentration in der Wasserschicht führt zu einem Rückgang der Wärmeleitfähigkeit. Die Wärmeleitfähigkeit geht linear in den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der Wasserschicht ein. Da die Wärme durch die Wasserschichten aller Stufen transportiert werden muss, reduziert sich der Wärmestrom durch die gesamte Anlage bereits, wenn nur eine der Stufen einen erhöhten Widerstand aufweist. Dadurch schmälert sich entsprechend die Destillatproduktion aller Stufen. Diagramm 6-5 zeigt die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von Meerwasser von der Temperatur und dem Salzgehalt (nach [105]). Demnach verringert sich bei Temperaturen über 95°C die Wärmeleitfähigkeit von doppelt aufkonzentriertem Meerwasser mit 70 g/kg gegenüber reinem Wasser um 20 %.

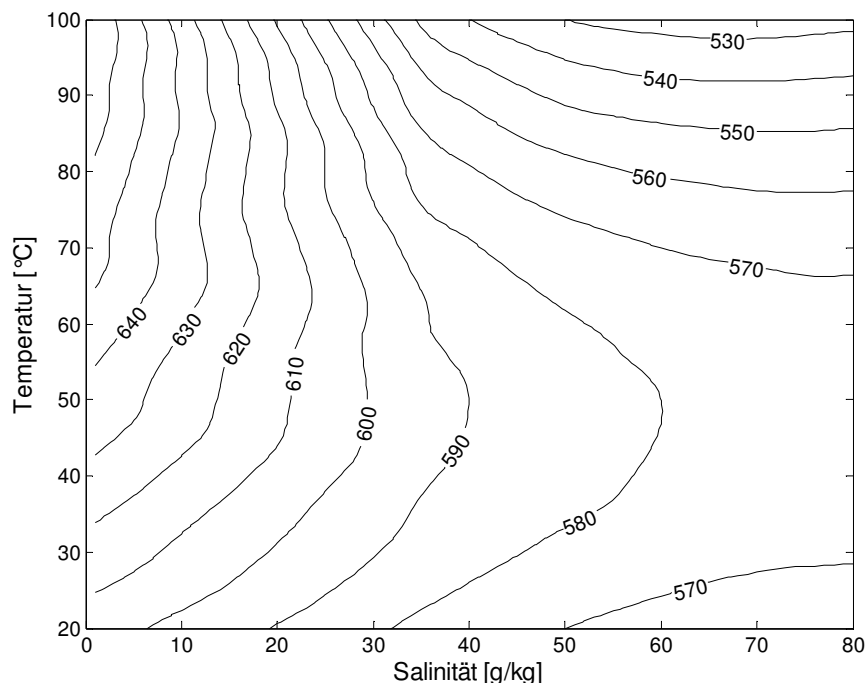


Diagramm 6-5: Wärmeleitfähigkeit [mW/m K] in Abhängigkeit von Salzgehalt und Temperatur (nach [105])

Zur Berechnung des Wärmestroms durch freie Konvektion in geschlossenen, horizontalen Fluidschichten wird Gl.(5.4) mit den Parametern nach Klan herangezogen. Der Wärmeübergangskoeffizient ist somit direkt proportional zur Wärmeleitfähigkeit. Die Berechnung erfolgt unter Verwendung der Stoffwerte für Salzwasser (s. Anhang A 5). Diagramm 6-6 zeigt den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α in Abhängigkeit von der Salinität und der Wassertemperatur für eine feste Temperaturdifferenz von 5 K. Vor allem bei hohen Temperaturen ist eine starke Abhängigkeit vom Salzgehalt gegeben. Bei 95°C sinkt der Wärmeübergangskoeffizient bei ansteigender Salinität von 0 auf 70 g/kg um 18,5 % ab. Dies entspricht der Änderung der Wärmeleitfähigkeit in diesem Bereich. Aber auch bei gleichbleibendem

Salzgehalt ist eine starke Temperaturabhängigkeit gegeben. Bei reinem Wasser sinkt der Wärmeübergangskoeffizient von 525 W/m²K bei 95°C auf bis zu 375 W/m²K bei 50°C ab.

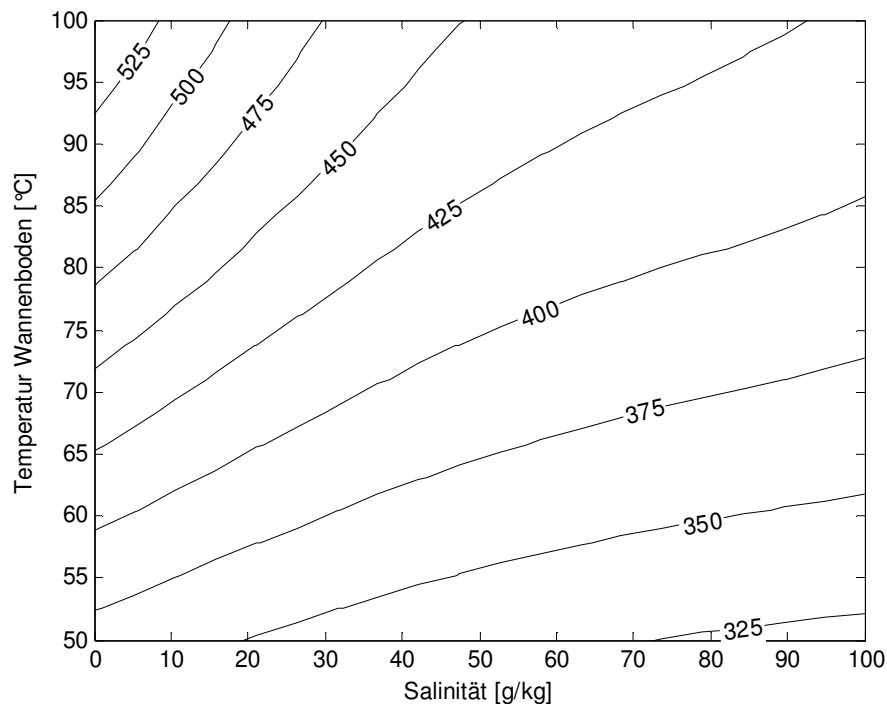


Diagramm 6-6: Wärmeübergangskoeffizient α für Rayleigh-Konvektion in der Wasserschicht über Wassertemperatur und Salzgehalt in [W/m²K] ($dT=5K$)

Da sich der Salzgehalt auch auf die Oberflächenspannung auswirkt, ist auch bei der Marangoni-Konvektion ein direkter Einfluss der Salzkonzentration festzustellen. Verstärkt wird der Einfluss durch Effekte wie die Konzentrationspolarisation, die dazu führt, dass sich die Konzentration an der Wasseroberfläche gegenüber dem Phasen Kern erhöht (s. Kap. 6.2.4). Mit der Erhöhung der Konzentration erhöht sich auch die Oberflächenspannung. Die Abhängigkeit der Marangoni-Zahl von Wassertemperatur und Salinität zeigt Diagramm 6-7. Hier wurde eine mittlere Wasserschichtdicke von 1,5 cm und eine Temperaturdifferenz von 5 K auf der Oberfläche angenommen (s. Diagramm 6-2). Wie die Thermographie-Aufnahme in Abb. 6-2 zeigt, kann die Temperaturdifferenz an der Oberfläche aber auch wesentlich höhere Werte von bis zu 15 K annehmen. Die Marangoni-Zahl steigt stetig mit der Wassertemperatur an. Interessanterweise verhält sie sich jedoch nicht linear mit zunehmendem Salzgehalt. Besonders bei Wassertemperaturen über 70°C ist bei gleich bleibender Temperatur ein Maximum der Marangoni-Zahl im Salinitätsbereich von 20-40 PSU zu verzeichnen.

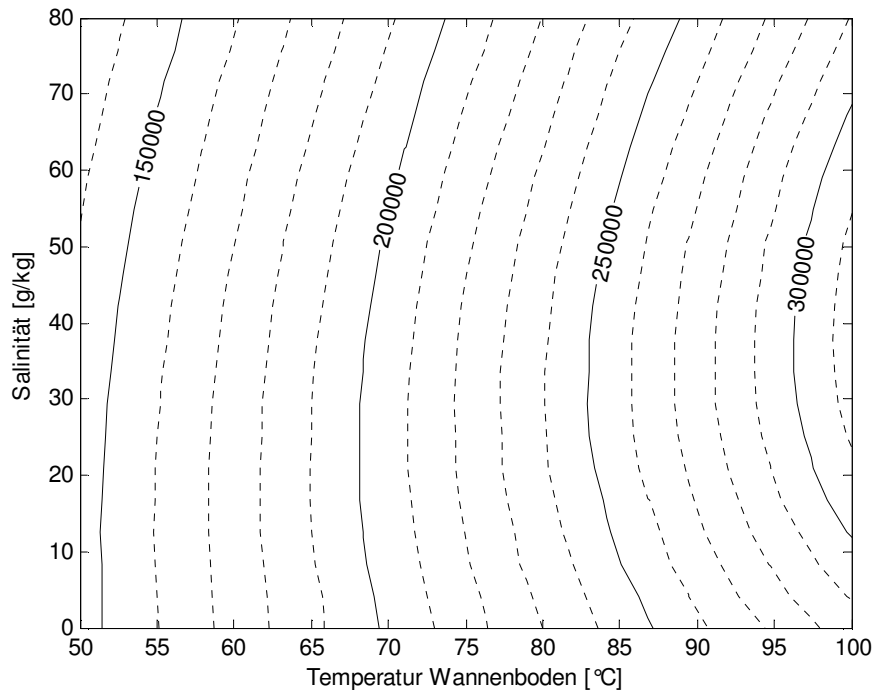


Diagramm 6-7: Marangoni-Zahl für eine Wasserschicht der Dicke 0,015 m und einer Temperaturdifferenz von 5K

6.2.1 Evaluierung des Salzeinflusses

In Laborversuchen wurde der Einfluss des Salzgehalts experimentell untersucht. Dabei wurde der Salzgehalt von 0 bis 140 g/kg variiert. Bei der Verdampfung aus tiefen Gefäßen konnte eine gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen Verringerung der Verdampfungsrate und der theoretisch durch Konzentrationserhöhung vorhergesagten Verringerung des treibenden Partialdruckgefälles festgestellt werden. Zum experimentellen Vergleich wurde je ein Becherglas mit 400 ml Leitungswasser und eines mit 3-prozentiger NaCl-Lösung befüllt und auf Heizplatten auf durchschnittlich 85°C temperiert. Über einem Versuchszeitraum von einer Stunde wurde über den 69 cm² großen Verdampferflächen Verdampfungsraten von 9,79 kg/m²h für Süßwasser bzw. 9,36 kg/m²h für Salzwasser erreicht. Demnach ist die Verdampfungsrate unter Salzeinfluss um 4,4 % geringer als bei Süßwasser. Die Theorie sagt unter Berücksichtigung des Stefanstroms und der Konzentrationserhöhung eine Verringerung des treibenden Partialdruckgefälles von 3,1 % voraus. Die darüber hinausgehende Verringerung im Experiment kann zum Teil auf Messfehler (Auflösung der Waage: 1 g, resultierende Messunsicherheit: ±9 %) und weitere Einflüsse des Salzgehalts auf die Wärmeübertragung in der flüssigen Phase zurückzuführen sein.

Um auch den Einfluss des Salzgehalts auf die Marangoni-Konvektion untersuchen zu können wurde in einem weiteren Experiment Salzwasser aus flachen Becken mit einer Wasserhöhe von 6 mm verdampft. Die Theorie besagt, dass bei solch geringen Schichtstärken hauptsächlich die Marangoni-Konvektion für den Wärmetransport zur Verdampferoberfläche verantwortlich ist (s. Diagramm 6-1). Zur Versuchsdurchführung wurde eine flache Edelstahlwanne mit 10 mm Randhöhe und 29 x 29,6 cm Kantenlänge in ein temperiertes Wasserbad gestellt (s. Abb. 6-3). Ein Typ-K Thermoelement in der Mitte der Verdampferwanne liefert das Signal

für die Temperaturregelung. Der gesamte Versuchsaufbau wird von einer Digitalwaage auf 1 g genau gewogen. Die digitale Messwertausgabe der Waage wird mit Hilfe eines PC's in Abständen von 30 Sekunden aufgezeichnet.



Abb. 6-3: Versuchsaufbau: Verdampfung aus dünnen Wasserschichten

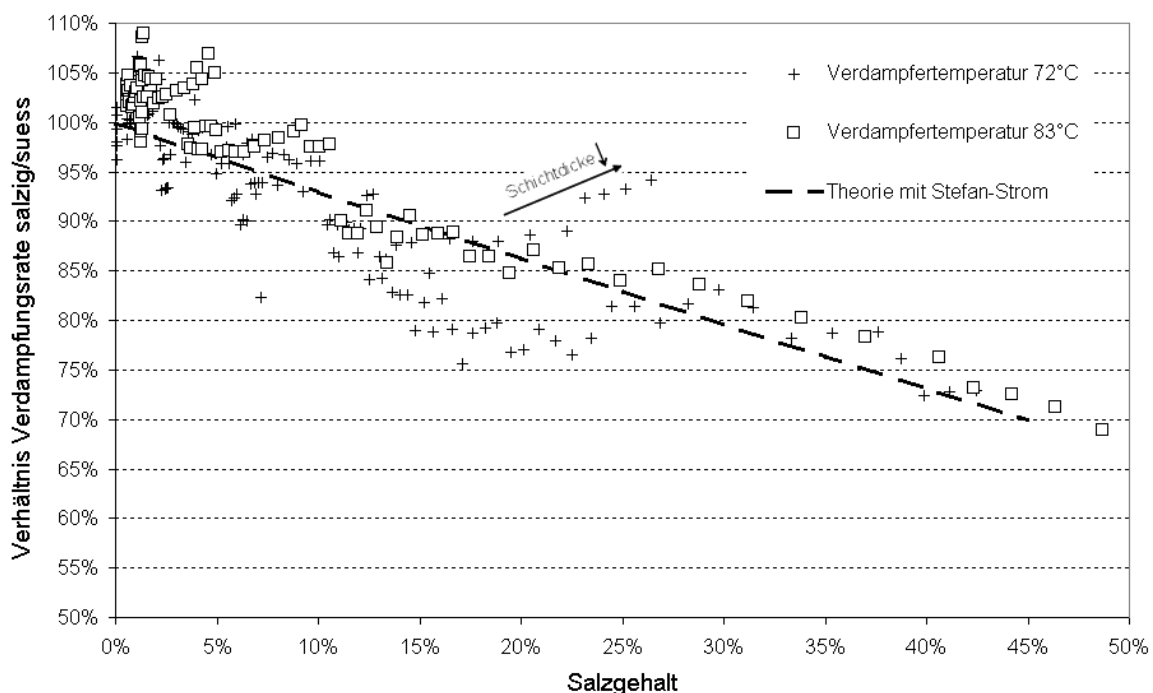


Diagramm 6-8: Verdampfungsrate aus flachen Schichten (<6 mm) in Abhängigkeit vom Salzgehalt

Während der Versuchsdurchführung wird kein Wasser nachgefüllt, sondern die Schichtdicke reduziert sich mit der verdampften Wassermenge. Dadurch erhöht sich gleichzeitig die Konzentration. Die Versuchsreihe wurde in verschiedene Konzentrationsbereiche aufgeteilt, so dass jeweils Messungen mit 0, 0,5, 1 und 3 % (Gew. pro Vol.) durchgeführt wurden. Durch

Eindampfen reduziert sich die Schichtdicke auf ein Drittel bis zum Ende jeder Messung und es verdreifacht sich damit die Konzentration der Salzlösung. Diagramm 6-8 zeigt das Ergebnis für eine Verdampfertemperatur von 72°C und 83°C über einer Salzkonzentration von 0 bis 50 %. Es ergibt sich ein ähnliches Ergebnis wie bei der vorangegangenen Verdampfung aus tiefen Bechergläsern. Der gemittelte Verlauf der Produktionsrate über dem Salzgehalt ist annähernd konform mit der Theorie des verringerten Dampfdrucks unter Berücksichtigung des Stefan-Stroms. Allerdings erreicht die Verdampfungsrate aus dünnen Schichten mit 11,13 kg/m²h einen fast 14 % höheren Wert. Diagramm 6-8 zeigt noch weitere Auffälligkeiten. So sind mit zunehmendem Salzgehalt und somit abnehmenden Schichtstärken systematische Anstiege der Verdampfungsrate zu erkennen. Allerdings jeweils nur, bis es zu einem Wechsel mit stärker konzentriertem Salzwasser kommt und der ursprüngliche Wasserstand wiederhergestellt ist. Dies lässt den Schluss zu, dass die Verdampfungsrate mehr von der Schichtstärke als von der Konzentration abhängt. Betrachtet man in Diagramm 6-8 beispielsweise eine 5-prozentige Salzlösung bei 83°C, so ist die Produktionsrate anfangs gegenüber Süßwasserbetrieb auf 97 % reduziert. Halbiert sich durch Verdampfung die Schichtstärke, liegt zwar eine 10-prozentige Salzlösung vor, die Produktionsrate steigt trotzdem auf 100 % des Süßwasserwertes. Die Zunahme mit dem Salzgehalt steht im Widerspruch zur Theorie des verringerten Dampfdrucks und legt nahe, dass ein **weiterer Mechanismus** den Stofftransport begrenzt. In der Auswertung konnte auch nach Bereinigung des Schichtstärkeneinflusses ein Maximum der Verdampfungsrate bei 1,5-2 % Salzgehalt beobachtet werden. In diesem Bereich liegt die Verdampfungsrate 1-5 % über den Werten von reinem Wasser.

Die Beobachtungen zur Verdampfung aus bodenbeheizten Wasserschichten können wie folgt zusammengefasst werden:

- Dünne Schichten (<6 mm) erreichen höhere Verdampfungsraten
- Die Verdampfungsrate hängt bei dünnen Schichten stärker von der Wasserhöhe als vom Salzgehalt ab
- Es gibt bei Temperaturen >60°C ein Verdampfungsmaximum bei einer NaCl-Konzentration von 1,5-2 %

Diese Beobachtungen zeigen, dass die Wärmeübertragung in der flüssigen Phase einen bisher unterschätzten Widerstand im Stoffdurchgang darstellt. Auch Bennett et al. [108] fanden in einer Untersuchung des Wirkungsgrads von Destillationsbecken heraus, dass die flüssige Phase oft einen maßgeblichen Widerstand aufweist. Chen et. al. [109] untersuchten den flüssigkeitsseitigen Widerstand des Stoffübergangs für 6 binäre Gemische. Sie stellten fest, dass dieser 20-55 % des gesamten Stoffübergangswiderstandes ausmacht und mit traditionellen Berechnungsverfahren oft unterschätzt wird.

Es stellt sich die Frage, wie trotz tendenziell guter Übereinstimmung der Stoffübergangstheorie mit dem beobachteten Einfluss des Salzgehalts auf das treibende Partialdampfdruckgefälle die Verdampfungsrate bei höheren Konzentrationen bessere Werte annehmen kann, als theoretisch vorgegeben. Eine gute Erklärung liefert der oberflächennahe Temperaturabfall an der Verdampferoberfläche, der sich aus dem Entzug der Verdampfungsenthalpie ergibt. Der Temperaturgradient verringert sich mit der Marangoni-Konvektion, die umgekehrt proportio-

nal bei abnehmender Schichtdicke zunimmt. Die Konvektion transportiert dann verstärkt wärmeres Wasser aus dem Kern der Phase an die Oberfläche. Der von Ward et al. [62] gemessene Temperaturabfall in wenigen Mikrometern Entfernung von der flüssigkeitsseitigen Phasengrenze von mehr als 10 K bestätigt diese These. Eine einheitliche Theorie zur Beschreibung der Wärmetransportmechanismen zur Oberfläche konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht gefunden werden.

Um den Einfluss von Schichtdicke und Salinität auf den Wärmeübergangskoeffizienten in der Modellbildung berücksichtigen zu können, wurde eine Möglichkeit gesucht Rayleigh- und Marangoni-Konvektion einzubeziehen. Da sowohl Rayleigh-Zahl als auch Marangoni-Zahl als dimensionslose Kennzahlen das Verhältnis des Wärmetransports jeweiligen Konvektionsart zur Wärmeleitung beschreiben und beide Konvektionsarten parallel zueinander existieren können, lässt sich die resultierende konvektive Bewegung als Summe der beiden Kennzahlen beschreiben (s. Post [113]). Zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in den Verdampferbecken wird die Nusselt-Zahl für bodenbeheizte, horizontale Schichten nach Gl. (5.4) nun statt nur mit der Rayleigh-Zahl aus der Summe der Rayleigh-Zahl und der Marangoni-Zahl gebildet. Diagramm 6-9 zeigt den nach dieser Methode berechneten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Wasserhöhe und der Salinität. Der im Experiment beobachtete Effekt, dass sich die Schichthöhe stärker auf den Stoffübergang auswirkt als der Salzgehalt, lässt sich damit insbesondere für dünne Schichten <6 mm auch theoretisch belegen. Dies betont die Abhängigkeit des Stofftransports vom flüssigkeitsseitigen Wärmewiderstand. Es ist also unumgänglich, das Stoffübergangsmodell in Kap. 5.8 im Zusammenhang mit den Wärmetransportmechanismen in der flüssigen Phase anzuwenden. So können Temperaturgradienten zur Oberfläche berücksichtigt werden.

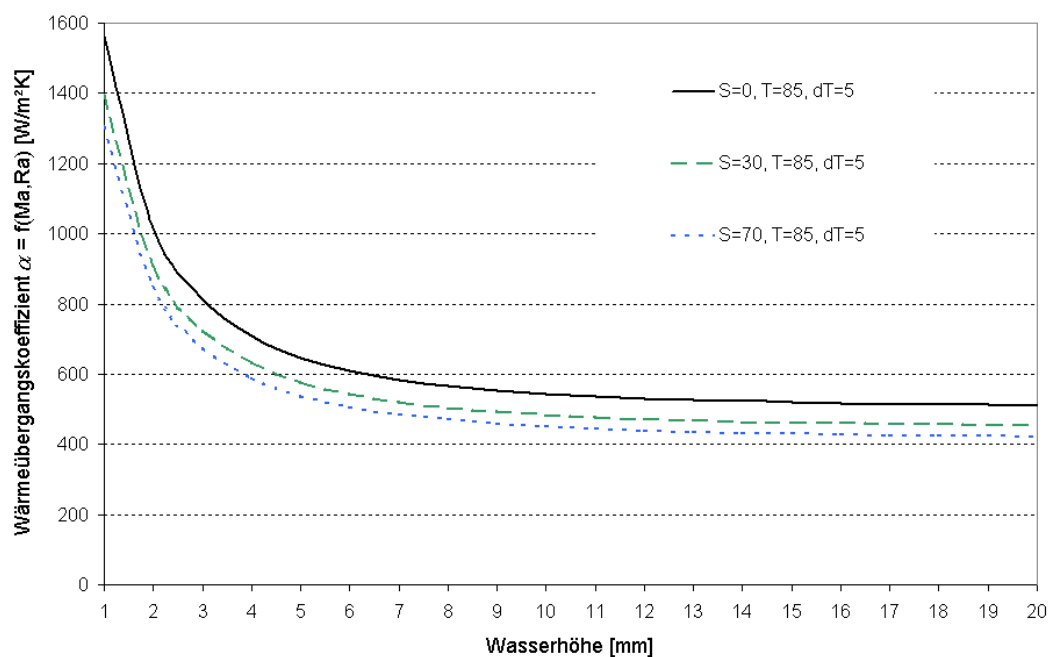


Diagramm 6-9: Wärmeübergangskoeffizient für bodenbeheizte, horizontale Schichten, mit $Nu=f(Ra+Ma)$ in Abhängigkeit von Wasserhöhe und Salinität

Das Kennfeld der Marangoni-Zahl über Salinität und Temperatur in Diagramm 6-7 zeigt, dass es auch für das Verdampfungs-Maximum eine theoretische Erklärung gibt. Nach dem Kennfeld erhöht sich bei 85°C die Marangoni-Zahl von $Ma = 2,44 \cdot 10^5$ bei reinem Wasser auf $Ma = 2,55 \cdot 10^5$ bei einer Salinität von 30 PSU. Dies entspricht einer Verbesserung um 4,5 %, einem Wert, der in einer ähnlichen Größenordnung liegt, wie der experimentell beobachtete Anstieg der Verdampfungsrate um 1-5 %. Allerdings wurde das Maximum im Experiment bei einem Salzgehalt von 1,5-2 % statt 2-4 % beobachtet. Die Abweichung könnte von einer durch Konzentrationspolarisation hervorgerufenen, erhöhten Oberflächenkonzentration herrühren. Die Übereinstimmung spricht für die Gültigkeit der Marangoni-Konvektion und zeigt erneut den bestimmenden Einfluss auf den Wärmetransport in dünnen Schichten. Auch laut VDI-Wärmeatlas ([29], Ha12) ist bekannt, dass es beim Zumischen eines oberflächenaktiven Stoffes im Bereich kleiner Konzentrationen beim Sieden zu einer geringfügigen Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber der reinen Flüssigkeit kommen kann. Die Verbesserung führt man auf die Abnahme der Oberflächenspannung und die damit verbundene Verringerung der Arbeit zur Erzeugung lebensfähiger Blasen zurück.

Die Laborversuche der **offenen** Verdampfung aus dünnen, wie auch tiefen Wasserschichten bestätigen zwar den Rückgang der Verdampfungsrate mit einem Konzentrationsanstieg im Rahmen des theoretisch durch die Dampfdruckerniedrigung vorhergesagten Wertes, im praktischen Betrieb der mehrstufigen Anlagen mit Meerwasser ist der Rückgang der Produktionsrate jedoch wesentlich ausgeprägter. So reduziert sich die Produktionsrate bei Erhöhung des Salzgehalts in einer 2-stufigen Anlage vom Typ Kapillardestille (s. Kap. 14) bei einem Salzgehalt von 70 g/kg gegenüber dem Süßwasserwert um 24 % und bei weiterer Erhöhung auf 150 g/kg um 34 %. Die Verdampfertemperatur wurde während dieser Messungen konstant auf 85°C und die Temperaturdifferenz zur darüber liegenden Stufe auf 20 K gehalten. Damit nimmt die Produktionsrate wesentlich stärker mit dem Salzgehalt ab, als es Diagramm 5-21 vorhersagt. Bei einem Salzgehalt von 70 g/kg sagt die Theorie unter Berücksichtigung des Stefan-Stroms einen Rückgang um 10 % statt 24 % voraus.

Eine ähnlich starke Abhängigkeit des Stoffübergangs vom Salzgehalt wurde bereits bei der Membrandestillation festgestellt. Die Messwerte einer von Liu et al. [112] experimentell untersuchten Membrandestille zeigen, dass sich die Produktionsmenge ab einer Temperatur von 60°C merklich mit ansteigender Salzkonzentration verringert. Bei 75°C Verdampfertemperatur reduziert sich die Produktionsrate beim Betrieb mit 3-prozentigem Salzwasser um 28 % gegenüber der Produktionsrate mit Süßwasser. Auch Messungen von Walton et al. [110] bestätigen diesen Einfluss. Sie fanden bei einer Verdampfertemperatur von 50-60°C und einem Salzgehalt von 35,7 g/kg eine Verringerung der Produktionsrate um 25,4 % und bei einem Salzgehalt von 124 g/kg um 44 %. Auch stellten sie fest, dass die Destillatproduktion erst ab sehr viel größeren Temperaturdifferenzen einsetzt, als es bei reinem Wasser der Fall wäre. Zwar handelt es sich bei der Membrandestillation mit ihren vertikalen Verdampferflächen und der Mehrstufendestille mit horizontalen Verdampferflächen um sehr verschiedene Versuchsaufbauten, aber die unerwartet starke Abhängigkeit beider Systeme vom Salzgehalt lassen einen ähnlichen Mechanismus vermuten. Eine mögliche Erklärung soll im nächsten Kapitel beschrieben werden.

6.2.2 Konvektionsbremse durch Salzgradienten

Ein bisher unberücksichtigter Faktor ist die Schichtbildung in Verdampferbecken aufgrund von Konzentrationsunterschieden. In einem System, in dem stetig unkonzentriertes Meerwasser der konzentrierten Sole zur Verdampfung zugeführt wird, bildet sich eine Schichtung aus. Abb. 6-4 zeigt ein einfaches Experiment in dem geringer konzentriertes Wasser mit Tinte eingefärbt und mit einer Pipette auf eine von unten beheizte, stärker konzentrierte Lösung gelegt wird. Wie zu sehen ist, kann schon ein Konzentrationsunterschied von 0,5 % eine deutliche Schichtung hervorrufen. Berechnet man den Dichteunterschied zwischen 3- und 3,5-prozentiger NaCl-Lösung bei 52 °C so entspricht der Dichteunterschied einem Temperaturunterschied von 7,6 K.

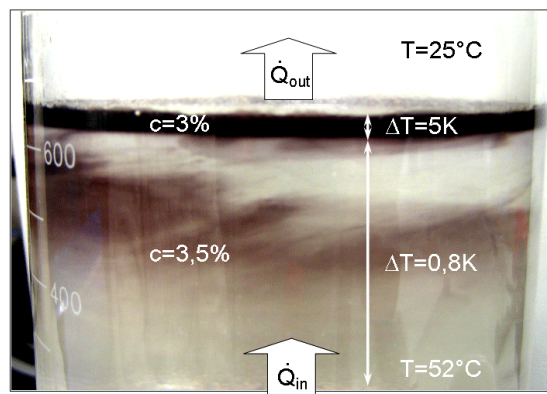


Abb. 6-4: Auftretende Schichtung und Wärmebarriere durch Zulauf geringer konzentrierten Wassers (sichtbar gemacht durch Tinte)

Der Effekt ist vergleichbar mit dem Zulauf von wärmerem Wasser im Verdampferbecken. Dadurch wird die freie Konvektion im Verdampferbecken geschwächt bzw. in extremen Fällen sogar unterbunden. Über der dünnen Wasserschicht, konnte ein Temperaturabfall von 5 K und über der von unten beheizten Wasserschicht ein Temperaturabfall von 0,8 K gemessen werden. Die wenige Millimeter starke, 3-prozentige Wasserschicht in Abb. 6-4 hält sich einige Minuten, bis sie langsam durch die Konvektionswalze der darunter liegenden Wasserschicht abgebaut wird.

6.2.3 Evaluierung der Konvektionsbremse

Um Schichtungseffekte in der Wasserschicht während des Laborbetriebs beobachten zu können, wurde das vertikale Temperaturprofil in einer 3-stufigen Kapillardestille mit 1 m² großen Verdampferbecken (s. Kap. 14) über mehrere Tage aufgezeichnet. Dazu wurden in einem Verdampferbecken 9 NiCrNi Thermoelemente 5 cm vom Wannenrand entfernt jeweils mit einem vertikalen Abstand von 3 mm übereinander angeordnet. Die Anlage wurde an den ersten beiden Betriebstagen mit Leitungswasser eingefahren um Referenzwerte zu erhalten. An den darauf folgenden 4 Tagen wurde der Anlage künstliches Meerwasser (Instant Ocean) mit 3,5 % Salzgehalt und einem Nachfüllfaktor von $f=1,58$ zugeführt. Die tägliche Betriebszeit betrug 10-12 h. Die Temperaturwerte wurden in einem Zeitintervall von 10 Sekunden

aufgezeichnet. Während der Betriebszeit erhöht sich die Salzkonzentration im System kontinuierlich.

Diagramm 6-10 zeigt den Verlauf der Temperaturprofile für die 6 Betriebstage als Tagesmittel im eingeschwungenen Zustand. Die mittlere Wassertemperatur bzw. die Temperaturprofile als Ganzes schwanken im Schnitt um 2 K, was auf Ungenauigkeiten in der Regelung des Zulaufs zurückzuführen ist. Es ist jedoch kein direkter Einfluss des Salzgehalts auf den Verlauf des Temperaturprofils zu erkennen. Lediglich am ersten Betriebstag mit Süßwasser stellt sich ein 0,5 K größerer Temperaturabfall in der obersten Wasserschicht von 6 mm ein. Es sind zwei Grenzschichten jeweils am Boden (0-3 mm) und an der Wasseroberfläche (18-24 mm) zu erkennen. In diesen sind starke Temperaturgefälle von 2-3 K zu verzeichnen. In der mittleren Wasserschicht von 3-18 mm nimmt die Temperatur wesentlich langsamer mit der Höhe ab.

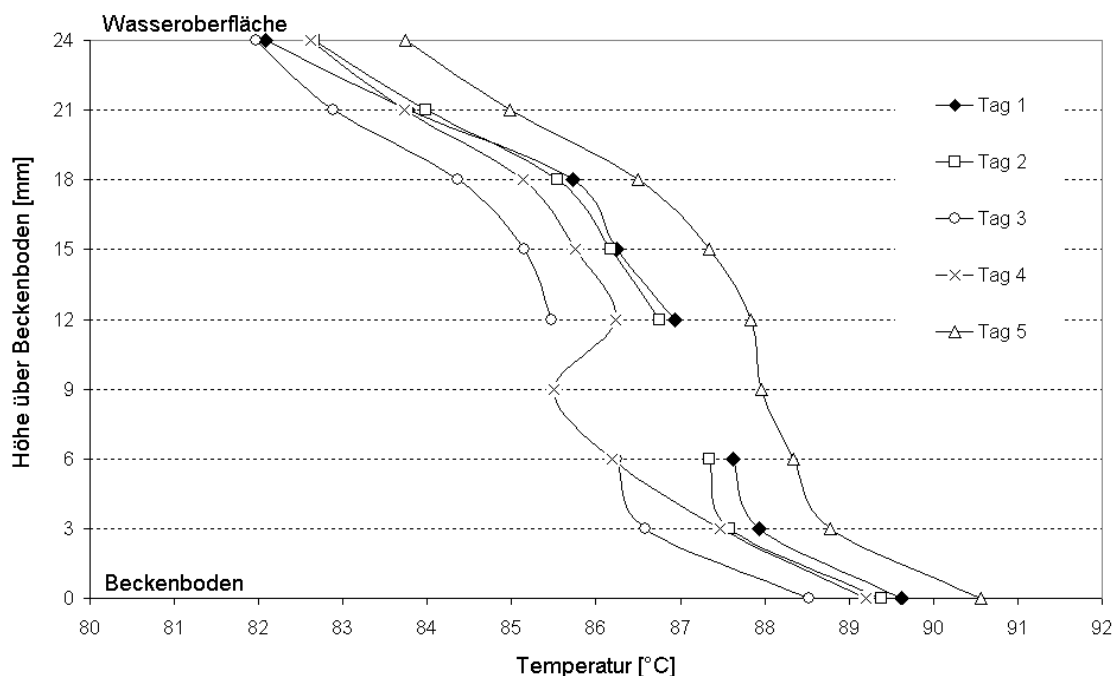


Diagramm 6-10: gemittelte Temperaturprofile für fünf Tage mit unterschiedlicher Salzkonzentration

Es konnte keine scharfe Trennschicht, wie in Abb. 6-4 beobachtet werden. Eine ausgeprägte Schichtbildung durch den niedriger konzentrierten Zulauf ist damit nicht gegeben. Dennoch kommt es zu dem besagten Effekt des unverhältnismäßig starken Rückgangs in der Produktionsrate mit steigendem Salzgehalt. Diagramm 6-11 zeigt die stündliche Produktionsrate über einer Betriebszeit von 6 Tagen. In den ersten beiden Betriebstagen mit Süßwasser tritt keine Änderung auf. Mit der Meerwasserzufuhr sinkt die Produktionsrate vom zweiten bis zum vierten Tag mit 10 %/Tag. Erst vom vierten auf den fünften Tag ist eine geringere Abnahme zu verzeichnen. Im gesamten Zeitraum nimmt die Produktionsrate um ca. 27 % ab. Am letzten Tag verlässt die Sole die Anlage mit einer Leitfähigkeit von 89 mS. Es ist davon auszugehen, dass sich bei längerem Betrieb eine Verringerung um ca. 30 % wie beim Feldtest auf den Kanaren (s. Kap. 13) einstellt. Mit der Produktion nimmt proportional auch die aufgenommene Wärmeleistung der Anlage ab (s. Diagramm 6-12).

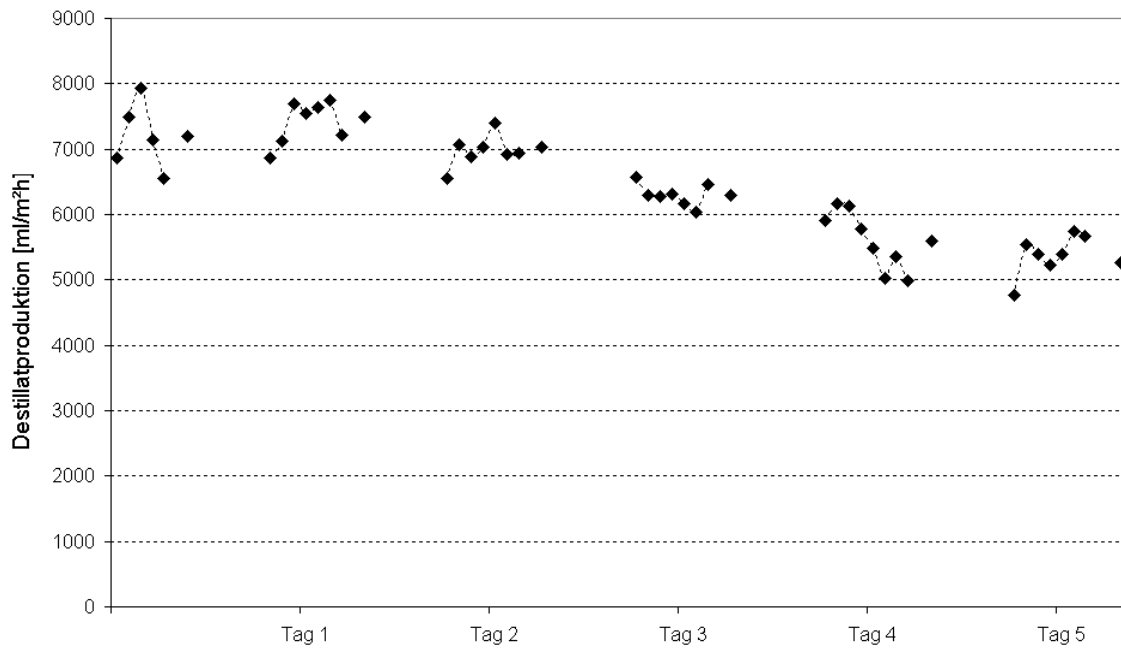


Diagramm 6-11: Produktionsverlauf einer 3-stufigen Kapillardestille über 6 Tage

(Tag 1+2: Süßwasser, danach Zulauf von künstlichem Meerwasser, $f=1,58$)

Während der Betriebszeit schwankt der spezifische Energieverbrauch pro Liter Destillat lediglich zwischen Werten von 0,37 und 0,39 kWh/kg und bleibt damit fast konstant.

Da der Wärmestrom und die Temperaturdifferenz über der Wasserschicht bekannt sind, lässt sich mit $kA = Qp/dT$ der Wärmedurchgangskoeffizient berechnen. Da die Temperaturdifferenzen nach Diagramm 6-10 gleich bleiben, der Wärmestrom jedoch abnimmt, muss proportional der Wärmedurchgangskoeffizient in den Stufen (s. Diagramm 6-12) abnehmen. Dabei ist nicht zu unterscheiden, ob die Gasphase, Phasengrenze oder die flüssige Phase für den Rückgang verantwortlich ist. Kap. 5.9 ist jedoch zu entnehmen, dass die Verringerung der treibenden Druckdifferenz bei einer Temperaturdifferenz zum Kondensator von 10 K und einer Verdampfertemperatur von 80°C lediglich 12% beträgt. Da eine weitere Wirkung des Salzgehalts auf den Gasraum ausgeschlossen werden kann, liegt es nahe, die Ursache in der Wärmeübertragung in der Wasserschicht zu suchen. Der bremsende Einfluss des geringer konzentrierten Zulaufs muss nicht wie in Abb. 6-4 beschrieben, in Form einer im Temperaturprofil sichtbaren, scharf definierten Schichtung auftreten, sondern kann auch lediglich zu einer im Mittel verringerten Dichte an der Oberfläche führen.

Eine weitere Beobachtung stützt die These der gebremsten Konvektion. Diagramm 6-13 zeigt die gemessene Produktionsverringerung für verschiedene Salzkonzentrationen in Abhängigkeit von der Produktionsrate in einer 2-stufigen Kapillardestille (s. Kap. 14). Es zeigt sich, dass die Verringerung proportional zur Produktionsrate zunimmt. Bei niedriger Produktionsrate ($T_{\text{verd}} = 50^\circ\text{C}$) ist kaum ein Salzeinfluss zu erkennen, bei hohen Produktionsraten von 2,8 kg/m²h ($T_{\text{verd}} = 85^\circ\text{C}$) reduziert sich die Produktion bereits um 35 %. Mehr Produktion heißt auch mehr Zufluss weniger konzentrierten Wassers. Damit kommt es zu einer verstärkten Verdünnung der Oberflächenschicht und damit zu einer verringerten Triebkraft bei der Konvektion. Die Höhe der Salzkonzentration spielt dabei eine eher untergeordnete Rolle.

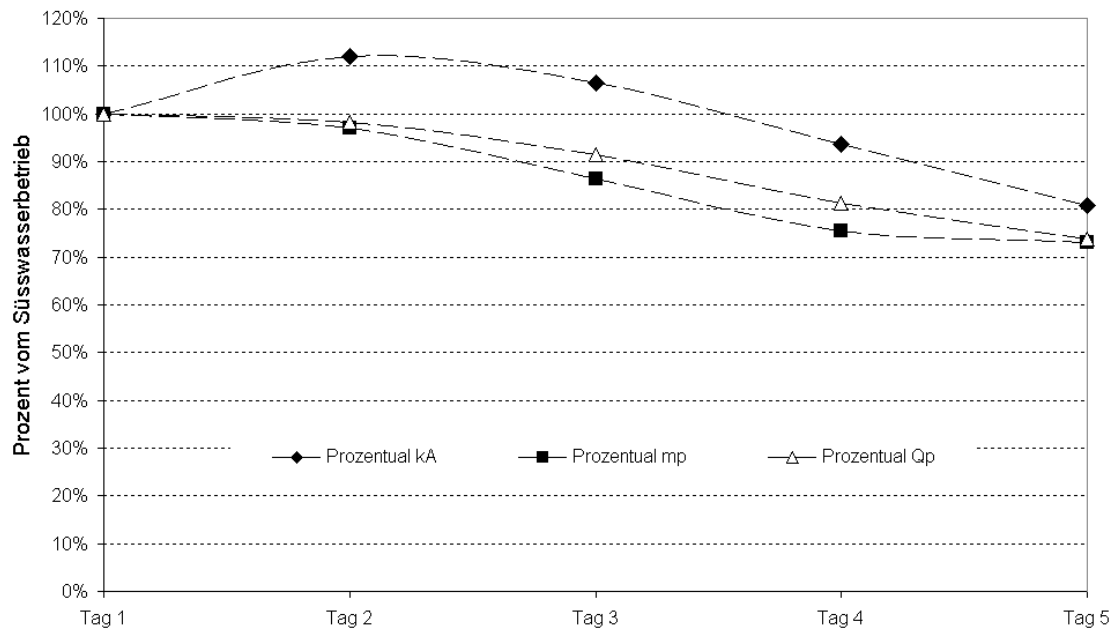


Diagramm 6-12: Prozentuale Änderung der Produktion, Wärmezufuhr und des Wärmedurchgangskoeffizienten in der Wasserschicht

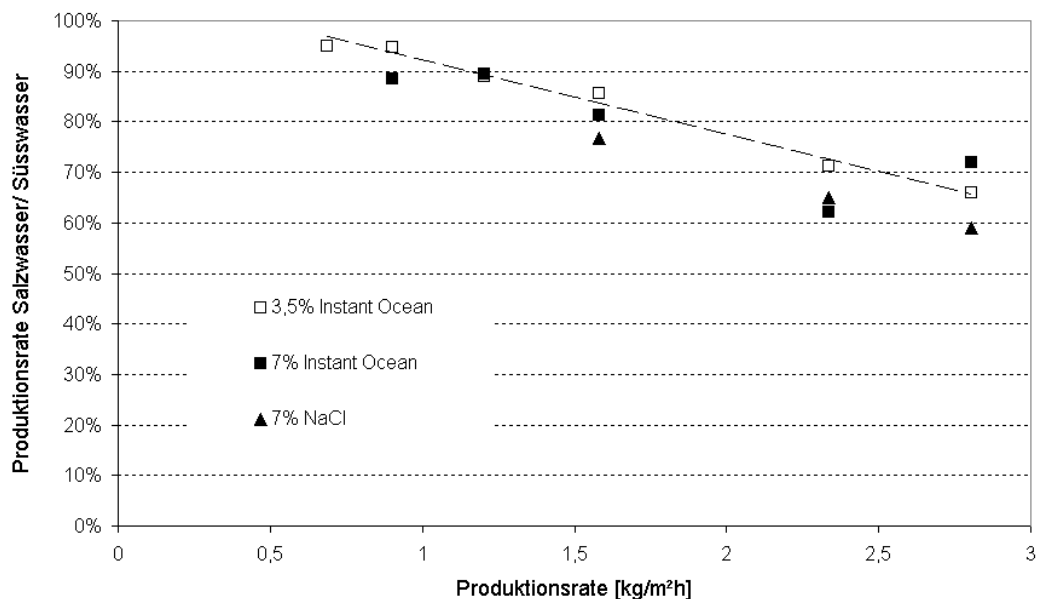


Diagramm 6-13: Prozentuale Verringerung der Produktionsrate für verschiedene Salzkonzentrationen im Vergleich zum Süßwasserbetrieb (1. Stufe einer 2-stufigen Kapillardestille, $T_{\text{verd}}=83^{\circ}\text{C}$, $dT=20\text{K}$)

Da der verringerte Dichteunterschied als verringerter Antrieb in die freie Konvektion der Wasserschicht eingeht, kann dieser Einfluss auch mathematisch erfasst werden. Freie Konvektion wird nach Gl. (5.4) mit der Grashof-Zahl beschrieben und berechnet sich aus den Dichteunterschieden am Beckenboden und der Wasseroberfläche (s. Gl.(5.5)). Um den Mischzuständen Rechnung zu tragen, wird die Oberflächenkonzentration als Mischung mit unterschiedlicher Gewichtung von Becken- und Zulaufkonzentration angenommen. Die beste Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen ergibt sich, wenn die Oberflächen-

konzentration gewichtet aus 60 % Beckenkonzentration und 40 % Zulaufkonzentration berechnet wird.

Auch die starke Auswirkung des Salzgehalts auf die Membrandestillation (s. Kap. 6.2.1) könnte auf Schichtungseffekte und damit verbundene vertikale Temperaturgradienten in den vertikalen Wasserschichten zurückzuführen sein.

6.2.4 Einfluss der Konzentrationspolarisation

Aufgrund der Selektivität der Phasengrenze gegenüber nichtflüchtigen Komponenten, lässt Wasser bei der Verdunstung eine Lösung mit einem höheren Anteil an nichtflüchtigen Salzen zurück. Dadurch kommt es in der Nähe der Phasengrenze zu einer Anreicherung der nichtflüchtigen Komponente i bei Abreicherung der verdampfenden Komponente j . Dies hat einen Konzentrationsgradienten zur Folge, der einen diffusiven Stoffmengenstrom der Komponente i von der Membranoberfläche in den Kern der Sole und von Komponente j in entgegengesetzter Richtung hervorruft (s. Abb. 6-5). Im Extremfall kann durch die Konzentrationspolarisation das Löslichkeitsprodukt eines Stoffes an der Phasengrenze überschritten werden und es kommt zur Kristallisation (s. Abb. 6-6).

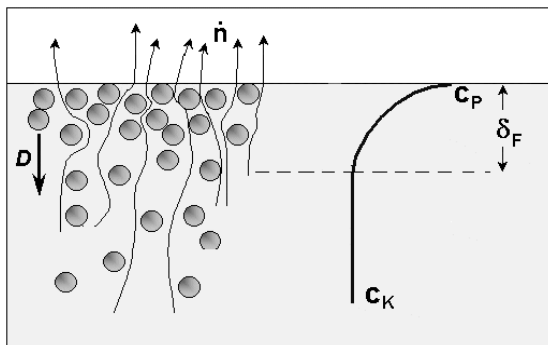


Abb. 6-5: Konzentrationspolarisation

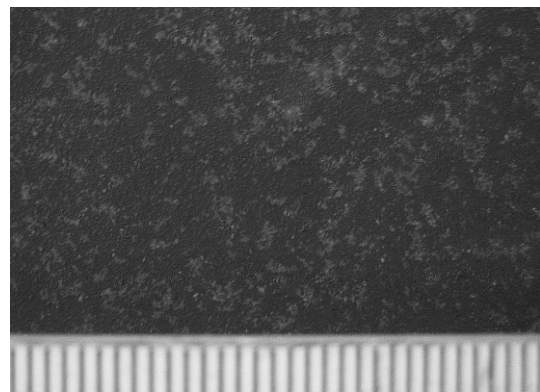


Abb. 6-6: Beobachtete Feststoffablagerung an der Wasseroberfläche bei Meerwasserbetrieb (Skala in mm)

Die Konzentrationserhöhung an der Oberfläche führt zu einer zusätzlichen Dampfdruckverringerung und damit zu einem geringeren Stofftransport.

Richardson [116] untersuchte experimentell den Stofftransport bei der Verdampfung von einer horizontalen Flüssigkeitsoberfläche, die aus einer flüchtigen und einer nichtflüchtigen Komponente besteht. Er fand heraus, dass die Flüssigkeitskomponenten perfekt gemischt bleiben, wenn die nicht flüchtige Substanz eine größere Dichte besitzt wie die flüchtige. Zur Berechnung des Stofftransports könnten demnach die Stoffwerte einer idealen Mischung verwendet werden. Es ist allerdings nicht bekannt ob die örtliche Auflösung der Messungen von Richardson so gut war, dass auch eine Konzentrationspolarisation in der dünnen, oberflächennahen Schicht erfasst werden konnte. Nach einem Berechnungsverfahren nach [114] (S.570) wurde die Konzentrationserhöhung an der Wasseroberfläche abgeschätzt. Um die Bewegungsgeschwindigkeit der Oberfläche zu erhalten, wurde die Wasseroberfläche mit einer Probe Graphitpulver bestäubt. Es wurde eine mittlere Geschwindigkeit von 5 mm/s

gemessen. Daraus ergibt sich auf einer Wannenseite mit einer Breite von 250 mm (Kapillardestillen) eine Verweilzeit an der Oberfläche von 50 s. Die Konzentrationserhöhung ergibt sich bei Verdampfertemperaturen $>70^{\circ}\text{C}$ zu ca. 7,5 %. Durch die verhältnismäßig geringe Erhöhung kann der unvorhergesehene starke Effekt des Salzgehalts auf den Stoffübergang nicht erklärt werden.

7 Stufenwirkungsgrad

Ein wichtiger Parameter zum Verständnis der Vorgänge in einer Destillationsstufe und zur Bestimmung des GOR-Wertes ist der Stufenwirkungsgrad (s. Anhang A 3). Neben dem Stofftransport, der über die latente Wärme den Hauptanteil an übertragener Wärme ausmacht, sind weitere Wärmeströme zwischen Verdampfer und Kondensator wirksam. Der Stufenwirkungsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis des durch den Stoffübergang verursachten Wärmestroms zu den zusätzlich wirksamen Wärmeströmen. Der durch den Phasenwechsel hervorgerufene Wärmestrom ist erwünscht und sollte einen möglichst hohen Anteil ausmachen. Die zusätzlichen Wärmeströme durch Konvektion, Strahlung, Isolationsverluste und Frischwasserzufuhr hingegen haben keinen Nutzeffekt sondern schmälern die Destillatmenge. Diese Verluste sind, wie der Stoffdurchgang, von Verdampfer- und Kondensatortemperatur abhängig. Im Folgenden werden diese Verlustwärmeströme und die Abhängigkeit des Stufenwirkungsgrades von der Temperatur beschrieben.

7.1 Konvektiver Wärmeübergang

Der konvektive Wärmeübergang zwischen Verdampfer und Kondensator wird durch den natürlichen Dichteunterschied der feuchten Luft hervorgerufen und trägt neben dem Transport latenter Wärme des Stoffdurchgangs auch zum Transport sensibler Wärme über nichtkondensierbare Luftanteile bei (s. Gl. (3.5)). Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α_{konv} für freie Konvektion wird mit der Grashof-Zahl nach Gl.(5.5) mit den Stoffwerten für feuchte Luft gebildet. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient in einer geschlossenen, horizontalen Gasschicht mit beheiztem Boden wird nach folgender Gleichung bestimmt:

$$\alpha_{konv} = Nu \cdot \frac{\lambda}{s} \quad \text{mit} \quad Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (7.1)$$

Dabei steht s für die Höhe des Gasraums. Die Nusselt-Zahl wird nach Gl. 5.4 mit den Koeffizienten nach Klan (1976) [29] berechnet (s. Seite 39). Es werden die im Anhang dargestellten, temperaturabhängigen Stoffwerte für gesättigte Luft verwendet. Der Übergang beinhaltet damit sowohl die Wärmeübertragung durch den trockenen Luft- wie auch den Wasserdampfanteil. Zum größten Teil ergeben sich aus den Betriebszuständen in den Stufen turbulente Strömungszustände.

7.2 Strahlungsübergang

Der Wärmeübergang durch Strahlung ist in der Theorie sehr gut untersucht und birgt weniger Unsicherheiten als die Beschreibung des konvektiven Wärme- und Stoffübergangs. In der Destillationsstufe findet ein Strahlungsaustausch vor allem zwischen der Verdampfer- und Kondensatoroberfläche statt. Näherungsweise wird der Strahlungsaustausch in diesem Fall über den Austausch zwischen zwei parallelen, unendlichen Flächen beschrieben. Die Oberflächentemperaturen gehen mit der 4. Potenz in den Wärmeübergang ein:

$$\dot{Q}_{Str,1,2} = c_{1,2} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (7.2)$$

$c_{1,2}$ bezeichnet man als Strahlungsaustausch-Zahl. Diese wird durch die Geometrie und die Emissionsverhältnisse ε der Flächen bestimmt. So ergibt sich für $c_{1,2}$ bei grau strahlenden, unendlichen, parallelen Flächen [29]:

$$c_{1,2} = \frac{\sigma_S}{\frac{1}{\varepsilon_{H_2O}} + \frac{1}{\varepsilon_{V2A}} - 1} \quad (7.3)$$

σ_S steht für die Stefan-Boltzman Konstante. Die Literatur gibt für die Emissionszahl von Wasser einen Wert von $\varepsilon_{H_2O} = 0,95$ an. Die Werte für Edelstahl variieren je nach Oberflächenbeschaffenheit zwischen $\varepsilon_{V2A} = 0,3 \dots 0,7$.

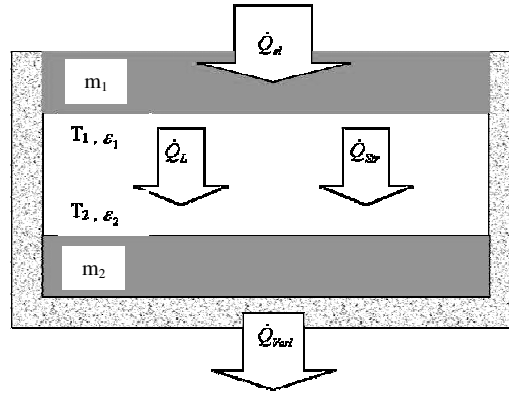


Abb. 7-1: Versuch zur Bestimmung des Strahlungsübergangs

Um das Modell zu validieren und um eine genauere Emissionszahl für die metallene Kondensatorfläche zu erhalten, wird das Strahlungsmodell experimentell überprüft. Hierbei wird der Versuchsaufbau aus Kap. 4 umgekehrt, d.h. im oberen Wasserkissen beheizt. Der Wärmeübergang von oben nach unten findet nun hauptsächlich durch Strahlung statt. Ein kleiner Wärmestrom wird durch die Wärmeleitung in der Luft verursacht. Für die Wärmeströme in Abb. 7-1 gilt das Gleichgewicht:

$$m_2 \cdot c_p \cdot \frac{dT_2}{dt} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_{Verl} \quad (7.4)$$

Mit der Wärmeleitung über der Höhe h und der Querschnittsfläche A :

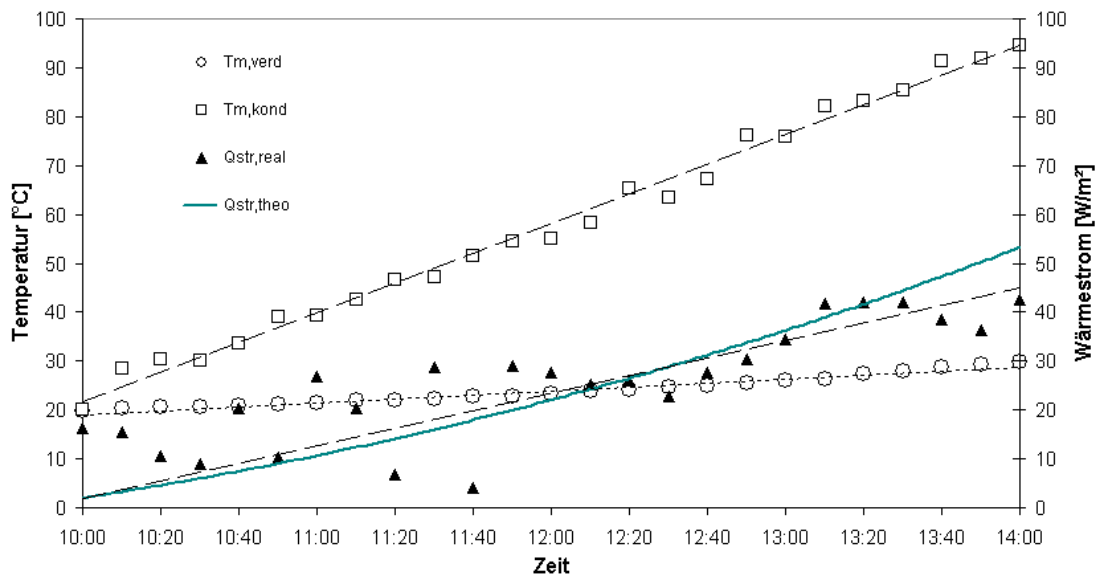
$$\dot{Q}_L = \frac{\lambda_L}{h} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad (7.5)$$

und den Wärmeverlusten durch die Isolation der Stärke s und die Fläche A_{iso} :

$$\dot{Q}_{Verl} = \frac{\lambda_{Iso}}{s} \cdot A_{Iso} \cdot (T_u - T_2) \quad (7.6)$$

Misst man die Temperaturen T_1 und T_2 über der Zeit der Energiezufuhr, so kann nach Umstellen der Gl. (7.4) der Wärmestrom durch Strahlung experimentell bestimmt werden.

Diagramm 7-1 zeigt den Aufheizvorgang über vier Stunden. Die obere Wassermasse wird von 20°C auf 95°C erwärmt. Währenddessen steigt die Temperatur im unteren Wasserbad von 20°C auf 30°C an. Der Wärmestrom durch Strahlung erreicht sein Maximum bei der höchsten Temperatur mit 50 W/m². Die beste Übereinstimmung zwischen Theorie und Praxis wurde für einen Emissionskoeffizienten für Edelstahl von $\varepsilon_{V2A} = 0,6$ gefunden.



**Diagramm 7-1: Strahlungsübergang zwischen den Stufen in Versuch
und Theorie ($\varepsilon_w=0,95$; $\varepsilon_{V2A}=0,6$)**

7.3 Sensible Wärme

Das durch den Stofftransport übertragene Destillat muss in den Verdampferbecken durch Zufuhr frischen Wassers ersetzt werden. Um eine Aufkonzentration der Salze zu verhindern wird im praktischen Betrieb mehr Wasser nachgefüllt als verdampft. Das überschüssige Wasser $\dot{m}$ (s. Gl. 3.8) fließt über Überläufe von einer Stufe mit Temperatur T_i zur nächst tieferen Stufe mit der Temperatur T_{i-1} . Da das zulaufende Wasser kälter ist, findet eine Übertragung sensibler Wärme $\dot{Q}_{Sens}$ statt. Auch beim Stoffdurchgang wird sensible Wärme übertragen. Dabei kühlt der kondensierende Dampf von Verdampfer- auf Kondensatortemperatur ab und überträgt Wärme, die sich aus dem Produkt der Temperaturdifferenz, dem Massenstrom und der Wärmekapazität des Destillats ergibt:

$$\dot{Q}_{Sens} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_{i-1}) \quad (7.7)$$

7.4 Temperaturabhängigkeit des Stufenwirkungsgrades

Der Wärmeübergang durch Konvektion, Strahlung, Leitung und sensible Wärme kann nun größenmäßig mit dem latenten Wärmestrom verglichen werden. Diagramm 7-2 und Diagramm 7-3 zeigen den Verlauf der jeweiligen Wärmeströme für Verdampfertemperaturen von 50°C und 95°C über der Temperaturdifferenz zum Kondensator. Die Nachfüllrate wird mit dem doppelten Wert der Destillatrate angenommen, wobei für das zuströmende Frischwasser Umgebungstemperatur angenommen wird. Der mittlere Stufenabstand beträgt 0,03 m und für die Emissionszahl des Edelstahlkondensators wird $\varepsilon_{V2A} = 0,6$ angenommen. Die Isolierung besteht aus einer 5 cm starken PU-Hartschaumplatte ($\lambda = 0,05$).

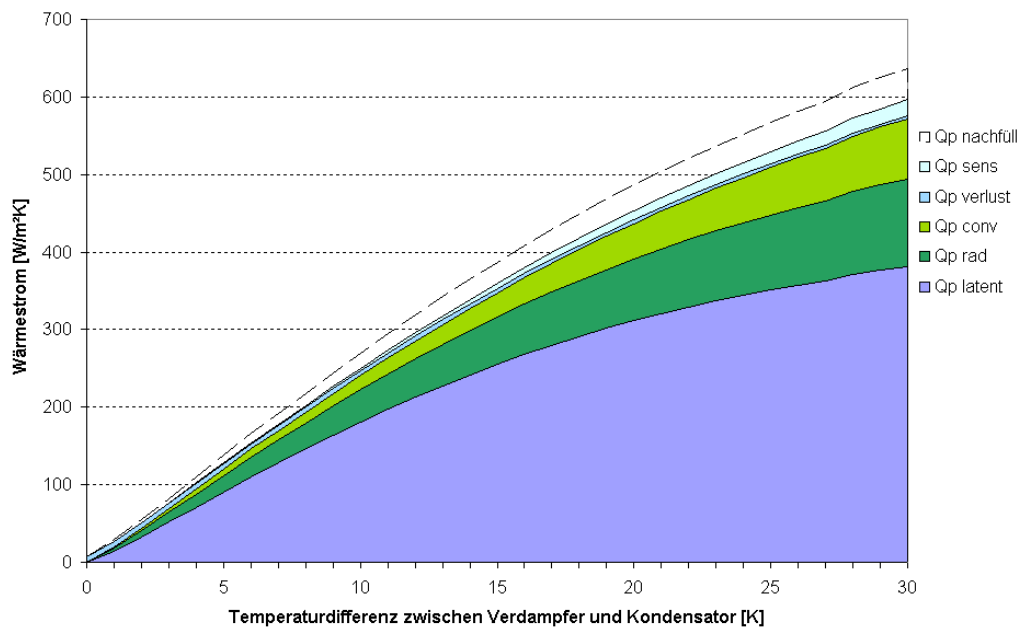


Diagramm 7-2: Wärmeströme in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz bei 50°C Verdampfertemperatur und doppelter Nachfüllrate

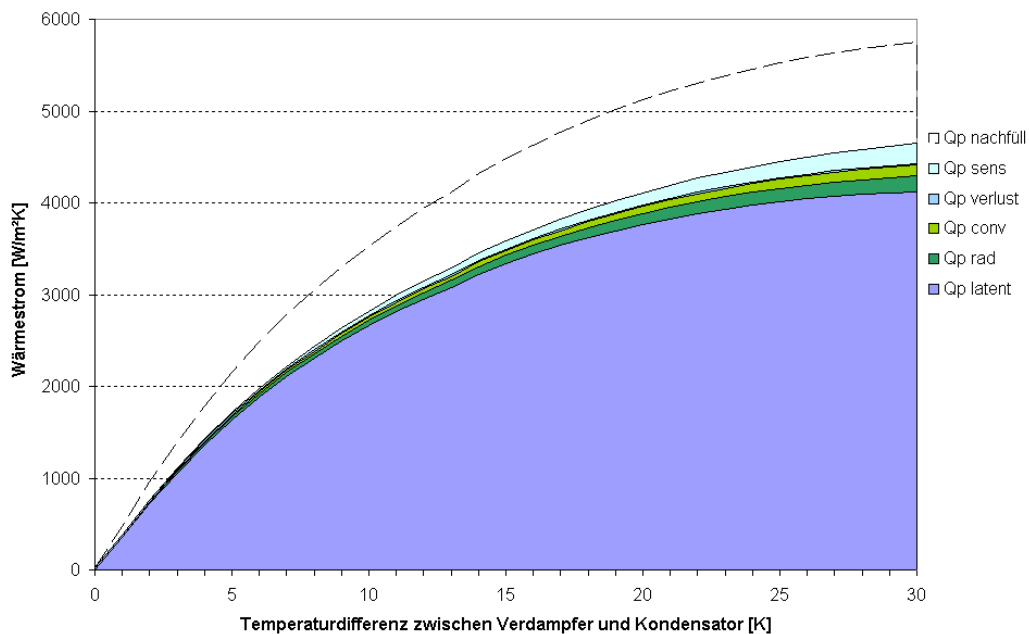
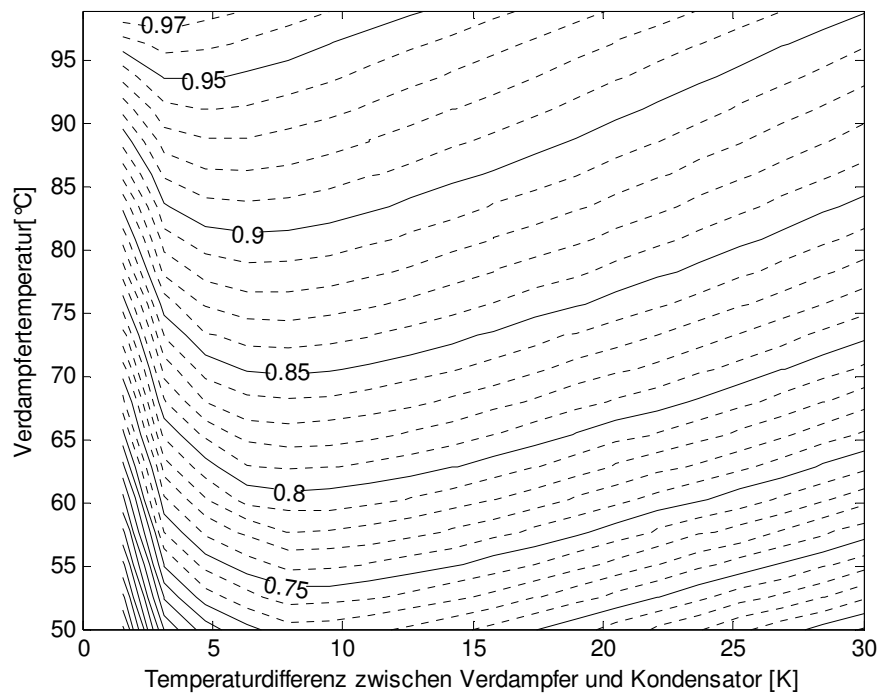


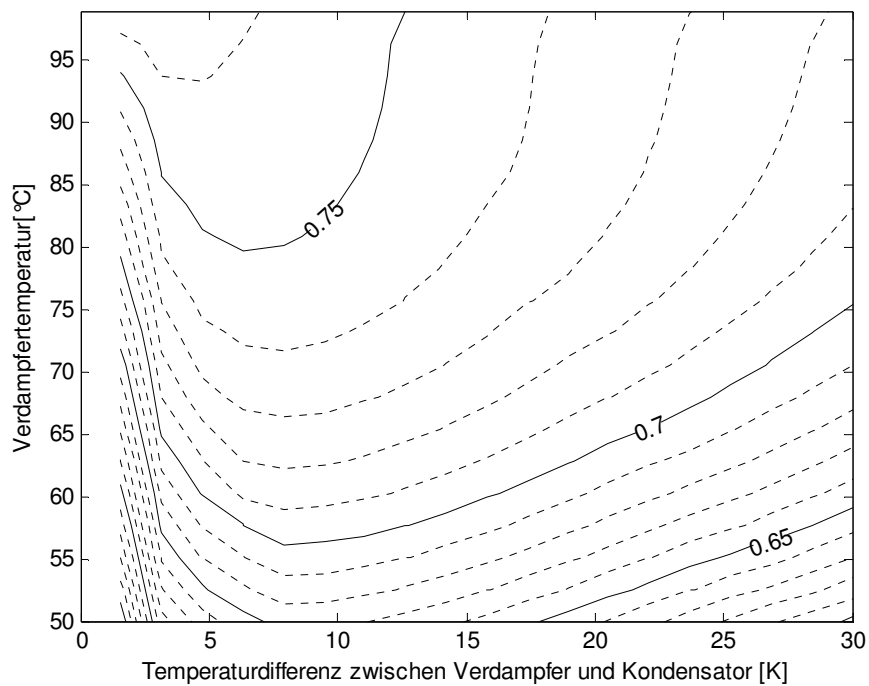
Diagramm 7-3: Wärmeströme in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz bei 95°C Verdampfertemperatur und doppelter Nachfüllrate

Bei niedrigen Temperaturen macht die latente Wärme des Stoffübergangs ca. 64% des Gesamtwärmestroms aus. Die Wärmeströme durch Strahlung und Konvektion halten Anteile von jeweils 16 % bzw. 8 %. Die sensible Wärme des nachgefüllten Frischwassers macht ca. 7 % und die Verluste durch die Isolierung 3 % aus. Bei einer Betriebstemperatur von 95°C stellen sich die Verhältnisse anders dar. Wie Diagramm 7-3 zeigt, spielen Konvektion und Strahlung nur noch eine untergeordnete Rolle. Die latente Wärme macht 74% der gesamten Wärmeströme aus. Bedingt durch die große Destillatrate und die hohe Verdampfertemperatur entstehen durch das Nachfüllen von Frischwasser Verluste in Höhe von 19%. In beiden Darstellungen ist zu erkennen, dass die Isolationsverluste nur einen geringen Einfluss haben. Diagramm 7-4 und Diagramm 7-5 zeigen den Anteil des latenten Wärmeübergangs an den Wärmeströmen (Stufenwirkungsgrad) über der Verdampfertemperatur und der Temperaturdifferenz in Form von Kennfeldern. Die Diagramme unterscheiden sich lediglich durch die Nachfüllrate. Während in Diagramm 7-4 keine Nachfüllung stattfindet, wird in Diagramm 7-5 ein in der Praxis bewährter Nachfüllfaktor von $f = 2$ und eine Frischwassertemperatur von 20 °C angenommen. Damit wird ein ausreichender Spüleffekt gewährleistet. Zusätzlich zu den Verlusten durch die Nachfüllung werden die Verlustwärmeströme durch Strahlung, Konvektion, Destillatabfluss und die Isolationsverluste berücksichtigt. Wird das verdampfte Wasser nicht ersetzt, so wird mit 97 % der höchste Anteil des Stoffübergangs bei einer Temperatur von 100 °C erreicht. Das Optimum liegt bei allen Verdampfertemperaturen bei einer Temperaturdifferenz von 5-10 K. Bei kleinerer Temperaturdifferenz nimmt die Destillatproduktion ab und bei größerer die Verlustwärmeströme zu. Es ist ein stetiger Rückgang des Stufenwirkungsgrades mit abnehmender Verdampfertemperatur zu erkennen. Bei Verdampfertemperaturen von 50 °C werden die niedrigsten Wirkungsgrade mit 70 % erreicht. Wird das verdampfte Wasser zu Spülzwecken doppelt durch kaltes Frischwasser ersetzt, verschlechtert sich der maximale Stufenwirkungsgrad von 97 % auf 76 % und der Stufenwirkungsgrad sinkt bei niedrigen Temperaturen auf ein Minimum von 65 %. Auch ist die Abhängigkeit des Stufenwirkungsgrades von der Temperaturdifferenz wesentlich ausgeprägter.

Die Erwärmung des nachgefüllten Wassers von Umgebungs- auf Verdampfertemperatur der jeweiligen Stufe entspricht zwar der energetischen Gesamtbilanz des Systems, ist jedoch in der realen Anlage anders verteilt. So fließt alles Wasser von der obersten bis zur letzten Stufe von Überlauf zu Überlauf und erwärmt sich dabei stufenweise. Die durchlaufende Wassermenge und die damit verbundene Abkühlung ist damit in den oberen Stufen wesentlich größer. Die realen Verhältnisse können nur mit Hilfe des dynamischen Simulationsmodells in Kap. 8 genauer wiedergegeben werden. Der niedrige Stufenwirkungsgrad in der Gesamtbilanz zeigt jedoch bereits, dass der Grad der Wärmerückgewinnung dadurch stark eingeschränkt ist. Dabei stellt der Wärmeverlust durch nachgefülltes Frischwasser den größten Einfluss dar (bis zu 20% bei doppelter Nachfüllrate). Dieser Wärmestrom verlässt ebenso wie die Verluste durch die Isolation das System und ist damit nicht mehr nutzbar. Die Wärmeströme durch Konvektion und Strahlung schmälern zwar den Destillatertrag pro Stufe, die Energie bleibt dem System jedoch bis zur obersten Stufe erhalten. Damit kann nach Kap. 3.3 für den durchströmten Anlagentyp bereits abgeschätzt werden, dass mit einem mittleren Wirkungsgrad von 74 % theoretisch nicht mehr als eine 4-fache Wärmerückgewinnung möglich ist.



**Diagramm 7-4: Anteil des Stoffübergangs am Gesamtwärmestrom
in einer Stufe ohne Nachfüllung**



**Diagramm 7-5: Anteil des Stoffübergangs am Gesamtwärmestrom
in einer Stufe mit doppelter Nachfüllrate**

8 Simulationsmodell unter Matlab/Simulink

Das thermodynamische Simulationsmodell unter Matlab/Simulink berücksichtigt die Wärmekapazität, Wärme- und Massenströme sowie Konzentrationsgradienten in der Anlage. Die Wärmekapazität des Systems wird vor allem durch die Wassermasse in den Stufen bestimmt. Die Wassermasse jeder Stufe wird in zwei diskrete Schichten, eine obere und eine untere Schicht aufgeteilt. Den diskretisierten Schichten werden punktförmige Massen zugeordnet in denen das Energiegleichgewicht gilt. Innerhalb der Schichten sind Stoffwerte, Konzentration und Temperatur konstant. An der Grenze zwischen den Schichten herrscht damit ein uniformer Wärmestrom. Durch die Annahme von Massepunkten vereinfacht sich die Darstellung des thermodynamischen Gleichgewichts, da für jede Stufe nur zwei Differenzialgleichungen zu berechnen sind. Abb. 8-1 zeigt Massepunkte und Wärmeströme.

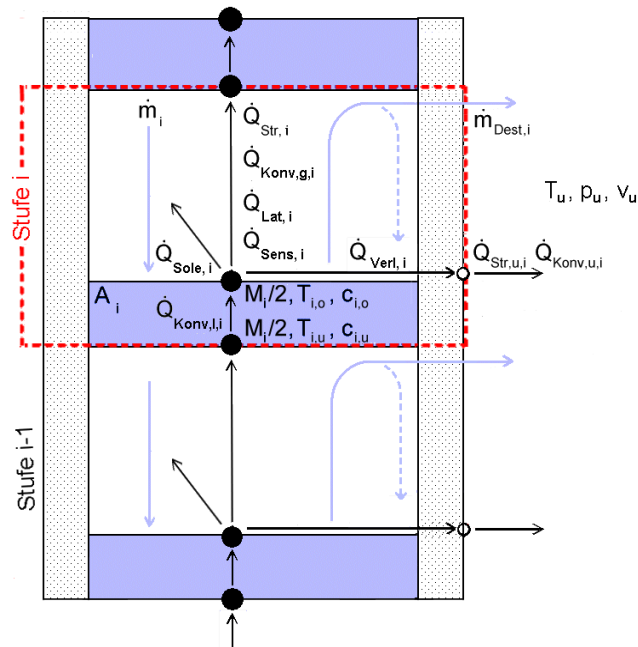


Abb. 8-1: Simulierte Wärmeströme und Massepunkt

Folgende Gleichung gibt das thermodynamische Gleichgewicht für den Massepunkt der oberen Hälfte der Wasserschicht wieder:

$$\frac{m_i}{2} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{i,o}}{dt} = \dot{Q}_{Konv,l,i} - \dot{Q}_{Sens,i} - \dot{Q}_{Lat,i} - \dot{Q}_{Str,i} - \dot{Q}_{Konv,g,i} - \dot{Q}_{Sole,i} - \dot{Q}_{Verl,i} \quad (8.1)$$

Für den Massepunkt der unteren Hälfte der Wasserschicht gilt:

$$\frac{m_i}{2} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{i,u}}{dt} = \dot{Q}_{Sens,i-1} + \dot{Q}_{Lat,i-1} + \dot{Q}_{Str,i-1} + \dot{Q}_{Konv,g,i-1} - \dot{Q}_{Konv,l,i} \quad (8.2)$$

Die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs $\dot{Q}_{Konv,g,i}$, des Übergangs durch Strahlung $\dot{Q}_{Str,i}$ und der zur Erwärmung des Zulaufs benötigten Wärme $\dot{Q}_{Sole,i}$ werden in Kap. 7.1 bis 7.3 beschrieben. Die übertragene Latentwärme $\dot{Q}_{Lat,i}$ mit ihrem sensiblen Anteil $\dot{Q}_{Sens,i}$ ergibt sich aus den in Kap. 3.2 dargestellten Beziehungen unter Berücksichtigung des in Kap. 5.8 hergeleiteten Stoffübergangsmodells. Die Anlagenverluste $\dot{Q}_{Verl,i}$ durch die Isolierung werden nach Kap. 3.2 mit Hilfe einer Serienschaltung der Wärmewiderstände von Isolierung, Konvektion und Strahlung berechnet. Die Masse der Anlagenhülle bleibt aufgrund des geringen Einflusses unberücksichtigt. Der konvektive Wärmestrom in der flüssigen Phase $\dot{Q}_{Konv,l,i}$ wird in Kap. 6.1 dargestellt. Hierbei ist eine Berücksichtigung des bremsenden Einflusses der Konzentrationsgradienten unumgänglich. Die Konzentration jeder Stufe wird dabei über die Massenbilanz aus dem Salzgehalt des Zulaufs, dem Destillatstrom und dem Ablauf berechnet:

$$c_{Stufe,i} = \frac{m_{Salz,i}}{m_i} \quad \text{mit} \quad \frac{dm_{Salz,i}}{dt} = \dot{m}_i \cdot c_{i+1} - (\dot{m}_i - \dot{m}_{Dest}) \cdot c_i \quad (8.3)$$

Die Rücktropfverluste in der Anlage werden je nach Beckentyp und Material in Abhängigkeit von Kondensatortemperatur und Destillationsrate nach unterschiedlichen Kennfeldern berechnet (s. Kap. 4.4).

Abb. 8-2 zeigt verschiedene Konfigurationsschemata. Neben den klimatischen Gegebenheiten wie Außentemperatur, Windgeschwindigkeit und Druck werden Eingabegrößen wie Heizenergie $\dot{Q}_{in}$, Zulaufmenge und Konzentration vorgegeben. Die Stufenanzahl n kann beliebig eingestellt werden. Wird optional eine Abdeckung der Anlage gewählt, so entfällt der Stoffübergang an die Umgebung und damit der latente Wärmestrom. In diesem Fall wird Wärme nur in Form von Konvektion oder Strahlung abgegeben. Der Abdeckung kann zusätzlich eine Isolationswirkung zugeordnet werden.

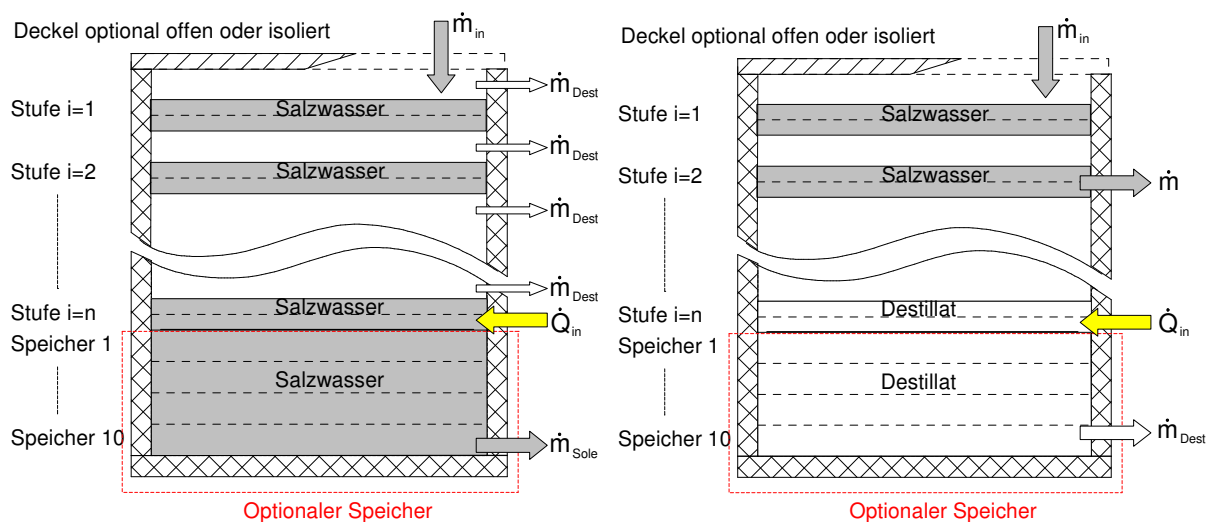


Abb. 8-2: Simulationsschema verschiedener Anlagenkonzepte

Die unterste Stufe (Verdampfer) kann entweder mit Destillat oder Salzwasser betrieben werden. Im Falle des Salzwasserbetriebs, wird das Destillat direkt aus jeder produzierenden

Stufe abgeleitet. Dabei wird auch in der untersten Stufe Destillat produziert. Beim Betrieb des Verdampfers mit Destillat können z.B. Standard-Solarkollektoren ohne Wärmetauscher verwendet werden. In diesem Fall wird das Destillat nicht getrennt ausgeleitet sondern es fließt an der Anlagenwand hinab bis zum Verdampfer und wird dort gesammelt. Damit ist jedoch keine Produktion in der Verdampferstufe mehr möglich.

Jeder Simulationszeitschritt beginnt mit der Lösung des Energiegleichgewichts für die oberste Stufe ($i=1$). Die Nummerierung erfolgt bei der Simulation nicht wie bisher in Richtung des Wärmestroms, sondern in Richtung des Massenstroms. So kann aus Zulauf und Destillatproduktion die Menge der an die darunterliegende Stufe weitergeleiteten Sole berechnet werden. Dabei werden die Stufentemperaturen des vorangegangenen Simulationszeitschritts für die Bestimmung der Wärmeströme genutzt. Diese Vorgehensweise hat ein stabileres Simulationsverhalten ergeben als eine Berechnung, die an die Wärmestromrichtung gekoppelt ist.

Ein optionaler Speicher ermöglicht die Simulation der in Kap. 10.2 beschriebenen, instationären Wärmerückgewinnung. Unabhängig vom Volumen wird der Speicher in 10 diskrete Schichten aufgeteilt. Wie bereits bei den Verdampferstufen wird jede Speicherschicht durch einen Massepunkt ersetzt, in dem ein Energiegleichgewicht herrscht. Ein Wärmetransport zwischen den Schichten findet dabei nur durch Wärmeleitung und die sensible Wärme des Destillat- bzw. Solestroms statt. Ein optionaler Wärmetauscher sorgt für eine zusätzliche Nutzung der sensiblen Wärme des Solestroms bei Destillatbetrieb bzw. des Destillatstroms bei Salzwasserbetrieb des Verdampfers.

Die Umsetzung des oben beschriebenen thermodynamischen Modells in Matlab/Simulink ist in den folgenden Abbildungen zu sehen. Kern des Modells bildet eine sogenannte S-Funktion, die in der Matlab-Sprache programmiert wurde. Der Programmcode der S-Funktion ist im Anhang A 9 zu sehen. Abb. 8-3 zeigt das Matlab Modell mit dem graphischen Container der S-Funktion und der Eingabemaske für den Nutzer. Auf der linken Seite des Blocks „Multistage-System“ werden die Eingangsparameter, wie die Aussentemperatur, Windgeschwindigkeit, Luftdruck, Zulaufmenge, -temperatur und -salzkonzentration und die zugeführte Wärmeenergie übergeben. Rechts werden die Simulationsergebnisse, wie Stufentemperaturen, Salzkonzentration und Produktionsraten ausgegeben. Die nachgefüllte Wassermenge wird im Block „Refill-Mechanism“ aus der Destillatproduktion und dem vom Nutzer eingestellten Nachfüllfaktor berechnet. Der Nachfüllfaktor muss dabei größer Eins sein, um einen Spülstrom zu gewährleisten.

Der Nutzer kann in der Eingabemaske folgende Parameter vorgeben:

- Stufenanzahl
- Wasserinhalt einer Stufe
- Länge, Breite einer Stufe
- Höhe der Wasserschicht
- Isolation der Anlage
- Abdeckung, Deckelisolation
- Wassermenge im Speicher
- Speicher-Wärmetauscher für Sole bzw. Destillat
- Anlagentyp: Salzwasser oder Destillat im Verdampfer
- Beckentyp zur Berechnung der Rücktropfverluste
- Wärmeleitfähigkeit und Stärke des Beckenmaterials

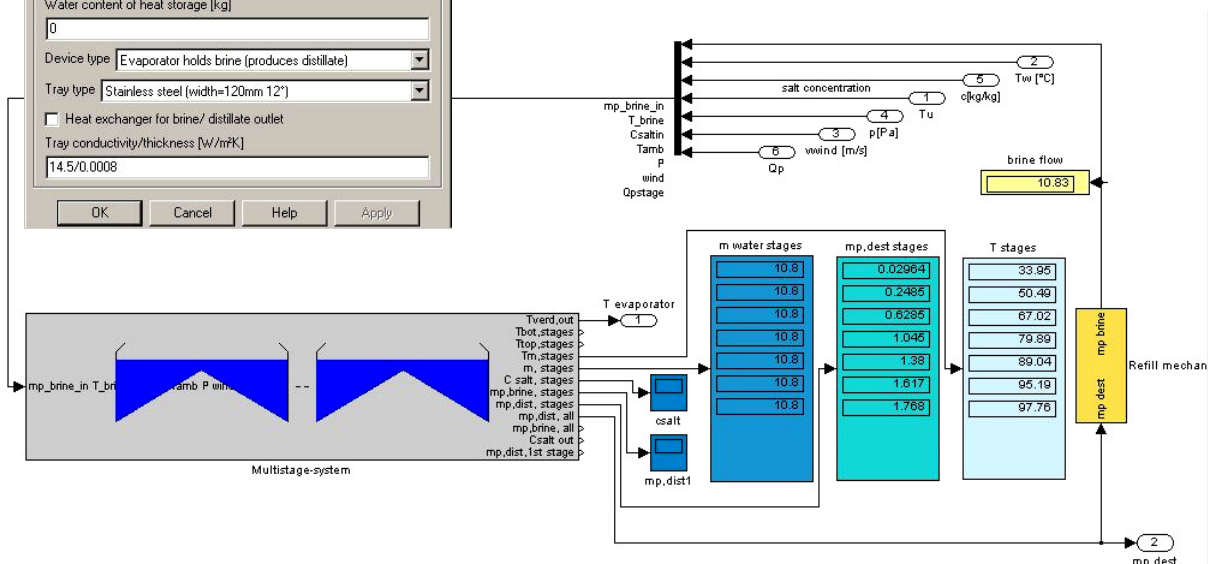


Abb. 8-3: Container der S-Funktion mit Ein- und Ausgabeblocken und Nachfüllmechanismus

8.1 Validierung

Um das thermodynamische Simulationsmodell auf seine Gültigkeit zu überprüfen, wurde im Labor eine unabgedeckte, 4-stufige Destillationsanlage vermessen. Für die Validierung werden im Simulationsmodell die geometrischen Parameter und die aufgezeichneten Verläufe der Heizleistung, der Klimadaten, sowie der Zulaufmenge, Zulaufkonzentration und -temperatur aus dem Experiment übernommen. Die Qualität des Simulationsmodells wird über den Grad der Übereinstimmung des simulierten und gemessenen, zeitlichen Verlaufs der Temperatur und Produktionsrate jeder Stufe ersichtlich. Das Experiment wurde über 5 Tage mit einer täglichen Heizung von 10-12 Stunden gefahren. Um den Salzeinfluss berücksichti-

gen zu können, wurde um 16 Uhr des zweiten Tages die Zulaufkonzentration leicht erhöht und ab dem dritten Tag eine 3,5-prozentige Meersalzmischung (Instant Ocean) nachgefüllt. Diagramm 8-1 zeigt die Verläufe der gemessenen und simulierten Temperaturen in der 4-stufigen Anlage. Die Symbole stellen stündliche Kontrollmessungen dar. Da die Zufuhr des kalten Frischwassers nicht stetig, sondern manuell erfolgte, schwanken die gemessenen Stufentemperaturen. Im Mittel zeigen die beiden Kurven jedoch nur wenige Grad Abweichung, wobei die simulierte Temperatur im Mittel 2 K über der gemessenen Temperatur liegt. Diese Abweichung ist auch auf ungenaue Temperaturmessungen in den Stufen zurückzuführen, da diese nur einen Punkt in einem heterogenen Temperaturfeld repräsentieren. So sind vom Beckenboden bis zur Wasseroberfläche mehr als 4 K sowie an der Oberfläche von der Wannenmitte bis zum Rand Temperaturgradienten von mehr 8 K zu verzeichnen (s. Abb. 6-2). Ein Salzeinfluss ist im Temperaturverlauf kaum zu erkennen. Lediglich die dritte Stufe zeigt über der Versuchsdauer einen leichten Temperaturrückgang.

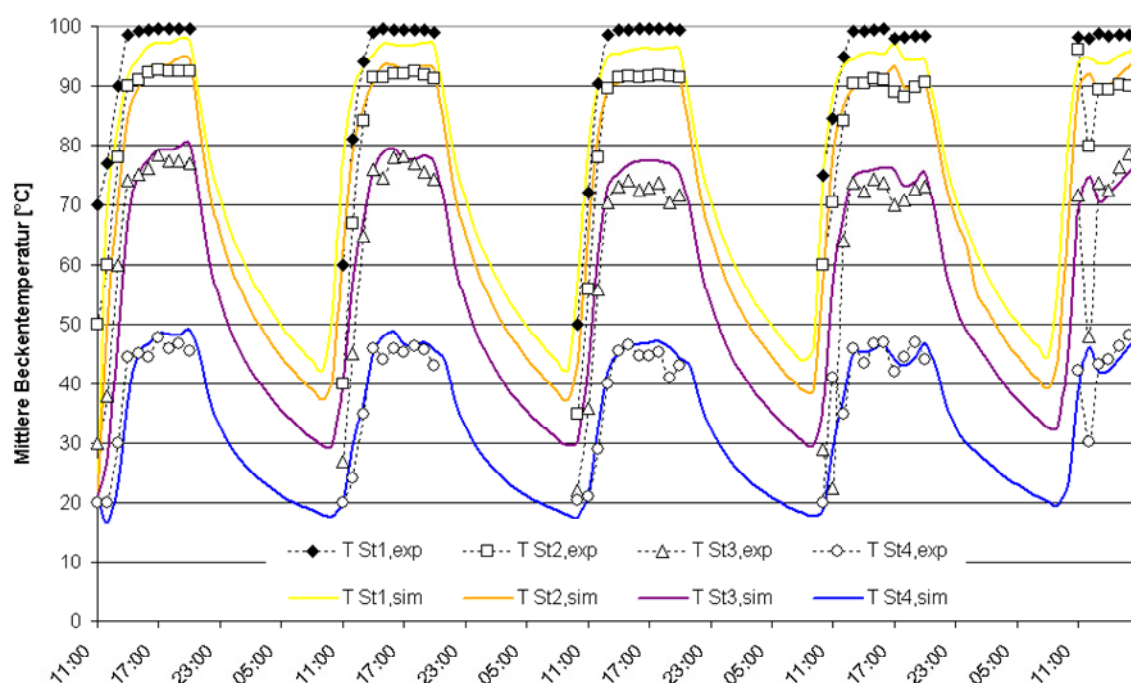


Diagramm 8-1: Gemessene und simulierte Temperaturen im Vergleich

In Diagramm 8-2 sind die simulierten und gemessenen Produktionsraten der einzelnen Stufen dargestellt. Die stündlich gemessenen Werte sind durch Symbole gekennzeichnet. Aufgrund der manuellen Nachfüllung sind auch hier große Schwankungen zu erkennen. Da die Verdampfungsrate der obersten Stufe an die Umgebung nicht gemessen werden kann, fehlen die entsprechenden Werte. Die Simulation weicht in Extremfällen, besonders in den Aufheizphasen, um bis zu 10 % von den Messwerten ab. Im stationären Zustand bleibt der Fehler im Mittel jedoch unter einem Prozent. Gut gibt die Simulation auch den gemessenen Rückgang der Produktionsrate mit zunehmendem Salzgehalt wieder. Da das Simulationsergebnis einer Stufe vom Simulationsergebnis der darunterliegenden Stufe abhängt, kommt es vor allem bei Systemen mit großer Stufenanzahl aufgrund der Fehlerfortpflanzung schnell zu großen

Abweichungen im Gesamtergebnis, auch wenn eine der unteren Stufen nur geringe Abweichungen aufweist. Diagramm 8-3 zeigt den simulierten GOR-Wert im Vergleich zu den gemessenen Werten einer Kapillardestille für verschiedene Stufenzahlen bei einem Nachfüllfaktor von $f \approx 1,2$. Aufgrund der Sensibilität und der Komplexität der Zusammenhänge wird das Modell für das in dieser Arbeit angestrebte Ziel der Optimierung der mehrstufigen Entsalzungsanlagen als ausreichend genau betrachtet

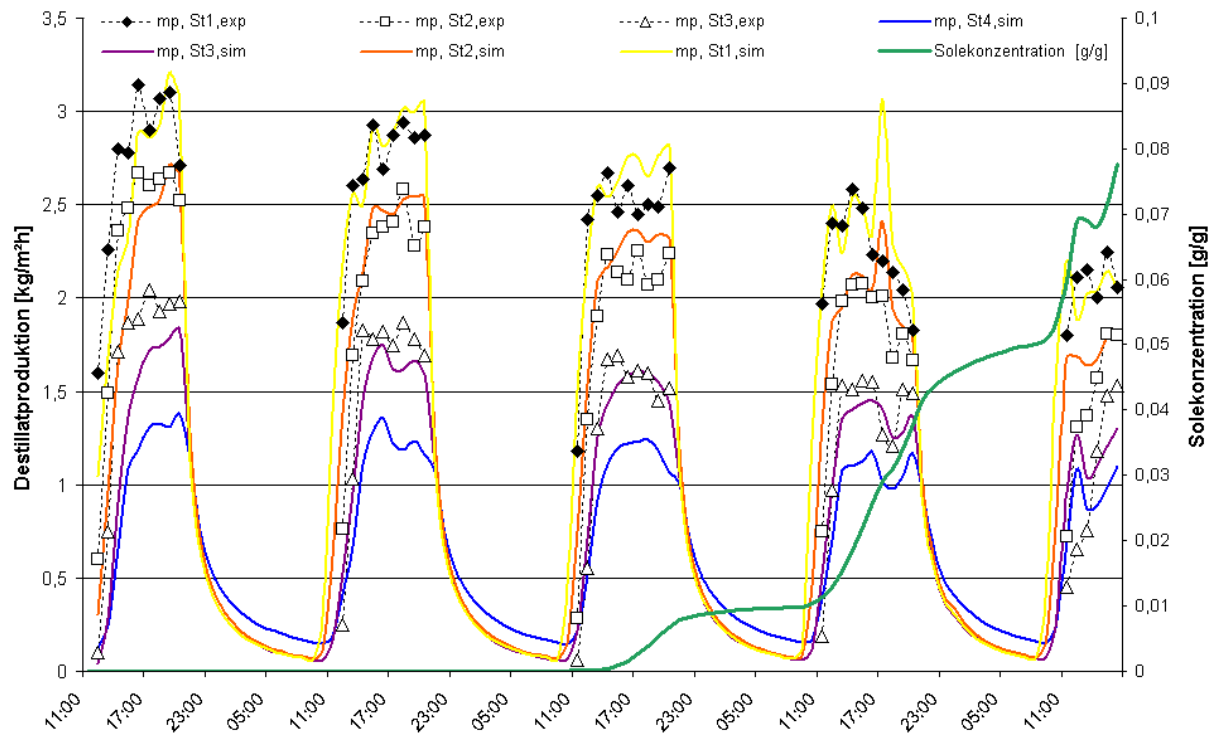


Diagramm 8-2: Gemessene und simulierte Stufenproduktion im Vergleich

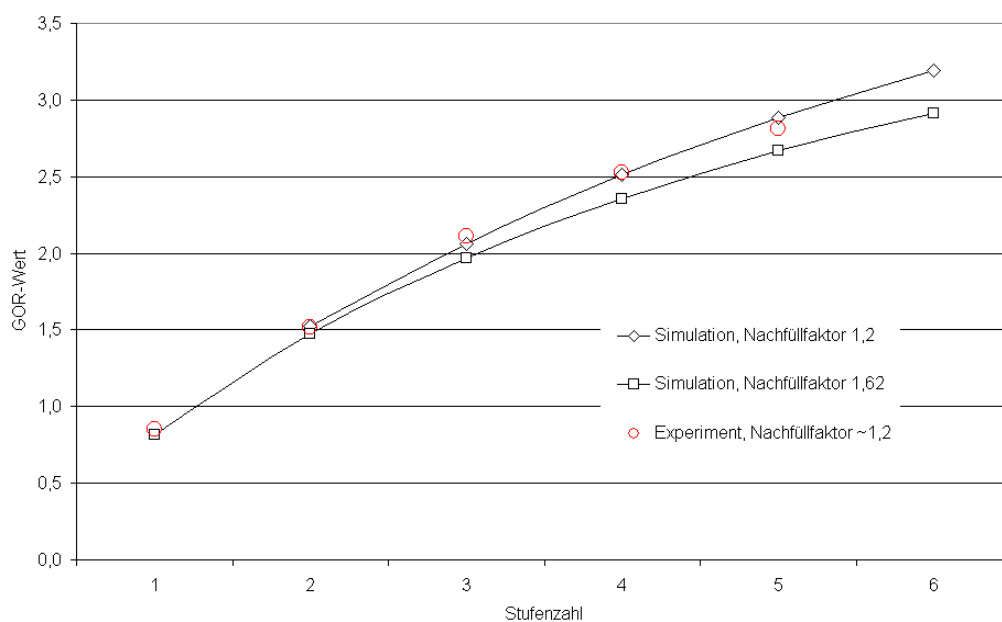


Diagramm 8-3: Validierung des GOR-Wertes anhand von Messwerten einer 1 m² Kapillardestille (PA/PP-Folie) im Süßwasserbetrieb

9 Energetische Gesamtbetrachtung

Um das System optimieren zu können, müssen die Wärmeströme durch die Systemhülle im stationären Zustand analysiert werden. Die quantitative Verteilung der Wärmeströme wurde mit Hilfe des Simulationsmodells bestimmt und durch einzelne Messungen überprüft. Berücksichtigt werden Wärmeströme der obersten Stufe an die Umgebung über Konvektion und Strahlung, die Wärmeverluste der Anlage durch die Isolierung und die sensible Wärme zur Aufwärmung des zufließenden Meerwassers. Wenn die oberste Stufe nicht abgedeckt wird, wird zusätzlich ein Wärmestrom der obersten Stufe durch Verdampfung berücksichtigt. Die Wärmezufuhr findet in der untersten Stufe statt. Die Verteilung der Wärmeströme ergibt sich abhängig von der Stufenanzahl, dem Nachfüllfaktor, der Abdeckung und der Isolierung der Anlage. Die sensible Wärme hängt proportional von der Destillatproduktion und dem Nachfüllfaktor ab. Die Destillatproduktion wird durch die Temperaturdifferenz zwischen unterster und oberster Stufe bestimmt.

In einer oben offenen Anlage bleibt auch bei unterschiedlicher Stufenanzahl die Temperaturdifferenz über den Stufen beinahe konstant. Damit bleiben Destillatproduktion und sensible Wärme unabhängig von der Stufenanzahl (s. Diagramm 9-1). Der Anteil der Wärmeverluste durch die Isolierung steigt bei zunehmender Bauhöhe von 2 % auf 15 % bei einer 10-stufigen Anlage. Wärmeverluste der obersten Stufe durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung spielen eine untergeordnete Rolle. Stark von der Stufenanzahl abhängig zeigt sich allerdings die latente Wärme, die durch Verdampfung aus der obersten Stufe abgeführt wird. Diese macht bei 2 Stufen über 70 % der gesamten Wärmeverluste aus. Der Anteil sinkt jedoch bei 10 Stufen auf 10 %. Die starke Abhängigkeit von der Stufenzahl ist mit der Verdampfungstemperatur der obersten Stufe zu erklären. Da alle Stufen einen Wärmewiderstand besitzen, teilt sich der Temperaturabfall über der gesamten Anlage auf alle Stufen auf. Damit ist bei großer Stufenanzahl die Verdampfertemperatur der obersten Stufe entsprechend gering.

Bei einem geschlossenen System entfällt der latente Wärmeübergang der obersten Stufe an die Umgebung, da der Deckel Wärme nur in Form von Konvektion und Strahlung abgeben kann. Dadurch kommt es vor allem bei geringer Stufenzahl zu einer Temperaturzunahme in der obersten Stufe. Dies verringert die Temperaturdifferenz in der Anlage und somit die Destillatproduktion. Der Wärmestau führt aufgrund der höheren Anlagentemperatur auch zu leicht erhöhten Wärmeverlusten durch die Anlagenisolierung. Diese liegen zwischen 18 % und 22 %. Mit zunehmender Stufenanzahl erreicht die Destillatproduktion beinahe Werte einer offenen Anlage. Der Anteil der Wärmeverluste der obersten Stufe durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung fällt von 65 % bei zwei Stufen auf 3 % bei 10 Stufen ab. Der Wärmebedarf zur Erwärmung des Zulaufs mit der Destillatproduktion steigt stattdessen von 13 % auf 79 %.

Mit diesen Zahlen lassen sich mögliche Verbesserungspotentiale abschätzen. Die Wärmeströme durch die oberste Stufe sind nutzbringend und tragen zur Destillatproduktion bei. Eine Steigerung der von der obersten Stufe in Form von Konvektion, Strahlung und Verdampfung abgegebenen Wärmeströme würde zu einer erhöhten Produktionsrate pro Flächeneinheit führen, dies beeinflusst jedoch weniger den Rückgewinnungsgrad.

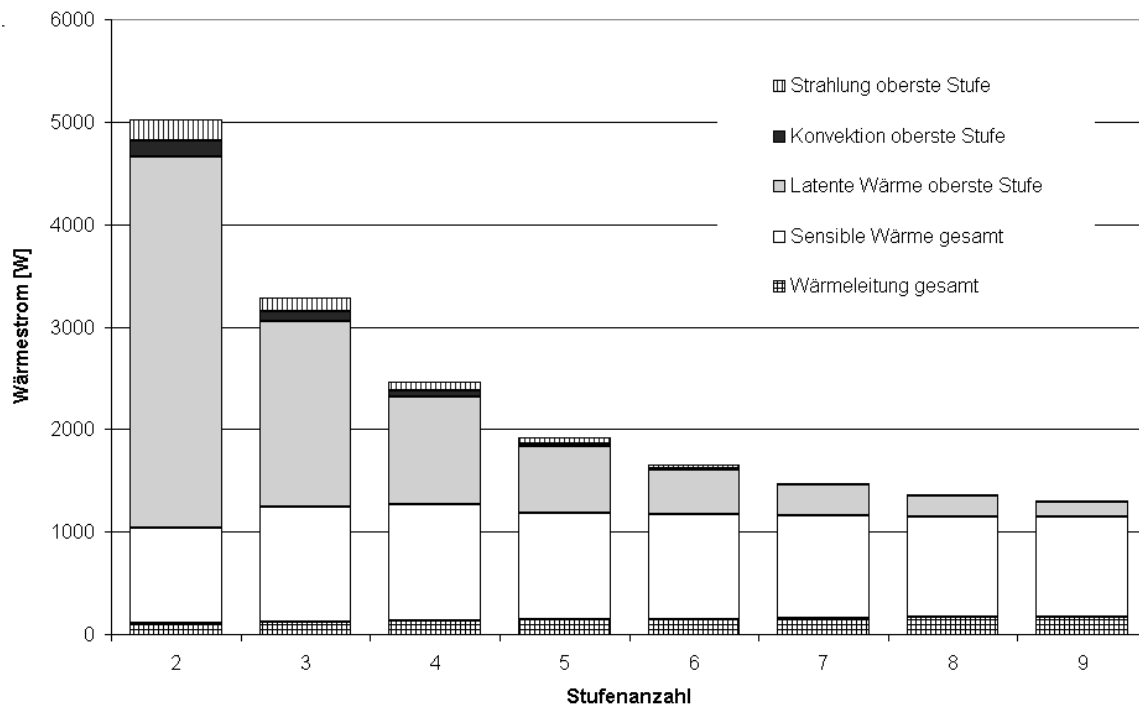


Diagramm 9-1: Verteilung der Wärmeströme im stationären Zustand einer unabgedeckten Anlage mit 1m² Beckenfläche, Nachfüllfaktor 1,6, Salzgehalt 0%, Rücktropfverluste für 12° Edelstahlabsorber

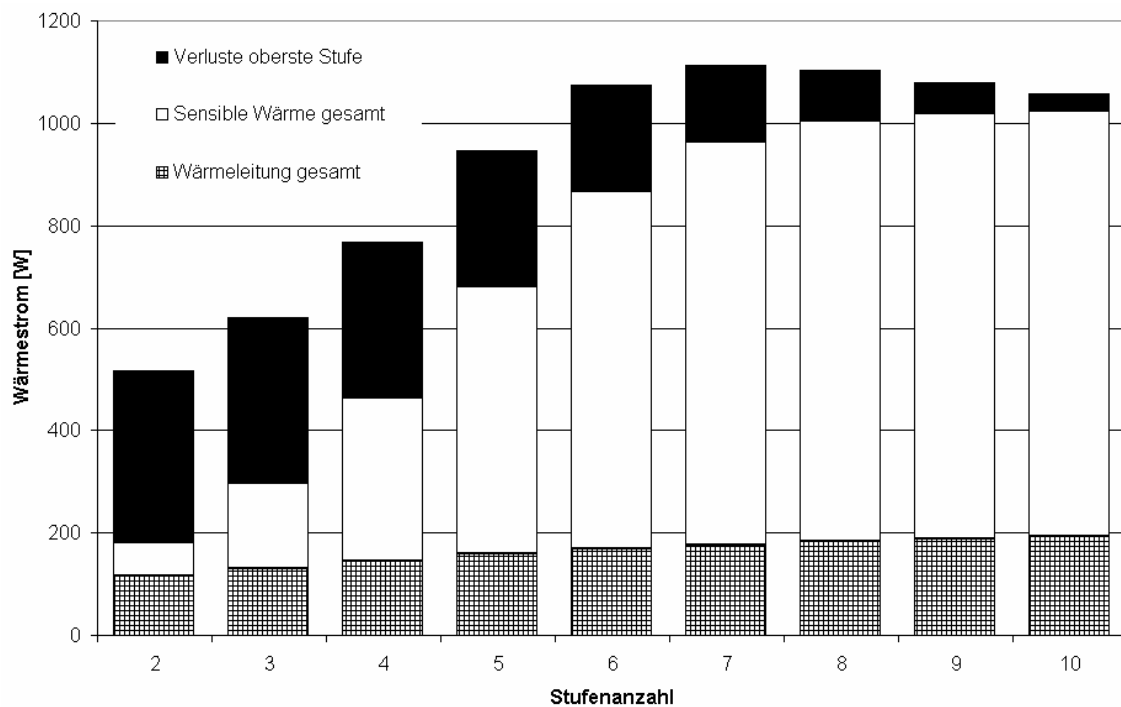


Diagramm 9-2: Verteilung der Wärmeströme im stationären Zustand einer abgedeckten Anlage mit 1 m² Beckenfläche, Nachfüllfaktor 1,6, Salzgehalt 0%, Rücktropfverluste für 12° Edelstahlabsorber

Eine Verbesserung des Rückgewinnungsgrads kann durch Verringerung der Wärmeverluste durch die Anlagenisolierung und der sensiblen Wärme zur Erwärmung erreicht werden. Im Falle der Anlagenisolierung ließen sich die Wärmeverluste einer abgedeckten 5-stufigen Anlage mit einer Verdopplung der Isolationsstärke von 159 W auf 90 W verbessern. Das bedeutet eine Senkung der Verluste von 17 % auf 10 % oder eine Verbesserung des GOR Wertes von 2,38 auf 2,52 um 5,8 %.

10 Thermodynamische Optimierung

Nach der Evaluierung der Einflüsse verschiedener Parameter auf den Wärme- und Stofftransport in den Stufen und der thermodynamischen Modellierung wird nun nach Möglichkeiten gesucht, die Destillatproduktion hinsichtlich des Energieverbrauchs zu optimieren. Die Optimierung umfasst konstruktive und thermodynamische Aspekte. Während die konstruktive Optimierung der Verringerung der Rücktropfverluste und der Maximierung der Produktionsrate dient, umfasst die thermodynamische Optimierung vor allem die Anzahl der Stufen, den Nachfüllfaktor und die Rückgewinnung der sensiblen Wärme. Wie bereits in Kap. 7 behandelt, ist der Stufenwirkungsgrad neben der Rückgewinnung der sensiblen Wärme nur durch verbesserte Anlagenisolierung merklich zu verbessern und wird in diesem Kapitel nicht erneut behandelt.

10.1 Stufenanzahl und Nachfüllfaktor

Als Optimierungsparameter wird zunächst die Stufenanzahl variiert. Diagramm 10-1 zeigt den mit Hilfe des validierten Simulationsmodells ermittelten Zusammenhang zwischen Stufenanzahl, Nachfüllfaktor und GOR-Wert. Bei der Simulation wurde ein Betrieb mit Süßwasser angenommen. Es könnte sich aber auch um Arsen- oder Fluor-belastetes Wasser handeln. Der Betrieb mit Meerwasser verursacht Konzentrationsgradienten in den Wasserschichten, die den Wärmedurchgang durch natürliche Konvektion um bis zu 30 % reduzieren (s. Kap. 6.2.2). Dadurch verringert sich die Produktionsrate im gleichen Maße. Der GOR-Wert ist jedoch vom Einfluss des geringeren Wärmedurchgangs nur unwesentlich betroffen.

Die im Diagramm 10-1 gezeigten Kurvenscharen beziehen sich auf eine Anlage mit 1 m² Grundfläche und einen als Destillatauffangbecken betriebenen Verdampfer (ohne Destillatproduktion). Es wird deutlich, dass eine Erhöhung der Stufenanzahl den Nutzungsgrad der eingebrachten Heizenergie stetig verbessert. Man sieht jedoch auch, dass der GOR-Wert nicht beliebig zu erhöhen ist. Bei großen Stufenzahlen steigt der GOR-Wert nicht mehr linear mit der Stufenzahl an sondern nähert sich asymptotisch einem maximalem Wert (siehe Diagramm 10-1). Dieses Verhalten lässt sich durch die bei größerer Stufenzahl ansteigende Summe der Temperaturdifferenzen in den Wasserschichten (s. Kap. 6), die erhöhten Wärmeverluste durch die Anlagenhülle und die erhöhten Rücktropfverluste bei geringerer Produktionsrate pro Stufe (s. Kap. 4.4.2) erklären. Für die Wassergestehungskosten bedeutet dies, dass eine doppelte Anzahl von Stufen zwar doppelte Kosten verursacht, aber nicht die doppelte Produktion pro Energieeinheit bewirkt. Je nach Anlagentyp steht ein hoher GOR-Wert nicht unbedingt für eine höhere Produktionsrate. Je nach Energiekosten können sich die Wassergestehungskosten eines Systems bei höherem GOR-Wert aufgrund geringerer Produktion erhöhen. Es muss, wie in Kap. 8 beschrieben, in abgedeckte und offene Anlagen unterschieden werden. Während unabgedeckte Anlagen bei Systemen mit bis zu 4 Stufen besser abschneiden, haben geschlossene Anlagen bei großen Stufenzahlen Vorteile. Hier geht weniger Energie durch die oberste Stufe an die Umgebung verloren. Stattdessen fließt sie verstärkt in die Aufwärmung des zufließenden Salzwassers. In Diagramm 10-1 ist weiterhin der Einfluss des Nachfüllfaktors auf den GOR-Wert für Nachfüllfaktoren von 1,2, 1,62 und 2 zu erkennen. Ein großer Nach-

füllfaktor führt wegen der verstärkten Durchströmung zu einer erhöhten Wärmeabfuhr. Während der Einfluss bei kleinen Stufenzahlen eher weniger ins Gewicht fällt, macht sich eine Erhöhung des Nachfüllfaktors von $f=1,2$ auf 2 bei großen Stufenzahlen mit einer Steigerung des Energiebedarfs deutlicher bemerkbar (bis zu 25 % bei 9 Stufen). Dieser Zusammenhang gilt für Anlagen ohne Wärmerückgewinnung von sensibler Wärme von Sole und Destillat. Bei Anlagen mit Wärmerückgewinnung werden diese Verluste zum Teil wieder aufgehoben. Die Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung werden im nächsten Abschnitt erörtert.

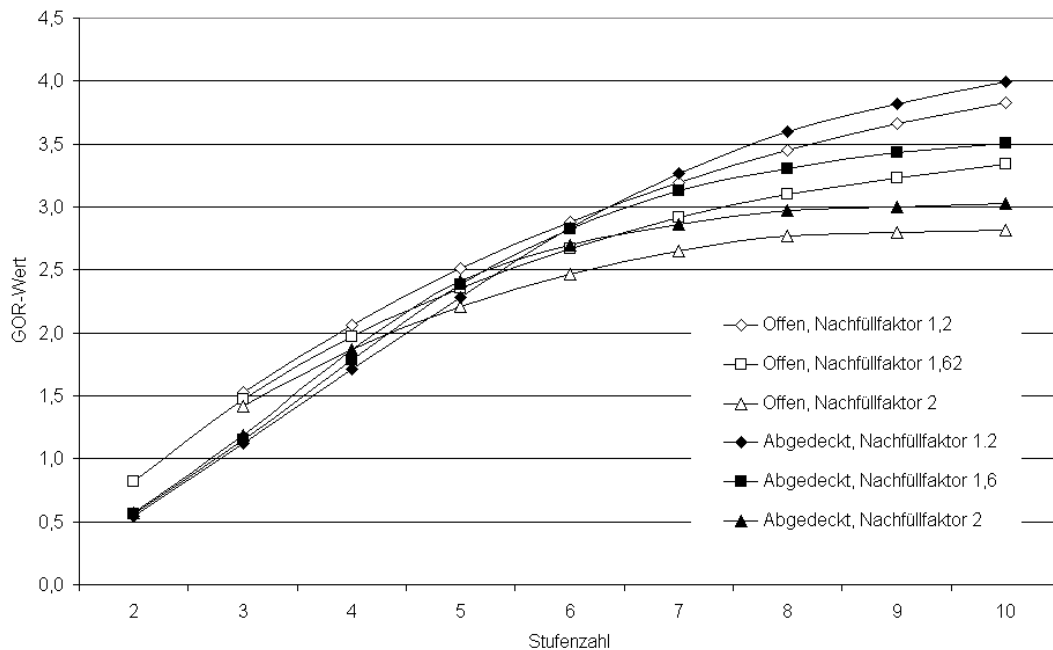


Diagramm 10-1: Simulationsergebnis zur Abhängigkeit des GOR-Wertes von der Stufenanzahl und vom Nachfüllfaktor (1m^2 Kapillardestille, ohne Produktion der 1. Stufe (Destillatsammelbecken)).

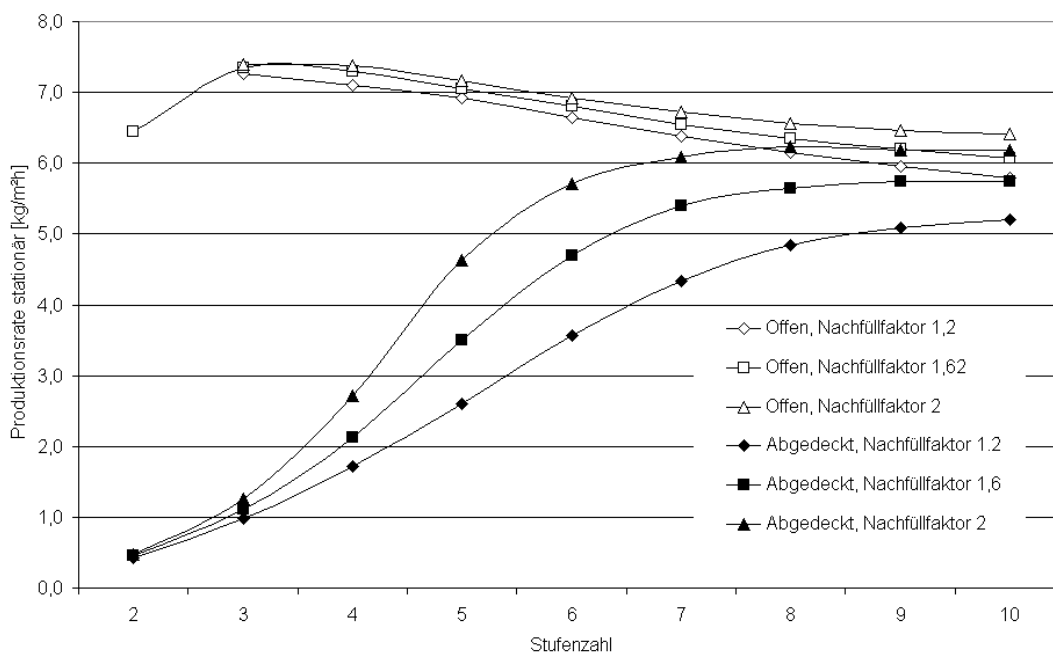


Diagramm 10-2: Produktionsrate bei Verwendung von Süßwasser in Abhängigkeit von der Stufenanzahl und Anlagentyp (1m^2 Kapillardestille, ohne Produktion der 1. Stufe (Destillatsammelbecken)).

Diagramm 10-2 zeigt die zu den Kurvenscharen in Diagramm 10-1 gehörigen Produktionsraten. Wie bereits erwähnt, ist ein hoher GOR-Wert nicht gleichbedeutend mit einer höheren Produktionsrate. Bei offenen Anlagen führt die Erhöhung der Stufenzahl von 3 auf 10 zu einem Rückgang der Produktionsrate von 7,3 kg/m²h auf 6 kg/m²h, verbunden mit einer Halbierung des Energiebedarfs. Bei geschlossenen Anlagen steigen Produktionsrate und Effizienz mit der Stufenanzahl. Hier wird die Produktionsrate jedoch stark durch den Nachfüllfaktor beeinflusst. Beispielsweise steigert ein abgedecktes 6-stufiges System bei Erhöhung des Nachfüllfaktors von $f=1,2$ auf 2 seine Produktionsrate von 3,6 kg/m²h auf 5,7 kg/m²h während die Effizienz nur um 7 % zurückgeht.

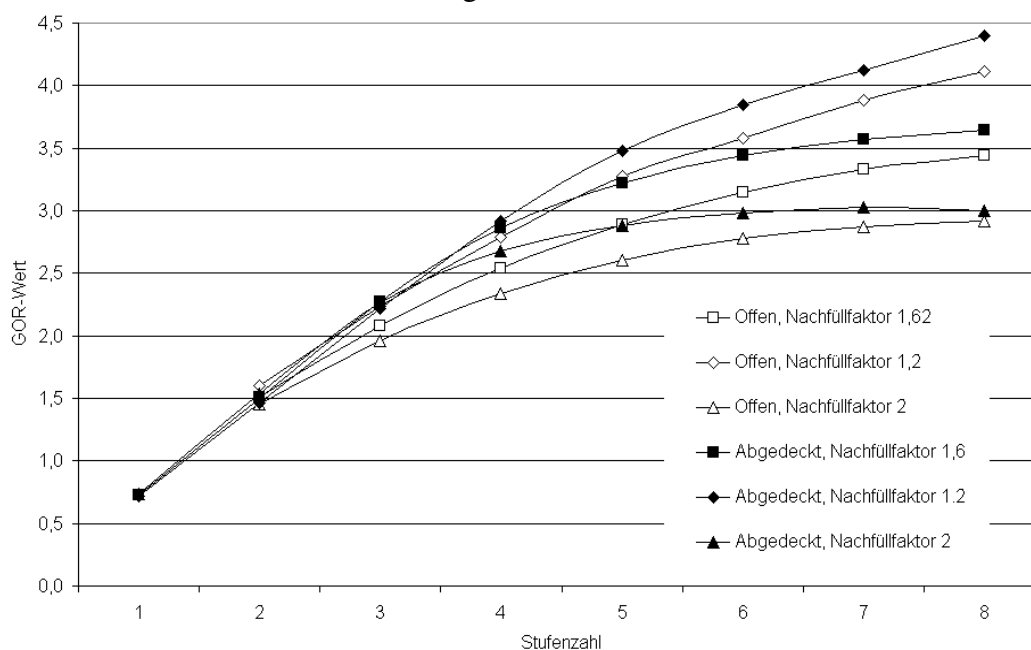


Diagramm 10-3: Simulationsergebnis zur Abhängigkeit des GOR-Wertes von der Stufenanzahl und vom Nachfüllfaktor (1m² Kapillardestille, mit Produktion der 1. Stufe)

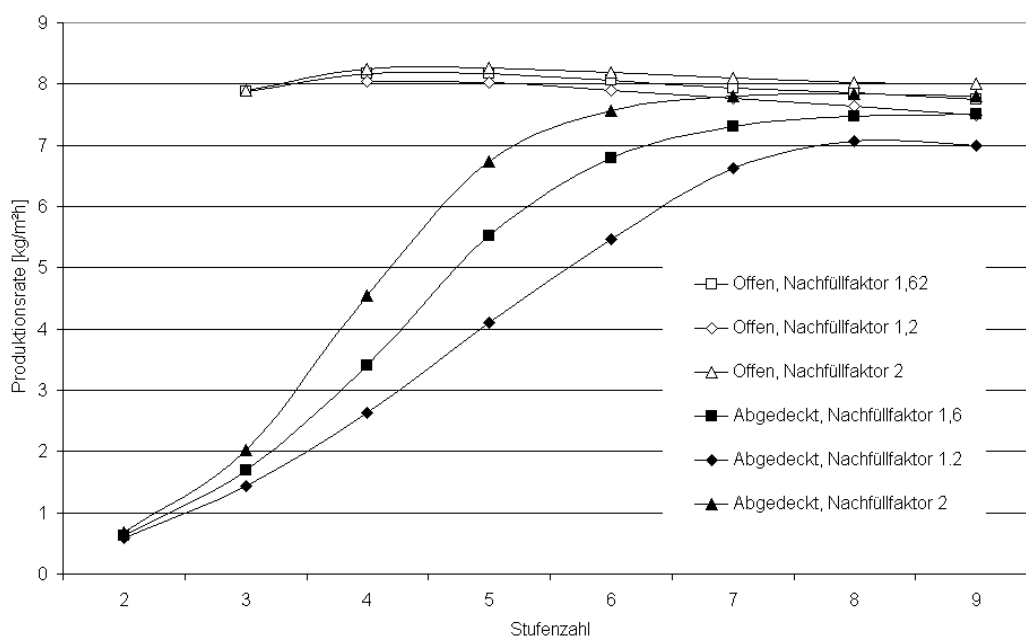


Diagramm 10-4: Produktionsrate bei Verwendung von Süßwasser in Abhängigkeit von der Stufenzahl und Anlagentyp (1m² Kapillardestille, mit Produktion der 1. Stufe).

Wird der Verdampfer ebenfalls zur Destillatproduktion genutzt, so verbessern sich Produktion und GOR-Wert in Höhe der zusätzlichen Produktionsrate der ersten Stufe. Diagramm 10-3 zeigt die Abhängigkeit des GOR-Wertes von der Stufenzahl und Diagramm 10-4 die dazugehörige Produktionsrate. Das zusätzliche Destillat macht sich vor allem bei kleinen Stufenzahlen bemerkbar. So halbiert sich der Energiebedarf einer 2-stufigen Anlage pro Destillateinheit, während er sich bei einer 7-stufigen Anlage um ca. 25 % verringert. Je nach Anlagentyp und Nachfüllfaktor können in einer 7-stufigen Anlage GOR-Werte von 2,9 bis 4,1 bei Produktionsraten von 6,6 bis 8 kg/m²h erreicht werden. Dies steht GOR-Werten von 2,6 bis 3,3 und Produktionsraten von 4,4 und 6,8 kg/m²h bei Anlagen ohne genutzter Verdampferproduktion gegenüber. Diese Anlagen haben zwar den Nachteil der weniger effektiven Betriebsweise, bieten aber konstruktive Vorteile. So können Solarkollektoren ohne Wärmetauscher direkt mit dem Destillat betrieben werden, das durch natürliche Konvektion zum Verdampfer und zurück zirkuliert. Auch kann das in den Stufen produzierte Destillat ohne baulichen Aufwand an den Seitenwänden bis zur Verdampferwanne geleitet werden, wo es gesammelt wird.

10.2 Instationäre Wärmerückgewinnung

Wie bereits in Kap. 9 beschrieben, verlässt der größte Teil der Wärmeenergie das System in Form von sensibler Wärme in Destillat und Sole. Könnte ein Teil der Wärme rückgewonnen werden, so würde sich die Effizienz der Anlage wesentlich verbessern lassen. Im Folgenden werden verschiedene untersuchte Wärmerückgewinnungsmethoden beschrieben.

Eine konstruktiv einfach umzusetzende Wärmerückgewinnung wird durch eine zyklische Betriebsweise ermöglicht wie sie beim Betrieb mit Solarenergie natürlicherweise gegeben ist. Wird das Destillat und die Sole, die während des Betriebs durch die Anlage in die unterste Stufe fließt dort gespeichert anstatt mit fast 100 °C das System zu verlassen, dann kann die darin enthaltene Wärme einen verlängerten Betrieb am Abend aufrechterhalten. Zum einen wird damit eine teilweise Nutzung der gespeicherten Energie erreicht, zum anderen kühlt die Anlage bis zum Morgen nicht wie bisher auf unter 40 °C ab sondern bleibt bei über 50 °C näher an der Betriebstemperatur.

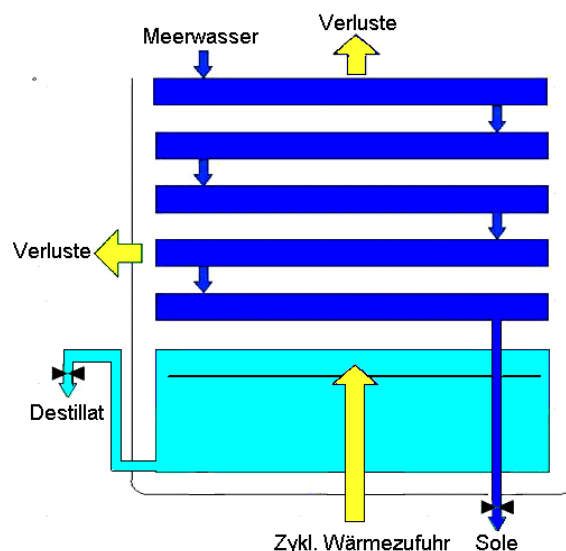


Abb. 10-1: Prinzip der instationären Wärmerückgewinnung

Feldtests auf Gran Canaria ergaben, dass die gespeicherte Wärme einen abendlichen Betrieb bei Verdampfertemperaturen über 70 °C über 3 Stunden länger aufrechterhalten kann, als es bei einem System ohne Speicher der Fall wäre. Abb. 10-1 zeigt das Anlagenschema mit instationärer Wärmerückgewinnung. Während des Betriebs fließt warmes Destillat an der Anlagenwand hinab in den Verdampfer. Hier speist auch der Solarkollektor die Energie ein. Das nachfließende Destillat führt dazu, dass am untersten Punkt des Speichers das kälteste Destillat durch den Überlauf gedrückt wird. Die abgeleitete Sole fließt durch einen Schlauch der im Tank verlegt ist und tauscht dabei Wärme mit dem Destillat, bevor sie die Anlage verlässt. Durch diese Anordnung bildet sich im Speicher eine Temperaturschichtung aus, so dass am Verdampfer immer die höchste Temperatur anliegt. Während der Betriebszeit wandert mit zunehmender Destillatmenge die Erwärmung immer weiter durch den Speicher. Damit es durch die Einkopplung des Solarkollektors nicht zur turbulenten Durchmischung des Speichers kommt, wird die Verdampferschicht durch eine horizontale, mit Durchlässen versehene Konvektionssperre von dem Tank getrennt. Ein thermodynamisches Modell des Speichers wurde im Matlab Simulationsmodell integriert (s. Abb. 8-2). Das Modell des Speichers wird dazu in 10 diskrete, horizontale Schichten aufgeteilt, die über Wärmeleitung, Konvektion und Massenströme in Kontakt stehen. Jede Schicht verliert zusätzlich Wärme über die Isolierung an die Umgebung. Über das Energiegleichgewicht wird die Be- und Entladung des Speichers abgebildet. Das Speichervolumen kann vom Nutzer vorgegeben werden. Diagramm 10-5 zeigt den simulierten Temperaturverlauf in der obersten und untersten Speicherschicht für Anlagen mit 70 und 140 Litern Speichervolumen im Vergleich zu einer Anlage ohne Speicher. Während die Verdampfertemperatur der speicherlosen Anlage nachts auf 44 °C fällt, bleibt die Temperatur der 70 l- und 140 l-Anlage auf 53 °C bzw. 59 °C. Während des Betriebs verschiebt das zufließende Destillat und die Sole das Temperaturprofil im Speicher. Dabei steigt die Temperatur des abfließenden Destillats bei der 70 l-Anlage von 51 °C auf 85 °C bzw. von 55 °C auf 70 °C bei der 140 l Anlage. Bei einer speicherlosen Anlage hingegen fließt das Wasser mit beinahe 100 °C ab.

Die Verbesserung durch die instationäre Wärmerückgewinnung wurde in Feldtests auf Gran Canaria praktisch untersucht. Ein 7-stufiges Entsalzungsmodul ohne Wärmerückgewinnung mit 1 m² Verdampferfläche und einem Hochtemperatur-Solarkollektor mit 5,6 m² Aperturfläche kann bei guter Einstrahlung ca. 40 Liter Destillat pro Tag produzieren. Mit einem Nachfüllfaktor von 1,6 fallen damit 64 Liter heißes Wasser mit fast 100 °C an. Die Anlage kühlt bis zum nächsten Tag auf ca. 50 °C ab. Dies stellt einen nutzbaren Energieinhalt von 3,7 kWh dar. Bei einem GOR-Wert von 3 ergeben sich theoretisch zusätzliche 17 Liter Destillat. Dies bedeutet eine tägliche Ertragssteigerung um 42,5 %. Dadurch erhöht sich der durchschnittliche GOR-Wert von 3 auf 4,3. Hervorzuheben ist dabei die einfach zu realisierende Technik. Die Feldtests auf Gran Canaria ergaben bei einem System mit 117 Litern Wärmespeicher im Durchschnitt eine nächtliche Mehrproduktion von 13 Litern. Diagramm 10-6 zeigt die mit Hilfe des validierten Simulationsmodells ermittelte, prozentuale Verbesserung in Abhängigkeit von der Speichergröße.

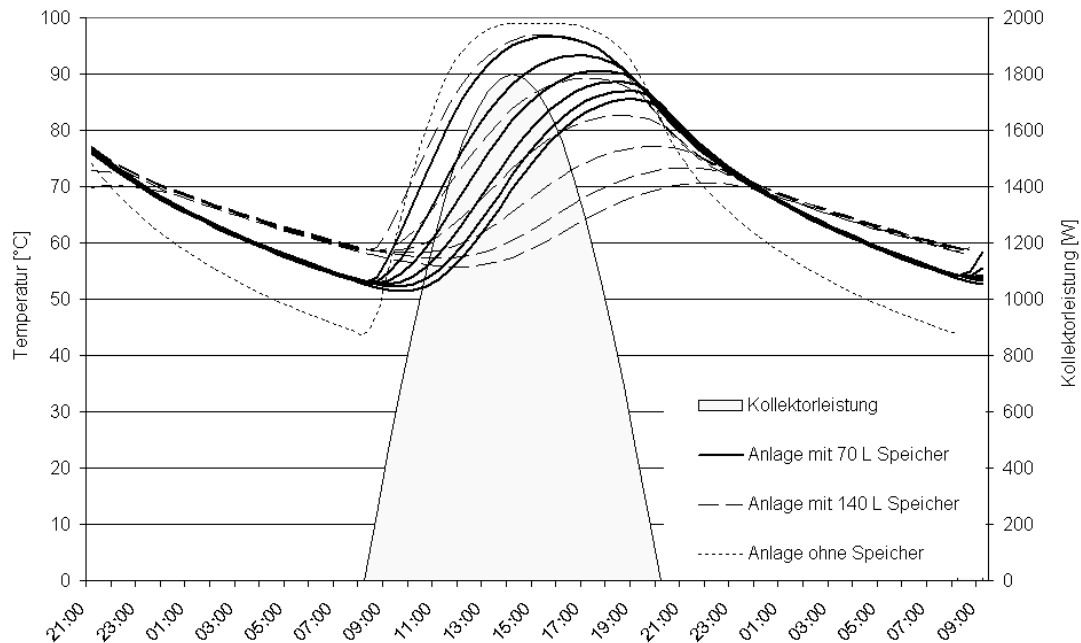


Diagramm 10-5: Speichertemperaturen in einer 7-stufigen, abgedeckten Anlage mit und ohne instationärer Wärmerückgewinnung ($f=1,6$), betrieben mit einem idealisierten Solarkollektor (4 m^2)

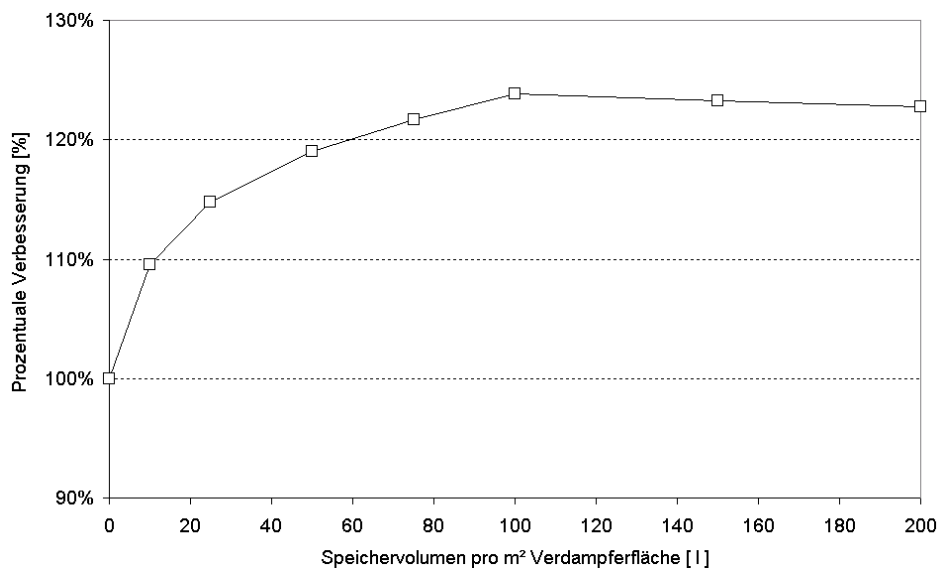


Diagramm 10-6: Simulierte Verbesserung der Tagesproduktion bezogen auf ein System ohne Speicher (8 Stufen, $f=1,62$)

10.3 Stufenweise Wärmerückgewinnung

Im Gegensatz zum instationären Betrieb muss die sensible Wärme bei einem stationären Betrieb über einen Wärmetauscher stetig rückgewonnen werden. Dies kann über eine Rückführung des Destillats und der Sole im Gegenstrom durch die Stufen geschehen. Diese Systemvariante wurde an einer mehrstufigen Labordestille am Solar-Institut getestet. Die Anlage hat eine Verdampferfläche von 1 m^2 . Eine Schlauch-Dosierpumpe (5 W) fördert Destillat und Sole durch Wärmetauscherrohre, die in den Wasserschichten der Stufen verlegt sind, nach oben. Eine umlaufende Walzentrommel drückt dabei zwischen zwei Walzen ein

definiertes Volumen durch den Schlauch. Pro Kolonne wird ein Schlauch benötigt. Als Wärmetauscher kommen in einer ersten Variante Silikonschläuche mit 5 mm und in einer zweiten Variante Edelstahlrohre mit 10 mm Durchmesser zum Einsatz. Die Schläuche bzw. Rohre sind jeweils über die gesamte Stufenlänge von 2 m verlegt. Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit in den Schläuchen verbleibt genügend Zeit für den Wärmeaustausch mit dem Salzwasser in den Stufen. Das Wasser in den Schläuchen fließt damit mit annähernd der Stufentemperatur aus den Stufen. Auf diese Weise verlässt die Anlage nicht mehr mit der Verdampfertemperatur, sondern mit der Temperatur der obersten Stufe.

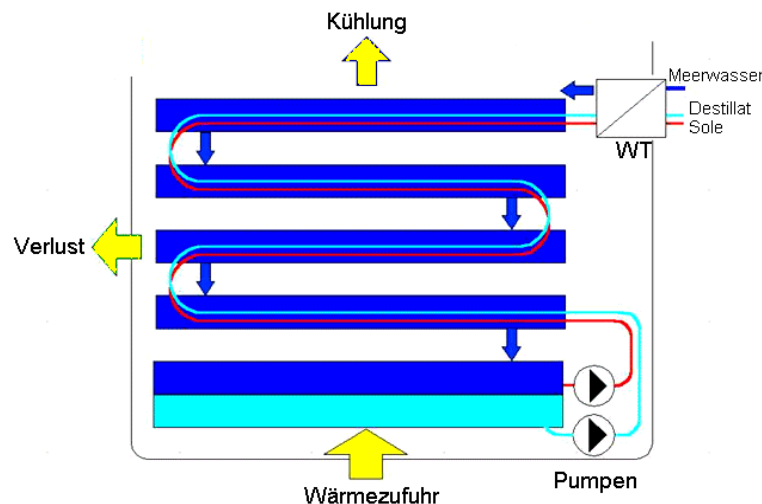


Abb. 10-2: Prinzip der stufenweisen Wärmerückgewinnung

Um auch das Temperaturniveau der letzten Stufe nutzen zu können, kann ein Gegenstrom-Wärmetauscher nachgeschaltet werden, der das zuströmende Wasser vorwärmt.

Die theoretisch einsparbare Leistung kann wie folgt abgeschätzt werden. Es fallen im stationären Betrieb $7 \text{ kg/m}^2\text{h}$ Destillat und bei $f=1,62$ zusätzlich $4,3 \text{ kg/m}^2\text{h}$ Sole an. Das Wasser wird dabei in der Anlage von 15°C auf 100°C erwärmt. Dies entspricht einer Wärmeleistung von 1120 W . Eine Anlage mit einem GOR-Wert von 3 benötigt für die Produktion von $7 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 1505 W . Kann der Wärmetauscher 80% der Wärme aus Destillat und Sole rückgewinnen, so würde sich der Energiebedarf der Anlage um 569 W auf 936 W reduzieren, was einem GOR Wert von $4,8$ entspricht.

In den Laborexperimenten konnte die Austrittstemperatur des Destillats und der Sole durch die stufenweise Rückgewinnung von 100°C auf ca. 30°C gesenkt werden. Allerdings wurde ein geringerer Leistungsrückgang gemessen als vorhergesagt, so dass sich der GOR Wert einer 7-stufigen Destille nur von $2,3$ auf $2,5$ verbesserte. Schon der schlechte GOR-Wert der Standardanlage deutet auf suboptimale Betriebsverhältnisse hin. Diese sind auf Dampfundichtigkeiten zwischen den Stufen zurückzuführen, da die Stufen der ersten Anlagentypen schlechter abgedichtet waren. Trotz des vielversprechenden theoretischen Ansatzes wurde von einer weiteren Untersuchung dieses Konzeptes Abstand genommen, da die Pumpen einen erhöhten Aufwand, Verschleiß und die Notwendigkeit einer elektrischen Versorgung mit sich bringen.

10.4 Wärmerückgewinnung im Zulauf

Es kann eine Wärmerückgewinnung der sensiblen Wärme der abfließenden Sole und des Destillats auch ausschließlich über einen Gegenstrom-Wärmetauscher im Meerwasserzulauf realisiert werden. Diese Betriebsart benötigt keine Pumpen, da der Wärmetauscher unterhalb der untersten Stufe angebracht werden kann. Der von Destillat und Sole erwärmte Zulauf fließt vom Wärmetauscher aus in die oberste Stufe.

Durch Vorwärmung des Zulaufs wird das Temperaturniveau der oberen Destillationsstufen angehoben. Dadurch erhöht sich die Produktion der oberen Stufen im Vergleich zu Anlagen ohne Vorwärmung. Die Temperaturdifferenz über der Anlage und damit zwischen den Stufen nimmt aufgrund der Vorwärmung jedoch gleichzeitig ab. Damit sinkt die Produktionsrate der unteren Stufen.

Diagramm 10-7 und Diagramm 10-8 zeigen den simulierten Effekt des vorgewärmten Zulaufs auf GOR-Wert und Produktionsrate im Vergleich zur Standardanlage. In diesem Beispiel wird angenommen, dass 80 Prozent der sensiblen Wärme an den Zulauf übertragen werden können. Die Vorwärmung wirkt sich vor allem bei Stufenzahlen über 7 positiv auf den Energiebedarf aus. So erreicht eine abgedeckte, 9-stufige Anlage mit Vorwärmung eine 22 % höhere Effizienz allerdings bei 42 % geringerer Produktion, während eine offene Anlage mit Vorwärmung eine 14 % höhere Effizienz mit 7 % geringerer Produktion erreicht.

Eine leichte Effizienzverbesserung ist damit zwar gegeben, jedoch muss der geringe Zuegewinn mit dem erhöhten Konstruktionsaufwand abgewogen werden. Da in den Feldtests abgedeckte Anlagen zur Anwendung kamen, wurde dieses Konzept aufgrund der Produktionseinbußen verworfen.

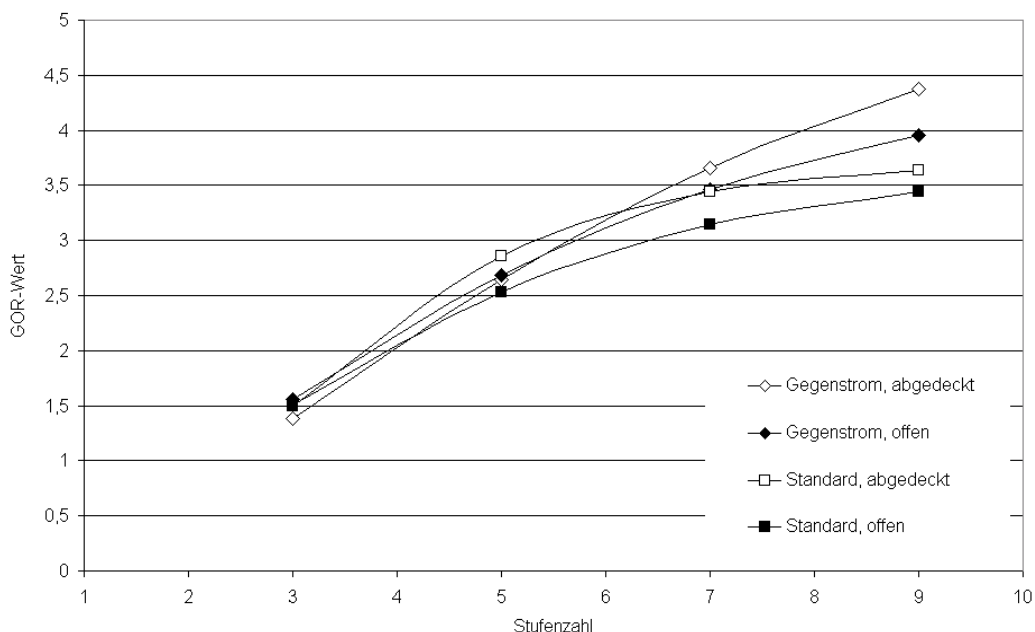


Diagramm 10-7: Simulationsergebnis des GOR-Wertes von der Stufenanzahl und von der Wärmerückgewinnung (1m² Kapillardestille, $f=1,6$, mit Produktion der 1. Stufe)

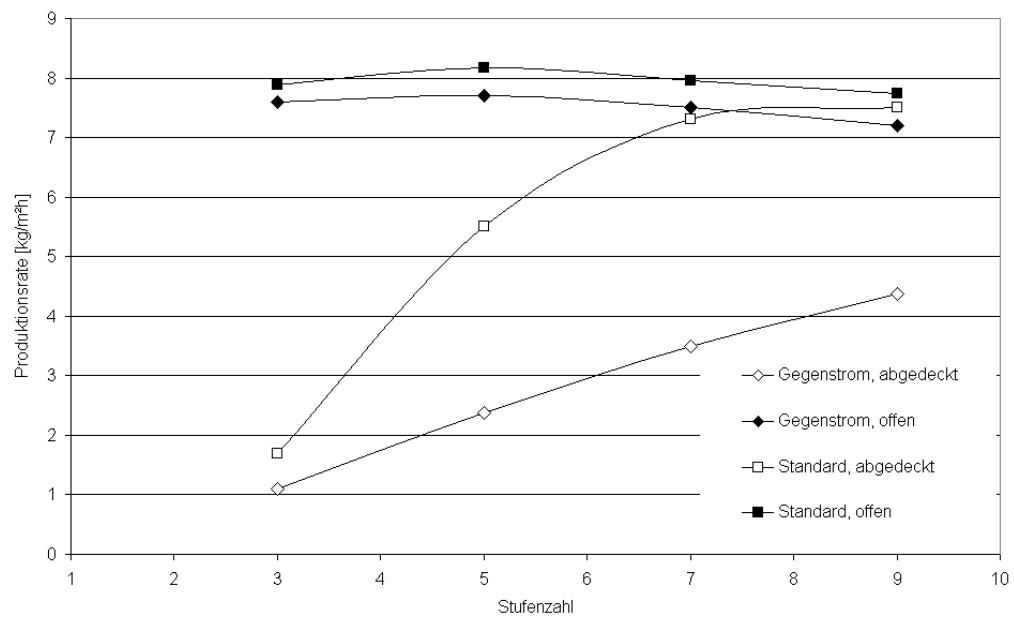


Diagramm 10-8: Simulationsergebnis der Produktionsrate von der Stufenanzahl und von der Wärmerückgewinnung (1m² Kapillardestille, $f=1,6$, mit Produktion der 1. Stufe)

nung. Die mittleren Stufen kommen damit nicht zur Produktion. Durch konstruktive Maßnahmen wurde versucht eine bessere Dichtigkeit zu erreichen. Ein ursprünglicher Entwurf einer einzigen breiten Wanne mit mehreren Sammelrinnen wurde zugunsten der besseren Handhabbarkeit und Modularität durch einzelne schmale Wannen ersetzt. Die Destillataufangrinnen wurden dabei so ausgeführt, so dass sie V-förmig ineinander greifen. Das Destillat, das sich in den Rinnen sammelt dichtet die Verbindung wirksam gegenüber dem Dampf der darunterliegenden Stufen ab (s. Abb. 11-2).



Abb. 11-2: Dichtwirkung durch Wasserfilm

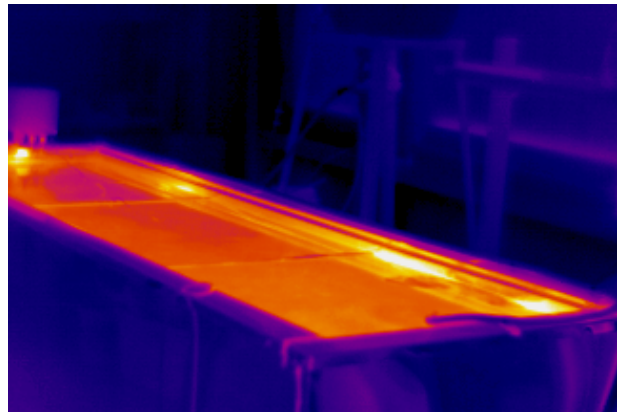


Abb. 11-3: Infrarotaufnahme der Wasseroberfläche mit Dampfundichtigkeiten

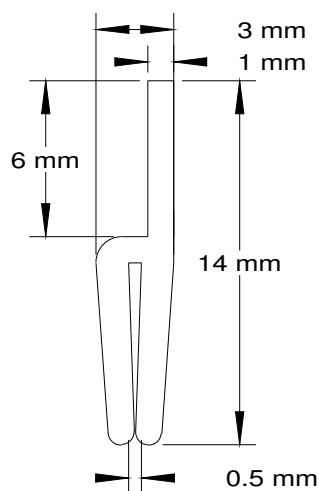


Abb. 11-4: Dichtlippe aus Silikon an den Wannenrändern im Schnitt und im eingebauten Zustand

Trotz Dampfdichtigkeit zwischen den Einzelwannen wurde bei Experimenten aus dem Temperaturverlauf über den Stufen ersichtlich, dass auch Dampf zwischen der Wand der Hauptwanne und den Einzelwannen nach oben strömen kann. Dies ist auf die fertigungsbedingte leichte Wölbung der Bleche nach dem Schweißen zurückzuführen. Abb. 11-3 zeigt eine Infrarot-Aufnahme der Wasseroberfläche der obersten Stufe. In der Aufnahme sind die Dampfverluste als helle Bereiche an den Rändern der obersten Wanne gut zu erkennen. Um diese Dampfverluste an den Seitenwänden abzudichten wurde eine Dichtlippe aus Silikon (60° Shore) gefertigt. Abb. 11-4 zeigt den Schnitt durch das Profil und die montierte Dich-

tung. Mit diesem Silikonprofil lassen sich auch ungleichmäßige Spalten bis zu 10 mm dichten. Abb. 11-4 zeigt das Profil im eingebauten Zustand.

11.3 Rücktropfverluste

Experimentelle Beobachtungen ergaben, dass ein Teil des theoretisch produzierten Destillats aufgrund der Rücktropfverluste nicht genutzt wird (s. Kap. 4.4). Um die Rücktropfverluste zu verringern, wurden Versuche zur verbesserten Adhäsion an der Kondensatoroberfläche durchgeführt. Das Kräftegleichgewicht zwischen Gewichtskraft des Tropfens und den Haftkräften wird durch das Kondensatormaterial und dessen Beschaffenheit bestimmt (s. Kap. 4.4.1). Um eine verbesserte Adhäsion an der Kondensatoroberfläche zu erreichen wurde in verschiedenen Versuchen zum einen die Oberflächenrauigkeit erhöht, zum anderen wurde mit Beschichtungen experimentiert, die höhere Bindungskräfte gegenüber Wasser aufweisen. Zur Verbesserung der Adhäsion hat sich vor allem eine dünne Beschichtung mit Acrylgrundierung bewährt, deren Oberfläche zusätzlich mit Sandpapier aufgeraut wurde. Abb. 11-5 zeigt die unterschiedliche Benetzung von unbehandeltem Edelstahlblech und Acrylbeschichtung. Deutlich ist die starke Spreitung der Tropfen auf der beschichteten Oberfläche zu erkennen. So herrscht auf dem Großteil des Kondensators Filmkondensation. Tropfen sammeln sich erst an der Abtropfkante, wo sie ein deutlich größeres Volumen annehmen als Tropfen auf der unbehandelten Oberfläche. Dies zeigt die deutlich stärkere adhäsive Bindung. Die Spreitung kann auch mit direkt aufrauhenden Verfahren verbessert werden. Hier kommen vor allem Techniken wie das Beizen mit Edelstahlbeize oder das Bürsten und Schleifen in Abtropfrichtung in Frage. Beim Beizen finden verdünnte Mineralsäuren wie Schwefelsäure, Flusssäure und Salpetersäure Anwendung. Die Zeitdauer der Einwirkung bestimmt den Grad des Materialabtrags und damit die Oberflächenrauigkeit.

Eine weitere Möglichkeit stellt das Sandstrahlen dar. Mit dieser Technik kann relativ einfach eine äußerst raue Oberfläche erzeugt werden. Jedoch kommt es auch bei niedrigsten Arbeitsdrücken zu einer bleibenden Verformung der Bleche, so dass von dem Verfahren Abstand genommen wurde. Ebenso ergab sich beim materialauftragenden Sputtern zwar eine sehr gute Rauigkeit, jedoch führt die thermische Behandlung auch hier zur Verformung. Die Versuche zeigten nur eine geringfügige Verbesserung der Produktionsrate bei oberflächenbehandelten Wannen. Dies ist damit zu erklären, dass durch das verstärkte Auftreten von Filmkondensation zwar die Rücktropfverluste gegen Null gehen, aber bekanntermaßen auch der kondensatorseitige Wärmeübergangskoeffizient abnimmt. Nach Literaturangaben kann davon ausgegangen werden, dass der Wärmeübergang bei Filmkondensation etwa 10-mal geringer ausfällt, als bei Tropfenkondensation.

Eine weitere, konstruktiv bedingte Form der Rücktropfverluste wurde an den Enden der Sammelrinnen beobachtet. Wasser läuft hierbei nicht wie vorgesehen entlang der Wannwand der Destille in das unterste Becken, sondern wird durch Haftungskräfte in das darunter liegende Solebecken umgeleitet. Dieser Effekt kommt dann zustande, wenn die abfließenden Tropfen genügend Geschwindigkeit besitzen und zudem durch die Adhäsionskräfte so am Blech gehalten werden, dass sie der Blechkante folgend einen Impuls zur Seite bekommen.

Abb. 11-6 zeigt den zeitlichen Ablauf in drei Bildern. Abhilfe wird durch Winkelbleche geschaffen, die zwischen Wannenende und Modulwand eingelegt werden. Wasser, das von der Sammelrinne abtropft, wird hier über die Schräge immer zur Modulwand abgeleitet. Die installierten Ableitbleche sind in Abb. 11-7 zu sehen.



Abb. 11-5: Benetzung auf unterschiedlich behandelten Oberflächen (links Acrylgrundierung, rechts Edelstahl unbehandelt)



Abb. 11-6: Destillatverlust durch Ablenkung abfließender Tropfen



Abb. 11-7: Ableitbleche zur Verhinderung der Verluste

11.4 Rückverdampfung

Wasser, das in den Sammelrinnen steht, ist durch eine längere Verweildauer neben der heißeren Sole der Wiederverdampfung ausgesetzt. Steht das Wasser in einer Breite von 1 cm in der Sammelrinne, so macht das bei der 1 m² Standardanlage mit 4 Sammelrinnen 7 % der Fläche aus. Geht man im schlimmsten Fall von ähnlichen Verdampfungsraten wie der Sole in

den Becken aus, so gehen bei einer Gesamtproduktion von $7 \text{ kg/m}^2\text{h}$ ca. $0,5 \text{ kg/m}^2\text{h}$ durch Wiederverdampfung verloren. Dem kann lediglich durch Verkürzen der Verweildauer des Destillats in den Sammelrinnen entgegengewirkt werden. Zum einen kann dies durch eine leichte Durchbiegung der Wannen erreicht werden, so dass ein Gefälle zu den Rändern hin entsteht, oder zum anderen durch zusätzliche Löcher in den Rinnen, die das Destillat schneller in die Sammelrinne der darunterliegenden Stufe leiten.

12 Nachfüllregelung

Um eine Aufkonzentrierung und Kristallisation von Salz in der Anlage zu verhindern, muss ein konstanter Solefluss durch das System gewährleistet werden. Das bedeutet, dass für jede produzierte Destillateinheit ein größerer Teil Salzwasser nachgefüllt werden muss. Die Salzwassermenge muss dabei größer sein als die Destillatmenge. Nur so ist gesichert, dass das Salzwasser über die Überläufe der Stufen von der obersten bis zur untersten Stufe durch die Anlage läuft und ein ausreichender Spüleffekt eintritt. Je nach Fahrweise kann das Verhältnis von Destillat zu Salzwasserzulauf zwischen 1:1,2 und 1:2,5 liegen. Dies entspricht einer Aufkonzentration um Faktor 5 bzw. Faktor 1,66. Ein größerer Spülstrom verringert die Gefahr der Kristallisation von Salz in der Anlage, hat aber den Nachteil der größeren Wärmeabfuhr aus dem System. Werden die Anlagen in einem stationären Zustand gefahren, so vereinfacht sich die Regelung und es lässt sich der Zulauf im Verhältnis zum Produkt einmal fest einstellen. Bei einem nichtkontinuierlichen Betrieb, wie es bei der Nutzung von Solarenergie der Fall ist, ist eine Messung der Produktionsmenge zur Bestimmung der Zulaufmenge nötig. Zwei verschiedene Varianten zur Regelung des Zulaufs wurden entworfen, eine mechanische Variante, die ohne zusätzliche Energie auskommt und eine von einem Mikrokontroller geregelte Variante, die eine flexible Fahrweise ermöglicht. Das von dem Regelmechanismus zugeführte Salzwasser wird über einen Schlauch mit kleinen Auslässen auf die drei obersten Wannen eines Entsalzungsmoduls verteilt. Abb. 12-1 zeigt den Verteiler mit drei aktiven Auslässen.

Zur gleichmäßigen Verteilung wird eine Technik aus der Tröpfchenbewässerung angewendet. Der große Hauptkanal hat nur geringe Druckverluste gegenüber den Auslassöffnungen. Dadurch baut sich im Hauptkanal ein größerer Druck über der gesamten Länge auf. Dadurch wird erreicht, dass sich das Wasser gleichmäßig verteilt.



Abb. 12-1: Zulaufverteiler für drei Wannen

12.1 Mechanische Regelung

Die mechanische Regelung besteht aus zwei Wippen. Die untere Wippe fängt das Destillat auf und die Wippe oberhalb der obersten Stufe enthält das zuzuführende Salzwasser. Der Wasserstand der Zulaufwippe wird über ein Schwimmerventil geregelt. Die Destillatwippe ist so aufgehängt, dass sie ab einem bestimmten Wasserstand aus dem Gleichgewicht gerät. Dann kippt sie und entleert den Inhalt in einen Sammelbehälter. Durch den Drehimpuls zieht die Wippe über einen Draht die stabil gelagerte Zulaufwippe aus dem Gleichgewicht. Das Salzwasser fließt in die oberste Stufe bis sich die Wippe leer in die Ausgangsposition zurückdreht. Die Wippen sind so ausgelegt, dass die Zulaufwippe die doppelte Wassermenge der Destillatwippe fasst. Somit wird zu gleichen Teilen Sole und Destillat abgegeben. Die Konzentration der Sole ist damit doppelt so hoch wie die des zulaufenden Salzwassers.

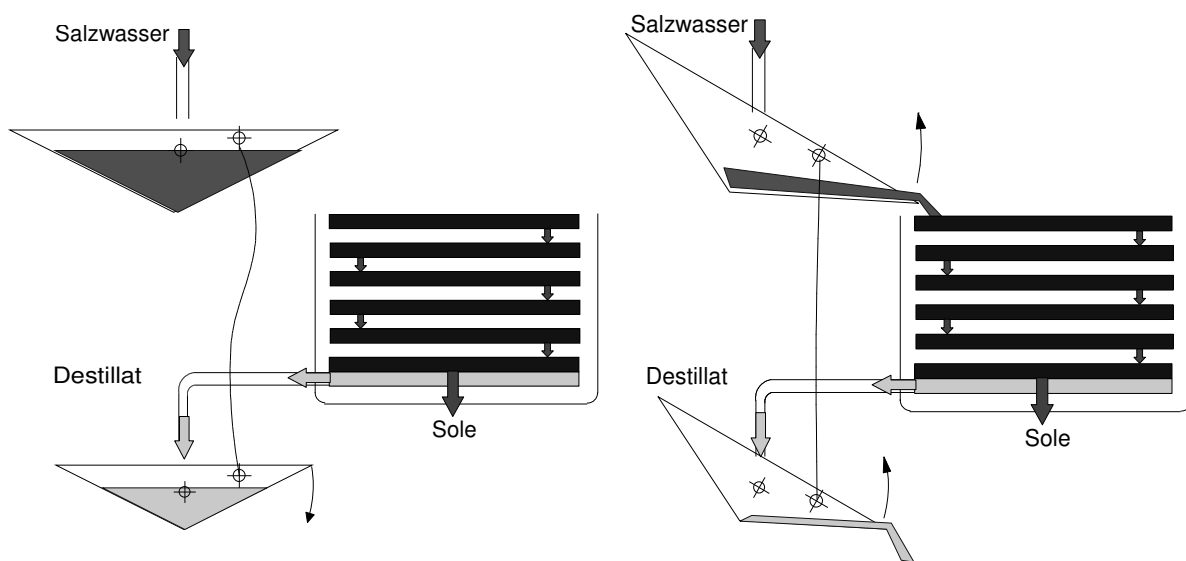


Abb. 12-2: Funktionsschema der mechanischen Nachfüllregelung (mit $f=2$)

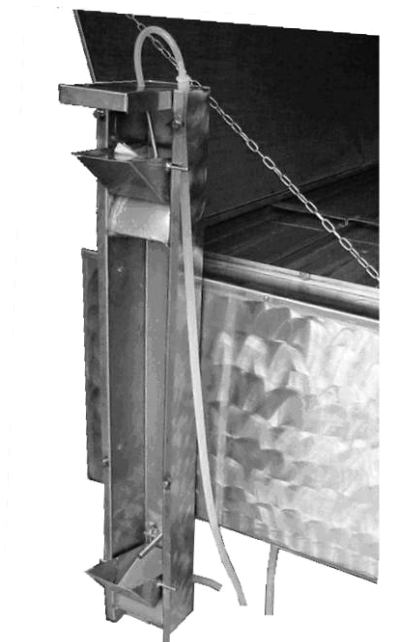


Abb. 12-3: Installierte mechanische Nachfüllregelung

12.2 Mikrokontrollergesteuerte Variante

Bei der elektronischen Zulaufsteuerung übernimmt ein Mikrokontroller die Aufgabe das Dosierverhältnis zu steuern. Der Zulauf wird über ein Magnetventil reguliert, während die Destillatproduktion wie bereits bei der mechanischen Version über eine Dosierwippe gemessen wird. Reedkontakte geben pro Wippvorgang einen Impuls ab. Die Magnete sitzen in den Dosierwippen. Der Mikrokontroller übernimmt sowohl Steuerungs- als auch Überwachungsfunktionen. So registriert er zum Beispiel, wenn die Wasserversorgung unterbrochen wurde und holt die Spülung nach, wenn wieder Wasser vorhanden ist. Der Mikrokontroller steuert die Menge des nachgefüllten Salzwassers im Verhältnis zur Destillatmenge. Das Verhältnis ist im Bereich von 1:1 bis 1:2 in Schritten von 0,2 einstellbar.

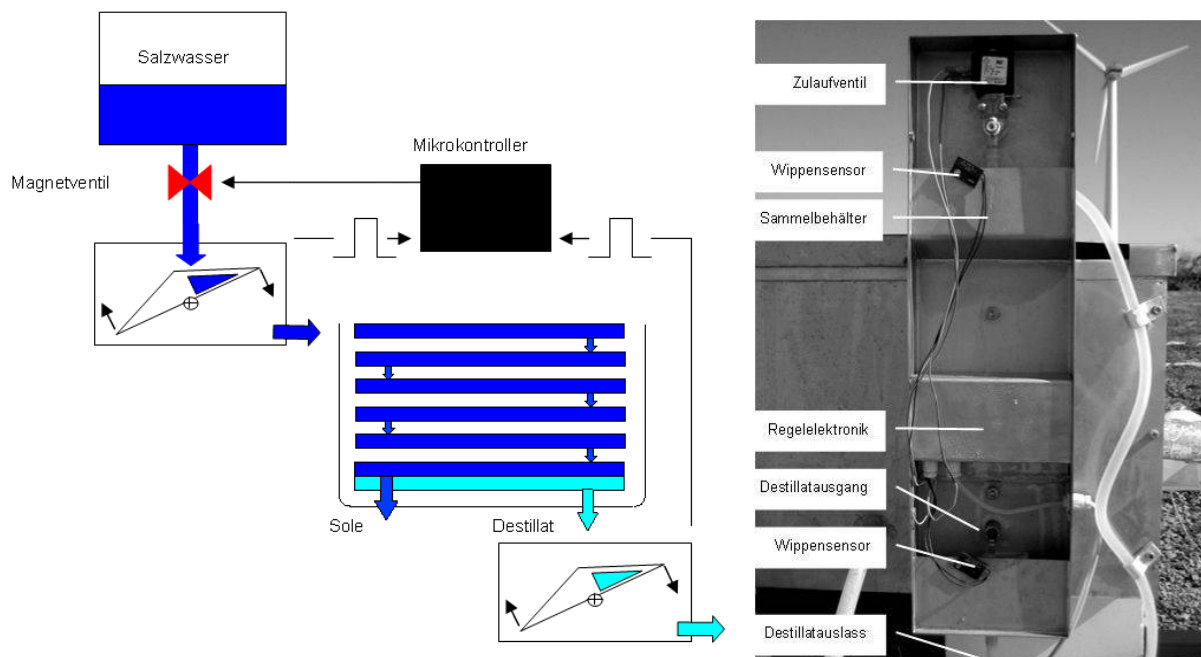


Abb. 12-4: Funktionsschema und Installation der mikrokontrollergesteuerten Nachfüllregelung

Programmiert wird die Steuerung über ein PC Terminalprogramm. Der erste Füllvorgang der Anlage wird über einen Taster am Gehäuse ausgelöst. Ein optionaler Energiesparmodus verringert die Nachfüllmenge nachts, so dass die Aufheizung am nächsten Morgen schneller vonstatten geht. Es lassen sich auch progressiv mit der Destillatproduktion ansteigende Nachfüllraten vorgeben. Aufgrund des geringen Stromverbrauchs (2 mA, 200 mA mit Ventil) lässt sich die Regelung auch solar über PV-Module versorgen.

13 Solarbetrieb und Feldtest

In diesem Kapitel werden geeignete Solarkollektoren für den Betrieb der Entsalzungsanlagen vorgestellt. Mit Hilfe des validierten, thermodynamischen Simulationsmodells der Solarkollektoren und dem Thermosyphonbetrieb lässt sich unter Einbeziehung von Wetterdaten eines beliebigen Standortes die Destillatproduktion vorhersagen. Es wird der Verlauf der zu erwartenden Tagesproduktionen über ein Jahr für den späteren Feldtest-Standort Pozo auf Gran Canaria mit Hilfe der Simulation ermittelt und mit den im praktischen Betrieb erhaltenen Messwerten verglichen. Weiterhin werden die Ergebnisse des Feldtests in Bezug auf Produktqualität und Ablagerungen dargestellt.

13.1 Betrieb mit Flachkollektor

Die optimale Betriebstemperatur der Entsalzungsanlagen von 100 °C stellt hohe Ansprüche an Solarkollektoren. Solarkollektoren werden zur Warmwasserbereitung standardmäßig bei Temperaturen unterhalb von 80 °C betrieben. Bei 100 °C sinkt der Wirkungsgrad von Standardkollektoren auf 40 bis 45 % ab. Es besteht nur eine geringe Auswahl an Flachkollektoren, die für den Betrieb im Prozesswärmebereich ($> 80^{\circ}\text{C}$) ausgelegt sind. Mit Hilfe der DIN-geprüften Wirkungsgradkennlinie wurde nach intensiver Recherche der Kollektor STU-VNA des Herstellers ARCON aus Dänemark für die Anwendung ausgewählt. Erreicht wird der gute Wirkungsgrad von rund 54 % bei 100 °C durch eine selektive NIOX Beschichtung mit einem Absorptionskoeffizienten $\alpha = 0,96$ im Sonnenspektrum bei gleichzeitig geringem Emissionskoeffizienten $\varepsilon = 0,07$ im Infrarotbereich. Der Kollektor ist mit einer eisenarmen, antireflexbeschichteten Glasabdeckung mit 3,3 mm Stärke versehen. Eine zusätzlich zur Glasabdeckung eingebrachte, transparente Teflonfolie (0,025 mm) bewirkt eine Reduzierung der konvektiven Verluste bei gleichzeitig guter Transmission. Eine 50 mm starke Mineralwollisolierung minimiert rückseitige Leitungsverluste.

Weiteres Auswahlkriterium ist die Notwendigkeit, den Kollektor im Naturumlauf betreiben zu können. Damit wird die Notwendigkeit einer Pumpe und einer elektrischen Versorgung vermieden. Hierzu sind parallele, senkrechte Steigrohre in den Absorbern mit großen Durchmessern Voraussetzung, damit der Strömung ein möglichst geringer Widerstand entgegengesetzt wird. Diese Voraussetzung wird beim ARCON-Kollektor erfüllt. Der Kollektor wird direkt mit dem Destillat betrieben. Dazu wird das obere und untere Sammelrohr des Kollektors an den gegenüberliegenden Seiten der untersten Verdampferstufe angeschlossen. Die Wirkungsgradkennlinie des STU-VNA bei 1000 W/m² Einstrahlung ist in Diagramm 13-1 dargestellt. Bei einer mittleren Temperaturdifferenz von 80 °C zwischen Kollektor und Umgebung ergibt sich ein Wirkungsgrad von 54 %. Auffällig gut für einen doppelt abgedeckten Kollektor ist der optische Wirkungsgrad von 82 %. Die Stagnationstemperatur beträgt beinahe 200 °C. Mit einer Größe von 1,22 m x 2,27 m besitzen die Kollektoren eine Aperturnfläche von 2,6 m². Mit zwei Kollektoren steht somit bei einer Einstrahlung von 1000 W/m² eine maximale Leistung von 2,8 kW zur Verfügung. Weitere Kennlinien von Flachkollektoren die für den Einsatz im Prozesswärmebereich entwickelt wurden, finden sich zum Vergleich im Anhang A 6.

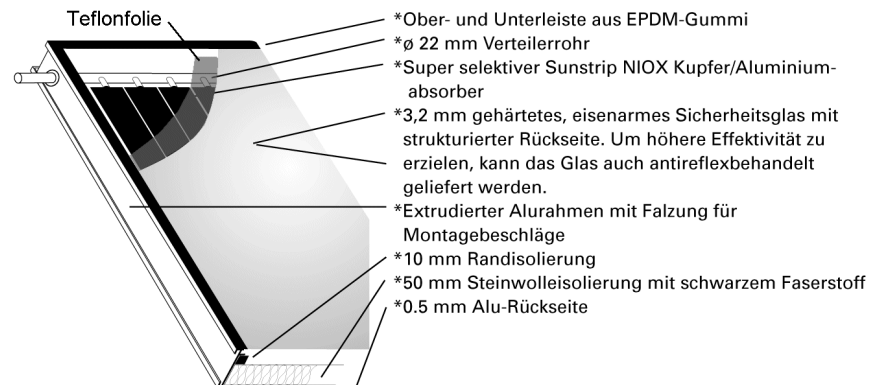


Abb. 13-1: Aufbau des Arcon STU-VNA

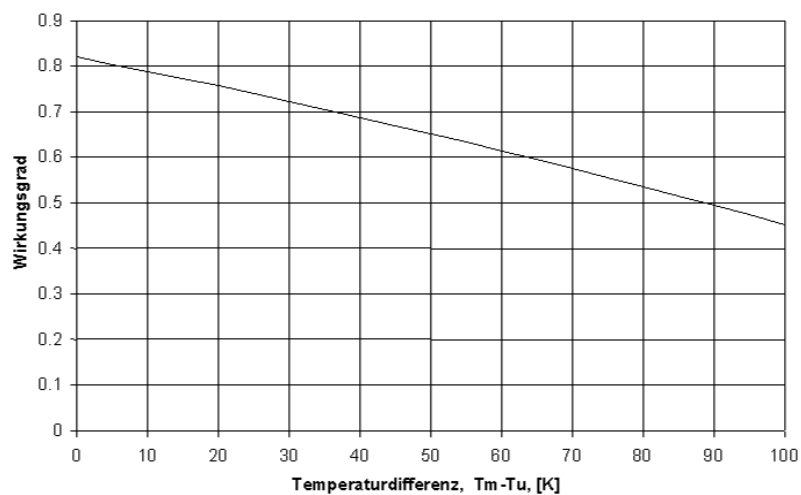


Diagramm 13-1: Wirkungsgradkennlinie des STU-VNA von ARCON bei 1000 W/m² (Quelle: ARCON)



Abb. 13-2: Entsalzungsmodul mit Flachkollektoren (STU-VNA) im Feldtest

13.2 Betrieb mit Vakuumröhrenkollektor

Vakuumröhrenkollektoren sind aufgrund ihres Aufbaus für hohe Betriebstemperaturen geeignet. Die verwendeten Vakuumröhren (Sydney-Röhren) bestehen aus doppelwandigen Glasröhren aus eisenarmem Glas. Diese haben eine Länge von 1,8 m, eine Wandstärke von 2 mm, einen Außendurchmesser von 58 mm und einen Innendurchmesser von 48 mm. Zwischen innerem und äußerem Rohr besteht ein dauerhaftes Hochvakuum, das jegliche konvektive Wärmeübertragung unterbindet. Dadurch werden die Wärmeverluste besonders bei der hier benötigten hohen Betriebstemperatur minimiert. Die nutzbare Wärme entsteht auf der Außenseite der inneren Glasröhre. Dort absorbiert eine selektive Beschichtung das Sonnenlicht und wandelt dieses zu einem hohen Prozentsatz in Wärme um. Da der Emissionskoeffizient der selektiven Beschichtung im Infrarotbereich klein ist, geht wenig Energie in Form von Strahlung verloren. Allerdings treten, besonders bei Fehlen einer Antireflexschicht, mehr Verluste durch Reflektion an den gekrümmten Glasflächen der äußeren Röhre auf.

Für den Betrieb im Naturumlauf bietet sich die direkte Durchströmung der Vakuumröhre mit dem Wärmeträger (Destillat) an. Die Röhren werden durch Einpressen mit Silikondichtringen wasserdicht mit dem Wasserbehälter des Verdampfers verbunden. Abb. 13-3 zeigt einen Schnitt durch die Einbindung der Vakuumröhren.

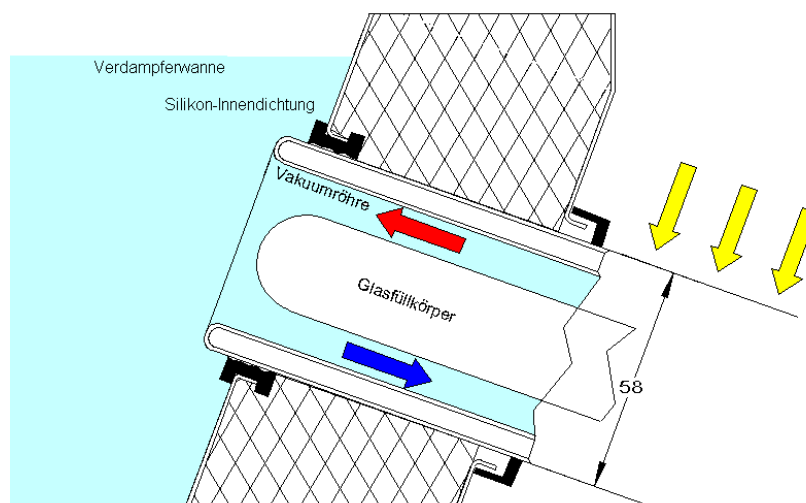


Abb. 13-3: Vakuumröhre im eingebauten Zustand

Diese Technik findet in China bereits bei der Serienproduktion von drucklosen Vakuumröhren-Kombisystemen Anwendung. Das Destillat erwärmt sich im sonnenbeheizten Teil des inneren Glasrohrs und strömt, durch den Dichtegradienten angetrieben, nach oben zum Verdampferbecken. Das warme Wasser wird durch eine Rückströmung im unteren Teil des Querschnitts durch kälteres Wasser ersetzt. Dieses nimmt wiederum Wärme auf und so schließt sich der Kreislauf. Durch den direkten Kontakt des Wärmeträgers mit dem inneren Hüllrohr verbessert sich der Wärmeübergang. Der Verzicht auf Wärmeleitbleche und Absorberrohre verringert zudem die Kosten. Nachteilig wirkt sich bei diesem Konzept jedoch das große Fassungsvermögen der wassergefüllten Röhren aus. Bei einem Kollektor mit 25 Röhren fassen diese ein Volumen von 65 Litern. Um die Kapazität zu verringern wurden Glashohlkörper entworfen, die mit einem Fassungsvermögen von 1,8 Litern die Wasserkapazität der

Röhren um 70 Prozent reduzieren. Dementsprechend verringert sich auch die Aufheizzeit auf die Betriebstemperatur von 100 °C um mehr als 70 Prozent. Aufgrund der Notwendigkeit von Dichtungsringen kann der Abstand zwischen den Röhren nicht beliebig klein gewählt werden, so dass ein Teil der Aperturfläche nicht von der Absorberfläche abgedeckt ist. Ein rückseitig angebrachtes Spiegelblech aus Aluminium kann jedoch einen Teil der durchgelassenen Strahlung von hinten auf die Röhre zurückreflektieren. Die Wirkungsgrad-Kennlinie der Vakuumröhren ist in Diagramm 13-2 dargestellt. Sie verläuft wegen der geringeren Verluste flacher als die des Flachkollektors. Wegen der schlechteren Nutzung der Aperturfläche liegt der optische Wirkungsgrad mit 65 % jedoch wesentlich niedriger. Als Resultat wird bei 100 °C Betriebstemperatur mit 55 % Wirkungsgrad der gleiche Wert erreicht wie mit dem doppelt verglasten Kollektor STU-VNA von Arcon. Damit wird die gleiche Aperturfläche benötigt um auf gleiche Leistung zu kommen. Von Vorteil sind jedoch gerade an Küstenstandorten die wesentlich geringeren Wärmeverluste des Vakuumröhrenkollektors bei Wind. Es konnten jedoch dazu keine Kennwerte für einen genaueren Vergleich ermittelt werden. Abb. 13-4 zeigt ein Foto eines Entsalzungsmoduls, das mit 25 Vakuumröhren ausgestattet ist. Die Röhren haben einen Abstand von 22 mm. Es wird die gesamte Breite des Entsalzungsmoduls ausgenutzt, wodurch die Aperturfläche limitiert ist. Mit Röhren von 1,8 m Länge ergibt sich die Aperturfläche zu 3,6 m². Bei einer Einstrahlung von 1000 W/m² und einer Arbeitstemperatur von 100 °C steht eine maximale Leistung von 2 kW zur Verfügung.

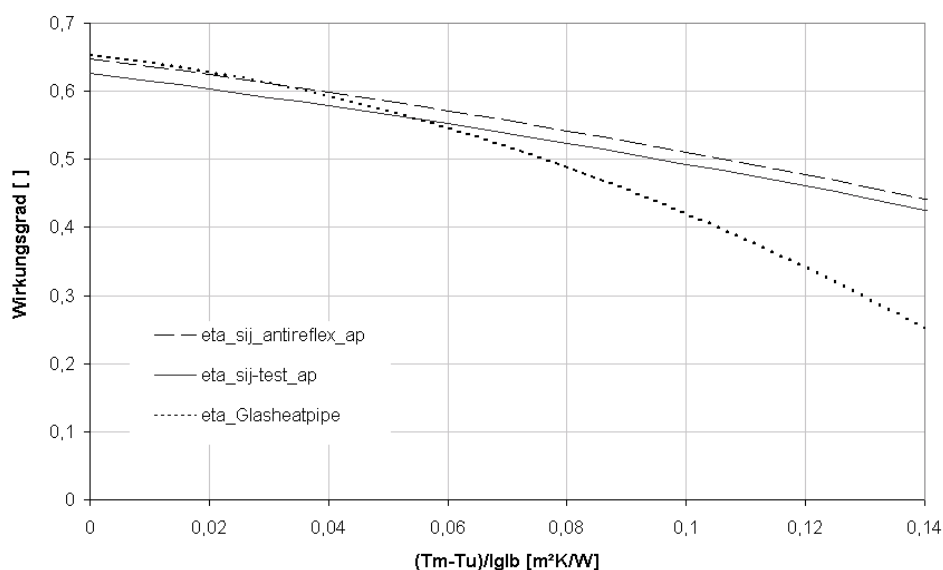


Diagramm 13-2: Wirkungsgradkennlinien der Gey-Vakuumröhren (Quelle: Solar-Institut Jülich) und eigene Messungen der Glasheatpipe.



Abb. 13-4: Entsalzungsanlage mit Vakuumröhrenbetrieb

Eine Verbesserungsmöglichkeit stellt der Betrieb mit Heat-Pipe Vakuumröhren dar. Diese weisen eine wesentlich geringe Trägheit auf, da sie nicht direkt vom Destillat durchströmt werden. Diese Röhren sind mit einem Glasfortsatz verschlossen. Dieser ragt ca. 15 cm aus dem Innenrohr heraus und dient als Wärmetauscher. Der Hohlraum der inneren Glasröhre ist mit einigen Millilitern Alkohol gefüllt. Im Betrieb verdampft der Alkohol und kondensiert an der kältesten Stelle im Rohr, dem obenliegenden Wärmetauscher. Das Kondensat läuft an der Glaswand ab und verdampft auf dem Weg nach unten erneut. Abb. 13-5 zeigt das Kondensat an der Wand des Wärmetauschers. Wirkungsgradmessungen ergaben einen um 8 % verringerten Wirkungsgrad von 47 % bei 100 °C Kondensatortemperatur. Dieser Nachteil wird jedoch zum Teil durch die geringere Trägheit der Röhren (0,5 L/m Röhre) und die Möglichkeit, den Verdampfer mit Salzwasser betreiben zu können, ausgeglichen. Die Wirkungsgradkennlinie ist in Diagramm 13-2 im Vergleich zur Standardröhre dargestellt.

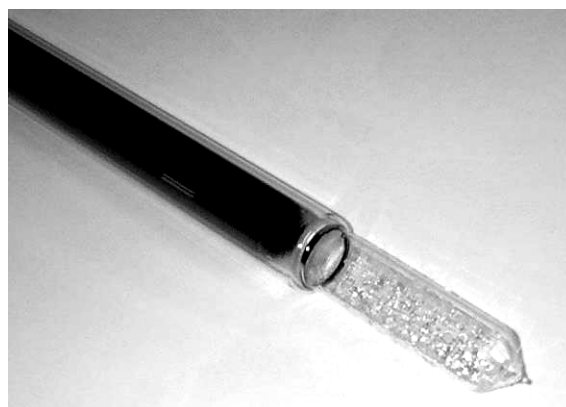


Abb. 13-5: Vakuumröhre mit Glasheatpipe

13.3 Betrieb mit Parabolrinne

Eine weitere Möglichkeit bietet der Betrieb der Entsalzungsanlagen mit konzentrierenden Solaranlagen. Da hier kein Wärmeträger in der Aperturfläche erwärmt werden muss, haben konzentrierende Systeme den Vorteil, dass sie bei hohen Fokustemperaturen auf konzentrierter Fläche potentiell einen guten Wirkungsgrad aufweisen. Nachteilig wirkt sich allerdings aus, dass nur direktes Sonnenlicht genutzt werden kann. Diffuses Licht bei Bewölkung kann nur zu kleinem Teil umgesetzt werden. Auch müssen die Systeme der Sonne nachgeführt werden um den Brennpunkt beizubehalten. Es wurde eine Parabolrinne in Ost-West-Ausrichtung konstruiert, die unterhalb der Entsalzungswanne angebracht ist. Die Fokallinie befindet sich auf dem Bodenblech der ersten Verdampferwanne in einer Höhe von 1,30 m. Um Verluste durch Wind einzudämmen kann der Verdampfer mit einer Glasabdeckung oder transparenter Teflonfolie geschützt werden. Als Reflektormaterial wird Spiegelblech (Alanod, 318G2, 0,5 mm) mit einer Gesamt-Reflektion von 87 % und 8 % diffuser Reflektion verwendet. Das Spiegelblech wird als Tafel auf dem tragenden Parabolrahmen aufgebracht. Die Ost-West-Ausrichtung hat den Vorteil, dass der Reflektor seltener nachgeführt werden muss. Die Nachführung des Prototyps kann für erste Tests aufgrund der großen Nachführintervalle manuell erfolgen. Allerdings entstehen vor allem bei Systemen mit kleiner Länge und schrägem seitlichem Sonneneinfallswinkel (morgens und abends) große Verluste an den Enden, da die Fokuslinie dann nicht mehr auf dem Absorber liegt. Diese Verluste verringern sich bei der Aneinanderreihung vieler Entsalzungsmodule. Um die Leistung einer größeren Anlage zu simulieren, werden diese Verluste bei kleinen Systemen durch seitlich angebrachte Reflektoren teilweise zurückgewonnen. Die in Abb. 13-6 gezeigte Anlage wird mit einem Entsalzungsmodul von 0,72 m² Fläche und einer Aperturfläche von 2,7 m² betrieben. Dieses System wurde auf der Freifläche am Solar-Institut Jülich getestet.

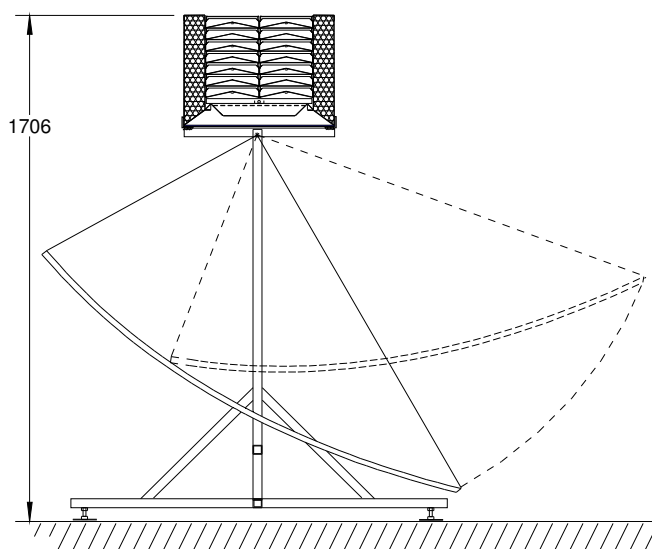


Abb. 13-6: Schnitt durch Prototyp mit Ost-West-Parabolrinne und Anlage in Betrieb

Da diese Konstellation keinen Wärmeträger benötigt, sondern der Verdampfer direkt erwärmt wird, zeigten sich gegenüber dem Flachkollektorsystem vor allem Vorteile in einer schnelleren Anlaufphase. Auch besteht hier die Möglichkeit, bereits die erste Stufe mit Salzwasser zu betreiben, was den Rückgewinnungsgrad wesentlich verbessert. Die Entsalzungsproduktion pro Quadratmeter Kollektorfläche erreichte bei diesem System fast doppelt so hohe Werte wie die der parallel betriebenen Flachkollektoranlage bzw. Gewächshausdestille. Der Prototyp konnte jedoch nicht am Feldteststandort Pozo auf Gran Canaria eingesetzt werden, da die Konstruktion nicht für starken Wind ausgelegt ist. Zudem führen Salzwasser Aerosole in der Luft schnell dazu, dass sich die Reflektoren zusetzen und die Oberfläche angegriffen wird.

13.4 Jahressimulation

Für die Simulation des Solarbetriebs wird das thermodynamische Simulationsmodell des Entsalzungsmoduls mit einem Modell des solaren Flachkollektors und Vakuumröhrenkollektors erweitert. Ein universelles Modell eines Solarkollektors findet sich bereits in der Carnot Toolbox, das am Solar-Institut Jülich als Erweiterung von Matlab entwickelt wurde. Es müssen dazu der optische Wirkungsgrad, die kennzeichnenden linearen und quadratischen Wärmeverlustkoeffizienten, die Fläche und die Wärmekapazität des Kollektors bekannt sein. Das Modell wurde um einen Simulationsblock zum Betrieb der Kollektoren über natürliche Konvektion erweitert. Hier wird über das Gleichgewicht von Dichteunterschied und Reibungsverlusten der Strömung der konvektive Massenstrom des Wärmeträgers bestimmt [122]. Als Parameter müssen der mittlere Höhenunterschied des Kreislaufs, Rohrdurchmesser und Rohrlängen bekannt sein. Der treibende Dichteunterschied wird aus Verdampfer- und Kollektortemperatur berechnet.

Als Wetterdaten werden Stundenwerte eines Jahres für den Standort Las Palmas auf Gran Canaria verwendet. Die Wetterdaten werden mit Hilfe des Programms Meteororm generiert. Die Simulation ermöglicht Vorhersagen über die zu erwartende Tagesproduktion über Jahresverlauf. Es werden 8-stufige Entsalzungsmodule mit 1 m² Verdampferfläche simuliert. Diese werden wahlweise mit Flachkollektoren oder Vakuumröhren und mit oder ohne Speicher zur Wärmerückgewinnung betrieben. Diagramm 13-3 zeigt das Ergebnis bei Verwendung von Süßwasser (SW) bzw. Meerwasser (MW) für den Betrieb mit 2 Arcon (STU-VNA) Flachkollektoren. Mit Süßwasser ist auch Wasser gemeint, das mit Arsen oder Fluor belastet ist. Das beste Ergebnis erhält man für Systeme mit instationärer Wärmerückgewinnung (117 L Speichervolumen) und bei Betrieb mit Süßwasser. Hier liegt die Tagesproduktion im Jahresmittel bei 32 L pro Tag (11,8 m³/a). Dieser Wert reduziert sich jedoch bei Meerwasserbetrieb um 15,7 % auf 27 L/d (9,7 m³/a). Im Juli wird eine mittlere Tagesproduktion von 45 bzw. 35 Litern erreicht. Die speicherlose Version produziert bei Süßwasserbetrieb 25 L/d (9,57 m³/a). Dieser Wert sinkt auf 21,8 L/d bei Meerwasserbetrieb (7,88 m³/a).

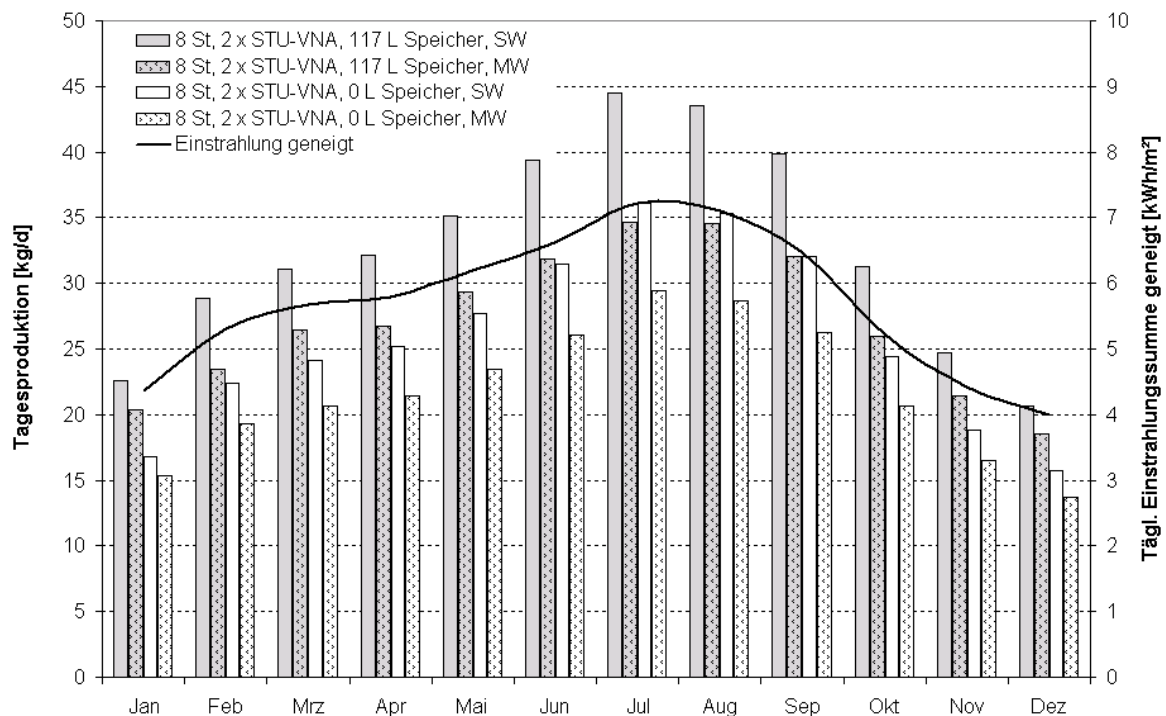


Diagramm 13-3: Tagesproduktion im Monatsmittel für ein 1m² Entsalzungsmodul mit 8 Stufen mit und ohne Speicher am Standort Pozo/Gran Canaria (5,6m² STU-VNA, Süß- und Meerwasser, $f=1,62$)

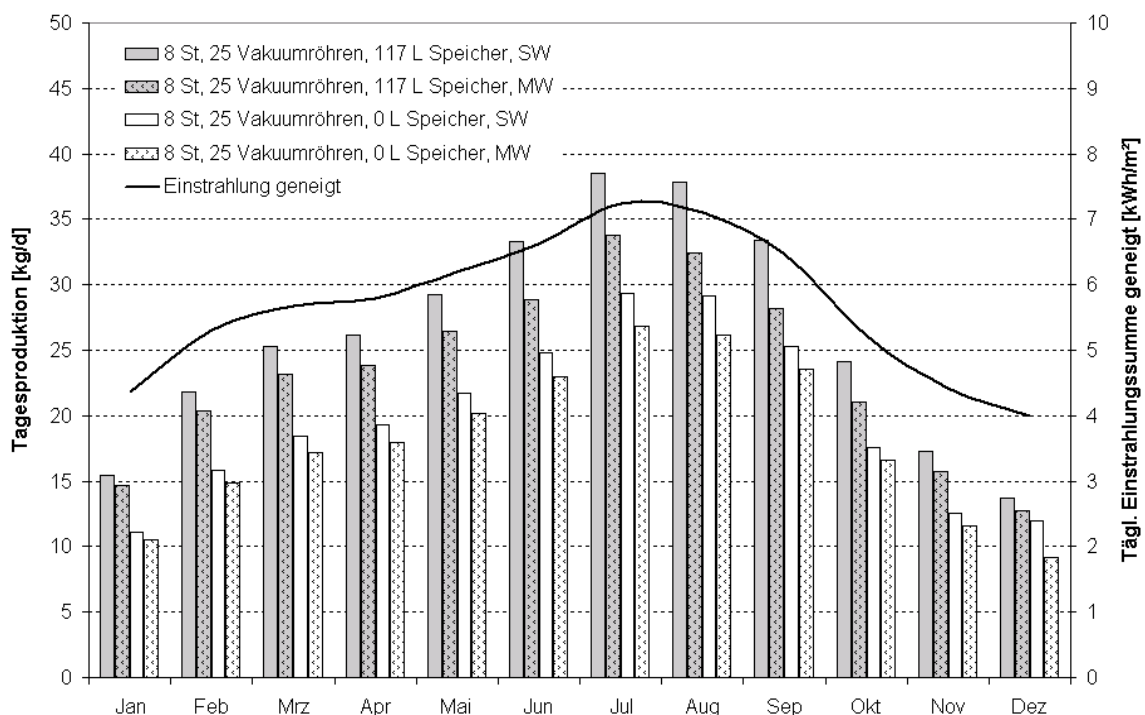


Diagramm 13-4: Tagesproduktion im Monatsmittel für ein 1m² Entsalzungsmodul mit 8 Stufen mit/ohne Speicher am Standort Pozo/Gran Canaria (3,6m² Vakuumröhren, Süß- und Meerwasser, $f=1,62$)

Diagramm 13-3 zeigt das Ergebnis für den Betrieb mit einem 3,6 m² großen, direktdurchströmten Vakuumröhrenkollektor (25 Röhren, $L=1,8$ m, $D=58$ mm). Das beste Ergebnis erhält man wiederum für Systeme mit instationärer Wärmerückgewinnung (117 L Speichervolumen). Bei Verwendung von Süßwasser liegt die Tagesproduktion im Jahresmittel bei 26 L pro Tag ($9,5$ m³/a). Dieser Wert reduziert sich bei Meerwasserbetrieb um 12 % auf 23 L/d ($8,4$

m³/a). Es werden maximale Tagesproduktionen von 39 bzw. 33 Litern erreicht. Die speicherlose Version produziert bei Süßwasserbetrieb 19,8 L/d (7,23 m³/a). Dieser Wert sinkt auf 18,2 L/d bei Meerwasserbetrieb (6,54 m³/a).

13.5 Feldtest und Modellvalidierung

Die ersten Feldtests wurden in Pozo auf Gran Canaria durchgeführt. Der Standort Pozo stellt aufgrund der hohen mittleren Windgeschwindigkeit von >6m/s hohe Ansprüche an die Solarkollektoren. Diese weisen durch den Wind verstärkte Wärmeverluste auf. Auch schlägt sich vom Wind transportierte Gischt auf den Glasscheiben nieder und die verbleibende Salzkruste mindert die Transmission.

Im Rahmen des Pilotprojektes wurden jeweils zwei Entsalzungsmodule mit Flachkollektoren und Vakuumröhren installiert und vermessen. Eine Flachkollektor-Anlage wurde mit 7 produzierenden Stufen und einem 117 Liter Speicher zur Rückgewinnung der sensiblen Wärme aus Destillat und Sole (s. Kap.10.2) ausgestattet (System 1). Die zweite Flachkollektor-Anlage (System 2) wird ohne Speicher, jedoch mit 8 produzierenden Stufen betrieben. Die Vakuumröhrensysteme (System 3 und 4) sind jeweils mit 8 Stufen, jedoch ohne Speicher versehen. Der unterste Verdampfer ist in allen Anlagen als Destillatsammelbecken ausgelegt, so dass die Solarkollektoren direkt mit dem Destillat betrieben werden können. Die Anlagen sind mit Edelstahldeckeln verschlossen. Jedes Entsalzungsmodul wird über eine elektronische Nachfüllreglung mit Meerwasser versorgt.



Abb. 13-7: Feldtestanlage auf Gran Canaria (von rechts nach links: System 1 bis 4)

Während der einjährigen Laufzeit werden folgende Parameter aufgezeichnet: Temperaturen der Verdampfer und der obersten Stufen, die Zulufttemperatur, Destillatmassenströme und Meerwasserzufluss, Destillat-Leitfähigkeit und Wetterdaten. Als Temperatursensoren werden NiCrNi Thermoelemente (Typ K) verwendet. Die Massenströme werden über das in Kap. 12.2 vorgestellte Wippensystem erfasst und über die Elektronik als Spannungswert ausgegeben. Die Leitfähigkeit wird über 2-Elektroden-Meßzellen DL 43 von Honeywell als 4-20 mA Signal an die Datenerfassung übertragen. Die Messdaten der Anlagen werden mit einem Webdaq auf 32 Kanälen mit 12 Bit Auflösung sekundlich erfasst und alle 10 Minuten als

Mittelwert abgespeichert. Die Mittelwerte werden mit Hilfe des im Webdaq integrierten Webservers im Internet aktualisiert dargestellt (siehe A 7).

Um einen aussagekräftigen Vergleich der Simulations- und Messwerte zu erhalten, wird die gemessene und simulierte Tagesproduktion in Abhängigkeit von der Einstrahlung auf die Kollektorebene dargestellt. Zwar spielen noch weitere Faktoren wie Windgeschwindigkeit, Lufttemperatur, Feuchte und aufgrund der Anlagenträgheit auch die klimatischen Bedingungen des Vortages eine Rolle, bei einer großen Anzahl von Tageswerten lässt sich jedoch trotz Streuungen der direkte Zusammenhang von Produktion und Einstrahlung darstellen. Diagramm 13-5 bis Diagramm 13-7 zeigen die simulierte und gemessene Abhängigkeit der Produktion von der Einstrahlung für die Systeme 1 bis 3. Es wird sowohl der Ertrag bei Meerwasser- wie auch bei Süßwasserbetrieb (MW/SW) dargestellt. System 1 mit Wärmerückgewinnung erreicht bei Meerwasserbetrieb und einer Einstrahlung von 8 kWh/m²d maximal 40 Liter Tagesproduktion bzw. 55 Liter bei Süßwasserbetrieb. Der Vergleich von Simulation und Messung zeigt, dass die Simulation bei Süßwasserbetrieb 10 % geringere Werte liefert als die Messung. Bei Meerwasserbetrieb ergeben sich bei niedrigen Einstrahlungswerten <4,5 kWh/m²d um 10-30 % höhere Produktionswerte als in der Simulation. Die speicherlose Version (System 2) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung (Diagramm 13-6). Wegen der fehlenden Wärmerückgewinnung werden jedoch nur maximal 33 Liter (MW) bzw. 40 Liter (SW) pro Tag erreicht. Die experimentellen Ergebnisse zeigen jedoch, dass der Speicher erst bei hoher Einstrahlung ab 4,5 kWh/m²d einen Effekt zeigt.

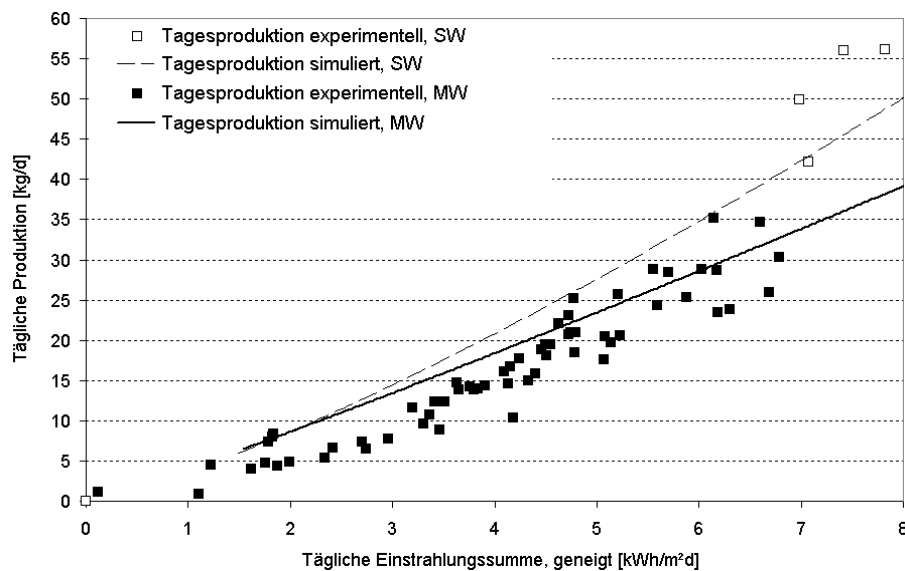


Diagramm 13-5: System 1 (8 Stufen, 2 x STU-VNA, 117L Speicher)

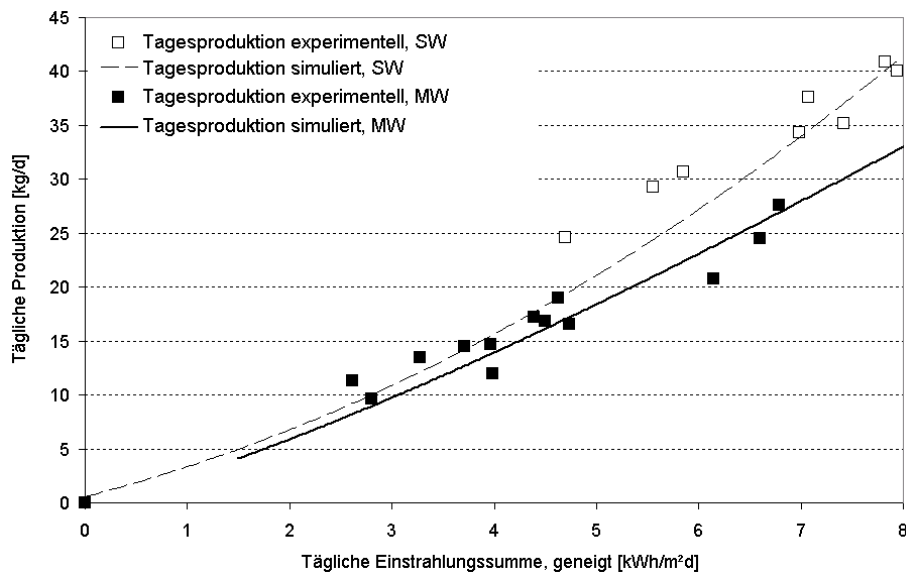


Diagramm 13-6: System 2 (8 Stufen, 2 x STU-VNA, ohne Speicher)

Für die mit Vakuumröhren ausgestatteten Systeme zeigt sich ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung (s. Diagramm 13-7). Lediglich die Produktion bei Süßwasserbetrieb wird in der Simulation leicht unterbewertet. Trotz der wesentlich kleineren Kollektorfläche erreicht die Vakuumröhrenanlage mit maximal 33 Liter (MW) bzw. 38 Liter (SW) pro Tag ähnliche Produktionswerte wie System 2 mit 5,6 m² Flachkollektoren. Jedoch ist ersichtlich, dass die Kurve stärker gekrümmt ist. So wird bei geringerer Einstrahlung wesentlich weniger Destillat erzeugt als mit den Flachkollektorsystemen. Dies ist auf die größere thermische Trägheit der wassergefüllten Vakuumröhren zurückzuführen, die die Aufheizzeit auf die optimale Betriebstemperatur verzögert.

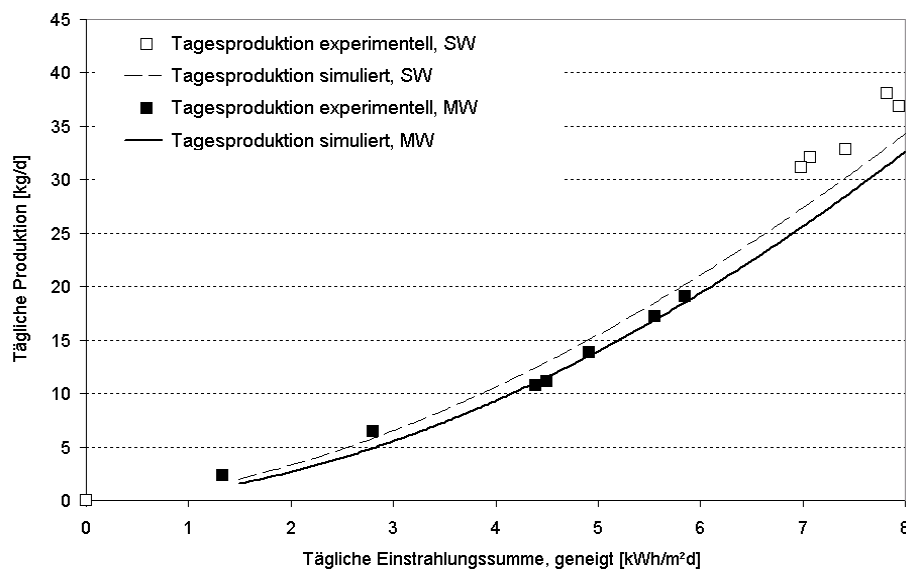


Diagramm 13-7: System 3 (8 Stufen, 25 Vakuumröhren, ohne Speicher)

Um die Anlagenergebnisse besser mit anderen solarbetriebenen Konkurrenzverfahren vergleichen zu können, wird die Tagesproduktion auf die Kollektorfläche bezogen. Das beste

Verhältnis von Tagesproduktion zu Kollektorfläche ergibt sich bei einer Einstrahlung von $8 \text{ kWh/m}^2\text{d}$ für das Vakuumröhrensystem mit instationärer Wärmerückgewinnung. Pro Quadratmeter Kollektorfläche stehen bei Meerwasserbetrieb $11 \text{ l/m}^2\text{d}$ und bei Süßwasserbetrieb $13 \text{ l/m}^2\text{d}$ zur Verfügung (siehe Diagramm 13-8). Das Flachkollektorsystem produziert bei Meerwasserbetrieb $7 \text{ l/m}^2\text{d}$ und bei Süßwasserbetrieb $9 \text{ l/m}^2\text{d}$ (siehe Diagramm 13-9).

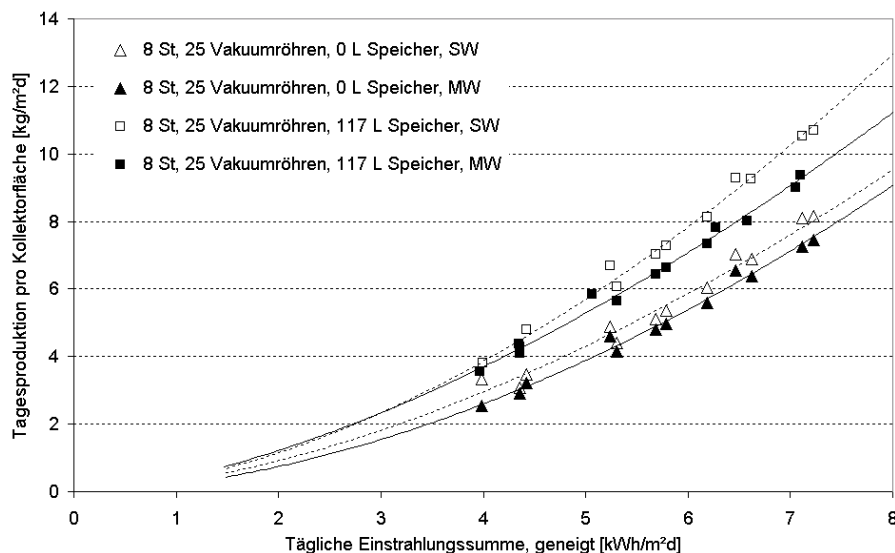


Diagramm 13-8: Simulierte Tagesproduktion pro m^2 Kollektorfläche (Vakuumröhrenkollektor)

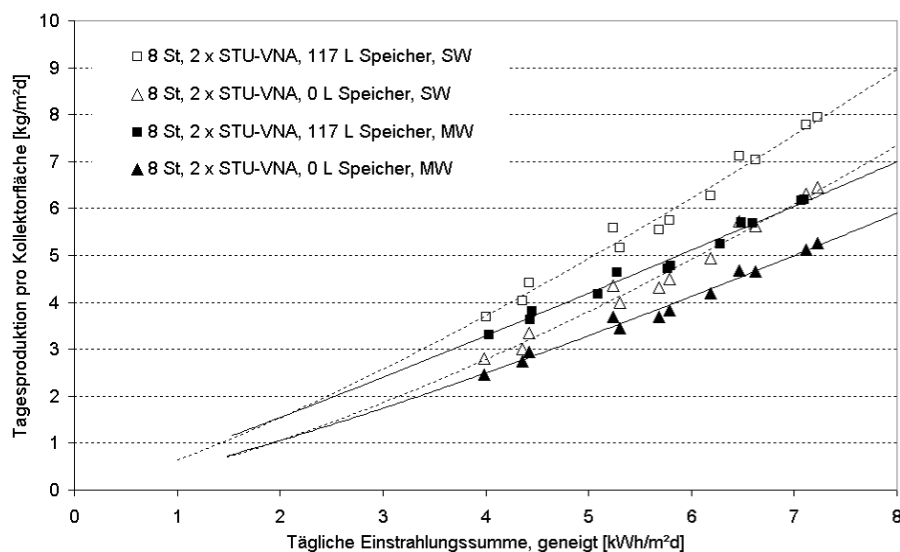


Diagramm 13-9: Simulierte Tagesproduktion pro m^2 Kollektorfläche (STU-VNA)

13.6 Wasseranalysen

Während der Feldtests wurde die Qualität des Trinkwassers, sowie die Zusammensetzung der Sole und des Meerwassers vom ITC (Instituto Tecnológico de Canarias) untersucht. Tabelle A 8-1 im Anhang A 8 zeigt die Analyseergebnisse von 6 Meerwasserproben, die in einem wöchentlichen Abstand entnommen wurden. Der Salzgehalt des Meerwassers schwankte im

Messzeitraum zwischen Werten von 35,2 und 39,8 g/l. Die bakteriologische Belastung ist sehr gering und der gesamte organische Anteil (TOC) liegt unterhalb 1 g/l.

Die Destillatqualität ist in Tabelle 13-1 dargestellt. Der Anteil an gelösten Salzen (TDS) liegt mit 40 mg/l sehr niedrig. Trinkwasser mit einem TDS-Wert von 600 mg/l wird bereits als gut bezeichnet. Erst ab einem Gehalt oberhalb von 1000 mg/l wird Trinkwasser schnell ungenießbar. Auch alle weiteren Analysewerte liegen weit unterhalb der von der Trinkwasserverordnung vorgegeben Grenzwerte. Die starke Reduktion aller metallischen Verbindungen im Destillat legt nahe, dass auch eine Reinigung von Wasser möglich ist, das mit Arsen oder Fluor belastet ist. Die Analyse der aufkonzentrierten Sole zeigt eine Erhöhung der TDS-Werte von 38 g/l des zulaufenden Meerwassers auf 186 g/l am Soleauslass. Dies entspricht einer fast fünffachen Aufkonzentration, die bei einem Betrieb mit einem Nachfüllfaktor von 1,2 zu erwarten ist.

Tabelle 13-1: Destillat- und Soleanalyse von System 2 am 23.8.2005 10:00

Parameter	Grenzwert (TrinkwV 2001)	Destillat	Sole	Einheit
pH-Wert	6,5-9,5	7,5	8,7	
Leitfähigkeit	2500	72	150900	µS/cm
Trübung	1	12,8	5,1	NTU
Bikarbonat	-	6,1	109,8	mg/l
TDS	-	40	186800	mg/l
Schwebstoffe		2,6	5,2	mg/l
Magnesium	-	1,8	6530	mg/l
Kalium	-	<0,1	2140	mg/l
Natrium	200	12,2	55100	mg/l
Kalzium	-	<0,1	1262	mg/l
Ammonium	0,5	<0,1	<0,05	mg/l
Fluorid	1,5	<0,1	2,16	mg/l
Chlorid	250	22	110632	mg/l
Sulfat	240	<1,0	11160	mg/l
Bromid	-	<1	358	mg/l
Nitrat	50	<1,0	12,2	mg/l
Silikat	-	1,65	1,8	mg/l
Bor	1	<0,5	19,7	mg/l
TOC	-	2,8	3,27	mg/l
Kupfer	2	<0,01	<0,01	mg/l
Zink	-	<0,01	<0,01	mg/l
Eisen	0,2	<0,02	<0,02	mg/l
Strontium	-	11,8	16635	µg/l
Mikrobiologische Parameter				
Total coliforme Bakt.	0	0	0	pro 100 ml
E. coli	0	0	0	pro 100 ml
Fäkale Erreger	0	0	0	pro 100 ml
Pseudomonas	0	0	0	pro 100 ml
Koloniezahl 22°	100	6	39	pro ml
Koloniezahl 37°	20	5	49	pro ml

13.7 Ablagerungen und Reinigung

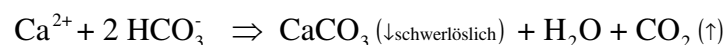
Ablagerungen die beim Betrieb entstehen, haben einen entscheidenden Einfluss auf die Funktionsfähigkeit, Lebensdauer und den Wartungsaufwand der Entsalzungsanlagen. Die abgelagerten Verunreinigungen an wärmeübertragenden Flächen werden auch als „Fouling“ bezeichnet. Der Foulingwiderstand kann als Verhältnis der Dicke der Ablagerung zu deren Wärmeleitfähigkeit definiert werden. Die Ablagerungen können folgende Ursachen haben:

- Kristallisationsfouling: Ausfällung/ Ablagerung von Salzen oder anderen Stoffen
- aus übersättigten Lösungen
- Partikelfouling: Ablagerungen von suspendierten Teilchen
- Reaktionsfouling: Chemische Reaktion an Heizflächen
- Korrosionsfouling: Oxidschichtbildung
- Biofouling: Wachstum von (Mikro-)Organismen auf Wärmeübertragungsflächen

Beim Betrieb der Entsalzungsanlagen im Feldtest zeigte sich, dass vor allem mit Kristallisationsfouling zu rechnen ist. Die Quantität der ausfallenden Salze steigt vor allem mit dem Grad der Aufkonzentration des Meerwassers und der Temperatur. Es kommt also verstärkt in den unteren Verdampferwannen zu Ausfällungen, da hier sowohl die Temperatur als auch die Konzentration am höchsten ist. Folgende Ablagerungen sind bei der Aufkonzentration von Meerwasser zu erwarten:

- Doppelte Konzentration: Kalziumkarbonat (CaCO_3) fällt als erste Substanz aus
- Fünffache Konzentration: Kalziumsulfat Dihydrat ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) fällt aus
- Hundertfache Konzentration: Natriumchlorid (NaCl) fällt aus
- Trocken: Kalium- und Magnesiumchloride und -sulfate

Das Hauptproblem hinsichtlich des Kristallisationsfoulings stellt sicherlich der hohe Kalziumgehalt des Meerwassers dar. Meerwasseranalysen während des Betriebs ergaben Werte über 600 mg Kalzium pro Liter. Durch Konzentrationserhöhung und/oder Erhitzen wandelt sich das leicht lösliche Kalziumhydrogenkarbonat zu unlöslichem Kalziumkarbonat um und fällt aus. Die Ausfällungen schlagen sich an den Wänden der Verdampferwannen an bereits bestehenden Kristallisationskeimen nieder. Bei diesem Vorgang wird CO_2 frei, das als Gas entweicht.



In der ersten Phase des Feldtests, wurden die Entsalzungsmodule mit einer Nachfüllrate von 1,2 betrieben. Das bedeutet, dass die Sole das System mit fünffacher Konzentration verlässt. Bei dieser Aufkonzentration ist vor allem mit Ablagerungen von CaCO_3 und CaSO_4 in den unteren Stufen zu rechnen. Nach ca. 6 Wochen und einer produzierten Trinkwassermenge von ca. 1500 Litern ergab sich eine Summe der Ablagerungen von ca. 300 mg. Abb. 13-8 zeigt vereinzelte CaSO_4 -Kristalle, die vor allem in der dritten Stufe entstehen. Die raue Oberfläche deutet auf eine dünne Schicht aus CaCO_3 -Kristallen hin. Diagramm 13-10 zeigt die nach 6-wöchigem Betrieb gemessenen Ablagerungen pro Stufe. Quantitativ nehmen die Ablage-

rungen von der obersten bis zur untersten Stufe zu. In der untersten Stufe befindet sich mit 70 mg/m² der größte Teil der Ablagerungen. Die nicht linear ansteigende Menge der Ablagerung deutet auf zwischenzeitliche Probleme mit dem Nachfüllapparat hin. Da dieser zeitweilig aussetzte wurde teilweise nicht genügend Wasser zugeführt und es kann bereits in der 6. Stufe zur Auskristallisation gekommen sein. Eine weitere Erklärung ist, dass bereits in der 6. Stufe Kalk ausfällt, da hier bei voller Betriebstemperatur über 50 °C erreicht werden.

Eine zweite Testreihe mit einer auf Faktor 2 erhöhten Nachfüllrate ergab über 6 Wochen wesentlich weniger Ablagerungen. So traten aufgrund der geringeren Konzentration auch keine CaSO₄-Kristalle auf. Es wurden insgesamt nur wenige Milligramm Ablagerung mechanisch von der Oberfläche entfernt. Bei dieser Betriebsweise schien eine Entfernung der Ablagerungen nach 6 Wochen Betrieb noch nicht nötig. Es kann angenommen werden, dass auch eine vierteljährliche Reinigung ausreichend vor einer Verschlechterung der Wärmeübergänge schützt. Die Wannen werden dann im feuchten Zustand mit einem Edelstahlschaber ausgeschabt. Thermische Entsalzungsanlagen auf Schiffen werden oft „on-line“ durch Spülung mit Zitronen- oder Amidosulfonsäure gereinigt. Damit wird erreicht, dass die Systeme nicht geöffnet werden müssen. Jedoch funktioniert dies nur bei geringer Verkalkung. Es muss zudem mit einem geringfügigen Metallabtrag gerechnet werden, der die Lebensdauer herabsetzen kann. Zudem ist die Frage der Kosten und der Entsorgung der Chemikalien zu klären.



Abb. 13-8: CaSO₄-Kristalle und CaCO₃ Ablagerungen nach 6-wöchigem Betrieb bei $f=1,2$

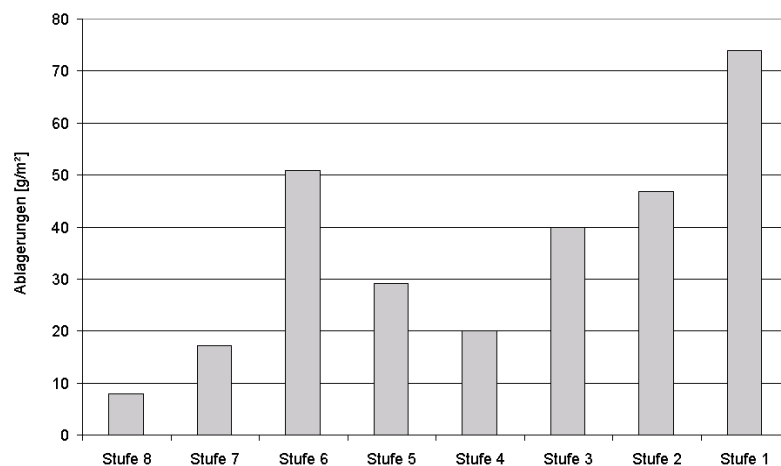


Diagramm 13-10: Ablagerungen in den Stufen von System 4 nach einer Betriebszeit vom 21.07- 06.09.2005 und einem Nachfüllfaktor von $f=1,2$

13.8 Zusammenfassung der Feldtests

Im Feldtest ergaben sich wichtige Ergebnisse bezüglich des Verhaltens der Anlagen im praktischen Solarbetrieb. Aufgrund der hohen mittleren Windgeschwindigkeit (>6 m/s) am Standort Pozo (Gran Canaria) war es zudem ein Funktionstest unter extremen Bedingungen. Mit Hilfe der erhaltenen Messwerte konnten die Simulationsmodelle des Flachkollektors, des Vakuumröhrenkollektors, des Thermosyphonbetriebs und des Entsalzungsmoduls validiert werden. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung von Simulationsergebnissen und Messung. Im praktischen Betrieb wurde auch der gravierende Einfluss des Salzgradienten beobachtet, der durch den Zulauf weniger konzentrierten Meerwassers entsteht. Dieser bremst den Wärmedurchgang durch die Wasserschichten so ab (s. Kap.6.2.2), dass sich beim Meerwasserbetrieb je nach Anlagentyp und Einstrahlung ein Produktionsrückgang von 15 bis 25 % ergibt. Die Qualität des Destillats bleibt bei einem TDS-Wert von 40 mg/l weit unterhalb aller Grenzwerte der Trinkwasserverordnung. Nach mehrwöchigem Betrieb zeigte sich, dass Ablagerungen wirkungsvoll vermieden werden können, wenn ein Nachfüllfaktor von $f=1,6-2$ gewählt wird. Auch verringert sich dadurch die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Lochfraß, der vereinzelt nach wenigen Monaten auftrat. Die gemessene, auf die Kollektorfläche bezogene Tagesproduktion ergibt bei einer Einstrahlung von 8 kWh/m²d für das Vakuumröhrensystem ohne Wärmerückgewinnung 9 l/m²d (Süßwasserbetrieb 9,5 l/m²d) und beim Flachkollektorsystem mit instationärer Wärmerückgewinnung 7 l/m²d (Süßwasserbetrieb 9 l/m²d). Das validierte Simulationsmodell sagt voraus, dass ein Vakuumröhrensystem mit instationärer Wärmerückgewinnung 11 l/m²d erreichen kann. Weitere realisierbare Verbesserungsmöglichkeiten werden im nächsten Kapitel dargestellt.

14 Verbesserungspotentiale

Die im Feldtest maximal erreichte Tagesproduktion von 9 Litern pro Quadratmeter Kollektorfläche (Einstrahlung 8 kWh/m²d) ist im Vergleich zu den Konkurrenzverfahren (s. Kap.0) bezogen auf die Anlagenkosten nicht sehr attraktiv. Auf Basis der im Feldtest gewonnen Erfahrungen und des validierten Simulationsmodells kann mit Hilfe einer Parametervariation die mögliche Verbesserung der Produktionsleistung durch unterschiedliche Maßnahmen abgeschätzt werden. Tabelle 14-1 zeigt die Verbesserungspotentiale einzelner Maßnahmen bezogen auf die Tagesproduktion. Es wird dabei eine 8-stufige Entsalzungsanlage (1 m² Verdampferfläche) mit 3,6 m² Vakuumröhrenkollektor betrachtet. Die Simulation bezieht sich auf die Wetterdaten des Feldteststandorts Pozo. Das größte Verbesserungspotential bietet die Reduzierung der Rücktropfverluste mit 38 %. Dies ist jedoch auch die Maßnahme, die am schwierigsten umzusetzen ist (s. Kap. 4.4 und Kap.11.3). Die Nutzung der untersten Stufe als Verdampfer bringt eine Erhöhung der Tagesproduktion um 32 %, allerdings müssen dann die Kollektoren mit Meerwasser betrieben werden oder ein Wärmetauscher integriert werden, der jedoch weitere Verluste mit sich bringt. Die Verwendung der in Kap.13.2 vorgestellten Heatpipe-Vakuumröhre würde diese Maßnahme ermöglichen. Auch würden diese aufgrund der geringeren Trägheit und der damit verbundenen kürzeren Aufheizzeit das Ergebnis um weitere 29 % verbessern. Die instationäre Wärmerückgewinnung mit Hilfe eines 100 Liter Speichers bringt eine Verbesserung um 25 %. Eine weitere Möglichkeit bietet die Anwendung einer doppelt so starken Isolierung mit 10 cm Stärke. Diese würde zu einem um 15 % verbesserten Ergebnis führen. Einen relativ geringen Effekt hat die Verringerung der Wasserschicht auf 2 mm. Der damit verbundene, geringere Temperaturabfall über den Wasserschichten bringt eine Verbesserung um 7 %.

Würde man alle Maßnahmen realisieren und in einer Anlage umsetzen können, so würde sich nach den Simulationsergebnissen die Tagesproduktion von 9 auf 22 Litern pro Quadratmeter Kollektorfläche steigern lassen (8 kWh/d Einstrahlung). Realistischer ist jedoch, dass nur Punkte 2. bis 5. umsetzbar sind und die Rücktropfverluste nur zum Teil reduziert werden können. Eine Möglichkeit dazu bietet die Kapillardestille, die im folgenden Kapitel dargestellt werden soll. In diesem Fall ließe sich eine Tagesproduktion von 19,5 l/m²d erreichen.

Tabelle 14-1: Produktionssteigerungspotential einer 8-stufigen Anlage bei Vakuumröhrenbetrieb

1. Keine Rücktropfverluste (idealer Kondensator)	38%
2. Unterste Stufe mit Sole und Destillatproduktion	32%
3. Heatpipe-Vakuumröhre (weniger Trägheit)	29%
4. Instationäre Wärmerückgewinnung (100 l Speicher)	25%
5. Doppelte Anlagenisolierung (s=10 cm, $\lambda=0,05$ W/mK)	15%
6. 2 mm Wasserschicht (verringertes Wärmedurchgangswiderstand)	7%

14.1 Multi-Effekt-Foliendestille mit kapillarer Destillatableitung

Das in den vorigen Kapiteln behandelte Design einer mehrstufigen Entsalzungsanlage aus meerwasserresistentem Edelstahl hat gravierende Nachteile was Kosten, Haltbarkeit und

Handhabbarkeit angeht. Es wurde deshalb Möglichkeiten untersucht die Konstruktion aus Kunststoff zu fertigen. Kunststoff hat zwar den Vorteil der Beständigkeit gegenüber Seewasser, besitzt jedoch auch wesentliche Nachteile. Zum einen ist die Temperaturfestigkeit bei 100 °C Dauereinsatz nur bei wenigen Kunststoffarten gegeben, zum anderen ist die Wärmeleitfähigkeit mit 0,18-0,51 W/mK sehr gering. Da die Kondensationswärme des am Wannenboden kondensierenden Destillats an das Salzwasser weitergeleitet werden muss, hat die Wärmeleitfähigkeit des Wannenmaterials einen großen Einfluss auf die Energiebilanz. Im Vergleich zum Kunststoff hat Edelstahl eine 30- 100-fache Wärmeleitfähigkeit. Hier fällt bei einer Heizleistung von 2000 W/m² eine Temperatur von nur 0,15 °C/mm über dem Behälterboden ab. Soll ein Behälterboden aus Kunststoff den gleichen Wärmewiderstand wie der eines 1 mm starken Edelstahlbleches aufweisen, so darf die Wandstärke nur 10-30 Mikrometer betragen (PP: $\lambda = 0,14\text{-}0,22$ W/mK). Unter dieser Voraussetzung kommen nur Kunststofffolien in Betracht. Die Verwendung von Folien legt nahe, eine Konstruktion zu verwenden, in der die Folien horizontal gespannt sind. Die durch das Gewicht des Wassers entstehende Wölbung lässt die Tropfen an der schrägen Kondensationsfläche zur Mitte hin ablaufen. Jedoch haben fast alle Folien die Eigenschaft einer starken Längenänderung mit der Temperatur. Typischerweise liegt der lineare Ausdehnungskoeffizient von Kunststoffen zwischen 80 und 200 ppm/K (PP: 150 ppm/K). Auf einer Kantenlänge des Verdampfers von einem Meter würde sich die Folie bei einer Temperaturerhöhung von 20 auf 100 °C demnach um 12 mm verlängern. Für die Verdampferwanne hätte dies zur Folge, dass sich der Wasserinhalt mehr als verdreifachen würde (s. Abb. 14-1).



Abb. 14-1: Auswirkung der thermischen Ausdehnung der Folie

Aufgrund der starken Längenänderung muss die Folie durch eine Unterkonstruktion gestützt werden. Diese kann wie bisher ein Edelstahlblech sein, jedoch müsste dann die Kondensationsfläche eine ähnliche Geometrie aufweisen wie die in Kap. 11.1 beschriebenen Edelstahlwannen. Die Destillat-Sammelrinnen müssen eng genug liegen, damit die Rücktropfverluste bei flachem Ablaufwinkel nicht zu hoch werden und sich die thermische Trägheit durch großes Fassungsvermögen nicht zu stark erhöht. Bei verbesserter Adhäsion kann eine Verringerung des Ablaufwinkels Abhilfe schaffen. Damit verringert sich das Volumen in den Wannen bei gleichzeitiger Vereinfachung der Konstruktion auf 1 Wanne pro Stufe.

Eine im Rahmen der Doktorarbeit erarbeitete Lösung des Problems kann ein metallisches Streckgitter bieten, das gleichzeitig formgebend auf die Folie und adhäsionsverbessernd auf das Kondensat wirkt. Das Kondensat wird durch die strukturierte und vergrößerte Oberfläche besser an der Kondensatorfläche gehalten und wird zwischen Folie und Metallstegen dem Gefälle nach abgeleitet. Ein Streckgitter ist ein Halbprodukt, das aus Blech gefertigt wird. Dabei wird das Material in Querrichtung eingeschnitten und gleichzeitig in der Länge gestreckt. Das Material zwischen den Öffnungen hängt gitterartig zusammen (s. Abb. 14-2).

Diese materialsparende Konstruktionsweise senkt zudem die Kosten. Abb. 14-2 zeigt ein Foto der Benetzungsformen eines Edelstahlgitters ($W1=12\text{ mm}$, $W2=7\text{ mm}$) mit PP-Folie. Das Foto zeigt den Blick von oben durch die Wasserschicht. Während in einigen Maschen entstehende Tropfen zu sehen sind, sind andere bereits voll benetzt. Bei voller Benetzung beginnt das Destillat entlang der Maschenstege abzulaufen.

Die Streckgitter werden in 36 mm hohe PU-Schaum-Rahmen eingelegt, die mehrere Zwecke erfüllen. Neben der Isolierwirkung ($\lambda=0,04\text{ W/mK}$, Stärke= 55 mm), die sie gegenüber der Umgebung bieten, nehmen sie das Gewicht der darüberliegenden Stufen auf und leiten über die eingeformten Sammelrinnen das Destillat ab. Für die verrutschsichere Verbindung zwischen den Stufen sorgt eine umlaufende Nut- und Zapfenverbindung, die gleichzeitig für Dampfdichtigkeit sorgt. Ein Schnitt durch das neue Anlagenkonzept mit 7 aufeinander gestapelten Stufen ist in Abb. 14-3 zu sehen.

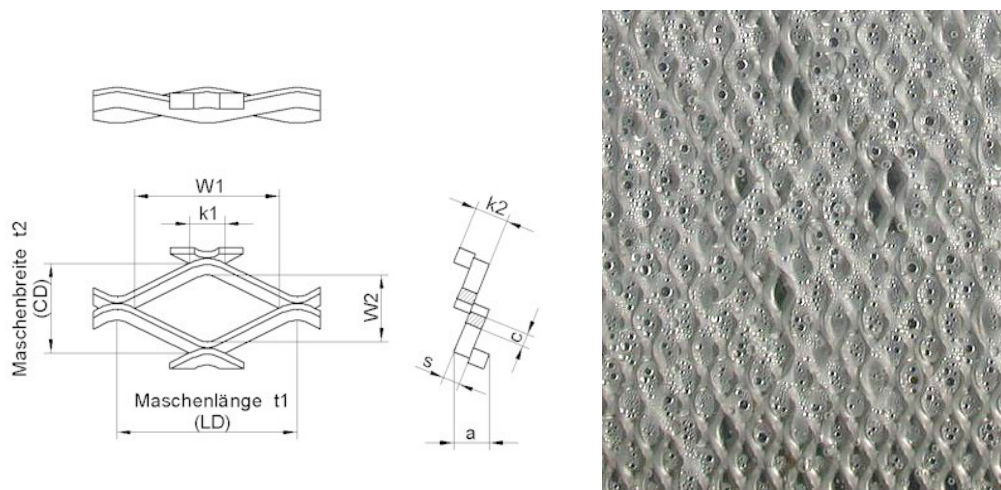


Abb. 14-2: Streckgitter Definitionen und benetztes Streckgitter mit PP-Folie in Betrieb

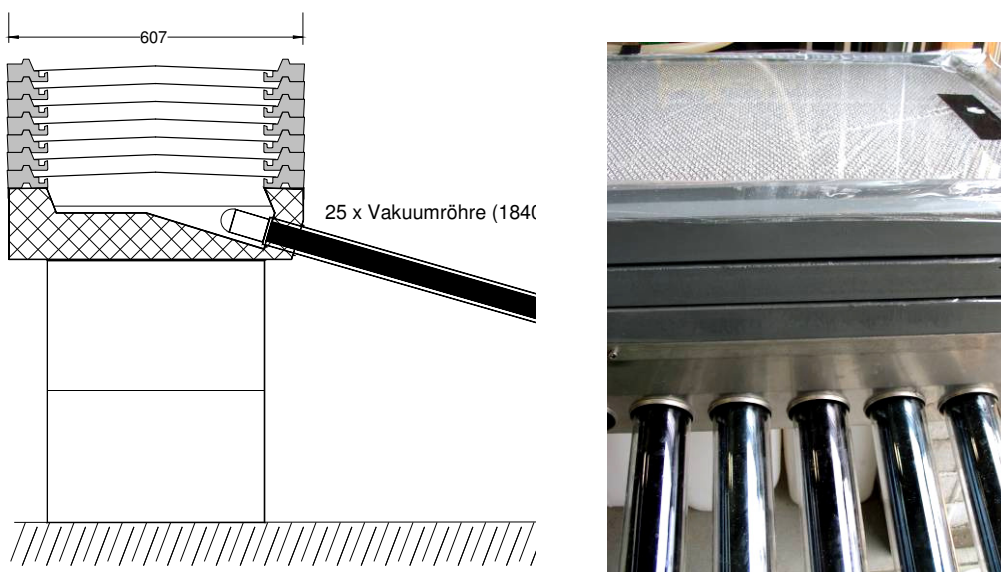


Abb. 14-3: Stufen aus PU-Schaum-Rahmen mit Streckgittern und Heatpipe-Vakuumröhren

Die Folien, die das Wasser halten, liegen auf dem Streckgitter auf und werden am Rand zwischen den Rahmen geklemmt. Da nun jede Stufe eine durchgehende Wasseroberfläche besitzt, ist ein einziger Überlauf ausreichend. Das Destillat wird nun nicht mehr wie bisher in die unterste Stufe geleitet, sondern in jeder Stufe gesondert abgefangen. Dies hat den Vorteil, dass das Destillat auf dem Weg zu den untersten Stufen nicht zusätzlich erwärmt werden muss. Ein Foto einer 3-stufigen Anlage ist in Abb. 14-3 dargestellt. Es werden hierbei Heatpipe-Vakuumröhren (s.Abb. 13-5) verwendet, die den Betrieb der ersten Stufe mit Meerwasser erlauben. Durch den Stapel-Aufbau kann die Anzahl der Stufen sehr einfach erweitert oder verringert werden. Die Messungen zeigen einen verbesserten Rückgewinnungsgrad, der vor allem auf verringerte Rücktropfverluste, die Dampfdichtigkeit und die Nutzung der ersten Stufe zurückzuführen ist. In Diagramm 14-1 ist die Abhängigkeit des GOR-Wertes von der Stufenanzahl für die herkömmlichen Edelstahlwannen und die Kapillardestillen dargestellt. Demnach erreicht eine Kapillardestillen mit 4 Stufen bereits einen GOR-Wert von $\text{GOR}=3$, der mit dem herkömmlichen Design erst mit 7 Stufen erreicht wird. Bei Tests mit größeren Stufenzahlen konnte allerdings festgestellt werden, dass die Rücktropfverluste bei geringer Stufenproduktion von weniger als $1 \text{ kg/m}^2\text{h}$ stark zunehmen. Dieser Effekt tritt bei mehr als 6 Stufen verstärkt auf.

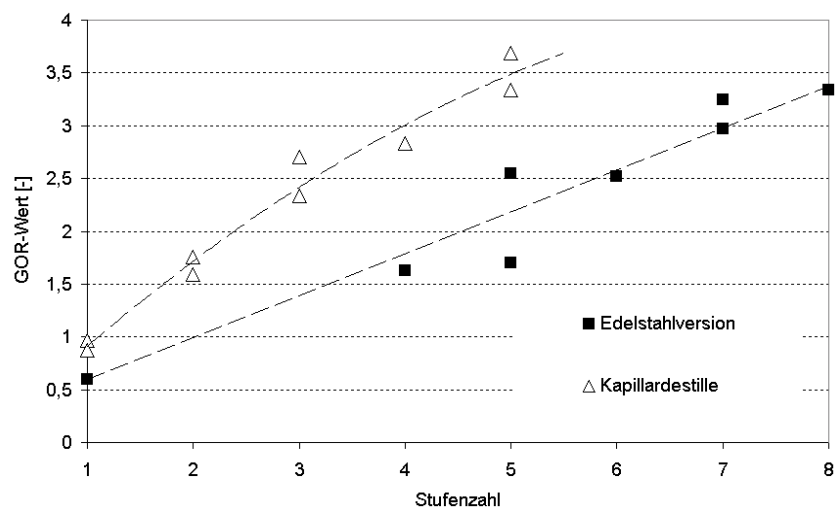


Diagramm 14-1: Vergleich der experimentell bestimmten Abhängigkeit des GOR-Wertes von der Stufenzahl für das herkömmliche Konzept aus Edelstahl und die neue Kapillardestillen

Das Kennfeld in Diagramm 14-2 zeigt die mit einem Tropfenfang ($25 \text{ cm} \times 5 \text{ cm}$) gemessenen Rücktropfverluste in der 2. Stufe der Foliendestille. Der Einfluss der Kondensatortemperatur blieb in Kapitel Rücktropfverluste (4.4) noch unberücksichtigt. Die Kondensatortemperatur hat jedoch einen direkten Einfluss auf die Oberflächenspannung der Kondensattropfen. Bei hohen Temperaturen nimmt die Oberflächenspannung ab und die Tropfen neigen zum Spreiten. Dies begünstigt die Ausbildung von Filmkondensation. Aufgrund der geringen experimentellen Abdeckung des Temperaturbereichs und der großen Streuung der Messwerte ist die im Kennfeld dargestellte Temperaturabhängigkeit sehr spekulativ, zeigt jedoch eine Abnahme der Rücktropfverluste mit zunehmender Temperatur. Die Rücktropfverluste nehmen mit abnehmender Produktionsrate erst stetig und unterhalb von $1 \text{ kg/m}^2\text{h}$ überproportional zu. Der

Zusammenhang wird für die Foliendestille durch folgende empirisch ermittelte Gleichung wiedergegeben:

$$\eta_r = 0,038 + \left(\frac{0,04}{(0,1 + \dot{m}_{Dest})} \right) + (0,001 \cdot (100 - T_{Kond})) \quad (14.1)$$

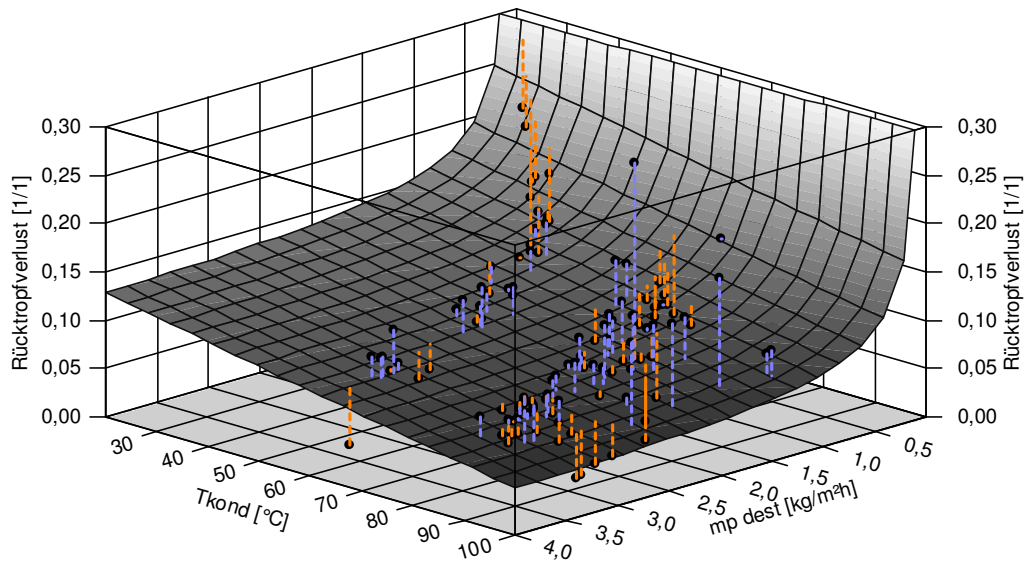


Diagramm 14-2: Rücktropfverluste über Kondensatortemperatur und Produktionsrate für 10° Neigungswinkel (Polyamid-Polypropylen-Folienkondensator)

Die ersten Betriebsergebnisse des neuen Anlagentyps sind sehr vielversprechend. Allerdings besteht weiterer Entwicklungsbedarf bei der richtigen Werkstoffwahl. So müssen die Kunststofffolien sowohl eine gute Adhäsionswirkung gegenüber Wasser aufweisen, als auch über lange Zeit hitzestabil sein. Erste Tests mit Polypropylen/Polyamidfolien waren bereits vielversprechend.

Die verbesserte Effizienz der Anlage sowie die Verwendung günstigerer und korrosionsfreier Materialien haben einen positiven Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit des Konzeptes. Diese soll im nächsten Kapitel behandelt werden.

15 Wirtschaftlichkeit

Neben der Klärung der physikalischen Grenzen eines möglichst hohen Wärmerückgewinnungsgrads sind letztendlich die Wassergestehungskosten für die Attraktivität des Konzeptes von Interesse. In die Wassergestehungskosten fließen die Fertigungskosten, Grundstückskosten und Energiekosten ein. Die wirtschaftliche Optimierung einer Anlage kann bezüglich verschiedener Parameter erfolgen, zum Beispiel bei hohen Grundstückskosten hinsichtlich einer möglichst hohen Produktionsrate pro Fläche oder bei hohen Energiekosten hinsichtlich eines möglichst kleinen Energieaufwands pro Liter Trinkwasser. Um das neue System mit anderen Verfahren zur solaren Meerwasserentsalzung vergleichen zu können, sollen hier die Wassergestehungskosten für den Solarbetrieb des Entsalzungsmoduls aus Edelstahl und der Kapillardestille berechnet werden. Es wird dabei vorausgesetzt, dass die Verbesserungsmaßnahmen aus Kapitel 14 zum Tragen kommen.

Die Kostenanalyse beschränkt sich auf die Verwendung von Vakuumröhrenkollektoren. Mit diesen konnte sowohl das beste Ergebnis bezüglich der aperturbezogenen Produktionsleistung als auch das beste Preis/Leistungsverhältnis erreicht werden. Wie erste Versuche zeigten, kann zwar die Versorgung mit konzentrierenden Kollektoren potentiell ein ähnlich gutes Preis/Leistungsverhältnis ergeben. Aufgrund mangelnder Feldtesterfahrung werden diese jedoch in der Wirtschaftlichkeitsrechnung nicht behandelt. Es ist auch anzumerken, dass die Eignung von Parabolrinne oder Vakuumröhrenkollektor stark vom Standort und den Einstrahlungsverhältnissen abhängt. Bei hohem Diffusanteil bieten Vakuumröhren und Flachkollektoren den Vorteil, dass sie sowohl den Diffus- als auch den Direktanteil nutzen können. Die Parabolrinne kann nur bei hohem Direktanteil wirtschaftlich eingesetzt werden.

Als wichtiger Parameter geht die Stufenzahl in die Kostenfunktion ein. Mit zunehmender Stufenzahl nehmen zwar der Energiebedarf und damit die Kollektorfläche ab, dafür steigen jedoch die Kosten des Entsalzungsteils. Je nach Konstellation ergeben sich so unterschiedliche Gesamtkosten und ein Kostenminimum.

Es soll zunächst die Entsalzungsanlage aus Edelstahl betrachtet werden. Die Materialkosten des verwendeten, 0,8 mm starken Edelstahlblechs werden mit $\sim 7,7$ €/kg veranschlagt (Werkstoff 1.4571, Preis von 02/2009). Die Vakuumröhren kosten inklusive Füllkörper 13 €/Stk. Die Lebensdauer der Anlage wird mit 15 Jahren geschätzt und für den Zinssatz werden 5 % angesetzt. Pro Jahr werden 50 € pro Entsalzungsmodul als Instandhaltungskosten veranschlagt.

Diagramm 15-1 zeigt die Funktion der Wasserkosten pro Kubikmeter über der Stufenanzahl für Einstrahlungswerte auf der Kollektorebene von 3 bis 6 kWh/m²d. Während die Kostenfunktion bei niedrigen Einstrahlungswerten von 3 kWh/m²d ein Minimum bei 8 Entsalzungsstufen mit 33 €/m³ hat, verschiebt sich das Minimum an sonnenreichen Standorten (6 kWh/m²d) hin zu 6 Stufen. Hier können die Wasserkosten auf ca. 16 €/m³ sinken.

Die zugrunde gelegten Kosten der Entsalzungsanlage beziehen sich auf eine Fertigung in Deutschland. Die Materialkosten machen dabei ca. die Hälfte der Anlagenkosten aus. Dementsprechend groß ist der Anteil der Arbeitskosten an den Gesamtkosten. Bei einer Herstellung in sogenannten „Entwicklungsländern“ kann sich dieser Anteil auf ein Drittel oder

weniger reduzieren. So ließen sich bei lokaler Fertigung in einem sonnenreichen Schwellen- oder „Entwicklungsland“ Wasserkosten von ca. 10,5 €/m³ erreichen.

Betrachtet man die Kosten der Kapillardestille, so kann durch den Einsatz von Streckgittern der Materialeinsatz von Edelstahl in den Stufen auf 20 % reduziert werden. Auch der Einsatz einer selbsttragenden Rahmenkonstruktion mit gleichzeitiger Isolierwirkung reduziert die Kosten. Die Kosten des Unterbaus aus Edelstahl, des Vakuumröhrenkollektors, der Abdeckung und des Nachfüllmechanismus bleiben jedoch unverändert. An Standorten mit wenig Sonne (3 kWh/m²d) steht dann Wasser zu einem Preis von 19,5 €/m³ zur Verfügung. An sonnenreichen Standorten (6 kWh/m²d) hingegen sinkt der Wasserpreis auf 10 €/m³. In Abhängigkeit vom Strahlungsangebot liegt die optimale Stufenzahl wie bei der Edelstahlversion zwischen 6 und 8 Stufen.

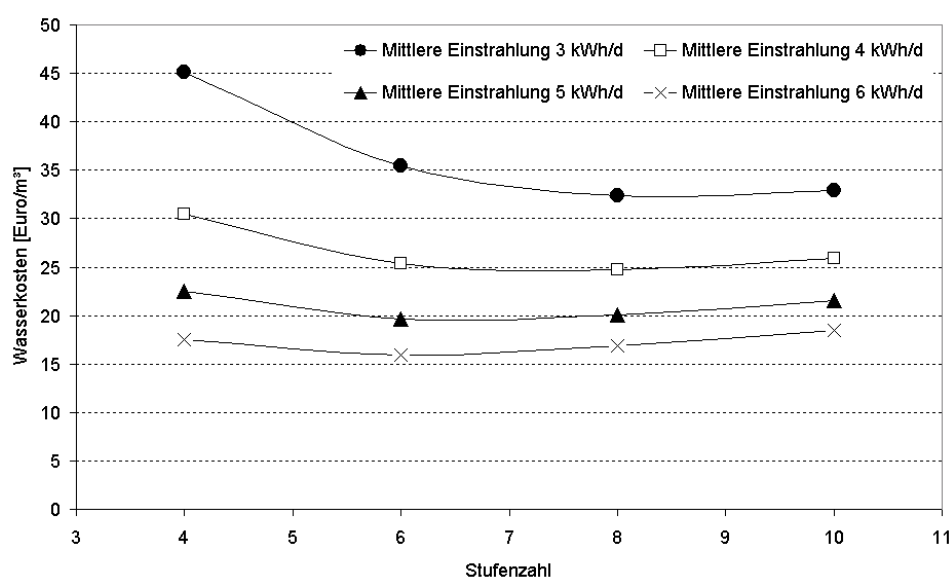


Diagramm 15-1: Wassergestehungskosten in Abhängigkeit von Stufenanzahl und Einstrahlungsverhältnissen auf die Kollektorebene für die Edelstahldestille (Betrieb mit Vakuumröhren)

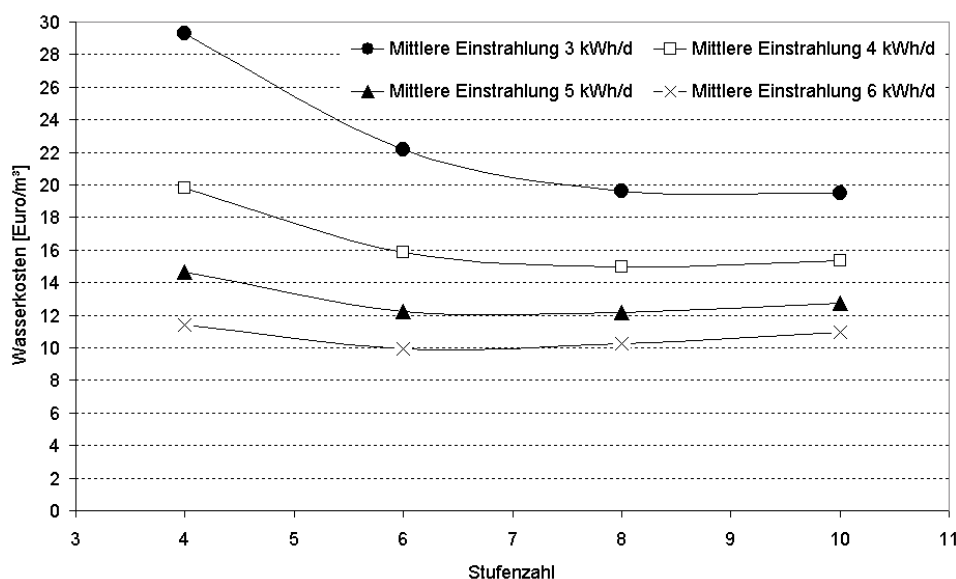


Diagramm 15-2: Wassergestehungskosten in Abhängigkeit von Stufenanzahl und Einstrahlungsverhältnissen auf die Kollektorebene für die Kapillardestille (Betrieb mit Vakuumröhren)

Die Kosten der optimierten mehrstufigen Entsalzungsanlage liegen in ähnlicher Größenordnung, wie die der konkurrierenden solarthermischen Verfahren. So erreicht das Konkurrenzverfahren MEH eine maximale Produktionsleistung von 11,7-18 L/m²d bei Wasserkosten von 11 €/m³ [124] (s. Kap. 0). Das MD Verfahren kommt auf eine Leistung von 25 L/m²d [123] mit potentiell günstigem Wasserpreis. Beide Verfahren arbeiten mit großen und kostengünstigen Verdunstungsoberflächen. Dies erlaubt eine Senkung der Betriebstemperatur bei weiterhin guter Destillationsleistung. Die niedrigere Betriebstemperatur ermöglicht einen effektiveren Betrieb der Solarkollektoren.

Die einfacheren Gewächshausdestillen können Werte von 4-5 L/m²d erreichen. Vereinzelt wird auch von Werten bis zu 6,5 Litern berichtet [125]. Je nach Quelle finden sich hier Angaben über die Wassergestehungskosten zwischen 3-18 \$/m³. Dieses einfachste aller Systeme kann also sehr konkurrenzfähig Destillat produzieren. Auch wurden mit derartigen Anlagen schon Betriebserfahrungen über mehrere Jahrzehnte gesammelt. Die verbesserte Gewächshausdestille von RSD Solar besteht aus einem Kollektor mit einem von Meerwasser durchströmten Absorbervlies. Die Tagesproduktion liegt bei 6-8 L/m²d und die Wasserkosten bei 11,8 €/m³ [126].

Günstigere Wasserkosten von 4 Euro/m³ [104] werden mit der PV-betriebenen Umkehrosmose auch bei Kleinanlagen erreicht. Es werden für den Betrieb allerdings High-Tech Elemente wie Filtermembranen, Hochdruckpumpen und eine Wasseraufbereitung benötigt. Hier stellt sich die Frage, inwieweit Wartung und die Versorgung mit Ersatzteilen und Verbrauchsmaterialien in entlegenen Regionen sichergestellt sind.

Solarbetriebene Großanlagen, mit denen die hier vorgestellten Anlagen nicht direkt konkurrieren, können ebenfalls günstigere Wasserpreise erzielen. Für mittelgroße solare Meerwasserentsalzungsanlagen werden die Solarkollektoren mit einem thermischen Speicher kombiniert. Anlagen mit einer Produktion von 270 m³ Destillat pro Tag (7,8 L/m²d) können Wasserkosten von 2–2,5 €/m³ erreichen.

Zusammenfassung

Aufgrund der hohen Investitions- und Betriebskosten ist der Einsatz großtechnischer Entsalzungsanlagen in vielen ländlichen Küstengebieten von Entwicklungsländern nicht möglich. Für diesen Anwendungsbereich besteht ein Bedarf an kleinen, wartungsarmen und preisgünstigen Entsalzungsanlagen. Unter der Vielzahl an bereits existierenden Verfahren zur Meerwasserentsalzung mit Kleinanlagen scheint das Konzept der mehrstufigen Wärmerückgewinnung ein großes Potential zur Energieeinsparung zu bieten. Vorteilhaft ist zudem, dass dieses Verfahren gegenüber der MEH, der Membrandestillation oder der Umkehrosmose keine beweglichen Teile wie Pumpen und keine elektrische Energie benötigt. Der Wärme- und Massenstrom durch die Anlage entspricht der natürlichen Flussrichtung. Der einfache Aufbau übereinander gestapelter Stufen verspricht ein einfach zu konstruierendes und zu wartendes System. Jedoch wurde mit diesem Verfahren bisher kein ähnlich geringer Energiebedarf pro Destillatmenge erreicht, wie mit dem MEH-Verfahren oder der Membrandestillation. Da keine veröffentlichte, detaillierte Untersuchung dieses Verfahrens bekannt ist, wird die theoretisch und praktisch erreichbare Wärmerückgewinnung der mehrstufigen Wärmerückgewinnung im Rahmen dieser Arbeit genauer untersucht. Dabei soll durch die mehrstufige Wärmerückgewinnung der Energieverbrauch soweit gesenkt werden, dass eine solare Versorgung eine wirtschaftliche Alternative darstellt.

Um die mehrstufige Destillation energetisch optimieren zu können, muss der Wärme- und Stofftransport zwischen den Stufen verstanden werden. Der bestimmende Wärmeübergang in einer Destillationsstufe findet über den Stoffdurchgang vom Verdampfer zum Kondensator und der damit übertragenen Verdampfungsenthalpie statt. Die Einflüsse verschiedener Parameter auf den Stoffdurchgang wurden mit Hilfe einer einstufigen Experimentaldestille eingehend untersucht. Es wird gezeigt, dass der Stoffdurchgang durch verschiedene Faktoren, wie die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, den Salzgehalt, die Oberflächenbeschaffenheit des Kondensators und die Geometrie der Destillationskammer beeinflusst wird. Weitere Verlustmechanismen, wie das Rücktropfen des Destillats von der überhängenden Kondensatorfläche in den Verdampfer verringern die Destillatausbeute. Es wurde festgestellt, dass durch Rücktropfverluste Einbußen von bis zu 50 % entstehen. Zusätzlich findet zwischen Verdampfer und Kondensator ein Wärmetransport über Strahlungsaustausch und freie Konvektion statt. Diese Wärmeströme ersetzen einen Teil des Stoffübergangs und schmälern damit die Destillatausbeute.

Es wurde eine Vielzahl von Stofftransportmodellen untersucht, um die mit der Experimentaldestille gewonnenen Erkenntnisse mathematisch beschreiben zu können. Der Stoffdurchgang wird durch viele Einflüsse, von laminaren Grenzschichten an beiden Phasengrenzen über den Inertgaseinfluss am Verdampfer und Kondensator bis hin zum konvektiven Transportwiderstand in der Gasphase bestimmt. Der gesamte Transportwiderstand kann als eine Reihenschaltung von mindestens vier Einzelwiderständen in den Phasengrenzen, im Gasraum sowie in der flüssigen Phase beschrieben werden. Die in der einschlägigen Literatur dargestellten Modelle reduzieren das Problem meist auf einen der Widerstände oder es wird ein stellvertretender Overall-Koeffizient eingeführt. Das im Rahmen der Arbeit entwickelte Stoffübergangsmodell

bezieht alle bekannten Widerstände durch eine Reihenschaltung mit ein und erlaubt eine Variation der Flächenverhältnisse von Verdampfer und Kondensator. Das Reihenschaltungsmodell gibt den experimentell bestimmten Stofftransport im Kennfeld von Verdampfer-temperatur und Temperaturdifferenz zum Kondensator mit einem Determinationskoeffizienten von $R^2 = 0,924$ wieder.

Bedingt durch den hohen Material- und Herstellungspreis wird eine möglichst hohe Produktionsrate pro Verdampferfläche angestrebt, um die Wassergestehungskosten zu senken. Da die Anlage drucklos betrieben wird, ist die maximale Produktionsrate durch die Siedetemperatur begrenzt. Um trotzdem eine hohe Produktionsrate zu erreichen, muss der Wärmestrom durch die unterste Stufe möglichst verlustfrei durch alle darüberliegenden Verdampferbecken geleitet werden. Der Wärmewiderstand jedes Verdampferbeckens wird durch den konvektiven Widerstand der flüssigen Phase bestimmt. Experimentelle Untersuchungen zeigten, dass die Summe der Temperaturdifferenzen über den Wasserschichten besonders bei großen Stufenzahlen hohe Produktionseinbußen mit sich bringt.

Einen weiteren Einfluss hat der Salzgehalt der Sole. Beim Betrieb der Pilotanlagen in Pozo/Gran Canaria ergab sich eine im Vergleich zum Süßwasserbetrieb um 25 % verringerte Produktion bei Meerwasserbetrieb. Die Verringerung ist auf einen erhöhten Wärmewiderstand in den Stufen zurückzuführen, der dadurch entsteht, dass stetig weniger konzentriertes, leichteres Frischwasser zufließt. Der damit verringerte Dichteunterschied schwächt den Antrieb der freien Konvektion in der Wasserschicht und reduziert den Wärme- und Stofftransport durch die Wasserbecken. Zwar wird damit auch weniger Energie benötigt, jedoch bewirkt die geringere Produktmenge bei gleichbleibendem Konstruktionsaufwand des Entsalzungsteils eine Erhöhung der Wassergestehungskosten. Dieser Einfluss des Frischwassers kann mit Hilfe der Grashof-Zahl beschrieben werden. Die Grashof-Zahl berechnet sich aus den Dichteunterschieden am Beckenboden und der Wasseroberfläche. Um den Mischzuständen Rechnung zu tragen, wird für die Oberflächenkonzentration eine Mischung mit unterschiedlicher Gewichtung von Becken- und Zulaufkonzentration angenommen. Die Grundlagen des Wärme- und Stofftransports zwischen den Stufen wurde im Rahmen der Arbeit ausgiebig untersucht, um alle Optimierungsmöglichkeiten auszuschöpfen. Bis auf die Verringerung der Höhe der Wasser- und Gasschicht konnten jedoch keine weiteren veränderbaren Faktoren bestimmt werden, mit denen sich der Stoffübergang in der Anlage verbessern ließe.

Die Implementierung eines thermodynamischen Modells der Destillationsstufen in der Simulationsumgebung MATLAB/ SIMULINK berücksichtigt alle Wärme- und Massenströme sowie thermische Kapazitäten und Konzentrationen. Dies ermöglicht die Simulation mehrstufiger Systeme. Da das Simulationsergebnis einer Stufe vom Simulationsergebnis der darunterliegenden Stufe abhängt, kommt es vor allem bei Systemen mit großer Stufenanzahl aufgrund der Fehlerfortpflanzung schnell zu Abweichungen im Gesamtergebnis, auch wenn eine der unteren Stufen nur geringe Abweichungen aufweist. Die Validierung des Modells anhand von Messwerten aus mehrstufigen Laboranlagen zeigte, dass der Fehler im stationären Zustand auch bei Meerwasserbetrieb im Mittel unter einem Prozent bleibt. Aufgrund der Sensibilität und der Komplexität der Zusammenhänge wird das Modell für das in dieser Arbeit angestrebte Ziel der Optimierung der mehrstufigen Entsalzungsanlage als ausreichend genau betrachtet.

Mit Hilfe des thermodynamischen Modells wurden Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich des Energieverbrauchs untersucht. Die Optimierung umfasst sowohl konstruktive als auch thermodynamische Aspekte. Während die thermodynamische Optimierung vor allem die Stufenzahl, den Nachfüllfaktor und die Rückgewinnung der sensiblen Wärme umfasst, dient die konstruktive Optimierung der Verringerung der Rücktropfverluste und der Maximierung der Produktionsrate. Der Stufenwirkungsgrad ist neben der Rückgewinnung der sensiblen Wärme nur durch verbesserte Anlagenisolierung merklich zu verbessern. Es wurde eine optimierte Form gefunden, die einen einfachen Aufbau und Betrieb der Anlagen ermöglicht. Ein 8-stufiges Entsalzungsmodul mit einer Grundfläche von 2 m x 0,5 m und einer Höhe von 0,5 m bietet bei einer Produktionsrate von 8 kg/(m²h) einen energetischen Rückgewinnungsgrad von GOR= 3,5. Das heißt, dass sich der Energiebedarf gegenüber einer einfachen Destille auf 28,5 % senken lässt. Mit der instationären Wärmerückgewinnung der sensiblen Wärme wird ein GOR-Wert von 4,6 erreicht. Dies stellt eine Effizienzsteigerung gegenüber der besten bis jetzt gemessenen Ergebnisse um 100% dar.

Eine solarbetriebene Pilotanlage mit 4 Entsalzungsmodulen mit jeweils einem Quadratmeter Grundfläche und 5,6 m² Flachkollektor- bzw. 3,6 m² Vakuumröhrenfläche wurde für einen einjährigen Feldtest in Pozo auf Gran Canaria ausgelegt. Darunter ist ein Modul mit instationärer Wärmerückgewinnung (117 l) zur Rückgewinnung der sensiblen Wärme in Destillat und Sole. Der Betrieb im Temperaturbereich von 100 °C stellt hohe Anforderungen an die Energieversorgung durch Solarkollektoren. Da Standardkollektoren in diesem schon als Prozesswärme definierten Temperaturbereich eher schlechte Wirkungsgrade haben (40-45 %) müssen spezielle Flachkollektoren (selektive Beschichtung, eisenarme antireflex Doppelverglasung) oder verlustarme Vakuumröhren zum Einsatz kommen. Durch diese Notwendigkeit erhöhen sich die Anlagenkosten. Mit Hilfe der validierten, thermodynamischen Simulationsmodelle der Solarkollektoren und des Thermosyphonbetriebs ist es nun möglich, anhand von Wetterdaten eines beliebigen Standortes die Destillatproduktion vorhersagen. Es wurde der Verlauf der zu erwartenden Tagesproduktionen über ein Jahr für den späteren Feldtest-Standort Pozo auf Gran Canaria mit Hilfe der Simulation ermittelt. Je nach Modultyp können so 10 m³ Trinkwasser pro Jahr erzeugt werden. Vergleicht man die simulierte Tagesproduktion in Abhängigkeit von der Einstrahlungssumme mit den Messwerten, so zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von Simulationsergebnissen und Messungen. Die Entsalzungsmodule erreichen eine Tagesproduktion von 33 Litern bei den einfachen Systemen und bis zu 40 Litern mit instationärer Wärmerückgewinnung. Bezogen auf die Kollektorfläche entspricht dies einer Tagesproduktion von 9 Litern pro Quadratmeter Kollektorfläche (bei 8 kWh/m²d). Weiterhin konnten wichtige Erfahrungen in Bezug auf Produktqualität, Ablagerungen und Reinigungsbedarf gewonnen werden. So liegen die Wasserwerte des gewonnenen Destillats in allen Punkten um ein Vielfaches unter den Grenzwerten der Trinkwasserverordnung. Ablagerungen konnten bei Nachfüllfaktoren von $f=1,6-2$ wirkungsvoll vermieden werden, so dass eine Reinigung nur viertel- oder halbjährlich nötig wird. Problematisch stellt sich allerdings der Lochfraß dar. Dieser konnte nach einigen Betriebsmonaten trotz der Verwendung des

Edelstahl-Werkstoffs Nr.1.4571 mit einem hohem Titan- und Molybdänanteil vereinzelt in den Stufen festgestellt werden.

Das validierte Simulationsmodell ermöglichte es die weiteren Verbesserungspotentiale abzuschätzen. So können Maßnahmen, wie verringerte Rücktropfverluste, die Nutzung der untersten Stufe zur Destillatproduktion, die instationäre Wärmerückgewinnung und verbesserte Isolierung bei Verwendung von weniger trägen Heatpipe-Vakuumröhren die Tagesproduktion pro Kollektorfläche auf 19,5 Liter anheben.

Das vorgestellte Anlagenkonzept ist durch die Verwendung von Edelstahl sehr kostenintensiv. Stabile Materialien sind jedoch für dieses Konzept Voraussetzung, da es sich um große horizontale Wasserflächen handelt, die neben der Anforderung viel Gewicht halten zu müssen auch eine definierte Kondensatorfläche bieten müssen.

Ein Schritt zur Kostenreduktion und Umsetzung der Verbesserungsmaßnahmen stellt das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept der Kapillardestille dar. Dieses verwendet zum großen Teil Kunststoffe. Damit werden die Korrosionsprobleme des im Feldtest verwendeten Edelstahlsystems vermieden und Rücktropfverluste verringert. Mit dieser neuen Technik können größere Flächen bei geringeren Kosten eine höhere Produktionsrate erreichen. Es ist ein Wasserpreis von 10 €/m³ möglich.

Im Rückblick lässt sich feststellen, dass die Rücktropfverluste und die Ausbildung stabiler Konzentrationsgradienten bei Meerwasserbetrieb in den Wannen systemimmanente und schwer zu umgehende Schwachpunkte darstellen. Trotzdem kann aufgrund von Optimierungsmaßnahmen ein ähnlich guter Rückgewinnungsgrad bei ähnlichen Wassergestehungskosten wie bei den Konkurrenzverfahren MEH oder der Membrandestillation erreicht werden. Dabei ist herauszustellen, dass die hier vorgestellten Anlagen keinerlei Hilfsenergie für Pumpen benötigen und einfach aufgebaut sind.

Literaturnachweis

1. Künstle K. et al., "Thermische Meerwasserentsalzung, ein Beispiel für die Anwendung der Kraft- Wärme- Kopplung", Siemens-Energetechnik 5 1983
2. Malik, M. A. S.; Tiwari, G. N.; Kumar, A.; Sodha, M. S., "Solar Distillation", Pergamon Press, 1982
3. Razen, Manfred, „Konstruktion, Bau und vergleichende Vermessung von solarthermischen Destillatoren nach dem Gewächshausprinzip", Diplomarbeit FH-Aachen, Abt. Jülich, 1995
4. Schwarzer, K.; Hohmann, J.; Faber, C., "Solarthermische Meerwasserentsalzung und Wasseraufbereitung", Abschlußbericht des Solar-Instituts Jülich im Projekt 252 001 91 der AG Solar NRW, Teilprojekt: Solarthermische Anwendungen, Jülich, 1995
5. Fark, C., "Auslegung und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung einer solaren Meerwasserentsalzungsanlage für das Fischerdorf Puerto Viejo, Region Atacama, Chile", Diplomarbeit FH-Aachen, Abt. Jülich, 1995
6. Decker, J.; Seel, A., „Entwicklung, Konstruktion, Bau und thermodynamische Bilanzierung zweier solarthermischer Entsalzungsanlagen mit Wärmerückgewinnung“, Diplomarbeit FH-Aachen, Abt. Jülich, 1995
7. Kössinger, F.; Jung, D.; Sizmann, R., „Autonomous Solar Desalination Plants With Internal Free Convection", ISES Solar World Congress, Budapest 1993
8. Stermann, F., "Konstruktion, Bau, thermodynamische Vermessung und Erprobung einer mehrstufigen Meerwasserentsalzungsanlage", Diplomarbeit FH Aachen, Abt. Jülich, 1996
9. von Meer, A.; Schwarzer, K.; Siggelkow, P., „Entwicklung und Erprobung von kleinen regenerativen Energiesystemen für den ländlichen Raum in Chile“, Schlußbericht zum BMBF-Vorhaben 0329179 A/B, Shaker Verlag, Aachen, 1997
10. Hirschmann Recht, Julio, „Evaporadores y destiladores solares en Chile“, Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaiso, 1976
11. Roth, P.; Valenzuela, U., "Destiladores Solares 1 u. 2", Vorlesung an der Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaiso
12. Ayala Delgadillo, G.; Hidalgo Araya, V., „Diseño, implementación y evaluación de una instalación experimental de riego tecnificado de baja presión mediante sistemas de bombeo solar“, Diplomarbeit an der Universidad de Tarapacá, Arica, Chile, 1997
13. Fark, C., „Einsatz von solarthermischen Meerwasserentsalzungsanlagen in Chile“, Praxissemesterarbeit an der Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaiso, 1994
14. Antrakidis, A., „Labor- und Felderprobung photovoltaisch betriebener DC-Pumpensysteme zur Tröpfchenbewässerung im ariden Norden Chiles“, Diplomarbeit FH Köln, 1997
15. Hovermann, C., „Planung, Aufbau und Inbetriebnahme eines PV-betriebenen Bewässerungssystems im Norden Chiles“, Praxissemesterarbeit an der Universidad de Tarapacá, Arica, Chile, Diplomarbeit FH Aachen, Abt. Jülich, 1998

16. Sharpley, B. F.; Boelter, L. M. K., „Evaporation of Water into Quiet Air“, *Industr. Eng. Chem.*, vol 30, S. 1125, 1938
17. Adhikari, R.S.; Kumar, A., "Transient Simulation Studies on an Multi-Stage Stacked Tray Solar Still", *Desalination*, No.91, 1 - 20, Elsevier Science Publishers B.V. Amsterdam, 1993
18. Adhikari, R.S.; Kumar, A.; Sootha, G.D., Solar Energy Center, New Delhi, India, "Simulation Studies on an Multi-Stage Stacked Tray Solar Still", *Solar Energy*, Vol.54 No.5 pp. 317 – 325, Elsevier Science LTD. USA, 1995
19. Al Baharna; Al Mahdi; Zaky, "Performance Analysis of a Triple-Basin Still Integrated in Natural Circulation Solar Heater" *Energy Convers.*, Vol.34 No.7 pp. 545 – 556, Elsevier Science LTD. Great Britan, 1993
20. Fernández; Chargoy, "Multi Stage, Indirectly Heated Solar Still", *Solar Energy*, Vol.44 No.4 pp. 215 – 223, Pergamon Press plc, USA, 1990
21. Hafner, B., „Computerprogramm zur Simulation des Verhaltens von Solarkochern und Überprüfung der Ergebnisse durch Messungen“, Diplomarbeit an der Uni Karlsruhe, 1993
22. Schwarzer, K.; Hafner, B.; Krings, T.; von Meer, A., „Simulation and Dimensioning Program for Solar Cookers with Temporary Storage and Comparison with Measurements“, ISES Solar World Conference, Budapest, 1993 + 2nd World Confer. On Solar Cookers - Use and Technology, Heredia/ Costa Rica, 1994
23. Schwarzer, K.; Hafner, B.; Krings, T., „Simulations- und Auslegungsprogramm für solare Kocher mit temporärem Speicher“, *DGS, 9. Int. Sonnenforum*, Stuttgart, S. 1422/7, 1994
24. Schwarzer, K.; Hafner, B.; Krings, T., „Optimierung von solarthermischen Kochersystemen“, *et – Energiewirtschaftliche Tagesfragen*, 44. Jg., Heft 9, special S. 44-46, 1994
25. Weinzierl, C., „Modellerstellung zur Systemidentifikation eines solarthermischen Flachkollektors mit dem mathematischen Software-Paket MATLAB“, Diplomarbeit FH Aachen, Abt. Jülich, 1997
26. Backes, K., „Parameteridentifikation an thermischen Speichern“, Diplomarbeit an der RWTH Aachen, 1997
27. Backes, K.; Faber, C.; Hafner, B.; Schwarzer, K., „Parameteridentifikation an thermischen Speichern“, *8. Symposium Thermische Solarenergie*, OTTI, Staffeinstein, 1998, S. 293 - 302
28. Hafner, B.; Höller, R.; Wemhöner, C.; Schwarzer, K., „Dynamische Simulation thermischer Speicher mit MATLAB“, *11. Int. Sonnenforum*, Köln, 1998, S. 734 – 740
29. VDI-Wärmeatlas, 5. Auflage, 1988
30. Duffie and Beckman, „Solar Engineering of Thermal Processes“, 1991
31. Sattler, K., „Thermische Trennverfahren“, VCH, 2.Auflage 1995

32. Weiß; Militzer; Gramlich, „Thermische Verfahrenstechnik“ Dt. Verl. Für Grundstoffindustrie, 1993
33. Schwuger, M.J., „Lehrbuch der Grenzflächenchemie“, Georg Thieme Verlag, 1996
34. Baehr, S., „Wärme- und Stoffübertragung“, Springer Verlag, 1994
35. Atkins, W., „Einführung in die Physikalische Chemie“, VCH, 1993
36. Eckert, E.R., „Einführung in den Wärme-Stoffaustausch“, Springer Verlag, 1966
37. Cooper, P.I., „Digital simulation of experimental solar still data“ Solar Energy, 14, No 4, 1973, S.451-468
38. Cooper, P.I., „The maximum efficiency of single-effect solar stills“ Solar Energy, 15, No 3, 1973, S.205-217
39. Adhikari, R.S., „Estimation of Mass-Transfer Rates in Solar Stills“ International Journal of Energy Research, Vol.14, 1990, S.737-744
40. Coulson, J.M.; Richardson, J.F., “Chemical engineering”, Third edition. Pergamon Press, New York, USA, 1977, 450 pp.
41. Barrett, J.; Clement, C., “Kinetic Evaporation and Condensation Rates and Their Coefficients”, J. Colloid and Interface Sci., Vol.150, 1992, pp 352.
42. Dunkle, R.V., „Solar Water Distillation: the Roof Type Still and a Multiple Effect Diffusion Still”, 1961
43. Taleb; Shawaqfeh ; Farid, “New Development in the theory of heat and mass transfer in solar stills”, Solar Energy Vol.55, No.6, 1995, S.527-535
44. Clark, J.A., “The steady state performance of a solar still” Solar energy, Vol.44, No.1, 1990
45. Heinzl, V., “Bauhöhenoptimierung eines solarbetriebenen Mehrstufendestillators”, DGS, 1992
46. Lewis “The evaporation of a liquid into a gas”, Mech. Engineering 44, 1922
47. Glück, B., “Zustands- und Stoffwerte“, Verlag für Bauwesen GmbH, 1991
48. Scholz, A., “Optimierung einer neuartigen Meerwasserdestille zur Brack- und Meerwasserentsalzung“ Diplomarbeit, SIJ, 1999
49. Porta Gandara, M.A.; Fernandez, J.L., “Visualization of natural convection inside shallow solar stills”, Experiments in fluids 25, Springer Verlag, 1998, S.369-370
50. Bosnjakovic, F.; Knoche, K. F., „Technische Thermodynamik II“, Steinkopf Verlag, vollst. überarb. und erweiterte 6. Auflage, 1997
51. Hurst, S.: Lecture “Geology 117: The Oceans”, Department of Geology, University of Illinois
52. van`t Hoff, J.H., „Zeitschrift für physikalische Chemie“ vol. 1, 1887, S.481-508
53. www.watercone.com, 6/2006
54. Garcia-Rodriguez, L., „Seawater desalination driven by renewable energies: a review“, in: Balaban, M. (ed.): Desalination, L’Aquila, Italy, Vol.143, 2002, S.103
55. Trieb, F., „Solarthermische Kraftwerke mit Meerwasserentsalzung“, Vortrag DME, 4/2005
56. Hertz, H., Ann. Phys. (Leipzig) 17, 1882, S.177
57. Knudsen, M., Ann. Phys. (Leipzig) 47, 1915, S.697

58. Harriot, P., „A review of mass transfer to interfaces”, *Canad. Journ. Chem. Engng.*, 40, 1962
59. Marek, R.; Straub, J., “Analysis of the evaporation coefficient and the condensation coefficient of water”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 2001, S.39-53
60. Eames, I.; Marr, N.; Sabir H., *Int. J. Heat Mass Transfer* 40, 2963 1997
61. Kumar, V.; Danov, K.D.; Durst, F., „Extended Statistical Rate Theory for Liquid Evaporation”, *KONWIHR-QUARTL*, 06-2003. 17
62. Fang, G.; Ward, C.A., „Temperature measured close to the interface of an evaporating liquid“, *Physical Review E*, 59(1), 1999, S.417-428
63. Pao, Y.-P., „Temperature and density jumps in the kinetic theory of gases and vapors”, *Phys. Fluids*, 16, 1973
64. Cipolla, J.W.; Lang, H.; Loyalka, S.K., “Kinetic theory of condensation and evaporation”, *II. J. Chem. Phys.*, 61: 69-77, 1974
65. Duan, F.; Badam, V.K.; Durst, F.; Ward, A.A., “Thermocapillary transport of energy during water evaporation”, *Physical Review E* 72, 2005
66. Karl J., “EFFECT OF SPONTANEOUS CONDENSATION ON CONDENSATION HEAT TRANSFER IN THE PRESENCE OF NON CONDENSABLE GASES”, *Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference* March 15–19, San Diego, California, 1999
67. Hirth, J., „VERFAHRESENTWICKLUNG ZUR SYNTHESE VON 5-HYDROXYMETHYLFURFURAL UND KOHLENHYDRATCARBONSÄUREN AUF BASIS NACHWACHSENDER ROHSTOFFE“, *Dissertation, Fachbereich Chemie, TU-Darmstadt*, 2003
68. Lotfi, A., „Molekuldynamische Simulationen an Fluiden: Phasengleichgewicht und Verdampfung“, *Dissertation, Fakultät Maschinenbau, Ruhr-Universität-Bochum*, 1993
69. Corradini, M.L., „FUNDAMENTALS OF MULTIPHASE FLOW“, *Vorlesungsskript, Department of Engineering Physics, University of Wisconsin*, 1997
70. Tagami, T., "Interim Report on Safety Assessments and Facilities Establishment Project for June 1965," No. 1, unveröffentliche Arbeit, 1965
71. Uchida, H.; Oyama, A.; Togo, Y., "Evaluation of Post-Accident Cooling Systems of LWR's," *Proc. Int. Conf. Peaceful Uses of Atomic Energy*, 13, 1965, S.93-102
72. Lewis, W. K.; Whitman, W. G., “Principles of a gas absorption”, *Ind. Engng. Chem.*, 16, 1924, S. 1215
73. Treybal, R. E., “Mass-transfer operations”, *New York, Mc Graw-Hill Book Company, Inc.*, 2. Aufl., 1968
74. Higbie, R., "The rate of absorption of a pure gas into a still liquid during short periods of exposure", *Trans. Am. Inst. Chem. Eng.*, 31, 1935, S.365
75. Danckwerts, P. V., “Significance of liquid-film coefficients in gas absorption”, *Ind. Engng. Chem.*, 43, 1951, S. 1460

76. Lohrengel, B., „Physikalisch-chemische Verfahrenstechnik“, Vorlesungsskript, FH-Heilbronn, 2006
77. Weerd Ohling, Vorlesungsskript Wärme- und Stoffübertragung, FH-Bingen, o.J.
78. Elghobashi, S., “Particle-laden turbulent flows: Direct simulation and Closure Models”, Applied Scientific Research, 48, 1991, S.301-314
79. Gharaibah, E.; Polifke, W., ”Numerical Model for the Simulation of Dispersed Two Phase Flows based on Presumed Shape Number Density Functions”, Proceedings of the 10th Workshop on Two-Phase Flow Predictions, Merseburg, Germany, 2002
80. Walter, J.; Dissertation, Technische Universität München, 1994
81. Grasmann, P.; Widmer, F., „Einführung in die thermische Verfahrenstechnik“, 2. Aufl., de Gruyter-Verlag, 1974
82. Toor, H.L.; Marchello, J.M., “Film-penetration model for mass and heat transfer”, AIChE J. Bd. 4, 1958, S. 97-101.
83. Kohler, W., Vorlesung „Grundlagen und Prozesse der Thermischen Verfahrenstechnik“, TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERGAKADEMIE FREIBERG, o.J.
84. Bond, M.; Struchtrup, H., “Mean evaporation and condensation coefficients based on energy dependent Condensation probability”, PHYSICAL REVIEW E 70, 2004
85. Eames, I. W.; Marr, N. J.; Sabir, H., "Evaporation coefficient of water: a review", International Journal of Heat and Mass Transfer, v 40, n 12, Aug, 1997, S.2963-2973.
86. Foster, R., “Solar Water Purification for the Border: Solar Distillation”, SWTDI - New Mexico State University, 2001
87. Gräter, F.; Dürrbeck, M.; Rheinländer, J., „Multi-effect still for hybrid solar/fossil desalination of sea and brackish water”, Desalination 138, 2001, S.111–119
88. García-Rodríguez, L.; Gómez-Camachob, C., “Perspectives of solar-assisted seawater distillation“, Desalination 136, 2001, S.213–218
89. Rheinländer, J., “HYBRID FOSSIL/SOLAR HEATED MULTI-EFFECT-STILL”, MEDRC Series of R&D Reports, Project: 97-BS-016, ZSW Stuttgart, 2002
90. Schlünder, E.U., “Einführung in die Wärme- und Stoffübertragung“, Braunschweig, uni-text, Vieweg Verlag, 1972
91. Palacio, A.; Rodríguez, A; Millan, I; Fernández, J. L., “A SIMPLIFIED MODEL FOR ESTIMATING DISTILLATE YIELD IN LARGE SOLAR STILLs”, Engineering Institute, National University Autonomous of Mexico, o.J.
92. Al-Rawajfeh, A.E., “Modelling and Simulation of CO₂ Release in Multiple-Effect Distillers for Seawater Desalination”, Dissertation, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2004
93. Lohrengel, B., „Abgasreinigung/Immissionsschutz“, Vorlesungsskript, FH-Heilbronn, 01/2004
94. Burows, O.K. “The ABCs of Desalting”, International Desalination Association, 2000
95. World Bank , “Seawater and Brackish Water Desalination in the Middle East, North Africa and Central Asia”, Final Report, 2004

96. Teplitz-Sembitzky, W., „Eine Übersicht zum Thema Meerwasserentsalzung unter Einsatz erneuerbarer Energien“, Technical Information W16g, GTZ-GATE, 2001
97. Pique, G.G., “Breakthrough allow seawater desalination for less than \$0,50/m³”, Energy Recovery, Inc (ERI), EDS Newsletter Issue 16, 2002
98. Baumgartner, T., et.al., „Dezentrale Trinkwasserversorgung mit regenerativen Energien“, 8. Internationales Sonnenforum - Energie und unsere Umwelt, Berlin, 1992, S.425-431
99. Belessiotis, V., Delyannis, E.: „Water shortage and renewable energies (RE) desalination - possible technological applications”, Desalination 139, 2001
100. Rommel, M.; Koschikowski, J.; Wieghaus, M., “Thermally driven Desalination Plants based on Membrane Distillation”, Proc. Int. Conference 'RES for Island – Tourism & Water', Kreta, 2003
101. El-Nashar, A. M., “Cogeneration for Power and Desalination – State of the Art Review.” Desalination. 134, 2001, S.7-28
102. Abu-Jabal, M.S. et.al., “Proving test for a solar-powered desalination system in Gaza-Palestine“, Desalination 137, 2001
103. Buchinger, J.G., „Solarthermische Meerwasserentsalzung zur Trinkwassererzeugung in Entwicklungsländern“, Diplomarbeit, Universität Leoben, 2003
104. Loupasis, S., “Renewable Energy Driven Desalination Systems – REDDES”, Bericht Altener Programm, Gerling Sustainable Development Project GmbH Hellas, 2002
105. Hömig, “Seawater and Seawater Distillation” Vulkan-Verlag Essen, 1978
106. List, R. J., „Smithsonian Meteorological Tables“, 6th ed. Smithsonian Institution Press, 1949, S.350
107. Garrett, B.C., “Ions at the Air/Water Interface”, Science, Vol. 303, 02/2004, S.1146 - 1147
108. Bennett, L., et. Al, “New correlation for sieve-tray point efficiency, entrainment, and section efficiency”, Bioengineering, Food and Natural Products, 1997
109. Chen, G.X. ; Chuang, K.T., “Liquid-phase resistance to mass transfer on distillation”, Industrial and Engineering Chemistry Research, VOL. 34, ISSUE: 9, 1995
110. Walton, J.; Lu, H.; Turner, C.; Solis, S.; Hein, H., „SOLAR AND WASTE HEAT DESALINATION BY MEMBRANE DISTILLATION”, College of Engineering, University of Texas at El Paso, Desalination and Water Purification Research and Development Program Report No. 81, 2004
111. Schenkel, T., „Thermische Konvektion in einem Zweischichtsystem bei horizontalem Temperaturgradienten“, Universität Karlsruhe, Fak. f. Maschinenbau, Dissertation, 2002
112. Liu, G.L.; Zhu, C.; Cheung, C.S.; Leung, C.W., ”Theoretical and experimental studies on air gap membrane distillation”, Heat and Mass Transfer 34, 1998
113. Post, S., „Zum Einfluss von Grenzflächenkonvektion auf die Stoffübertragung am Beispiel der selektiven Verdunstung eines binären Gemisches aus ebenen Spalten“, VDI-Verlag Reihe 3, Nr. 722, Düsseldorf 2002 (Dissertation, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg)

114. Weiß, S.; Militzer, K.E.; Grämlich, K., „Thermische Verfahrenstechnik“, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig - Stuttgart, 1993
115. Bejan, A.; Poulidakos, D., “Natural convection in an attic-shaped space filled with porous material”, J Heat Trans 104, 1982, S.241-247
116. Richardson, J.F., “The evaporation of two-component liquid mixtures”, Chem Eng Sci 10, 1959, S.234-242
117. <http://earthtrends.wri.org>, 2003
118. <http://www.unep.org/geo/geo4/media/>, 2005
119. www.un.org, 2005
120. W. Leuckel, Wärme- und Stoffübertragung, Skriptum zur Vorlesung, Wintersemester 1992/93, 1992
121. Baum, V.A.; Bairamov, K.; „Heat and mass transfer processes in solar stills of hot box type”, Solar Energy, 8(3), 1964, S.78-82
122. Kleemann, M.; Meliß M.; „Regenerative Energiequellen“, Springer Verlag, 1988
123. Koschikowski, J.; Rommel M.; Wieghaus M.; „Solar thermal membrane distillation for small-scale desalination plants“, ISES World Congress, Orlando, 6-12 August 2005
124. Müller-Holst, H.; Engelhardt, M.; Scholkopf, W.; „Small-scale thermal seawater desalination simulation and optimization of system design“, Desalination, 122 (1999) 255-262
125. www.epsea.org, 2009
126. www.rsdsolar.de/sd/Vorsprung.html, 2009
127. www.world-wide-water.com, 2005
128. Adhikari „Estimation of Mass-Transfer Rates in Solar Stills“ International Journal of Energy Research, Vol.14, 737-744, 1990
129. Uche Marcuello, F.J. “ANÁLISIS TERMOECONÓMICO Y SIMULACIÓN DE UNA PLANTA COMBINADA DE PRODUCCIÓN DE AGUA Y ENERGÍA”, Doktorarbeit, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, 2000

ANHANG

A 1 Zusammensetzung von Meerwasser

Im Meerwasser liegen zahlreiche organische und anorganische Stoffe in gelöster und ungelöster Form vor. Die Zusammensetzung des Meerwassers hängt von den geographischen Gegebenheiten ab und unterliegt zeitlichen Schwankungen. Eine der wichtigsten physikalischen Größen in der Ozeanographie ist die Salinität, welche den Gewichtsanteil gelöster Stoffe in Gramm pro Kilogramm Meerwasser angibt (psu, practical salinity unit). Die Salinität liegt in drei Viertel der Weltmeere zwischen 34 und 35 psu. Zwar beträgt der Mittelwert 34,7 psu, jedoch einigte man sich darauf, für das Standard-Meerwasser eine Salinität von 35,0 psu zu definieren. Obwohl alle auf der Erde gefundenen Elemente auch im Meerwasser enthalten sind, macht allein Natriumchlorid 87 % aller im Meerwasser gelösten Salze aus. Die Summe der fünf häufigsten Ionen ergibt 99,36 % der insgesamt gelösten Stoffe (s. Tabelle A1-1).

Eine einfache Methode den ungefähren Wert der Salinität zu bestimmen, ist die Messung des genauen Anteils der Chlorid-Ionen. Diese stellen den größten und konstantesten Anteil aller gelösten Stoffe dar. Es gilt:

$$\text{Salinität} = 1,806655 \cdot \text{Chlorinität} \quad (\text{A 1.1})$$

Neben den gelösten Salzen spielen auch im Meerwasser gelöste Gase eine wichtige Rolle. Bekanntermaßen stellen die Weltmeere den weltweit größten CO₂ Puffer dar. Für CO₂ besteht vor allem eine große Löslichkeit, da es chemisch in Form von Bikarbonat gespeichert wird. Die Bikarbonatgruppen beinhalten 93% des gesamten gelösten CO₂ (TDC, *total dissolved CO₂*). Wird die Temperatur oder der Salzgehalt erhöht oder wird der Druck verringert, so kann sich die chemische Bindung lösen.

Bestandteil	g/kg Meerwasser	Anteilige Gewichtsprozente
Chlorid	19,35	55,07
Natrium	10,76	30,62
Sulfat	2,71	7,72
Magnesium	1,29	3,68
Kalzium	0,41	1,17
Kalium	0,39	1,10
Bikarbonat	0,14	0,40
Bromid	0,067	0,19
Strontium	0,008	0,02
Bor	0,004	0,01
Fluoride	0,001	0,01

Tabelle A1-1: Verteilung der gelösten anorganischen Hauptbestandteile in Standard-Meerwasser mit einer Salinität von 35,0 psu [32]

Bestandteil	mg/kg Meerwasser
N ₂	12,5
O ₂	7
Ar	0,4
CO ₂	90

Tabelle A1-2: Verteilung der gelösten Gase [51]

A 2 Entsalzungsverfahren

Angesichts der Wasserknappheit in vielen ariden Zonen der Erde wurden bereits zahlreiche Verfahren zur Meer- und Brackwasserentsalzung entwickelt. Die weltweit erste Großanlage wurde im Jahr 1928 auf den niederländischen Antillen installiert. Durch den Bedarf an marinen Entsalzungsanlagen bekam die Entwicklung während des zweiten Weltkriegs einen Schub. Seitdem wurden die Verfahren graduierlich weiterentwickelt. Mehr als 60 % der derzeit installierten Entsalzungsanlagen befinden sich im Mittleren Osten und in Nord-Afrika /94/. Abb.3-1 zeigt das Grundprinzip jeglicher Entsalzungsverfahren. Dabei wird Rohwasser (Meer- oder Brackwasser) in einen entsalzten Produktstrom und einen Solestrom getrennt. Die Trennung der Bestandteile erfolgt in einer oder in mehreren Trennstufen durch Einsatz thermischer, mechanischer oder elektrischer Energie.

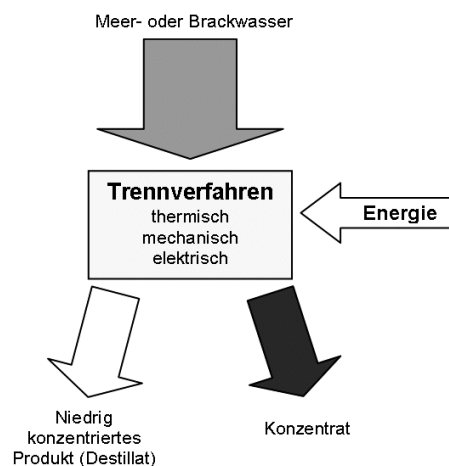


Abb. A 2-1: Grundprinzip aller Entsalzungsverfahren

Die theoretisch benötigte Mindestenergie kann über den osmotischen Druck bestimmt werden. Dieser lässt sich über die *Van't Hoff'sche* Formel berechnen:

$$p = c \cdot R \cdot T \quad (\text{A 2.1})$$

Hier ist c die molare Konzentration der Salzionen, R die Gaskonstante ($R = 8,3144 \text{ J}/(\text{mol K}) = 0,082 \text{ (liter bar)}/(\text{mol K})$) und T die Temperatur. Im Meerwasser sind ca. 33g/Liter Salz enthalten. Nimmt man vereinfachend an, dass es sich bei dem Salz um reines NaCl handelt, so ergibt sich mit der Atommasse von Natrium (23g) und Chlor (35,5g) eine molare Salzkonzentration von $c = 0,564 \text{ mol/Liter}$. Im Wasser gelöstes NaCl liegt in Form von Na^+ und Cl^- Ionen vor. Jedes Wassermolekül bindet zwei Ionen. Die Ionenkonzentration liegt damit doppelt so hoch wie die Molekülkonzentration ($c = 2 \cdot 0,564 = 1,128 \text{ mol/Liter}$). Über die Van't Hoff'sche Formel ergibt sich dann der osmotische Druck zu

$$p = 27,8 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kraft, die dieser Druck auf einen MolekülfILTER ausübt berechnet sich aus dem Produkt des Drucks und der FILTERfläche. Die benötigte Energie ergibt sich aus dem Produkt der Kraft

F und dem Weg x , den man zum Durchdrücken des Salzwasservolumens benötigt. Bei einer Membranfläche von 100 cm^2 und einem Weg von $0,1 \text{ m}$ beläuft sich die theoretische Trennungsenergie auf:

$$W = F \cdot x = 2,78 \text{ kJ/Liter}$$

Dieser Wert ist unabhängig von dem verwendeten Trennverfahren. Bei thermischen Verfahren wird Wasser verdampft, das mit Fremdstoffen belastet ist. Der Wasserdampf kondensiert als reines Destillat. Die Verdampfung von Wasser ist mit 2260 kJ/kg im Vergleich zur theoretischen Trennungsenergie mit $2,78 \text{ kJ/kg}$ äußerst energieaufwendig. Im Vergleich dazu benötigt man lediglich $0,2 \text{ kJ/kg}$ um 1 Liter Wasser aus einer Tiefe von 20 m herauf zu befördern. Entsalzungsverfahren kommen also nur dann in Frage, wenn keinerlei andere Wasserquellen in ausreichender Qualität zur Verfügung stehen.

Thermische Verfahren, wie z. B. Mehrstufen- und Multi-Effekt-Destillen (Multiple Stage Flash (MSF) und Multiple Effect Distillation (MED)) nutzen Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung um den spezifischen Wärmebedarf zu senken. Sie bilden mit einem Anteil von ca. 74% vom Gesamtumsatz den größten Markt für Entsalzungsanlagen. Umkehrosmose-Anlagen (Reverse Osmosis (RO)) halten einen Anteil von etwa 22% mit steigender Tendenz. Die restlichen 4% stellen Brüdenkompressionsanlagen (Vapour Compression Plants (VC)) und seltene Verfahren, wie Elektrodialyse- und Gefrierverfahren. Die aktuellen Preise für entsalztes Wasser aus Großanlagen liegen für RO-Anlagen bei $0,68 - 0,85 \text{ \$/m}^3$ und für thermische Anlagen bei $0,75 - 1,25 \text{ \$/m}^3$ [95]. In den folgenden Kapiteln sollen die wichtigsten, großtechnischen Entsalzungsverfahren kurz dargestellt werden.

A 2.1 Mehrstufenverdampfung (MSF)

Mehrstufenverdampfer oder auch *Multiple Stage Flash* arbeiten bei Betriebstemperaturen von 90 bis $120 \text{ }^\circ\text{C}$ und mit bis zu 40 Stufen. Der Druck nimmt in den Stufen in Richtung Auslass sukzessive ab. Durch den herrschenden Unterdruck kocht das Wasser beim Eintritt in die Stufe sofort. Die plötzliche Entspannung bewirkt ein fast explosionsartiges Verdampfen (*flashing into steam*). Das in der Stufe verdampfte Wasser kondensiert an dem vom zufließenden Salzwasser durchströmten, kälteren Wärmetauscher und tropft als Destillat in ein Auffangbecken. Bei der Kondensation gibt der Dampf seine Verdampfungsenthalpie an das kältere Salzwasser ab. Im Sole-Erhitzer wird dem bereits vorgewärmten Salzwasser zusätzliche Energie über einen Wärmetauscher zugeführt. Das erhitzte Salzwasser strömt zur Verdampfung in das Becken der ersten Stufe, wo ihm wieder ein Teil der Energie entzogen wird. Die aufkonzentrierte Sole fließt in die nächste Stufe. Hier wiederholt sich der Vorgang bei geringerem Druck. Der Leistungsbereich der Anlageeinheiten liegt zwischen 4.000 bis $500.000 \text{ m}^3/\text{d}$ [99].

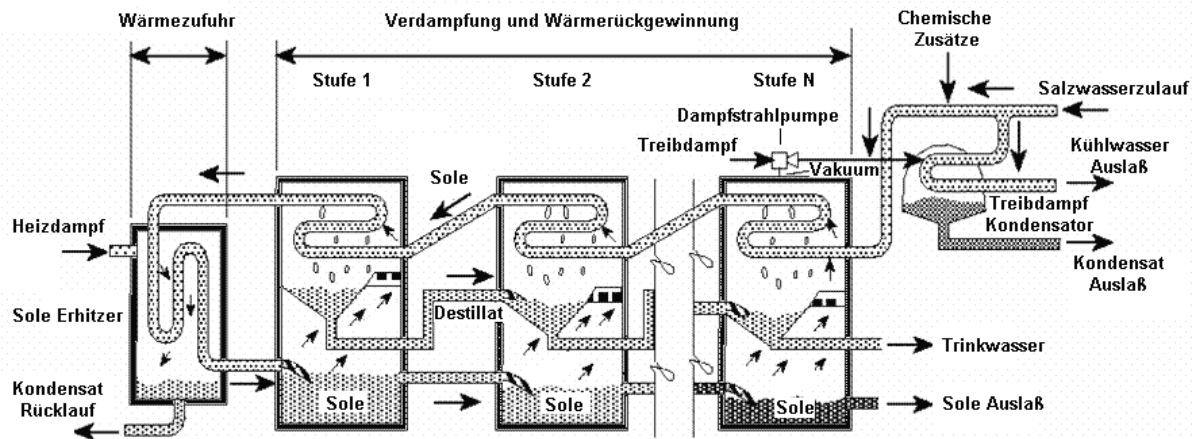


Abb. A 2-2: Prinzipskizze einer MSF-Anlage nach [94]

Vorteile

- Energetisch effizient (typ. 65 kWh/m³ thermisch, 4 kWh elektrisch)
- Wenig Zugabe von Chemikalien oder Wasserenthärter
- Hohe Reinheit (<10 mg/l, keine Bakterien)
- Auch Abwärme von Kraftwerken nutzbar

Nachteile

- Starke Korrosion und Ablagerungen aufgrund hoher Temperatur (>100°C)
- Hohes Maß an Know-How für Planung und Betrieb nötig
- Nur mittlere bis große Anlagen (>4000m³/d, Investition: 1200-1500 \$/m³d)

A 2.2 Multi-Effekt Destillation (MED)

Multi-Effekt Destillations-Verfahren finden wie MSF in einer Serie von Stufen statt. Sie nutzen ebenfalls das Prinzip von Kondensation und Verdampfung bei reduziertem Druck in den verschiedenen Stufen. Das Rohwasser siedet ohne den Bedarf an zusätzlicher Wärme nach der ersten Stufe weiter. Im Allgemeinen besteht eine Stufe aus: einem Kessel, einem Wärmetauscher und Einrichtungen zum Transport der verschiedenen Flüssigkeiten zwischen den Stufen. Der Wärmetauscher besteht zumeist aus horizontalen Rohren mit darüber abfallendem Film. Das Rohwasser wird wiederholt, in bis zu 16 Stufen, über Wärmetauscherröhren versprüht und verdampft zum Teil. Der bereits aufkonzentrierte Rest wird in einem Becken am Boden jeder Stufe gesammelt; in manchen Anlagen wird er dem Becken der nächsten Stufe zugeführt, wo er ebenfalls noch verdampft. Der Wärmetauscher der ersten Stufe wird mit extern erzeugtem Dampf gespeist. In den weiteren Stufen werden die Wärmetauscher durch die freiwerdende Kondensationswärme des Dampfes der jeweils vorgeschalteten Stufe erhitzt. Der Dampf der letzten Stufe wird in einem nachfolgenden Wärmetauscher kondensiert, der durch das zufließende Rohwassers gekühlt wird. MED-Anlagen werden in Einheiten

mit Leistungen von 2.000 bis 23.000 m³/d gebaut und operieren bei Temperaturen von 60 bis 80 °C.

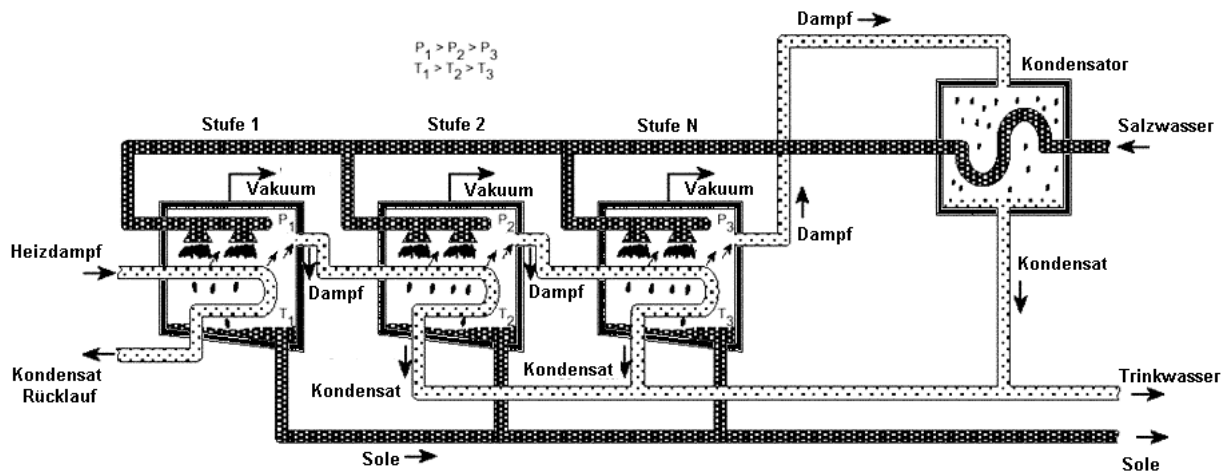


Abb. A 2-3: Prinzipskizze einer MED-Anlage mit horizontalen Röhren [94].

Vorteile

- Energetisch effizient (typ. 55 kWh/m³ thermisch, 3 kWh/m³ elektrisch)
- Weniger Korrosion und Ablagerung aufgrund niedrigerer Temperaturen (60- 80°C)
- Wenig Zugabe von Chemikalien oder Wasserenthärter
- Hohe Reinheit (<10 mg/l, keine Bakterien)
- Auch Abwärme von Kraftwerken nutzbar

Nachteile

- Hohes Maß an Know-How für Planung und Betrieb nötig
- Nur mittlere bis große Anlagen (>2000 m³/d, Investition: 900- 1000 \$/m³d))

A 2.3 Umkehrosmose (RO)

Bei der Umkehrosmose (Reverse Osmosis) wird salzhaltiges Rohwasser durch eine semipermeable Membrane gepresst. Diese lässt nur die kleineren Wassermoleküle ohne gelöste Salze passieren. Der Durchmesser der Poren in den Membranen liegt zwischen 0,1 und 3,5 nm. Der dafür erforderliche Druck muss höher als der osmotische Druck sein und liegt bei der Meerwasserentsalzung bei ca. 0,7 bar pro g/Liter gelöstem Salz (25 und 80 bar). Ein Teil des Rohwassers wird als Konzentrat abgeführt. Das Permeat hat einen Restsalzgehalt der von der Rohwasserqualität abhängt. Bei Brackwasser mit weniger als 10 g/l gelösten Salzen kann das Permeat direkt als Trinkwasser verwendet werden. Zur Entsalzung von Meerwasser muss in mehreren Stufen entsalzt werden, um einen Restsalzgehalt unter 1 g/l zu erreichen. Allgemein kann man von einer Reinigungsleistung von 95 bis 99 % der gelösten Feststoffe (TDS) und 99 % der Bakterien ausgehen. Mit mechanischen Energierückgewinnungssystemen liegt der Energiebedarf bei unter 3 kWh/m³ für Meerwasser. Zusätzlich erforderliche Maßnahmen sind

die Vorbehandlung des Rohwassers (Filterung, chemische Zusätze). RO-Anlagen werden in allen Größenordnungen von Kleingeräten mit 12 l/d bis hin zu großtechnischen Anlagen mit mehreren 10.000 m³/d gebaut. Vorteilhaft sind der vergleichsweise geringe Energiebedarf, die hohe Permeatausbeute (bis zu 70 %), die modulare Bauweise, und die relativ niedrigen Investitionskosten der Anlagen. Einzelne Erzeuger von Anlagen versprechen Kosten von < 0,5 €/m³, so dass sogar der Einsatz zur Bewässerung in der Landwirtschaft sinnvoll wird. Die Nachteile liegen in der Empfindlichkeit der Membranen gegenüber Ablagerungen: *fouling* und *scaling*. Daraus ergeben sich hohe Wartungs- und Ersatzteilkosten – sowie das Risiko von Versorgungsunterbrechungen. Die Membrantechnik wird jedoch laufend verbessert. Ein weiterer Nachteil ist die im Vergleich zu Verdampfungsverfahren geringere Reinwasserqualität.

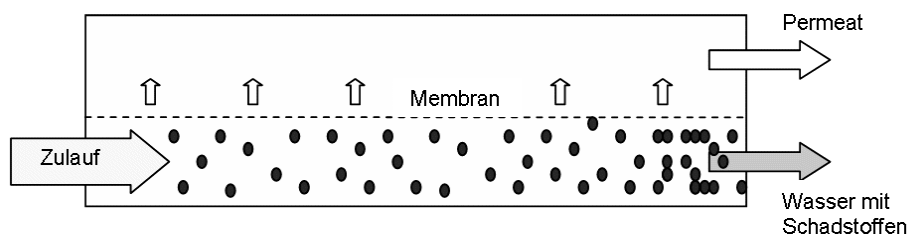


Abb. A 2-4: Funktionsschema der Umkehrosmose

Vorteile

- Extrem niedriger Energiebedarf (< 4 kWh/m³ elektrisch)
- Kleine Abmessungen
- Niedrige bis mittlere Investitionskosten (700- 900 \$/m³d)
- Kleine bis große Produktionskapazitäten 0.1 to 10,000 m³/d

Nachteile

- Kurze Lebensdauer von Membranen (Hoher Druck und “Fouling”)
- Reinigung der Membranen (z.B. alle 1000 h)
- Komplizierte und teure Wasseraufbereitung (Chemie und Filter)
- Energetisch besser geeignet für Brackwasser

A 2.4 Brüdenkompression (VC)

Bei den Brüdenkompressionsanlagen (VC: *Vapor Compression*) wird Dampf aus dem Verdampferraum abgesaugt, komprimiert und über einen Wärmetauscher im Verdampfer wieder kondensiert. So wird die Kondensationswärme zu einem großen Teil in das Rohwassers zurückgegeben. Der Druck im Verdampferraum wird durch das Absaugen des Dampfes gesenkt. Dadurch liegt der Siedepunkt des Rohwassers im Verdampfer niedriger als auf der Kondensationsseite. VC-Anlagen können auch mechanisch ohne jegliche Wärmezufuhr betrieben werden. Bei Dampfstrahlverdichter-Anlagen (Thermokompressions-Anlagen) wird der Unterdruck im Verdampfer über eine Dampfstrahlpumpe erzeugt. Der benötigte Treib-

dampf hat einen Druck von 3 bis 20 bar. Im Schnitt kann 1 Teil Treibdampf 1 Teil Produktdampf aus der letzten Stufe befördern, womit 2 Teile Heizdampf zur Verfügung stehen. Durch die Einfachheit und Verlässlichkeit von VC-Anlagen eignen sie sich vorwiegend für kleine und mittlere Anwendungen. Thermo-VC-Anlagen werden mit Tagesleistungen von 0,5 bis 20 m³ pro Tag hergestellt. Mechanisch angetriebene Anlagen haben Kapazitäten von bis zu 3.000 m³/d bei einem spezifischen Energiebedarf von 7 bis 12 kWh/m³. Einige Anlagen werden mit Windenergie betrieben und produzieren 0,2 bis 2 m³/h bei einem Energiebedarf von 16 bis 20 kWh/m³.

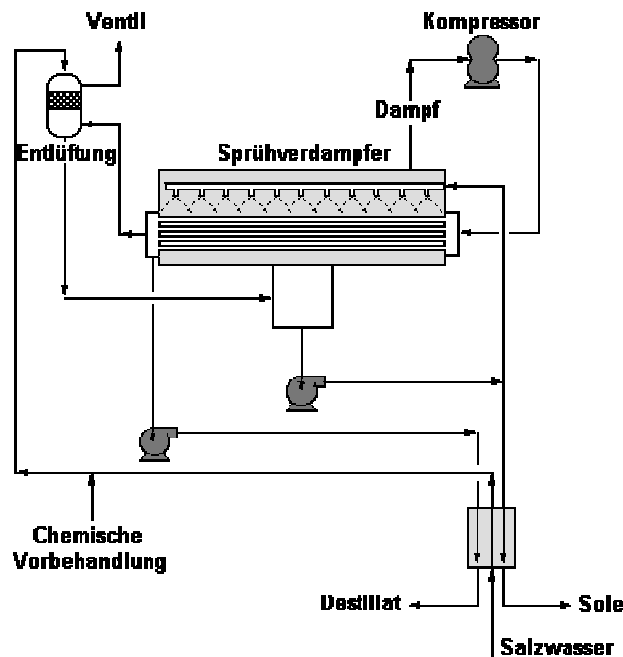


Abb. A 2-5: Mechanisch betriebene Brüdenkompressionsanlage [127]

Vorteile

- Niedriger Energiebedarf (7 - 12 kWh/m³ mechanisch)
- Kleine Abmessungen
- Schnelles Anfahrverhalten
- Kleine bis mittlere Anlagen (0,5 - 3000 m³/d, Investitionen: 950-1000 \$/m³d)

Nachteile

- Viele bewegliche Teile wie Pumpen und Kompressoren (Verschleiß)
- höherer Energiebedarf bei elektrisch betriebenen Anlagen (äquivalenter Primärenergieeinsatz: 30-50 kWh/m³)

A 2.5 Elektrodialyse (ED)

Bei der Elektrodialyse wird ein elektrisches Feld zur Abtrennung der gelösten Salz-Ionen genutzt. Die im Feld befindlichen Natrium- und Chlor-Ionen werden jeweils zu den Elektroden der ihnen entgegen gesetzten Polarität gezogen. Dabei passieren die Anionen und Katio-

nen selektive Membranen. Anders als bei der RO werden hier die gelösten Salze mittels des elektrischen Stroms durch die Membran bewegt, und nicht der zu entsalzende Wasserstrom. Der Energieverbrauch nimmt mit dem Salzgehalt des Rohwassers stärker zu als bei der RO. Deshalb werden Elektrodialyseverfahren in der Regel nur zur Aufbereitung schwach salziger Brackwässer verwendet. Bei der ED kann der von Photovoltaikanlagen gelieferte Gleichstrom direkt genutzt werden. Ein Teillastbetrieb ist möglich und ein Stillstand der Anlage in der Regel unkritisch. Bei den derzeit bekannten ED Membranen ist eine Rohwasservorbehandlung erforderlich, da sie u.a. empfindlich auf Basen reagieren. Durch eine alternierende Flussrichtung durch die Membran und entsprechenden weiteren baulichen Maßnahmen, lässt sich der Aufwand zur Rohwasservorbehandlung und Membranreinigung deutlich reduzieren. Dadurch ist es sogar möglich, Rohwasser mit höherem Anteil an Feststoffen als beim RO-Verfahren, zu behandeln.

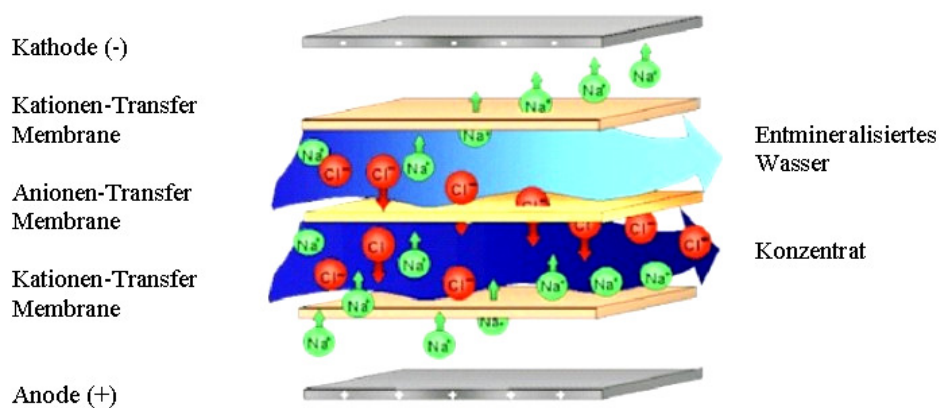


Abb. A 2-6: Funktionsweise der Elektrodialyse

Vorteile:

- Klein- und Großanlagen möglich (1m³/d- 1 Millionen m³/d)
- Nur 10-30 Prozent des Zulaufs wird für den Abtransport des Konzentrats benötigt.
- Niedriger Energieverbrauch bei Brackwasser (20 - 30 kWh/t)

Nachteile:

- Nicht ionisierte Bestandteile, Bakterien und große Festkörper werden nicht entfernt.
- Fouling an Membranen (chemische Zusätze)
- Bisher nur wirtschaftlich mit Brackwasser

A 3 Bewertung von thermischen Entsalzungsanlagen

Um die Vielzahl verschiedener Entsalzungsanlagen vergleichen zu können, werden zur Bewertung spezielle Kennzahlen verwendet. Der Produktionswirkungsgrad bezieht sich auf das Verhältnis von Verdunstungswärmestrom zur Summe aller Wärmeströme zwischen Verdampfer und Kondensator. Zu diesen Wärmeströmen zählen Strahlungs- und Konvektionsübergang, der Wärmeverlust über die Isolierung an die Umgebung und die Erwärmung kalt nachgefüllten Wassers. Diese Wärmeströme tragen nicht zur Kondensatproduktion bei und können deshalb als Verlustwärmeströme betrachtet werden. Für eine beliebige Stufe i einer mehrstufigen Anlage lautet der Stufenwirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{\dot{m}_{Dest,i} \cdot \Delta h}{\dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,i} + \dot{Q}_{Verl,i} + \dot{Q}_{Nachfüll,i} + (\dot{m}_{Dest,i} \cdot \Delta h)} \quad (A\ 3.1)$$

Ein Maß für den Grad der Wärmerückgewinnung bietet der COP-Wert (Coefficient of Performance). Er wird aus dem Verhältnis der Destillatproduktion der gesamten Anlage zur Produktion der ersten Stufe gebildet:

$$COP = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_{Dest,i}}{\dot{m}_{Dest,1}} \quad (A\ 3.2)$$

Das wirkliche Energieeinsparpotential wird durch den GOR Wert (Gained Output Ratio) beschrieben. Es wird das Verhältnis aus Nutzenergie in Form der in allen Stufen aufgewendeten Verdampfungswärme zu eingebrachter Heizenergie beschrieben:

$$GOR = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_{Dest,i} \cdot \Delta h}{\dot{Q}_{zu}} \quad (A\ 3.3)$$

Wichtig ist die Betrachtung des Zeitraums der Energiebilanz. Wird der GOR Wert über einen langen Zeitraum bestimmt, z.B. grösser 24h bei solarbetriebenen Anlagen, so berücksichtigt der Wert auch thermische Trägheiten, die sonst im Falle kurzer Betrachtungszeiträume zu Verfälschungen führen können. Eine andere, leicht verständliche Möglichkeit ist die Angabe des Energiebedarfs pro kg Destillat [kWh/kg].

A 4 Modelle mit modifiziertem Wärmeübergangskoeffizient

A 4.1 Modifizierte Grashofzahl

Vielen Modelle der nachfolgend angeführten Modelle verwenden eine von Malik eingeführte, modifizierte Grashof-Zahl Gr' . Diese wird mit einer modifizierten Temperaturdifferenz $\Delta T'$ gebildet um den Dichteverhältnissen feuchter Luft gerecht zu werden (s. Kap. A 5.1). Sharpley und Boelter (1938) beschreiben nach Malik [2] die Modifikation unter der Voraussetzung, dass es sich um ideales Gas handelt folgendermaßen:

$$Gr' = \frac{s^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g}{\eta_L} \left(\frac{M_\infty \cdot T_0}{M_0 \cdot T_\infty} - 1 \right) \quad (A 4.1)$$

Temperaturen werden in Kelvin angegeben. Das Molenverhältnis kann über den Wasserdampfdruck bestimmt werden. Der Ausdruck in der Klammer wird dann zu (Temperaturen in Kelvin):

$$\frac{M_\infty \cdot T_0}{M_0 \cdot T_\infty} - 1 = \frac{T_0 - T_\infty}{T_\infty} + \frac{(M_w - M_L) \cdot (p_{D,\infty} - p_{D,0}) \cdot T_0}{T_\infty \cdot (M_L \cdot p_{ges} + (p_{D,0} \cdot (M_w - M_L)))}$$

Mit dem Ausdehnungskoeffizienten von idealem Gas $\beta = \frac{1}{T_\infty}$ wird der Term zu:

$$\frac{M_\infty \cdot T_0}{M_0 \cdot T_\infty} - 1 = \beta \cdot \left((T_0 - T_\infty) + \frac{(M_w - M_L) \cdot (p_{D,\infty} - p_{D,0}) \cdot T_0}{(M_L \cdot p_{ges} + (p_{D,0} \cdot (M_w - M_L)))} \right) = \beta \cdot \Delta T' \quad (A 4.2)$$

Der Term in der Klammer wird auch als äquivalente Temperaturdifferenz $\Delta T'$ bezeichnet. Damit gilt für die modifizierte Grashof-Zahl Gr' :

$$Gr' = \frac{s^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot \beta}{\eta_L^2} \cdot \Delta T' \quad (A 4.3)$$

Als Stoffwerte sind nach Malik [2] die Werte für gesättigte Luft anzusetzen.

A 4.2 Modell nach Lewis (1922)

Lewis behandelte in seiner Arbeit “The evaporation of a liquid into a gas” [46] den gleichzeitigen Wärme- Stoffaustausch bei der Verdunstung und zeigte, wie sich Wärme- und Stoffaustausch gegenseitig beeinflussen. Analog zur Nusselt-Zahl $Nu = \alpha_{konv} \cdot L / \lambda$ in der Wärmeübertragung existiert eine dimensionslose Stoffübergangszahl, die als Sherwood-Zahl bezeichnet wird:

$$Sh = \frac{\beta \cdot s}{D} \quad (\text{A 4.4})$$

Hierin stellt β den Stoffübergangskoeffizienten dar, D den Diffusionskoeffizienten und s die charakteristische Länge. Die Sherwood-Zahl lässt sich als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Schmidt-Zahl darstellen:

$$Sh = A1 \cdot Re^{A2} \cdot Sc^{A3}$$

Dies entspricht der Nusselt-Zahl in der Wärmeübertragung:

$$Nu = A1 \cdot Re^{A2} \cdot Pr^{A3}$$

Die Prandtl-Zahl als Kennzahl für das Verhältnis von Geschwindigkeitsfeld zu Temperaturfeld ($Pr = \nu / a$) findet in der Schmidt-Zahl Sc seine Entsprechung.

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (\text{A 4.5})$$

Die Werte der Koeffizienten $A1$, $A2$ und $A3$ müssen meist experimentell bestimmt werden. Ist die Strömung nicht erzwungen, sondern durch freie Konvektion hervorgerufen, so muss die Reynolds-Zahl durch die Grashof-Zahl ersetzt werden. Den Stoffübergangskoeffizienten β kann man auf den Wärmeübergangskoeffizienten α zurückführen. Unter der Voraussetzung, dass die Parameter $A1$ und $A2$ in beiden Fällen identisch sind, erhält man:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{A3}$$

$$\frac{\alpha \cdot D}{\lambda \cdot \beta} = \left(\frac{D}{a} \right)^{A3}$$

$$\frac{\alpha \cdot D}{c_p \cdot \rho \cdot \beta \cdot a} = \left(\frac{D}{a} \right)^{A3} \quad \text{mit} \quad \lambda = a \cdot c_p \cdot \rho$$

$$\frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot \beta} = \left(\frac{D}{a} \right)^{A3-1}$$

Zur Beschreibung des Verhältnisses zwischen Stoff- und Temperaturfeld wird die so genannte Lewis'sche Beziehung eingeführt. Das Verhältnis

$$\frac{Sc}{Pr} \text{ oder } \frac{a}{D} \quad (\text{A 4.6})$$

nennt man Lewis-Zahl Le . Damit lässt sich der Stoffübergangskoeffizient schreiben als:

$$\beta = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho} \cdot Le^{A3-1} \quad (\text{A 4.7})$$

Setzt man für Gase näherungsweise den Diffusionskoeffizienten D gleich dem Temperaturleitfähigkeit a , dann wird $Le = 1$. Für Wasserdampf in Luft gilt bei 0°C und 1 bar nach Baehr [34]: $Le = 0,87$. Damit besteht eine näherungsweise Übereinstimmung zwischen Temperatur- und Stofffeld. Der Stoffübergangskoeffizient vereinfacht sich zu:

$$\beta = \frac{\alpha_{konv}}{\rho_L \cdot c_{p,L}} \quad (\text{A 4.8})$$

Für die Stoffstromdichte $\dot{n}$ erhält man in Abhängigkeit von der Differenz der Stoffmengenkonzentrationen des Dampfes am Verdampfer und am Kondensator:

$$\dot{n} = \beta \cdot (c_{D,verd} - c_{D,kond}) \quad (\text{A 4.9})$$

Die Konzentration c des Dampfes ergibt sich nach den Gasgesetzen zu:

$$c_D = \frac{p_D}{R \cdot \bar{T}} \quad (\text{A 4.10})$$

Als Massenstrom ausgedrückt ergibt sich Gleichung (A 4.9) zu:

$$\dot{m} = \dot{n} \cdot M_W = \beta \cdot \frac{M_W}{R \cdot \bar{T}} \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \quad (\text{A 4.11})$$

Der Wärmestrom durch Stoffübergang beträgt demnach:

$$\dot{q}_e = \frac{\alpha_{konv}}{\rho_L \cdot c_{p,L}} \cdot \frac{M_W}{R \cdot \bar{T}} \cdot \Delta h \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \quad (\text{A 4.12})$$

Dann lässt sich unter Verwendung des Gesetzes für ideale Gase der Term $R \cdot \bar{T}$ schreiben als:

$$R \cdot \bar{T} = \frac{M_L \cdot p_L}{\rho_L}$$

Wenn man für Wasser einen vernachlässigbar kleinen Partialdampfdruck annimmt, was besonders bei niedrigen Temperaturen der Fall ist, gilt mit $p_L = p_T$:

$$\dot{q}_{verd} = \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \cdot \frac{M_W}{M_L \cdot p_{ges}} \cdot \Delta h \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \quad (\text{A 4.13})$$

Durch zahlreiche Untersuchungen ist nachgewiesen worden, dass die einfachen Analogien wie in Gleichung (A 4.8) nur für Spezialfälle gelten. Die Gültigkeit des Lewisschen Gesetzes ist für Wasser-Luftgemische nur im Temperaturbereich von 0 °C bis 60 °C annähernd gegeben (Bosnjakovic [50]). In diesem Bereich kann man den Stoffübergangskoeffizienten als Funktion des Wärmeübergangskoeffizienten darstellen, obwohl dieser eigentlich den Übergang der fühlbaren Wärme beschreibt.

A 4.3 Modell nach Dunkle (1961)

Dunkle führte 1961 eine Theorie zur Beschreibung des Wärme- Stofftransports in einer Destillationsstufe ein, die weite Verbreitung fand [42]. Er stützt seine Theorie auf Versuche mit einer Mehrstufendestille die mit einer maximalen Arbeitstemperatur von ca. 70 °C betrieben wurde. Er machte bei der Modellbildung folgende Annahmen:

- Der Partialdampfdruck am Verdampfer und am Kondensator ist klein gegenüber dem Gesamtdruck.
- Der betrachtete Temperaturbereich liegt im Bereich von 50 °C, die Temperaturdifferenz beträgt ca. 17 °C.

Zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs verwendet Dunkle die Gleichung (5.4) mit den Koeffizienten nach Jakob (1949). Durch Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit kann der konvektive Wärmeübergang im angegebenen Temperaturbereich wie folgt angenähert berechnet werden:

$$\alpha_{konv} = 0,725 \cdot (\Delta T')^{1/3} \quad (\text{A 4.14})$$

Die modifizierte Temperaturdifferenz wird nach Gleichung (A 4.2) berechnet. Der Stoffübertragungskoeffizient steht in einem gewissen Temperaturbereich in einem festen Verhältnis zum konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Es gilt:

$$\alpha_{verd} = 0,016273 \cdot \alpha_{konv} \quad (\text{A 4.15})$$

A 4.4 Modell nach Coulson / Richardson

Die Bestimmung der temperaturabhängigen Lewis-Zahl erfolgt über die Gleichung (A 4.6). Lewis leitete eine Beziehung zwischen Stoff- und Wärmeübertragung her, die er durch die Annahme vereinfachte, dass das Temperaturfeld dem Stofffeld entspricht. Benutzt man die Gleichung (A 4.7) für den Stoffübergangskoeffizienten in seiner ursprünglichen Form, so lässt sich vor allem durch die temperaturabhängige Lewis-Zahl ein genaueres Modell erwarten [40]:

$$\beta = \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,mix} \cdot \rho_{mix}} \cdot Le^{A3-1}$$

Der Parameter $A3$ wird von Baehr mit $A3 \sim 1/3$ angegeben. Durch Umformung, wie in Abschnitt A 4.2 beschrieben, ergibt sich eine Beziehung zwischen den Stoff- und den Wärmeübergangskoeffizienten. Der ursprüngliche Ansatz von Chilton/Colburn geht bei der Anwendung der idealen Gasgesetze von dem logarithmischen Mittel des Luftdrucks aus, anstatt den Luftdruck gleich dem Gesamtdruck zu setzen.

$$\alpha_{verd} = \frac{\alpha_{konv} \cdot M_w \cdot \Delta h}{M_{mix} \cdot c_{p,mix}} \cdot Le^{-2/3} \cdot \frac{1}{(p_L)_{LM}} \quad (A 4.16)$$

Die Bestimmung der temperaturabhängigen Lewis-Zahl erfolgt über die Gleichung (A 4.6). Setzt man näherungsweise

$$\frac{1}{(p_L)_{LM}} \approx \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \left(\frac{1}{(p_L)_{verd}} + \frac{1}{(p_L)_{kond}}\right)$$

so ergibt sich eine Beziehung wie sie von Taleb und Farid in Gleichung (A 4.31) angegeben wurde. Sie unterscheiden sich nur durch die temperaturabhängige Lewis-Zahl, die bei Taleb und Farid vereinfachend gleich 1 gesetzt wurde.

A 4.5 Modell nach Malik (1982)

Der durch freie Konvektion angetriebene feuchte Luftmassenstrom beträgt [2]:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{q}_{konv}}{c_{p,L} \cdot (T_{verd} - T_{kond})} = \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \quad (A 4.17)$$

Es wird angenommen, dass die Luft in der Nähe der Wasseroberfläche gesättigt ist. Der Wasserdampfgehalt (bezogen auf 1 kg trockene Luft) ist damit gegeben mit:

$$x = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{p_{D,verd}}{(p_{ges} - p_{D,verd})} = 0,622 \cdot \frac{p_{D,verd}}{p_L} \quad (A 4.18)$$

Der Wassermassenstrom von der Wasseroberfläche lässt sich mit Gleichung (A 4.17) und (A 4.18) bestimmen zu:

$$\dot{m}_{Dest,verd} = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{p_{D,verd}}{(p_{ges} - p_{D,verd})} \cdot \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \quad (A 4.19)$$

Das gleiche gilt für den Wassermassenstrom von der Kondensatorfläche:

$$\dot{m}_{Dest,kond} = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{p_{D,kond}}{(p_{ges} - p_{D,kond})} \cdot \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \quad (A 4.20)$$

Im Gegensatz zum Wasser hat die Luft keinen nennenswerten Austausch über die Grenzflächen. Die effektiv übertragene Wassermenge kann aus der Differenz von Gleichung (A 4.19) und (A 4.20) gebildet werden:

$$\dot{m}_{Dest} = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \cdot \left[\frac{p_{D,verd}}{(p_{ges} - p_{D,verd})} - \frac{p_{D,kond}}{(p_{ges} - p_{D,kond})} \right] \quad (A 4.21)$$

Die mit dem Kondensat übertragene Wärmemenge bestimmt sich damit zu:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{verd} &= \Delta h \cdot \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \cdot \frac{p_{ges} \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond})}{(p_{ges} - p_{D,verd}) \cdot (p_{ges} - p_{D,kond})} \\ &= \alpha_{verd} \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \end{aligned} \quad (A 4.22)$$

Malik nimmt an, dass die Partialdampfdrücke am Verdampfer und am Kondensator in dem behandelten Temperaturbereich deutlich kleiner sind als der Umgebungsdruck p_{ges} . Damit lässt sich der Stoffübergangskoeffizient α_{verd} vereinfachen zu:

$$\alpha_{verd} = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{\alpha_{konv}}{c_{p,L}} \cdot \frac{1}{p_{ges}} \quad (A 4.23)$$

Durch Einsetzen der Stoffwerte für Luft und Wasser erhält man:

$$\alpha_{verd} = 0,013 \cdot \alpha_{konv}$$

Die Einheit der Konstanten ist hierbei [K/Pa]. Der Wert ist kleiner, als der experimentell von Bowen (1926) und Dunkle [42] gefundene Wert (s. Gleichung (A 4.15)). Dies liegt laut Malik vor allem an der Vernachlässigung der Partialdampfdrücke im Term $(p_{ges} - p_{D,verd})(p_{ges} - p_{D,kond})$ der Gleichung (A 4.25). Es wird folgende Beziehung vorgeschlagen:

$$\alpha_{verd} = 0,016273 \cdot \alpha_{konv} \quad (\text{A 4.24})$$

Der Destillatstrom in kg/m²s ergibt sich damit zu:

$$\dot{m}_{Dest} = 0,016273 \cdot \frac{\alpha_{konv}}{\Delta h} \cdot (p_{D,verd} - p_{D,kond}) \quad (\text{A 4.25})$$

A 4.6 Modell nach Clark (1990)

Clark führte eine Reihe von Experimenten im stationären Zustand bei Verdampfer-temperaturen zwischen 55 °C und 95 °C durch [44]. Die Anlage besteht aus einer Aluminiumwanne mit einer Verdampferfläche von 0,177 m². Als Kondensator dient eine Glasplatte mit 15° Neigung. Beheizt wird die Anlage durch Bestrahlung mit einem Sonnensimulator. Anhand der Messdaten wurde ein Simulationsmodell validiert. Für den konvektiven Wärmeübergang wird die Gleichung von Sharpley und Boelter verwendet, die den Wärmeübergang mit der modifizierten Temperaturdifferenz $\Delta T'$ (s. Gleichung (A 4.2)) beschreiben:

$$\alpha_{konv} = 0,89 \cdot (\Delta T')^{1/3} \quad (\text{A 4.26})$$

Clark schlägt für den Zusammenhang zwischen Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten folgende Beziehung vor:

$$\alpha_{verd} = 0,008135 \cdot \alpha_{konv} \quad (\text{A 4.27})$$

Dies entspricht der Hälfte des von Dunkle postulierten Wertes. Diese Aussage wird durch Untersuchungen von Löff (1961) bestätigt.

A 4.7 Modell nach Taleb/ Farid (1995)

Taleb und Farid untersuchten verschiedene Ansätze in Bezug auf ihre Tauglichkeit bei höheren Temperaturen. Sie beziehen sich dabei auf Messdaten von Ahmed (1988) die einen Temperaturbereich bis zu 80 °C umfassen [43]. Sie beschrieben folgenden Ansatz, der die Abhängigkeit von der Betriebstemperatur besser als die ursprüngliche Gleichung nach Lewis darstellt. Mit $\dot{m}_L$ als Massestrom der trockenen Luft, die in der Destillationsstufe zirkuliert, gilt für den Stoffübergangskoeffizienten:

$$\alpha_{verd} = \frac{\dot{q}_{verd}}{(p_{D,verd} - p_{D,kond})} = \dot{m}_L \cdot \frac{M_W}{M_L} \cdot \Delta h \cdot \left[\frac{p_{ges}}{(p_{ges} - p_{D,verd}) \cdot (p_{ges} - p_{D,kond})} \right] \quad (\text{A 4.28})$$

Der Wärmeübergang durch Konvektion kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$\begin{aligned}
q_{konv} &= m_{mix} \cdot c_{p,mix} \cdot (T_{verd} - T_{kond}) \\
&= \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot \frac{M_{mix}}{M_L} \cdot \left[\frac{p_{ges}}{p_{ges} - \frac{(p_{D,verd} + p_{D,kond})}{2}} \right] \cdot (T_{verd} - T_{kond})
\end{aligned} \tag{A 4.29}$$

Dies lässt sich vereinfachen zu:

$$\alpha_{konv} = m_L \cdot c_{p,mix} \cdot \frac{M_{mix}}{M_L} \cdot \left[\frac{p_{ges}}{p_{ges} - \frac{(p_{verd} + p_{kond})}{2}} \right] \tag{A 4.30}$$

Zusammen mit Gleichung (A 4.28) ergibt sich:

$$\alpha_{verd} = \alpha_{konv} \cdot \frac{M_w \cdot \Delta h}{2 \cdot M_{mix} \cdot c_{p,mix}} \cdot \left[\frac{1}{(p_{ges} - p_{verd})} + \frac{1}{(p_{ges} - p_{kond})} \right] \tag{A 4.31}$$

A 5 Temperaturabhängige Stoffwerte

A 5.1 Dichte feuchter Luft

Zur Berechnung der Dichte von feuchter Luft wird davon ausgegangen, dass sich die Luft in der Destillationsanlage im gesättigten Zustand befindet. Die Temperatur T bezieht sich auf die mittlere Lufttemperatur in Kelvin.

$$\rho_{L,ges} = \frac{m_L + m_D}{V} = \rho_L + \rho_D = \frac{p_L}{R_L \cdot T} + \frac{p_{D,s}}{R_D \cdot T}$$

Mit $p_{ges} = p_L + p_{D,s}$ kann der Luft- Partialdruck ersetzt werden:

$$\rho_{L,ges} = \frac{p_{ges} - p_{D,s}}{R_L \cdot T} + \frac{p_{D,s}}{R_D \cdot T} = \frac{p_{ges}}{R_L \cdot T} \cdot \left[1 - \frac{p_{D,s}}{p_{ges}} \cdot \left(1 - \frac{R_L}{R_{D,s}} \right) \right]$$

für das Verhältnis der beiden Gaskonstanten gilt $\frac{R_L}{R_D} = \frac{M_W}{M_L} = 0,62197$

$$\rho_{L,ges} = \left(1 - 0,378 \cdot \frac{p_D}{p_{ges}} \right) \cdot \frac{p_{ges}}{R_L \cdot T} \quad (\text{A 5.1})$$

Für die spezifische Gaskonstante von Luft gilt $R_L = 287,06 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ und für Wasserdampf $R_D = 461,5 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

A 5.2 Prandtl-Zahl feuchter Luft

Die Prandtl-Zahl wird bestimmt aus:

$$\text{Pr} = \frac{c_{p,Mix} \cdot \nu_{Mix} \cdot \rho_{Mix}}{\lambda_{Mix}}$$

und ist damit temperaturabhängig. Angenähert ergibt sich die Prandtl-Zahl für gesättigte Luft aus folgendem Polynom:

$$\text{Pr} = 0,7241 - 0,000648 \cdot T + 5,162 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1,0649 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 8,719 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 \quad (\text{A 5.2})$$

mit T in $^{\circ}\text{C}$.

A 5.3 Wärmekapazität feuchter Luft

Nach Adhikari [128] gibt Toyama (1987) für die Wärmekapazität von Luft eine empirische Gleichung an:

$$c_{p,L} = 999,2 + 0,14339 \cdot T + 1,101 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 6,7581 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \text{ in J/kg mit } T \text{ in } ^\circ\text{C}.$$

Glück [47] gibt für Dampf im Geltungsbereich zwischen 10 und 200°C folgendes Polynom an:

$$c_{p,D} = 1,85428 + 1,12674 \cdot 10^{-3} \cdot T + 6,939165 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1,344783 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \quad (\text{A } 5.3)$$

in kJ/kg mit T in °C.

Für gesättigte Luft wurde anhand der Daten von trockener Luft und Dampf mit Hilfe der Molanteile ein genaueres Polynom erstellt, das den Einfluss des Dampfanteils berücksichtigt:

$$c_{p,Mix} = 1007,4 - 2,811 \cdot T + 0,2308 \cdot T^2 - 4,772 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 3,721 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 \quad (\text{A } 5.4)$$

in J/kg mit T in °C.

Diagramm A 5-1 zeigt wie groß die Abweichungen für die verschiedenen Wärmekapazitäten sind.

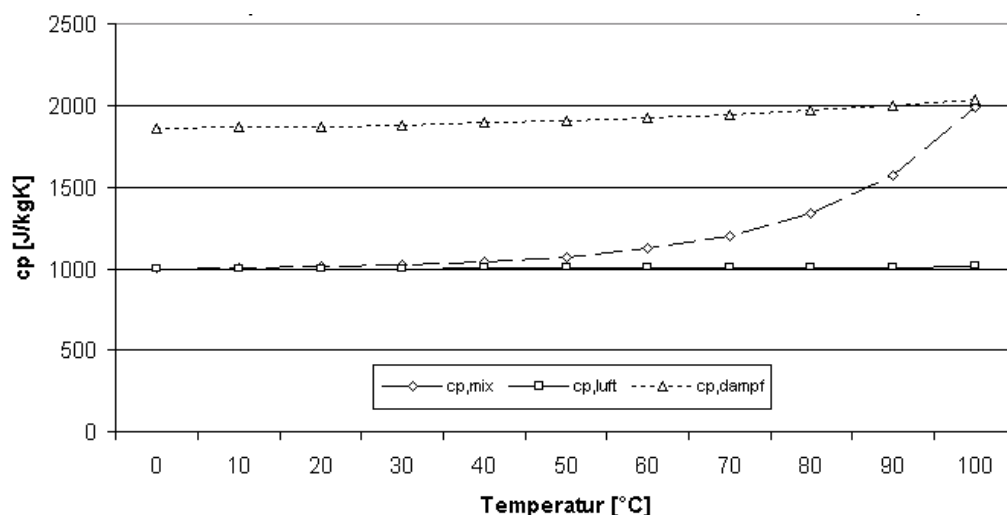


Diagramm A 5-1: Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazitäten von trockener und gesättigter Luft und Wasserdampf

A 5.4 Wärmeleitfähigkeit feuchter Luft

Nach Adhikari [128] gibt Toyama (1987) für die Wärmeleitfähigkeit von Luft eine empirische Gleichung an:

$$\lambda_L = 0,0244 + 0,7673 \cdot 10^{-4} \cdot T$$

in W/(m K) mit T in °C.

Glück [47] gibt für Dampf im Geltungsbereich zwischen 10°C und 200°C folgendes Polynom an:

$$\lambda_D = 1,70247 \cdot 10^{-2} + 5,510435 \cdot 10^{-5} \cdot T + 2,123489 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 4,433889 \cdot 10^{-10} \cdot T^3$$

in W/(m K) mit T in °C.

Für gesättigte Luft wurde mit Hilfe der Molanteile ein genaueres Polynom erstellt, das den Einfluss des Dampfanteils berücksichtigt:

$$\lambda_{Mix} = (24,18 + 0,0516 \cdot T + 9,075 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 1,30 \cdot 10^{-5} \cdot T^3) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A 5.5})$$

in W/(m K) mit T in °C.

A 5.5 Diffusionskoeffizient Wasserdampf in Luft

Mit Hilfe der kinetischen Gastheorie kann man physikalisch begründete Gleichungen zur Berechnung des Diffusionskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur und Druck gewinnen. Die Genauigkeit dieser Gleichungen ist geringer im Vergleich zu halbempirischen Gleichungen, bei denen die Gesetzmäßigkeiten der kinetischen Gastheorie berücksichtigt und zusätzlich Modellparameter an die experimentellen Werte angepasst werden. Nach Weiß [32] haben Slaterry und Bird (1958) für niedrige Drücke folgende Gleichung für Gemische mit Wasserdampf angegeben:

$$D = 1,28 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{T}{(T_1 \cdot T_2)^{0,5}} \right)^{2,334} \cdot (p_1 \cdot p_2)^{1/3} \cdot (T_1 \cdot T_2)^{5/12} \cdot \frac{1}{p}$$

Es gelten Temperaturen in K, Drücke in MPa und D in m²/s. Man erkennt, dass sich der Diffusionskoeffizient von Wasser erhöhen ließe, wenn man statt Luft ein Gas mit niedrigerer Molarität, wie zum Beispiel Wasserstoff verwenden würde. Wenn der Diffusionskoeffizient unter Standardbedingungen (101,3 kPa und 273 K) bekannt ist, so kann die Umrechnung auf andere Drücke und Temperaturen nach folgender Näherungsgleichung erfolgen:

$$D = D_0 \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5}$$

Sattler [31] gibt den Diffusionskoeffizienten von Wasserdampf in Luft bei 273 K und 0,981 bar mit 0,23 x 10⁻⁴ m²/s an. Diagramm A 5-2 zeigt die Abhängigkeit des Diffusionskoeffizienten von der Temperatur.

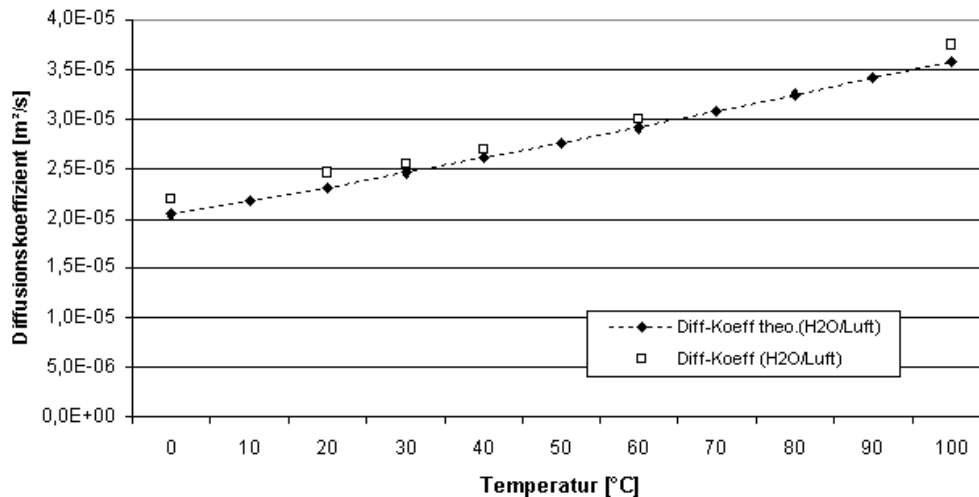


Diagramm A 5-2: Temperaturabhängiger Diffusionskoeffizient von Wasser in Luft

$$(D_{\text{H}_2\text{O,L}} = 7,465 \cdot 10^{-10} (T_m + 273)^{1.81})$$

A 5.6 Wasserdampf-Partialdruck

Der Dampfdruck entsteht durch das Bestreben eines jeden Stoffes, den maximalen Raum einzunehmen. Bei Flüssigkeiten sind die Bindungskräfte nicht so stark wie bei Feststoffen. Der Dampfdruck reicht aber im Allgemeinen noch nicht aus, um den Stoff zu verdampfen. Der Wasserdampf-Partialdruck im Temperaturbereich von $0,01^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$ lässt sich nach Glück /50/ durch folgende Approximation mit einem Fehler von ca. 0,02% darstellen:

$$p_{D,s} = 611 \cdot \exp\left(-1,91275 \cdot 10^{-4} + 7,258 \cdot 10^{-2} \cdot T - 2,939 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,841 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 1,92 \cdot 10^{-9} \cdot T^4\right)$$

in [Pa] mit T in $^\circ\text{C}$

A 5.7 Siedepunkterhöhung

Der kleinere Dampfdruck zeigt sich auch in einem höheren Siedepunkt. Die Siedepunkterhöhung ist proportional zur Stoffmenge der gelösten Substanz pro Lösungsmittel (Molalität m)

$$\Delta T = i \cdot k_b \cdot m \quad (\text{A 5.6})$$

Der Proportionalitätsfaktor k_b wird ebullioskopische Konstante genannt und beträgt für Wasser $k_b = 0,51 \text{ K kg/mol}$. Der Van't Hoff'sche Faktor i beinhaltet eine Korrektur die durch die gegenseitigen Wechselwirkungen gelöster Teilchen in konzentrierten Lösungen nötig wird. Für Natriumchlorid (NaCl) ist $i = 2$. Die Molalität von NaCl beträgt 17,11 mol/kg. Bei einem Salzgehalt von 5% beträgt somit die Siedepunkterhöhung $\Delta T = 0,872 \text{ K}$.

A 5.8 Kinematische Viskosität feuchter Luft

Die kinematische Viskosität geht proportional in die Schmidt-Zahl und umgekehrt proportional in die Grashof-Zahl ein. Zur Berechnung der Zähigkeit von Gasgemischen existieren sehr umfangreiche Formelsysteme. Nach Glück [47] liefert jedoch die einfache Mischungsformel gute Ergebnisse:

$$\nu_{Mix} = \Phi_L \cdot \nu_L + \Phi_D \cdot \nu_D \quad \text{mit dem Volumenanteil } \Phi_i = \frac{P_i}{P}$$

Die kinematische Viskosität von trockener Luft kann im Geltungsbereich von -20°C bis 200°C mit einem maximalen Fehler von 0,03% durch folgende Approximation bestimmt werden (nach Glück /50/):

$$\nu_{Luft} = 1,35198 \cdot 10^{-5} + 8,930841 \cdot 10^{-8} \cdot T + 8,930841 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 - 3,659345 \cdot 10^{-14} \cdot T^3$$

in $[\text{m}^2/\text{s}]$

Die kinematische Viskosität von Sattdampf kann nach Glück [47] im Geltungsbereich von 10°C bis 200°C mit einem maximalen Fehler von 0,08% durch folgende Approximation bestimmt werden:

$$\nu_D = (9,18610 \cdot 10^{-6} + 2,597258 \cdot 10^{-8} \cdot T + 6,312254 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 - 1,421265 \cdot 10^{-13} \cdot T^3) / \rho_D$$

in $[\text{m}^2/\text{s}]$

Diagramm A 5-3 zeigt die Temperaturabhängigkeit der kinetischen Viskosität für verschiedene Stoffe. Es wird ersichtlich, wie groß die Abweichung ist, wenn in einer Destillationskammer statt der Stoffwerte von gesättigter Luft vereinfacht trockene Luft oder Dampf angenommen wird.

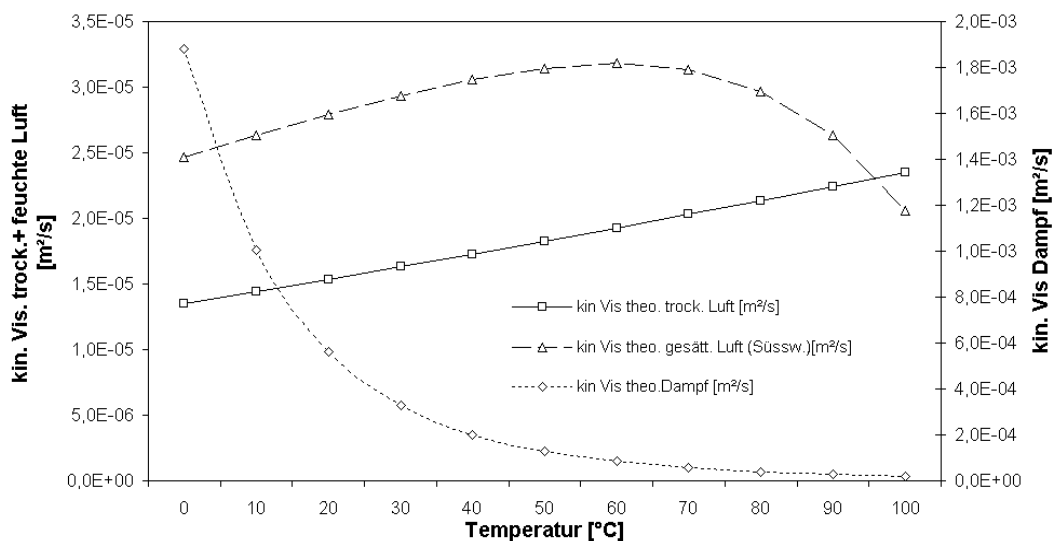


Diagramm A 5-3: kinematische Viskosität von trockener und feuchter Luft und Dampf

Um die temperaturabhängige, kinematische Viskosität von gesättigter Luft besser in das Simulationsmodell einfügen zu können, wurde ein Polynom erstellt, das die Abhängigkeit nach Diagramm A 5-3 wiedergibt:

$$\nu_{\text{Mix}} = 2,44322 \cdot 10^{-5} + 9,21173 \cdot 10^{-8} \cdot T + 2,96678 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 - 4,23271 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 \quad (\text{A } 5.7)$$

in [m²/s] mit T in °C

A 5.9 Dynamische Viskosität feuchter Luft

Die dynamische Viskosität lässt sich aus der kinematischen Viskosität und der Dichte bestimmen:

$$\eta_{\text{Mix}} = \nu_{\text{Mix}} \cdot \rho_{\text{Mix}} \quad (\text{A } 5.8)$$

Nach Adhikari [128] gibt Toyama (1987) für feuchte Luft eine empirische Gleichung an:

$$\eta_L = 1,718 \cdot 10^{-5} + 4,620 \cdot 10^{-8} \cdot T$$

A 5.10 Verdampfungsenthalpie

Der größte Teil der bei der Verdampfung zugeführten Wärme dient zur Erhöhung der inneren Energie. Diese sogenannte Verdampfungsenthalpie ist erforderlich, um den relativ innigen Zusammenhalt der Moleküle in der Flüssigphase aufzusprengen und die weitaus losere Molekülbindung des gesättigten Dampfes herzustellen. Die Verdampfungsenthalpie ist leicht temperaturabhängig.

$$\Delta h = 2324,6 \cdot (1072,7 - 1,0167 \cdot T + 0,00014087 \cdot T^2 - 0,0000051462 \cdot T^3) \quad (\text{A } 5.9)$$

in J/kg und T in °C

A 5.11 Molmasse feuchter Luft

Die Molmasse feuchter Luft variiert mit dem Wassergehalt. Unter der Annahme, dass sich die Luft immer im gesättigten Zustand befindet, gilt für die relative Feuchte:

$$x_s = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s}$$

Der Sättigungsdruck p_s bezeichnet hierbei den mittleren Druck im System. Mit Hilfe der relativen Feuchte lassen sich die Molmassen der Luft sowie des Wasserdampfes ins Verhältnis setzen:

$$M_{\text{Mix}} = \frac{M_W}{\left(1 + \frac{1}{x}\right)} + \frac{M_L}{(1+x)} \quad (\text{A 5.10})$$

mit $M_W = 18 \text{ kg/kmol}$ und $M_L = 29 \text{ kg/kmol}$

A 5.12 Oberflächenspannung von Salzwasser

Die Oberflächenspannung steigt mit dem Salzgehalt und fällt bei zunehmender Temperatur. Angenähert geben die, aus verschiedenen Messreihen empirisch gewonnenen Beziehungen zur Salinität S und Temperatur T die Abhängigkeit wieder:

$$\gamma(T) = 0,07557234295 / (1 + 0,001700301155 \cdot T + T^2) \quad (\text{A 5.11})$$

und

$$\gamma(T, S) = \gamma(T) \cdot (1e-6 \cdot S^2 + 3e-4 \cdot S + 1,0011) \quad (\text{A 5.12})$$

in $[\text{N/m}]$ mit T in $[\text{K}]$.

A 5.13 Wärmeleitfähigkeit von Salzwasser

Beinahe alle relevanten Stoffwerte von Salzwasser finden sich bei Hömig [105]. Für die Wärmeleitfähigkeit gilt die empirische Gleichung [105]:

$$\lambda = A + B \cdot T + C \cdot T^2$$

Die Faktoren A , B und C ergeben sich aus:

$$A = 576,6 - 34,64 \cdot CA + 7,286 \cdot CA^2$$

$$B \cdot 10^3 = 1526 + 466,2 \cdot CA - 226,8 \cdot CA^2 + 28,67 \cdot CA^3$$

$$C \cdot 10^5 = 581 + 2055 \cdot CA - 991,6 \cdot CA^2 + 146,4 \cdot CA^3$$

und dem analytischen Konzentrationsfaktor CA :

$$CA = \frac{1000 - S}{28,17 \cdot S}$$

Nach [129] lässt sich die Wärmeleitfähigkeit auch durch folgende Gleichung bestimmen:

$$\lambda = (0,569118 + 0,00184086 \cdot T + 7,289 \cdot 10^{-6} \cdot T^2) \cdot (1 - 0,2 \cdot c) \quad (\text{A 5.13})$$

in $[\text{W/mK}]$

A 6 Wirkungsgradkennlinien von Flachkollektoren

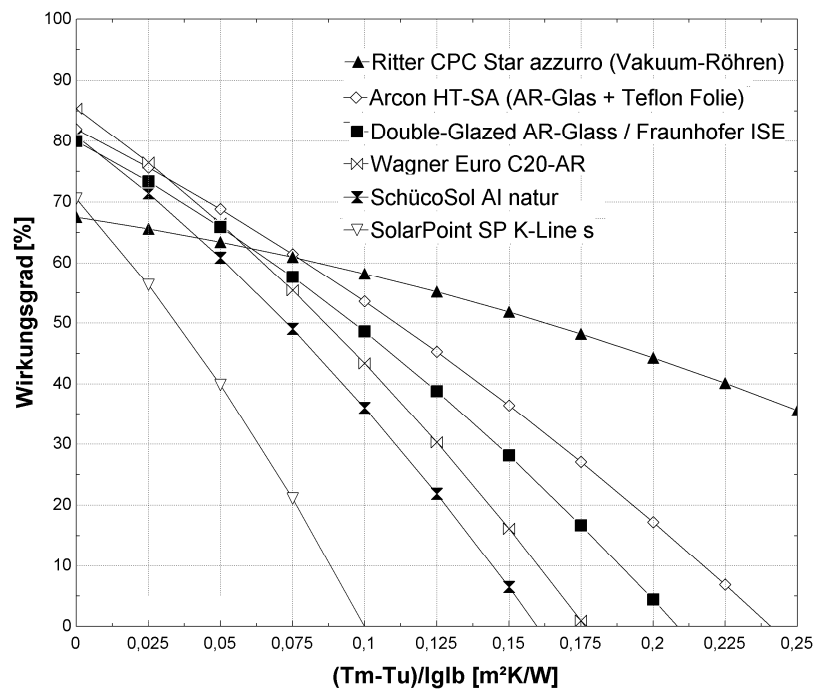


Diagramm A 6-4: Wirkungsgradkennlinien einiger für den Prozesswärmeinsatz geeigneter Flachkollektoren und eines Vakuumröhrenkollektors [Quelle: Jens Kötter, Solar-Institut Jülich]

A 7 Webdaq Homepage

Die im Webdaq gespeicherte Webseite gibt während der Feldtests im Intervall von 10 Minuten eine aktualisierte Darstellung der Messdaten:

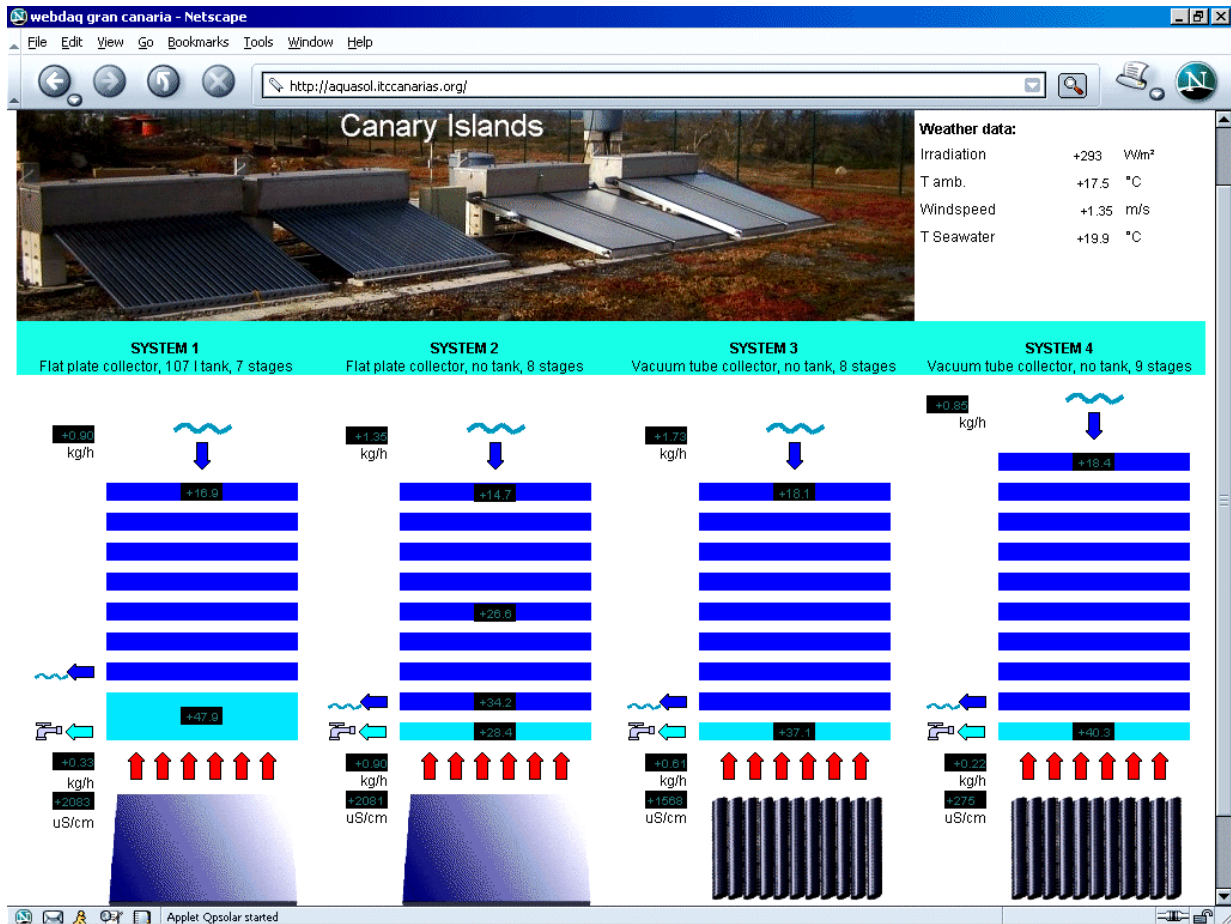


Abb. 7-1: Webdaq-Webpage mit Messwerten von 4 Systemen

A 8 Meerwasseranalyse im Feldtest

Tabelle A 8-1: Meerwasseranalysen während der Feldtests in Pozo/ Gran Canaria [Quelle: ITC]

Parameter	18.07.2005	25.07.2005	08.08.2005	16.08.2005	23.08.2005	29.08.2005	Einheit
	11:30	10:20	11:05	12:00	10:00	10:30	
pH-Wert	7,22	7,3	7,2	7,2	7,3	7,2	
Leitfähigkeit	51400	51900	51300	53900	53800	52800	µS/cm
Trübung	<1	<1	<1	<1	<1	<1	NTU
Bicarbonat	140,3	140,3	140,3	146,4	146,4	134,2	mg/l
TDS	37900	38900	39800	35800	38000	35200	mg/l
Schwebstoffe	<2,0	<2	<2	<2	<2	<2	mg/l
Magnesium	1522	1522	1378	1407	1372	2040	mg/l
Kalium	548	438	380	416	422	426	mg/l
Natrium	10150	11920	10550	9865	11300	9340	mg/l
Calcium	518	594	640	574	674	680	mg/l
Ammonium	<0,05	<0,05	<0,05	<0,05	<0,05	<0,05	mg/l
Fluorid	1,98	1,47	1,91	1,68	1,55	1,54	mg/l
Chlorid	20945	21570	20736	20526	20874	20384	mg/l
Sulfat	3100	3090	3220	3070	3290	2325	mg/l
Bromid	65	64,5	70	70,5	69	68,5	mg/l
Nitrat	4,2	2,9	3,2	2,8	3	2,9	mg/l
Silikat	30	30,6	30,1	29,7	33,6	30,2	mg/l
Bor	4,7	6	4,9	4,4	4,6	5,3	mg/l
TOC	<1	<1	<1	0,16	0,27	<1	mg/l
Kupfer	0,09	0,09	0,075	0,074	<0,01	< 0,01	mg/l
Zink	0,08	0,08	0,07	0,08	<0,01	< 0,01	mg/l
Eisen	0,023	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	< 0,02	mg/l
Strontium	9743	10543	10904	10263	11680	10706	µg/l
Coliforme Bakt. gesamt	0	0	0	0	0	0	pro 100 ml
E. coli	0	0	0	0	0	0	pro 100 ml
Fäkale Erreger	0	0	0	0	0	0	pro 100 ml
Pseudomonas	vorhanden	0	0	0	7	0	pro 100 ml
Koloniezahl 22°	107	10	3	1	8	1	pro ml
Koloniezahl 37°	88	10	0	3	7	1	pro ml
Chlorophyll	1,19	0,95	0	0	0	0	mg/l

A 9 Matlab S-Funktion

```
function [sys,x0,str,ts]=desalination_mssf(t,x,u,flag,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray)
% DESALINATION MULTISTAGE S-function
% Written 2008 by Christoph Müller, Email: chris@hc-tronic.de
%
% u = mp_brine_in,Tbrine,saltconcentration,Tamb,p,vwind,Qpin,phi_amb,Qpsol
%
% Tini          initial temperature          [°C]
% L             device length                [m]
% W             device width                 [m]
% Hg            heigth gas                   [m]
% Hw            heigth water                 [m]
% K_iso         isolation transmission        [W/m]
% mwmax_stage   water in stage               [kg]
% n_stage       number of stages             [-]
% mw_store      water in storage             [kg]
% devtype       1= evaporator holds distillate
%              2= evaporator holds brine
% Cover         1= cover
%              0= no cover
% K_cover       heat transmission            [W/m²K]
% htx           heat exchanger
% Aevap         evaporator area              [m²]
% Acond         condenser area               [m²]
% traytype      type of backdrip loss         [-]
% K_tray        heat transmission            [W/m²K]
%
% Indice:
% sw           saltwater
% w            water
% a            air
% g            gas
% l            liquid

switch flag
% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
% Initialization %
% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
case 0
[sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray);

% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
% Derivatives %
% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
case 1
sys = mdlDerivatives(t,x,u,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray);

% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
% Update and Terminate %
% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
case 2
sys = mdlUpdate(t,x,u,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray); % Update discrete states

case {9}
sys = []; % do nothing

% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
% Output %
% % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % % %
case 3
sys = mdlOutputs(t,x,u,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray);

otherwise
error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end

%
%=====
% mdlInitializeSizes
%=====
%
function [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray)

sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = (12*n_stage)+10+1;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = (12*n_stage)+4+10+1;
sizes.NumInputs = 9;
sizes.DirFeedthrough = 0; %for Tamb, wind,....
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
```

```

ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]

% Stage nodes
for n=1:12:((n_stage)*12)
    %CONTINUOUS STATE VARIABLES
    x0(n+0)=Tini; % T bottom waterlayer
    x0(n+1)=Tini; % T top waterlayer
    x0(n+2)=mwmax_stage; % mwmax_stage
    x0(n+3)=0; % m salt ini
    x0(n+4)=0; % mp_brine out;
    x0(n+5)=0; % mp_dist_stage out;
    x0(n+6)=0; % Qp to stage above;
    x0(n+7)=0; % Qp evap;
    x0(n+8)=0; % Qp conv;
    x0(n+9)=0; % Qp rad;
    x0(n+10)=0; % Qp loss;
    x0(n+11)=0; % Qp sens;
end

% T storage nodes
for n=((n_stage)*12+1):1:((n_stage)*12)+10)
    x0(n)=Tini;
end

% T cover node
x0((12*n_stage)+10+1)=Tini;

%=====
% mdlDerivatives
%=====
%
function sys= mdlDerivatives(t,x,u,Tini,L,W,Hg,Hi,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover,K_cover,htx,Aevap,Acond,traptype,K_tray)
%=====
% Optional cover with insulation (cover= distillate collected in stage 1 else lost)
%=====
% STAGE i=1 : BRINE HOLDING n=1...12 <- seawater in
% STAGE i=2 : BRINE HOLDING n=13...24
% -----
% : :
% -----
% : :
% -----
% : :
% -----
% STAGE i=n_stage : EVAPORATOR holding distillate/brine with heat
% exchanger for brine/distillate <- heating power in
%=====
% Optional tank for sensible heat storage for night production (m storage>0)
%-----
% STORAGE node : holding brine or distillate m=1
% -----
% : :
% -----
% STORAGE node : holding brine or distillate m=10 distillate out ->
% brine out ->
%=====
%
%DEFINE INPUTS
Tamb=u(4);
P=u(5);
wind=u(6);
phi_amb=u(8); %humidity
Qpsol=u(9); %solar radiation on cover

%-----
% COVER
%-----
Tcover=x((12*n_stage)+10+1);
if Cover==1
    % with cover
    Qp_cover_in=x(7);
    Qploss=(Tamb-Tcover)*L*W/((1/K_cover)+(1/(7+3.8*wind)));
    Qpsolcover=0.7*Qpsol*L*W;
    covermass=4;
    dx((12*n_stage)+10+1)=(Qp_cover_in+Qploss+Qpsolcover)/(covermass*450);
else
    %no cover -> set dx=0
    dx((12*n_stage)+10+1)=0;
end

%-----
% EVAPORATOR, NORNAL DESALINATION STAGES AND TOP STAGE
%-----
% calculation starts at first/upper stage
for i=1:1:n_stage
    %Stage Offset

```

```

n=((i-1)*12)+1;

%STAGE CONTINUOUS STATE VARIABLES DEFINITIONS
Twbot=x(n+0);
Twtop=x(n+1);
m_stage_old=x(n+2);
ms_stage_old=x(n+3);
mp_brineout_old=x(n+4);    % save old value
mp_dist_stage_old=x(n+5);  % save old value

Qp_stage_up_old=x(n+6);    % save old value
Qp_evap_old=x(n+7);        % save old value
Qp_conv_old=x(n+8);        % save old value
Qp_rad_old=x(n+9);         % save old value
Qp_loss_old=x(n+10);       % save old value
Qp_sens_old=x(n+11);       % save old value

mp_dist_total=0;

for stage=1:1:i
    if stage==1
        %if cover over top stage -> distillate is collected
        mp_dist_total=mp_dist_total+Cover*(x(((stage-1)*12)+6));
    else
        mp_dist_total=mp_dist_total+x(((stage-1)*12)+6);
    end
end

%stagetype dependent VARIABLES
%TOP STAGE
if i==1
    T_brine=u(2);

    if Cover==1;
        Qp_stage_in=x(n+12+6);
        Twbotabove=Tcover;
        Twtopabove=Tcover;
    elseif Cover==0;
        Qp_stage_in=(Qpsol*L*W*0.7)+x(n+12+6);
        Twbotabove=Tamb;
        Twtopabove=Tamb;
    end
    Twtopbelow=x(n+12+1);
    Tmstageabove=(Twtopabove+Twbotabove)/2;
    mp_brine_in=u(1);
    Csaltin=u(3);
    %KA-Wert für Verlust durch Stufenwand
    KA=2*(L+W)*(Hg+HI)/((1/K_iso)+(1/(3+2.8*wind)));
end

%NORMAL STAGE
if 1 < i && i < n_stage
    Qp_stage_in=x(n+12+6);
    Twbotabove=x(n-12+0);
    Twtopabove=x(n-12+1);
    Tmstageabove=(Twtopabove+Twbotabove)/2;
    Twtopbelow=x(n+12+1);
    mp_brine_in=x(n-12+4);
    Csaltin=x(n-12+3)/x(n-12+2);
    %KA-Wert für Verlust durch Stufenrand
    KA=2*(L+W)*(Hg+HI)/((1/K_iso)+(1/(3+2.8*wind)));
    T_brine=Twtopabove;
end

% EVAPORATOR
if i==n_stage

    % Heat Input
    Qp_stage_in=u(7);
    %Open system: all heat coming in above 99 will be regulated down to 0% at 100 °C
    if Twtop>99
        Qp_stage_in=u(7)*(100-Twtop);
    end
    if Twbot>99
        Qp_stage_in=u(7)*(100-Twbot);
    end

    Twbotabove=x(n-12+0);
    Twtopabove=x(n-12+1);
    Tmstageabove=(Twtopabove+Twbotabove)/2;
    Twtopbelow=100;
    mp_brine_in=x(n-12+4);
    Csaltin=x(n-12+3)/x(n-12+2);
    if mw_store==0
        % isolation losses at walls and bottom
        KA=((2*(L+W)*(Hg+HI)+(L*W))/((1/K_iso)+(1/(3+2.8*wind))));
    else
        %isolation losses at walls only

```

```

    KA=2*(L+W)*(Hg+Hl)/((1/K_iso)+(1/(3+2.8*wind)));
end
T_brine=Twtopabove;
end

Tm_w=(Twtop+Twbot)/2;

%Stage salt concentration
if m_stage_old>0
    Csaltout=ms_stage_old/m_stage_old;
else
    Csaltout=0;
end

%-----
% Heat storage for sensible heat: active if mw_store > 0
%-----
Qpstoreout=0;
if i==n_stage && mw_store>0 %Are we at lowest stage and is there a storage defined?

    node_distance=(mw_store/(10*1000*L*W));

    %Calculates from lowest to highest stage
    for m=(((n_stage)*12)+10):-1:(((n_stage)*12)+1)
        if m==(((n_stage)*12)+1)
            Tnodeabove=Twbot;
        else
            Tnodeabove=x(m-1);
        end

        %Brine or distillate in evaporator?
        %If heatexchanger in use -> use sensible heat of both flows
        if devtype==1
            mp=mp_dist_total+(htx*mp_brine_in);
        elseif devtype==2
            mp=mp_brine_in+(htx*mp_dist_total);
        end

        if x(m)>Tnodeabove
            %lower stage is hotter -> convective exchange
            Qpconv_stor=(Tnodeabove-x(m))*500*L*W;
            %Conduction=0
            Qpcond_stor=0;
        else
            %lower stage is colder -> conductive exchange
            Qpconv_stor=0;
            %conductivity of water
            cond_w=5.587913e-1+(2.268458e-3*x(m))-(1.248304e-5*x(m)*x(m))+(1.890318e-8*(abs(x(m)))^3);
            Qpcond_stor=L*W*0.1*cond_w*(Tnodeabove-x(m))/node_distance;
        end

        %Losses through wall
        if m==(((n_stage)*12)+10)
            Qploss_stor=(Tamb-x(m))*(node_distance*(L+L+W+W)+(L*W))/((1/K_iso)+(1/(3+(2.8*wind))));
        else
            Qploss_stor=(Tamb-x(m))*node_distance*(L+L+W+W)/((1/K_iso)+(1/(3+(2.8*wind))));
        end

        Qpsens_stor=mp*4180*(Tnodeabove-x(m))/3600;
        Qp=Qpsens_stor+Qploss_stor+Qpcond_stor+Qpconv_stor+Qpstoreout;
        dx(m)=Qp/(mw_store*4180/10);
        Qpstoreout=-(Qpcond_stor+Qpconv_stor);
    end

end

if Qpstoreout<0
    Qpstoreout=0;
end

%-----
% Convective heat transport in gas layer
%-----
if Tmstageabove<Twtop;
    %Density of saturated air at water surface
    dens_satair_stage=(101300-p_sw(Twtop,0))/(287*(273+Twtop)+(p_sw(Twtop,0))/(461*(273+Twtop)));
    %Density of saturated air at condenser surface
    dens_satair_stageabove=(101300-p_sw(Tmstageabove,0))/(287*(273+Tmstageabove)+(p_sw(Tmstageabove,0))/(461*(273+Tmstageabove)));
    %Properties of saturated air at averaged temperature
    Tm_air=(Twtop+((Twtopabove+Twbotabove)*0.5))*0.5;
    kinVis_satair=0.0000244322+(0.000000921173*Tm_air)+(0.00000000296678*(Tm_air^2))+(-0.000000000423271*(abs(Tm_air)^3));
    prandtl_satair=0.7241-(0.000648*Tm_air)+(5.162e-5*Tm_air^2)-(1.0649e-6*(abs(Tm_air))^3)+(8.719e-9*Tm_air^4);
    cond_satair=((24.18+(0.0516*Tm_air)+(9.075e-4*Tm_air^2)-(1.3e-5*(abs(Tm_air))^3))*1e-3);
    %Convection of air between satges
    Gr=abs(9.81*Hg*Hg*(dens_satair_stageabove-dens_satair_stage)/(dens_satair_stage*kinVis_satair*kinVis_satair));

    Ra=Gr*prandtl_satair;
    if Ra>2200

```

```

        %turbulent
        Nu=0.092*(Ra^(1/3));
    else
        %laminar
        Nu=0.208*(Ra^(1/4));
    end
    alpha_conv_air=Nu*cond_satair/Hg;

    if alpha_conv_air<0.025/Hg
        alpha_conv_air=0.025/Hg;
    end
else
    alpha_conv_air=0.025/Hg;
end

%-----
%    Convective heat transport in water layer
%-----
if Twbot>Twtop
    %!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    % Bremsung der Konvektion durch geringere
    % Konzentration des Zulaufs und damit
    % geringere Dichte an der Wasseroberfläche
    %!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    Gr=abs(9.81*(Hl*Hl*Hl)*((density_sw(Twtop, ((Csaltin+Csaltin+Csaltin+Csaltin+Csaltout)/5))-density_sw(Twbot, Csaltout))/density_sw(Twbot,
    Csaltout))/(kinvis_sw(Tm_w, Csaltout)^2));

    Ra=abs(Gr*prandtl_sw(Tm_w,Csaltout));
    if Ra>2200
        %turbulent
        Nu=0.092*(Ra^(1/3));
    else
        %laminar
        Nu=0.208*(Ra^(1/4));
    End
    alpha_w=Nu*cond_sw(Tm_w,Csaltout)/Hl;

    %EVAPORATOR
    if i==n_stage
        alpha_w=10000;
    end

    if alpha_w<cond_sw(Tm_w, Csaltout)/Hl
        %only conduction
        alpha_w=cond_sw(Tm_w, Csaltout)/Hl;
    end
else
    %only conduction
    alpha_w=cond_sw(Tm_w, Csaltout)/Hl;
end

%-----
%    Concentration polarisation
%-----
% Konzentrationspolarisation an Wasseroberfläche nach Weiß/Militzer/Gramlic, "Thermische Verfahrenstechnik", 1993, S.570
Cpolcon=Csaltout;

Cpolcon_flag=0; %Switch ON/OFF
if Cpolcon_flag==1
    if Csaltout>0.035
        cl=Csaltout*1000;%Solesalzgehalt [g/L]
        cf=0.035;%Destillatsalzgehalt [g/L]
        R=1-(cf/cl);%Rückhaltevermögen
        Gr=abs(9.81*(Hl^3)*((density_sw(Twbot, Csaltout)-density_sw(Twtop, Csaltout))/density_sw(Twtop, Csaltout))/(kinvis_sw(Tm_w, Csaltout)^2));
        Re=(Gr^0.5)/2.5;
        Sc=kinvis_sw(Tm_w, Csaltout)/Dnacl(Tm_w, Csaltout);
        Sh=1.85*(Re*Sc*Hl/(W/2))^(1/3);
        beta=Sh*Dnacl(Tm_w, Csaltout)/Hl; % gemessen beta=0.005; ?
        cmcl=1/(1-R+(R/exp((mp_dist_stage_old/(1000*3600))/beta))); %/1000*3600 umrechnung von kg/s auf m/s (division durch Dichte)
        cfcml=(cf/cl)/cmcl;
        Rw=1-cfcml;%wahres Rückhaltevermögen
        Cpolcon=Csaltout*cmcl;
    end
end

%-----
%    Mass transfer
%-----
% Im Bereich zwischen S = 0 bis 160 g/kg und Temperaturen zwischen 0 und 200 °C
% ist diese Gleichung auf 2,5 % genau. Vereinfachend wird in der Technik, für
% Abschätzungen anschließende Näherung benutzt. Diese verursacht im genannten
% Bereich Abweichungen von wenigen Prozenten:
% P = P_reinwasser*(1-0,000537*S[g/kg]) [List, 1949]
% Berücksichtigung der Rücktropfverluste nach Energiebilanz, s.u.

mp_dist_stage=0;
P1 = p_sw(Twtop, Cpolcon);

```

```

P2 = p_sw(Tmstageabove, 0);

if i==1 && Cover==0
    %Take into account ambient humidity
    P2=(P2*phi_amb);
end

% Open system
if P1>=0.99*P
    P1=0.99*P;
end

if P2>=0.99*P
    P2=0.99*P;
end

if P2 < (0.999*P1) & Tmstageabove > 0 & m_stage_old>0.1*mwmax_stage
    % Reihenschaltungsmodell
    % Destillation massflow [kg/m²h] korrigiert

    % DataFit version 7.0.36
    % Date Created: Mrz 17 2008
    % Time Created: 07:17:55
    % Serienschaltung mit betak(Tagami), betav(Konv, Nu(fit),Le), no konv
    % Adjusted R2 = 0.9199357119685
    % Standard Error = 0.389132911862189

dT=Twtot-Tmstageabove;

rohv=((101300-P1)/(287*(273+Twtot)))+(P1)/(461.4*(273+Twtot));
rohk=((101300-P2)/(287*(273+Twtot-dT)))+(P2)/(461.4*(273+Twtot-dT));
Ddl = 0.00000000794*(Twtot+273)^1.81;
mol = 0.029*(101300-P2)/((0.018 *P2)+( 0.029*(101300-P2)));
kinVis=(0.000000003625 * (Twtot-dT/2))^2-(0.00000029775 * (Twtot-dT/2)) + 0.0000245;
Le=-0.0000002*(Twtot-dT/2)^3 + 0.00001*(Twtot-dT/2)^2- 0.0009*(Twtot-dT/2)+1.0174;
Pr=0.0000002707912971*((Twtot-dT/2))^3-0.000007587262222*((Twtot-dT/2))^2+0.0003346416375*(Twtot-dT/2)+0.6903630764;
Gr=9.81*(Hg^3)*((rohk-rohv)/rohv)/kinVis^2;

akond = 644.5;
fac = 1;
fkorrv = 1;
fkorrv = 1; %0.943;
koeffl = 0.25;
koeft = 0.3333;
mull = 0.208;
mult = 0.092;

if Gr*Pr>2.2e4
    %turbulent
    Nu=mult*(Gr*Pr)^koeft;
else
    %laminar
    Nu=mull*(Gr*Pr)^koeffl;
end

Sh=Nu*Le^0.6;

betaverd = fac*Sh*(Ddl/Hg)*(1/(461.5*(Twtot+273)))*(101300/(P1-P2))*log((101300-fkorrv*P2)/(101300-fkorrv*P1));

betakond = (akond*((mol/(1-mol))^0.7))*(dT/(2340000*(P1-P2)));
mp_dist_stage = (1/((1/(Aevap*betaverd)))+(1/(Acond*betakond)))*3600*(P1-P2);

if i==1 && Cover==0
    %evaporation swimming pool, Smith et al. 1993, Ashrae 1995
    mp_dist_stage=((P1-P2)*(0.089+0.0782*wind)/(dh_w(Tm_w,0)))*3600;
end

%if Twtot<60
% mp_dist_stage=mp_dist_stage*(Twtot/50)^1;
%end

% no distillation when empty or negative result
if mp_dist_stage<0
    mp_dist_stage=0;
end
end

%-----
% HEATFLOW EQUATIONS
%-----
%stagewise heat exchanger
%Qpbrinesensible=0.7*mp_brine_in*cp_sw(Tm_w,Csaltin)*(T_brine-Tm_w)/3600;
Qpbrinesensible=mp_brine_in*cp_sw(Tm_w,Csaltin)*(T_brine-Tm_w)/3600;
Qplossinsulation=KA*(Tamb-Tm_w);
Qpdistlatent=(mp_dist_stage)*dh_w(Twtot,Csaltout)/3600 ;
Qpdistsensible=0;%((mp_dist_stage)*cp_sw(Tm_w,0)*(Tmstageabove-Twtot)/3600;
Qprad=(L*W)*((5.67e-8)/((1/0.92)+(1/0.6)-1))*(((Tmstageabove+273)^4)-(Twtot+273)^4));
Qpconv=(L*W)*alpha_conv_air*(Tmstageabove-Twtot);

```

```

Qpconvwater=(L*W)*(1/((1/K_tray)+(1/alpha_w)))*(Twtop-Twbot);
if devtype==1
    % Distillate flows down to lowest stage and changes 100% heat
    % in every stage (lazy assumption)
    Qpdistdownflow=(mp_dist_stage+mp_dist_total)*cp_sw(Tm_w,0)*(Tmstageabove-Tm_w)/3600;
elseif devtype==2
    %Brine in Evaporator-> no distillate collection in lowest stage
    % distillate leaves in stage where it was produced => no
    % further heating necessary => only sensible heat for brine
    %(Evaporator)
    Qpdistdownflow=0;
end

dTwbot=(Qpstoreout+Qpconvwater+Qp_stage_in+((Qplossinsulation+Qpdistdownflow+Qpbrinesensible)/2))/(m_stage_old*cp_sw(Tm_w,Csaltout)/2);
dTwtop=(-Qpconvwater+Qprad+Qpconv+Qpdistlatent+((Qplossinsulation+Qpdistdownflow+Qpbrinesensible)/2))/(m_stage_old*cp_sw(Tm_w,Csaltout)/2);

%-----
%    OVERTEMPERATURE? -> T limited to 100 °C (open system)
%
%-----
overtemp_flag=0;

if (Twbot+dTwbot)>=99.5
    %CORRECT HEATFLOWS FOR T CHANGED FOR OVERTEMP
    overtemp_flag=1;
    dTwbot=99.5-Twbot;
    Twbot=99.5;
    Tm_w=(Twtop+Twbot)/2;
end

if (Twtop+dTwtop)>=99.5
    %CORRECT HEATFLOWS FOR T CHANGED FOR OVERTEMP
    overtemp_flag=1;
    dTwtop=99.5-Twtop;
    Twtop=99.5;
    Tm_w=(Twtop+Twbot)/2;
end

if overtemp_flag==1
    %CORRECT HEATFLOWS FOR T CHANGED FOR OVERTEMP
    %stagewise heat exchanger
    %Qpbrinesensible=0.7*mp_brine_in*cp_sw(Tm_w,Csaltin)*(T_brine-Tm_w)/3600;
    Qpbrinesensible=mp_brine_in*cp_sw(Tm_w,Csaltin)*(T_brine-Tm_w)/3600;
    Qplossinsulation=KA*(Tamb-Tm_w);
    Qpdistlatent=-(mp_dist_stage)*dh_w(Twtop,Csaltout)/3600 ;
    Qpdistsensible=(mp_dist_stage)*cp_sw(Tm_w,0)*(Tmstageabove-Twtop)/3600;
    Qprad=(L*W)*((5.67e-8)/((1/0.92)+(1/0.6)-1))*(((Tmstageabove+273)^4)-((Twtop+273)^4));
    Qpconv=(L*W)*(1/((1/alpha_conv_air)+(1/K_tray)))*(Tmstageabove-Twtop);
    Qpconvwater=(L*W)*alpha_w*(Twtop-Twbot);
    if devtype==1
        Qpdistdownflow=(mp_dist_stage+mp_dist_total)*cp_sw(Tm_w,0)*(Tmstageabove-Tm_w)/3600;
    elseif devtype==2
        %Brine in Evaporator-> no distillate collection in lowest stage
        %(Evaporator)
        Qpdistdownflow=0;
    end
end

Qp_stage_up=(-Qpconv-Qprad-Qpdistsensible-Qpdistlatent);

%-----
%    Backdrip losses
%-----
switch traytype
case 1
    %ideal= no losses
    mp_dist_stage=mp_dist_stage*1;
case 2
    %PA/PP combifoil, 250mm
    %surftens2
    %a=0.046382565;
    %b=2.012954054;
    %backdrip=a+(b*surften(Tmstageabove,0)/(1+mp_dist_stage))
    backdrip= 0.03844+(0.04/(0.1+mp_dist_stage))+(0.001*(100-Tmstageabove));
    mp_dist_stage=mp_dist_stage*(1-backdrip);
case 3
    %stainless steel,12°, 120mm
    backdrip=backdrip_stainless_120(12,mp_dist_stage);
    mp_dist_stage=mp_dist_stage*(1-backdrip);

    %mp_dist_stage=mp_dist_stage*(0.044*mp_dist_stage+0.6);
case 4
    %stainless steel,20°, 120mm
    mp_dist_stage=mp_dist_stage*(1-backdrip_stainless_120(20,mp_dist_stage));
    %mp_dist_stage=mp_dist_stage*(0.027778*mp_dist_stage + 0.75);
case 5
    %stainless steel,5°, 120mm
    mp_dist_stage=mp_dist_stage*(1-backdrip_stainless_120(5,mp_dist_stage));

```

```

    %mp_dist_stage=mp_dist_stage*(0.064444*mp_dist_stage + 0.42);
end

%-----
%  BRINE OUTPUT AND CHANGE OF STAGE MASS CALCULATION
%-----

if i==1
    %TOP COVER
    if Cover==1
        %Distillate backdrip when cover straight
        dm_stage=(mp_brine_in)/3600;
    else
        %EVAPORATING TO AMBIENT
        dm_stage=(mp_brine_in-mp_dist_stage)/3600;
    end
elseif i<n_stage
    %NORMAL STAGE
    dm_stage=(mp_brine_in-mp_dist_stage)/3600;
else
    %EVAPORATOR destillation backdrop or collected when holding brine!!!
    if devtype==1
        dm_stage=mp_brine_in/3600;
    elseif devtype==2
        dm_stage=(mp_brine_in-mp_dist_stage)/3600;
    end
end

mp_brineout=0;

if (m_stage_old+dm_stage)>=mwmax_stage
    dm_stage=mwmax_stage-m_stage_old;

    if i==1
        %TOP COVER
        if Cover==1
            %Distillate lost when cover straight! DRIPBACK
            mp_brineout=mp_brine_in;
        else
            %EVAPORATING TO AMBIENT
            mp_brineout=(mp_brine_in-mp_dist_stage);
        end
    elseif i<n_stage
        %NORMAL STAGE
        mp_brineout=(mp_brine_in-mp_dist_stage);
    else
        %EVAPORATOR destillation backdrop or collected when holding brine!!!
        if devtype==1
            mp_brineout=mp_brine_in;
        elseif devtype==2
            mp_brineout=(mp_brine_in-mp_dist_stage);
        end
    end
end
dmp_brineout=mp_brineout-mp_brineout_old;

%CHANGE OF SALT MASS CALCULATION
dms_stage=((mp_brine_in*Csaltin)-(mp_brineout*Csaltout))/(3600);
dmp_dist_stage=(mp_dist_stage-mp_dist_stage_old);%Rücktropfkorrigiert

%ONLY FOR MONITORING HEATFLOWS
dQp_stage_up=(Qp_stage_up-Qp_stage_up_old);
dQp_evap=Qpdistlatent-Qp_evap_old;
dQp_conv=Qpconv-Qp_conv_old;
dQp_rad=Qprad-Qp_rad_old;
dQp_loss=Qplossinsulation-Qp_loss_old;
dQp_sens=(Qpbrinesensible+Qpdistdownflow)-Qp_sens_old; %Qpdistensible+

%SAVE CONTINUOUS STATES
dx(n+0)=dTwbot;
dx(n+1)=dTwtop;
dx(n+2)=dm_stage;
dx(n+3)=dms_stage;
dx(n+4)=dmp_brineout;
dx(n+5)=dmp_dist_stage;

dx(n+6)=dQp_stage_up;
dx(n+7)=dQp_evap;
dx(n+8)=dQp_conv;
dx(n+9)=dQp_rad;
dx(n+10)=dQp_loss;
dx(n+11)=dQp_sens;

end

%If no storage set dx=0

```



```

if mw_store==0
    for m=((n_stage)*12)+1:1:((n_stage)*12)+10
        dx(m)=0;
    end
end

sys=dx;

%=====
% mdlUpdate
%=====
function sys = mdlUpdate(t,x,u,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover, K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray); % Update discrete states
sys=[];

%=====
% mdlOutputs
%=====
function sys = mdlOutputs(t,x,u,Tini,L,W,Hg,HI,K_iso,mwmax_stage,n_stage,mw_store,devtype,Cover, K_cover,htx,Aevap,Acond,traytype,K_tray)
% STAGE-WISE OUTPUTS
%BOTTOM TEMPERATURE
i=1;
for n=1:12:((n_stage-1)*12)+1
    sys(i)=x(n);
    i=i+1;
end
%TOP TEMPERATURE
for n=2:12:((n_stage-1)*12)+2
    sys(i)=x(n);
    i=i+1;
end
%AVG STAGE TEMPERATURE
for n=1:12:((n_stage-1)*12)+1
    sys(i)=(x(n)+x(n+1))/2;
    i=i+1;
end
%STAGE MASSES
for n=3:12:((n_stage-1)*12)+3
    sys(i)=x(n);
    i=i+1;
end
%STAGE SALT CONCENTRATION
for n=3:12:((n_stage-1)*12)+3
    sys(i)=x(n+1)/x(n);
    i=i+1;
end
%STAGE BRINE OUTPUT
for n=5:12:((n_stage-1)*12)+5
    sys(i)=x(n);
    i=i+1;
end
%STAGE DISTILLATE PRODUCTION
for n=6:12:((n_stage-1)*12)+6
    sys(i)=x(n);
    i=i+1;
end

%ADDITIONAL OUTPUTS
%TOTAL DISTILLATE PRODUCTION
mp_dist_total=0;
for n=1:12:(n_stage*12)
    %devtype dependent DISTILLATE COLLECTION

    %Evaporator holds distillate
    if n==1
        %TOP STAGE
        %OPEN: Evaporated, covered: Dripback
        mp_dist_total=mp_dist_total; %+Cover*(x(n+5))
    elseif n<((n_stage-1)*12)
        %NORMAL STAGE
        mp_dist_total=mp_dist_total+x(n+5);
    else
        %EVAPORATOR
        if devtype==1
            mp_dist_total=mp_dist_total+0;
        elseif devtype==2
            mp_dist_total=mp_dist_total+x(n+5);
        end
    end
end
end

%mp_dist_total
sys(i)=mp_dist_total;

i=i+1;
%BRINE OUTPUT
sys(i)=x((n_stage-1)*12+5); % BRINE OUTPUT
i=i+1;

```

```

%BRINE SALT CONCENTRATION
sys(i)=x((n_stage-1)*12+4)/x((n_stage-1)*12+3);
i=i+1;
%LOWEST STAGE OUTPUT FOR COP CALCULATION
sys(i)=x((n_stage-1)*12+6); % mp_dist lowest stage;
%T STORAGE
for n=((n_stage)*12)+1:1:(((n_stage)*12)+10)
    i=i+1;
    sys(i)=x(n);
end
%T COVER
i=i+1;
sys(i)=x((12*n_stage)+10+1);

% output heatflows stagewise
% for n=1:12:(n_stage*12)
% % Stagewise:
% % Qp evap;
% % Qp conv;
% % Qp rad;
% % Qp loss;
% % Qp sens;
% i=i+1;
% sys(i)=x(n+7);
% i=i+1;
% sys(i)=x(n+8);
% i=i+1;
% sys(i)=x(n+9);
% i=i+1;
% sys(i)=x(n+10);
% i=i+1;
% sys(i)=x(n+11);
% end

%heatflows typewise
for n=1:12:(n_stage*12)
    % Qp evap;
    i=i+1;
    sys(i)=x(n+7);
end
for n=1:12:(n_stage*12)
    % Qp conv;
    i=i+1;
    sys(i)=x(n+8);
end
for n=1:12:(n_stage*12)
    % Qp rad;
    i=i+1;
    sys(i)=x(n+9);
end
for n=1:12:(n_stage*12)
    % Qp loss;
    i=i+1;
    sys(i)=x(n+10);
end
for n=1:12:(n_stage*12)
    % Qp sens;
    i=i+1;
    sys(i)=x(n+11);
end

function dh_w=dh_w(T,c)
%water enthalpy in J/Kg
dh_w=2324.6*(1072.7-1.0167*T+0.00014087*(T*T)-0.0000051462*((abs(T))*(abs(T))*(abs(T))));

function density_sw=density_sw(T, c)
%nach Hömig 1978
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
    'salt concentration>30%'
end
D = (2 * S - 150) / 150;
a0 = 2.01611 + 0.115313 * D + 0.000326 * ((2 * D * D) - 1);
A1 = -0.0541 + 0.001571 * D - 0.000423 * ((2 * D * D) - 1);
A2 = -0.006124 + 0.00174 * D - 0.000009 * ((2 * D * D) - 1);
a3 = 0.000346 + 0.000087 * D - 0.000053 * ((2 * D * D) - 1);
y = (2 * T - 200) / 160;
density_sw = 1000 * (0.5 * a0 + A1 * y + A2 * ((2 * y * y) - 1) + a3 * ((4 * y * y*y) - 3 * y));

function cond_sw=cond_sw(T, c)
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
CA = (28.17 * S) / (1000 - S);

```

```

A = 576.6 - 34.64 * CA + 7.286 * CA*CA;
B = (1526 + 466.2 * CA - 226.8 * CA *CA + 28.67 * CA *CA*CA) / 1000;
C = (581 + 2055 * CA - 991.6 * CA *CA + 146.4 * CA *CA*CA) / -100000;
cond_sw = (A + B * T + C * T *T) / 1000;

function dynvis_sw=dynvis_sw(T, c)
%in kg/(m*s)
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
dynvis_h2o = exp(-3.79418 + (604.129 / (139.18 + T)));
A1 = 0.001474 + 0.000015 * T - 0.00000003927 * T *T;
A2 = 0.000010734 - 0.000000085 * T + 0.000000000223 * T *T;
dynvisrel = 1 + A1 * S + A2 * S *S;
dynvis_sw = dynvis_h2o * dynvisrel * 0.001;

function kinvis_sw=kinvis_sw(T, c)
%in [m²/s]
kinvis_sw = dynvis_sw(T, c) / density_sw(T, c);

function prandtl_sw=prandtl_sw(T, c)
%in [-]
prandtl_sw = dynvis_sw(T, c) * cp_sw(T, c) / cond_sw(T, c);

function p_sw=p_sw(T, c)
%in [Pa]
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
dp = 611 * exp(-0.000191275 + 0.07258 * T - 0.0002939 * T*T + 0.0000009841 * T*T*T - 0.00000000192 * T*T*T*T);
p_sw = dp * (1 - 0.000537 * S);

function cp_sw=cp_sw(T, c)
%in [W*s/kg]
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
A = 4206.8 - 6.6197 * S + 0.012288 * S *S;
B = -1.1262 + 0.054178 * S - 0.00022719 * S *S;
C = 0.012026 - 0.00053566 * S + 0.0000018906 * S *S;
D = 0.00000068774 + 0.000001517 * S - 0.0000000044268 * S *S;
cp_sw = 4186.8 * 0.000238846 * (A + B * T + C * T*T + D * T*T*T);

function Dnacl=Dnacl(T, c)
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
Dnacl = 0.000000001 * 0.00000475 * (T + 273) / dynvis_sw(T, 0);
if S > 10
    Dnacl = Dnacl * (S / (-2 + 0.569 * S + 0.97 * S ^ 0.5)) / 1.59;
else
    Dnacl = Dnacl * (-0.01071274298 * S + 1.590107991) / 1.59;
end

function surfen=surfen(T, c)
S=c*1000;
if S>300
    S=300;
end
%gefittet an data von reinem Wasser
surften = 0.001 * 75.57234295 / (1 + 0.001700301155 * T + 0.00001129476226 * T*T);
%gefitteter Einfluss von NaCl auf Oberflächenspannung
surften = surfen * (0.000001 * S*S + 0.0003 * S + 1.0011);

function a_sw=a_sw(T, c)
%Temperaturleitfähigkeit
a_sw = cond_sw(T, c) / (cp_sw(T, c) * density_sw(T, c));

function Dh2ov=Dh2ov(T,c)
Dh2ov = 0.0000000007465*((T+273)^1.81);

function backdrip_stainless_120=backdrip_stainless_120(angle,mp)

a=0.9722;
b=0.0590;
c=0.0689;
d=1.6559;
e=0.0824;
backdrip_stainless_120 = 1/(a+(b*mp+c)*(d*angle+e));
if backdrip_stainless_120>1; backdrip_stainless_120=1;end
if backdrip_stainless_120<0; backdrip_stainless_120=0;end

```