

Jörn Scheuren

# Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder

Die vorliegende Arbeit wurde vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Kassel als Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) angenommen.

Erster Gutachter: Prof. Dr. K. Vajen

Zweiter Gutachter: Prof. Dr. R. Brendel

Tag der mündlichen Prüfung

30. Mai 2008

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar

Zugl.: Kassel, Univ., Diss. 2008

ISBN 978-3-89958-430-1

URN: urn:nbn:de:0002-4300

© 2008, kassel university press GmbH, Kassel  
[www.upress.uni-kassel.de](http://www.upress.uni-kassel.de)

Druck und Verarbeitung: Unidruckerei der Universität Kassel  
Printed in Germany

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH). Von 2002 bis 2007 bearbeitete ich dort das Forschungsprojekt „Stagnationsuntersuchungen in den Kollektorkreisen hochdimensionierter großer thermischer Solaranlagen“, das vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) gefördert wurde. Während dieser Zeit wurde ich von vielen Menschen tatkräftig unterstützt und gefördert, wofür ich diesen herzlich danken möchte.

Mein erster Dank gilt Herrn Prof. Vajen von der Universität Kassel (Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik) für die Betreuung als externer Doktorand und seine wohlwollende Unterstützung und Förderung der Arbeit. Seine besondere Fähigkeit, durch scheinbar harmlose Fragen strittige Punkte aufzudecken, hat meine Arbeit entscheidend beeinflusst und voran gebracht.

Herrn Prof. Brendel, Geschäftsführer des ISFH, hat sich als Zweitgutachter und Mitglied der Prüfungskommission zur Verfügung gestellt. Ihm danke ich darüber hinaus für die vorbehaltlose Rückendeckung und den Freiraum, den ich bei der Durchführung meiner Arbeiten am ISFH erhalten habe. Ich danke auch Frau Prof. Jordan und Herrn Prof. Hesselbach in Ihrer Funktion als Mitglieder der Prüfungskommission.

Dr. Wolfgang Eisenmann danke ich herzlich für die „vor Ort“ Betreuung meiner Arbeit am ISFH. Er war mein eigentlicher Mentor, stand jederzeit für Diskussionen zur Verfügung und gab mehr als einmal wichtige Hinweise bei kniffligen Problemen. Niemand hat meine Arbeit so oft und vor allem so genau gelesen wie er.

Die ursprüngliche Projektidee und damit die Grundlage meiner Doktorarbeit stammt von Gunter Rockendorf und Roland Sillmann, denen ich dafür herzlich danken möchte. Gunter Rockendorf hat mich darin bestärkt, dass Stagnation ein drängendes und ernstes Problem der Praxis ist, was mir zusätzliche Motivation verschaffte. Darüber hinaus war er Ideengeber für einige Lösungsansätze zur Entschärfung der Stagnationsbelastungen.

Danken möchte ich auch den Industriepartnern des Forschungsprojektes, ohne deren Unterstützung die umfangreichen Experimente nicht möglich gewesen wären. Stellvertretend danke ich Herrn Böhle (Fa. Viessmann) und Herrn Dr. Hillerns (Fa. Tyforop Chemie), die mir nach einem Stagnationsexperiment, das neben wichtigen wissenschaftlichen Erkenntnissen auch eine komplett zerstörte Solaranlage zur Folge hatte, mit Rat und vor allem mit Tat zur Seite standen.

Bedanken möchte ich mich bei den zahlreichen Fachkollegen von befreundeten Instituten und Institutionen für die vielfältigen Kontakte und offenen Diskussionen über das Thema Stagnation. Nennen möchte ich hier Robert Hausner von der AEE in Österreich und Matthias Rommel mit seinem Team am Fraunhofer ISE. Neben vielen spannenden Diskussionen lieferten Ihre Arbeiten zum Thema Stillstandsverhalten entscheidende Erkenntnisse, die mir einige wichtige Fragen beantworteten. Reiner Croy von der ZfS lieferte die Messdaten zweier großer Betreiberanlagen und war darüber hinaus immer bereit, mir meine teilweise sonderbaren Fragen zu beantworten. Dafür und für die gemeinsamen, spannenden Außentermine bei den Anlagen möchte ich ihm danken.

Der Arbeitsgruppe Solar- und Anlagentechnik von Prof. Vajen danke ich für die produktive Atmosphäre der Seminare, in denen ich den aktuellen Stand meiner Arbeit präsentieren und diskutieren konnte.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Abteilung Solarthermie am ISFH danke ich herzlich sowohl für die angenehme Arbeitsatmosphäre als auch deren Motivation und Freunde, meine Arbeiten zu unterstützen. Den Diplomanden Daniel Eggert, Maik Kirchner und Rebecca Siodla sei herzlich gedankt für ihre Zuarbeiten in dem Projekt. Ihr großer persönlicher Einsatz, der weit über das zu erwartende Maß hinaus ging, hat entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Ein besonderer Dank geht an das technische Personal des ISFH. Dank des Teams um Wolfgang Wetzels konnte ich mich voll und ganz auf die Durchführung und Auswertung der Experimente konzentrieren. Ohne deren unermüdliche Unterstützung wäre es nicht möglich gewesen, Messdaten in dieser Güte und Menge zu sammeln. Nicht vergessen möchte ich die zahlreichen Studentinnen und Studenten, die nicht nur bei gutem Wetter Kollektorfelder auf- und wieder abgebaut haben. Monique Honmeyer war gerade in der Schlussphase nicht davon abzuhalten, Sonderuntersuchungen jeglicher Art durchzuführen, die meine Arbeit an wichtigen Stellen abrundeten. Vielen Dank!

Dank sagen möchte ich nicht zuletzt meinen Eltern, deren Unterstützung ich mir in allen Lebensabschnitten sicher sein konnte. Das Finanzielle ist dabei das Wenigste. Dank auch an Meike und Finja, mit denen alles leicht fällt – selbst eine Doktorarbeit.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>V</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Bisherige Arbeiten	2
1.2 Ziel der Arbeit	3
1.3 Gliederung der Arbeit	5
<b>2 Charakterisierung und Beurteilung von Stagnationsvorgängen</b>	<b>6</b>
2.1 Vorgänge bei Stagnation	6
2.2 Entleerungsverhalten und Dampfausbreitung	10
2.3 Dampfreichweite	13
2.4 Dampfproduktionsleistung	14
2.5 Dampfvolumen	15
2.5.1 MAG-Wägeverfahren	16
2.5.2 MAG-Kalibrierverfahren	17
2.6 Restflüssigkeitsmenge	21
<b>3 Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>22</b>
3.1 Beschreibung der untersuchten Anlagen	22
3.1.1 Testsysteme (Outdoor)	22
3.1.2 Indoor-Experimente unter dem Sonnensimulator	28
3.1.3 Betreiberanlagen	30
3.2 Experimentelle Ergebnisse	34
3.2.1 Testsysteme (Outdoor)	34
3.2.2 Zusammenfassung der Ergebnisse	43
3.2.3 Indoor-Experimente unter dem Sonnensimulator	44
3.2.4 Betreiberanlagen	48
3.3 Stagnationsbedingte Anlagenschäden	54
3.3.1 Degradation des Wärmeträgers	56
3.3.2 Schäden durch degradierten Wärmeträger	58
3.3.3 Schäden an Ausdehnungsgefäßen	60
3.3.4 Pumpenschäden	63
<b>4 Strategien zur Belastungsminderung</b>	<b>66</b>
4.1 Systemkonzepte mit unproblematischem Stagnationsverhalten	66
4.1.1 Drain-Back-Systeme	66
4.1.2 Heat-Pipe-Kollektoren	67
4.1.3 Kollektorfelder mit gutem Entleerungsverhalten	67
4.2 Regelungsstrategien	68
4.2.1 Kollektorkühlfunktion	68
4.2.2 Speichernachtauskühlung	70
4.2.3 Speicherdurchmischung	71
4.2.4 Bewertung	71
4.3 Integration von Stagnationskühlern	72

4.3.1	Wärmeabgabe von Rohrleitungen	72
4.3.2	Vorschaltgefäß	76
4.3.3	Heizleisten	78
4.3.4	Tischkühler	81
4.3.5	Konventionelle Heizkörper	82
4.3.6	Wasserkühler	82
4.3.7	Positionierung und Kühlerauswahl	84
4.4	Systemdruckerhöhung	85
4.5	Maßnahmenbewertung	85
<b>5</b>	<b>Dampfkondensation in Rohrleitungen</b>	<b>87</b>
5.1	Strömungsgeschwindigkeiten des Dampfes bei Stagnation	88
5.2	Kondensation im vertikalen Rohr	89
5.2.1	Laminare Filmkondensation	90
5.2.2	Laminare Filmkondensation mit Wellenbildung	92
5.2.3	Turbulente Filmkondensation	93
5.2.4	Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes	94
5.3	Kondensation im waagerechten Rohr	95
<b>6</b>	<b>Beurteilung der Messverfahren</b>	<b>99</b>
6.1	Stationäre und instationäre Bestimmung der Dampfproduktionsleistung	99
6.1.1	Einfluss der Rohrleitungsverluste bei Stagnation	101
6.1.2	Einfluss der Geschwindigkeit der Dampffront	104
6.1.3	Einfluss der Rohrleitungskapazität	105
6.1.4	Folgerungen für das Messverfahren	106
6.2	Bestimmung der Restflüssigkeitsmenge	107
<b>7</b>	<b>Vorhersage der Dampfproduktionsleistung und des Dampfolumens</b>	<b>110</b>
7.1	Bestimmung der theoretischen Stagnationsleistung	111
7.2	Randbedingungen	112
7.3	Vorhersage der Dampfproduktionsleistung	114
7.4	Vorhersage des produzierten Dampfolumens und der Dampfreichweite	119
7.5	Durchführung des Berechnungsverfahrens	123
7.6	Beurteilung des Vorhersageverfahrens	125
<b>8</b>	<b>Simulation von Regelungsstrategien</b>	<b>127</b>
8.1	Simuliertes System	128
8.2	Bewertungsgrößen	129
8.2.1	Fractional thermal energy savings	130
8.2.2	Extended energy savings	130
8.2.3	Stagnationsstunden	131
8.2.4	Maximale Dampfproduktionsleistung	131
8.3	Untersuchte Regelungsstrategien	131
8.4	Ergebnisse	132
8.5	Bewertung	135
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>137</b>
	<b>Anhang</b>	<b>141</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>145</b>

# Nomenklatur

## Formelzeichen

### Lateinische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$a_1$	Temperaturunabhängiger Wärmeverlustkoeffizient	$\text{W/m}^2\text{K}$
$a_2$	Temperaturabhängiger Wärmeverlustkoeffizient	$\text{W/m}^2\text{K}^2$
$A_i$	Innerer Querschnitt einer Rohrleitung	$\text{m}^2$
$A_{\text{koll}}$	Kollektoraperturfläche	$\text{m}^2$
$A_{\text{RW}}$	Querschnittsfläche einer Rohrwand	$\text{m}^2$
$b$	Lichter Abstand zwischen den Rippen einer Heizleiste	$\text{m}$
$C_{\text{koll}}$	Kollektorwärmekapazität	$\text{J/m}^2\text{K}$
$c_{\text{MAG}}$	MAG-Kalibrierkonstante	$\text{bar}/(\text{l}^*\text{K})$
$c_p$	Spezifische isobare Wärmekapazität	$\text{J/kgK}$
$d$	Durchmesser	$\text{m}$
$d_a$	Rohrdurchmesser außen	$\text{m}$
$d_i$	Rohrdurchmesser innen	$\text{m}$
$d_{\text{WD}}$	Außendurchmesser Wärmedämmung	$\text{m}$
$E_{\text{aux}}$	Fossiler Endenergiebedarf der Wärmeversorgung eines solaren Heizsystems	$\text{kWh}$
$E_{\text{ref}}$	Fossiler Endenergiebedarf der Wärmeversorgung eines Referenzsystems	$\text{kWh}$
$E_{\text{total}}$	Primärenergiebedarf eines solaren Heizsystems	$\text{kWh}$
$E_{\text{total,ref}}$	Primärenergiebedarf eines Referenzsystems	$\text{kWh}$
$F'$	Kollektorwirkungsgradfaktor	-
$G_T$	Bestrahlungsstärke in Kollektorebene	$\text{W/m}^2$
$G_{T,\text{Stag}}$	Wirksame Bestrahlungsstärke bei Stagnation	$\text{W/m}^2$
$g$	Fallbeschleunigung	$\text{m/s}^2$
$h$	Pumpenförderhöhe oder Rippenhöhe	$\text{m}$
$\Delta h_v$	Verdampfungsenthalpie	$\text{J/kg}$
$k_R$	Wärmedurchgangskoeffizient eines Rohrs pro Meter Länge	$\text{W/mK}$
$L$	Rohrleitungslänge	$\text{m}$
$m_{\text{MAG},0}$	Masse eines Membranausdehnungsgefäßes vor der ersten Dampfbildung	$\text{kg}$
$m_{\text{MAG,Stag}}$	Masse eines Membranausdehnungsgefäßes während der Stagnation	$\text{kg}$
$\dot{m}$	Massenstrom	$\text{kg/h}$

Symbol	Bedeutung	Einheit
$n$	Stoffmenge	mol
$p$	Druck	bar
$p_0$	Vordruck eines Membranausdehnungsgefäßes	bar
$p_{\text{anf}}$	Anfangsdruck eines Membranausdehnungsgefäßes	bar
$p_d$	Druck an der Druckseite einer Pumpe	bar
$p_{\text{end}}$	Enddruck eines Membranausdehnungsgefäßes	bar
$P_{\text{flow}}$	Leistung der Restdampfströmung	W
$P_G^*$	Dampfproduktionsleistung pro Kollektoraperturfläche	W/m <sup>2</sup>
$P_G$	Dampfproduktionsleistung	W
$P_{\text{kap}}$	Leistung durch Erwärmung einer Rohrleitung	W
$p_s$	Druck an der Saugseite einer Pumpe	bar
$P_{\text{Stag}}$	Theoretische Stagnationsleistung	W/m <sup>2</sup>
$p_{\text{sys}}$	Systemdruck	bar
$\dot{q}_n$	Flächenbezogene Nutzwärmeleistung	W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{boiler}}$	Wärmebereitstellung der fossilen Nachheizung eines solaren Heizsystems	kWh
$Q_{\text{boiler,ref}}$	Wärmebereitstellung eines Referenzsystems	kWh
$Q_{\text{el,heater}}$	Wärmebereitstellung der elektrischen Nachheizung eines solaren Heizsystems	kWh
$Q_R^*$	Wärmeverluste der Rohrleitung pro Meter	W/m
$R$	Allgemeine Gaskonstante	J/molK
$s_n$	Hydraulischer Abstand zwischen Kollektor und n-tem Temperatursensor	m
$s_G$	Dampfreichweite	m
$s_{G,\text{max}}$	Maximale Dampfreichweite	m
$s_R$	Wandstärke einer Rohrleitung	m
$T_a$	Thermodynamische Temperatur der Umgebung	K
$T_{\text{RW}}$	Thermodynamische Temperatur einer Rohrwand	K
$U_L$	Gesamtwärmeverlustkoeffizient des Kollektors	W/m <sup>2</sup> K
$V$	Volumen	Liter
$\dot{V}$	Volumenstrom	l/h
$V_{\text{exp}}$	Expansionsvolumen eines Membranausdehnungsgefäßes	Liter
$V_G$	Dampfvolumen im Solarkreis	Liter
$V_{G,\text{koll}}$	Dampfvolumen im Kollektor	Liter
$v_G$	Dampfvolumen im Solarkreis pro Kollektoraperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>
$v_{G,\text{koll}}$	Dampfvolumen im Kollektor pro Kollektoraperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>
$V_{\text{MAG},0}$	Gasvolumen eines Membranausdehnungsgefäßes kurz vor erster Dampfbildung	Liter



Symbol	Bedeutung	Einheit
$V_{\text{MAG,Stag}}$	Gasvolumen eines Membranausdehnungsgefäßes während der Stagnation	Liter
$V_{\text{SK,G,Stag}}$	Dampfvolumen im Solarkreis während der Stagnation	Liter
$V_{\text{SK,L,0}}$	Flüssigkeitsvolumen im Solarkreis kurz vor erster Dampfbildung	Liter
$V_{\text{SK,L,Stag}}$	Flüssigkeitsvolumen im Solarkreis während der Stagnation	Liter
$V_{\text{R}}^*$	Innenvolumen von einem Meters Rohrleitung	Liter/m
$v_{\text{koll}}$	Gesamtinhalt des Kollektors pro Aperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>
$V_{\text{WV}}$	Wasservorlage eines Membranausdehnungsgefäßes	Liter
$\Delta V_{\text{L}}$	Wärmeausdehnung der Flüssigkeit im Solarkreis	Liter
$w_{\text{G,e}}$	Dampfgeschwindigkeit am Eintritt der Rohrleitung	m/s
$w_{\text{L}}$	Strömungsgeschwindigkeit einer Flüssigkeit	m/s
$W_{\text{par,ref}}$	Strombedarf eines Referenzsystems	kWh
$W_{\text{par}}$	Strombedarf eines solaren Heizsystems	kWh
$w_{\text{PG}}$	Ausbreitungsgeschwindigkeit der Phasengrenze	m/s
$x^*$	Verhältnis Dampfmassenstrom zu Gesamtmassenstrom	-

### Griechische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\alpha_{\text{a}}$	Wärmeübergangskoeffizient außen	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{\text{i}}$	Wärmeübergangskoeffizient innen	W/m <sup>2</sup> K
$\delta$	Filmdicke	m
$\eta_{\text{L}}$	Dynamische Viskosität (flüssig)	kg/ms
$\eta_{\text{G}}$	Dynamische Viskosität (gasförmig)	kg/ms
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit oder Rohrreibungszahl	W/mK oder -
$\lambda_{\text{RW}}$	Wärmeleitfähigkeit Rohrwand	W/mK
$\lambda_{\text{WD}}$	Wärmeleitfähigkeit Wärmedämmung	W/mK
$\vartheta_{\text{a}}$	Temperatur der Umgebung	°C
$\bar{\vartheta}_{\text{koll}}$	Mittlere Wärmeträgertemperatur im Kollektor	°C
$\vartheta_{\text{RW}}$	Temperatur einer Rohrwand	°C
$\vartheta_{\text{S}}$	Sattdampftemperatur	°C
$\eta$	Kollektorwirkungsgrad	-
$\eta_0$	Konversionsfaktor des Kollektors	-
$\eta_{\text{boiler}}$	Nutzungsgrad der fossilen Nachheizung eines solaren Heizsystems	-
$\eta_{\text{boiler,ref}}$	Nutzungsgrad der Wärmeversorgung eines Referenzsystems	-
$\eta_{\text{el}}$	Nutzungsgrad der Stromerzeugung	-
$\eta_{\text{el,heater}}$	Nutzungsgrad der el. Nachheizung eines solaren Heizsystems	-

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\eta_R$	Rippenwirkungsgrad	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Standardabweichung	-
$\sigma_L$	Oberflächenspannung von Wasser	N/m
$\tau\alpha$	Effektives Transmissions-Absorptionsprodukt	-
$\tau_{\text{koll}}$	Kollektorzeitkonstante	s
$\tau_{\text{koll,stag}}$	Kollektorzeitkonstante im Stillstandsfall	s
$\tau_\delta$	Schubspannung	N/m <sup>2</sup>
$\nu$	Kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-

## Indizes und Abkürzungen

a	Außen	o	Oberfläche
amb	Umgebung (ambient)	R	Rohrleitung
avg	Durchschnittlich (average)	ref	Referenz(system)
DPL	Dampfproduktionsleistung	RFM	Restflüssigkeitsmenge
DR	Dampfreichweite	RL	Rücklauf
DV	Dampfvolumen	RS	Referenzsystem
e	Eintritt	RW	Rohrwand
el	Elektrisch	S	Sieden
exp	Expansion	SDM	Speicherdurchmischung
G	Gasförmig	SHS	Solares Heizsystem
Ges	Gesamt	SK	Solarkreis
i	Innen	Stag	Stagnation
in	Eintritt	sys	System
koll	Kollektor	T	Geneigt (tilt)
L	Flüssig (liquid)	VL	Vorlauf
MAG	Membranausdehnungsgefäß	VSG	Vorschaltgefäß
max	Maximal	WD	Wärmedämmung
PG	Phasengrenze	WV	Wasservorlage

# 1 Einleitung

Der deutsche und europäische Solarthermie-Markt verzeichnet ein ungebrochen starkes Wachstum. Zwischen 2003 und 2006 verdoppelte sich in Deutschland der Gesamtabatz von thermischen Solaranlagen (BSW, 2007). Speziell die sogenannten solaren Kombianlagen, die neben der Trinkwassererwärmung auch einen Teil der Raumheizungswärme zur Verfügung stellen, haben an diesem rasanten Wachstum einen entscheidenden Anteil. In Deutschland stieg im Zeitraum 2003 bis 2006 der Anteil neu installierter solarer Kombisysteme bei Kleinanlagen bis 20 m<sup>2</sup> Kollektorfläche von 20% auf ca. 35%, bei Anlagen über 20 m<sup>2</sup> beträgt der Anteil der Kombianlagen im Jahr 2006 etwa 95% (2003: 75%) (BSW, 2007)<sup>1</sup>. Der Trend zu heizungsunterstützenden Anlagen ist notwendig, um eine relevante Erhöhung der solaren Deckungsanteile zu erreichen.

Mit der Verbreitung von Kombianlagen ist aber auch die Stagnationsproblematik in den Fokus des Interesses gerückt: Für Kombianlagen werden im Vergleich zu reinen solaren Trinkwassersystemen größere Kollektorflächen benötigt, um auch während der Heizperiode einen relevanten Anteil des Wärmebedarfs zu decken. Dies führt allerdings zu längeren Stillstandszeiten der Solaranlagen in den Sommermonaten.

Die bei Stagnation auftretenden hohen thermischen Belastungen stellen für die Kollektoren zumeist keine Gefahr dar. Problematisch ist allerdings, dass im Stagnationsfall Wärmeträgerdampf entsteht, der weit in die Rohrleitungen des Solarkreises vordringt und dort zu Schäden an temperaturempfindlichen Komponenten, wie dem Membranausdehnungsgefäß oder der Solarkreispumpe, führen kann. Es können Kunststoffteile und Dichtungen innerhalb des Solarkreises beschädigt werden. Zudem wird der Wärmeträger selbst durch Stagnation stark belastet: Ab einer Temperatur von ca. 160°C beginnt eine langsame Zersetzung der herkömmlichen Solarfluide auf Basis von Propylenglykol-Wasser-Gemischen. Die Folge ist eine frühzeitige Alterung oder, wenn zusätzlich Luftsauerstoff in den Solarkreis eingedrungen ist, im schlimmsten Fall eine komplette Zerstörung des Wärmeträgers. In der Folge kann es zur Bildung von teerartigen Zersetzungsprodukten kommen, welche Rohrquerschnitte innerhalb der Kollektoren und des Solarkreises verstopfen und so zu einem Anlagenausfall führen können.

Durch die enorme Leistungsverbesserung der thermischen Kollektoren in den letzten 10 Jahren hat sich auch das bei Stagnation entstehende Dampfvolumen und damit verbunden die Gefahr großer Dampfreichweiten vergrößert. Ausdruck

---

<sup>1</sup> Ausgewertet wurde der Datenbestand aller im bundesweiten Marktanreizprogramm (MAP) geförderten Solarwärmeanlagen.

dieser Leistungssteigerung sind die Stagnationstemperaturen von Vakuumröhrenkollektoren, die mittlerweile deutlich oberhalb von 300°C liegen.

Für eine weitere Verbreitung solarthermischer Anlagen ist es unbedingt notwendig, dass die Vorgänge bei Stagnation verstanden, Stagnationsschäden analysiert und schließlich Lösungsansätze zur Minderung der Stagnationsbelastungen entwickelt werden. Diese Arbeit soll hierzu einen Beitrag leisten.

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen des Verbundprojektes "Systemuntersuchung großer solarthermischer Kombianlagen" im Förderprogramm Solarthermie2000plus des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) entstanden. Das am „Institut für Solarenergieforschung Hameln“ (ISFH) bearbeitete Teilprojekt trägt den Titel „Stagnationsuntersuchungen in den Kollektorkreisen hochdimensionierter großer thermischer Solaranlagen“ (Förderkennzeichen 0329268A).

## 1.1 Bisherige Arbeiten

Das Thema Stagnation von Sonnenkollektoren und die daraus resultierenden Probleme sind erst seit relativ kurzer Zeit Gegenstand von Forschungsbemühungen. Im Rahmen eines europäischen Forschungsprojekts<sup>2</sup> haben sich erstmals die Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energien, Österreich (AEE) und das Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme (ISE) intensiv mit der Stagnationsproblematik befasst. Daraus hervorgegangen sind die Arbeiten von Hausner et al. (2003) und Lustig (2002).

Von Hausner et al. (2003) wurden zahlreiche experimentelle Daten zum Stagnationsverhalten von Einzelkollektoren und Kollektorfeldern gesammelt. In den Untersuchungen der Felder wurde sich allerdings auf Flachkollektoren mit vorteilhaftem Entleerungsverhalten beschränkt. Es zeigte sich, dass eine Feldverschaltung ohne Flüssigkeitssäcken zu recht niedrigen Dampfproduktionsleistungen (DPL) zwischen etwa 30 und 40 W/m<sup>2</sup> führt. Hausner bezeichnet Kollektoren mit einer DPL kleiner 50 W/m<sup>2</sup> als gut entleerend; schlecht entleerende Flachkollektoren weisen eine DPL von bis zu 120 W/m<sup>2</sup> auf. Die Klasse der Vakuum-U-Röhren-Kollektoren zeigten in den Untersuchungen DPL-Werte von bis zu 140 W/m<sup>2</sup>. Hausner schlägt zur Minderung der Stagnationsbelastungen die Integration von Kühlkörpern in den Solarkreis zum Schutz der temperaturempfindlichen Komponenten vor. Diese Luft-Wasser-Kühler wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit näher untersucht.

In seiner Dissertation beschäftigt sich Lustig (2002) schwerpunktmäßig mit den im Stillstandsfall auftretenden Zweiphasenströmungen innerhalb des Kollektors

---

<sup>2</sup> CRAFT-JOULE-Program: Stagnation Technology for Thermal Solar Systems. 1999-2000.

und der Modellierung dieser Vorgänge in der Simulationsumgebung „ColSim“ (Wittwer, 1999). Mit Hilfe dieses Modells werden Regelungsstrategien getestet, die zu einer Reduktion der Stagnationszeiten führen sollen. Lustig kommt zu dem Ergebnis, dass eine Nachtauskühlung des Speichers die Stagnationshäufigkeit reduzieren kann. Im Rahmen des hier durchgeführten Projektes wurden diese Strategien an Outdoor-Versuchsanlagen getestet und neben der reinen Stagnationshäufigkeit zudem die Auswirkungen auf die auftretenden Dampfproduktionsleistungen in Simulationsrechnungen untersucht.

### 1.1.1 Ziel der Arbeit

Einige wichtige Fragen zum Stagnationsverhalten größerer Kollektorfelder blieben in den bisherigen Forschungsvorhaben unbeantwortet und sind daher Gegenstand der vorliegenden Arbeit:

*Wie verhalten sich größere Kollektorfelder mit ungünstigem Entleerungsverhalten im Stagnationsfall? Welche Dampfproduktionsleistungen, Dampfreichweiten und Dampfolumina treten bei diesen Anlagen auf?*

Zu dieser Frage liegen bisher kaum Erkenntnisse vor. Von Hausner et al. (2003) wurden Kollektorfelder untersucht, die ein vorteilhaftes Entleerungsverhalten aufwiesen. Wie in Abschnitt 2.2 dargestellt, ist aber gerade bei größeren Kollektorfeldern die Bildung von Flüssigkeitssäcken, die zu einem ungünstigen Entleerungsverhalten führen, kaum zu verhindern. Die hier durchgeführten Untersuchungen an Betreiber- und Testdachanlagen sollen daher wichtige Erkenntnisse über das Stagnationsverhalten größerer Kollektorfelder mit ungünstigem Entleerungsverhalten liefern.

*Wie kann die Dampfproduktionsleistung und das Dampfolumen eines beliebigen Kollektorfeldes abgeschätzt werden?*

Von Hausner et al. (2003) gibt es zwar erste Ansätze, einen einfachen funktionalen Zusammenhang zwischen der Dampfproduktionsleistung und Einflussgrößen wie z. B. Systemdruck, Wetterbedingungen und Entleerungsverhalten herzustellen. Diese Untersuchungen beschränkten sich allerdings auf wenige Feldtypen, die zudem recht geringe Dampfproduktionsleistungen aufwiesen. Vakuumröhrenkollektorfelder wurden dabei nicht untersucht.

In der vorliegenden Arbeit wird auf Basis der Messungen an sehr unterschiedlichen Solaranlagen ein Modell entwickelt, mit dem stagnationsrelevante Kenngrößen, wie die Dampfproduktionsleistung (DPL), bestimmt werden können. Bei Kenntnis der DPL kann daraus die zu erwartende Dampfreichweite im Stagnationsfall berechnet werden. Auf dieser Grundlage kann dann wiederum entschieden werden, ob zum Schutz temperaturempfindlicher Komponenten weitere Maßnahmen (Anwendung von belastungsmindernden Regelungsstrategien, Integration von Kühlkörpern) notwendig sind.

Neben der Vorhersage der Dampfproduktionsleistung und der Dampfreichweite in den Rohrleitungen ist eine verlässliche Abschätzung des bei Stagnation entstehenden Dampf Volumens immens wichtig. Die Wahl des Nennvolumens des Ausdehnungsgefäßes hängt entscheidend vom maximal entstehenden Dampf volumen ab. Sowohl Hausner et al. (2003) als auch Eismann (2004) haben das gängige Verfahren der VDI 6002 (VDI, 2004) zur Dimensionierung von Ausdehnungsgefäßen zwar ergänzt, aber auch in diesen Ansätzen wird das bei Stagnation entstehende Dampf volumen als bekannt vorausgesetzt. Bisher existiert kein Rechenverfahren zur Vorhersage des Dampf volumens. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein solches Modell jetzt entwickelt.

*Welche Anlagenschäden können durch Stagnation verursacht werden?*

Bisherige Untersuchungen beschränken sich zumeist auf den Zusammenhang von Wärmeträgerdegradation und Stagnationshäufigkeit bzw. Höhe der Temperaturbelastung. Hillerns (2003) hat hierzu die Ergebnisse aus Laborexperimenten vorgestellt (vgl. Abschnitt 3.3.1). Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen liefern Erkenntnisse über die Alterung des Solarfluids in realen Anlagen.

Über die genaue Art und Schwere von Schäden an Solarkreiskomponenten (MAG, Pumpe, usw.), die durch heißen Wärmeträgerdampf verursacht werden, ist bisher nur wenig bekannt. Von Schäfer et al. (2003) wurden die bei Stagnation entstehenden Temperaturen im Kollektorkreis und an den Kollektorschlüssen gemessen, um daraus die Anforderungen an Rohrverbindungstechniken abzuleiten. Von Lange und Keilholz (2005) sind einige Stagnationsschäden an Dämmung und Kugelhähnen beschrieben worden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Solarkreiskomponenten durch wiederholte Stagnationsvorgänge gezielt hohen Temperaturen ausgesetzt. Anschließend wurden diese Komponenten demontiert und auf Stagnationsschäden untersucht. Zusätzlich wurden die Solarkreiskomponenten von Betreiberanlagen mit häufiger Stagnation analysiert. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im vorliegenden Bericht ausführlich dargestellt.

*Welche Strategien zur Minderung der Stagnationsbelastungen existieren und wie ist deren Wirksamkeit zu bewerten?*

Von Hausner et al. (2003) wird zum Schutz der temperaturempfindlichen Komponenten die Integration von Kühlkörpern in den Solarkreis vorgeschlagen. Lustig (2002) empfiehlt auf Basis seiner Simulationsrechnungen regelungstechnische Maßnahmen (z. B. Nachtauskühlung des Speichers) zur Minderung der Stagnationsbelastungen. Auf Basis dieser Ansätze wurden im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit weitergehende experimentelle und theoretische Untersuchungen durchgeführt, die vor allem die Wirksamkeit dieser Maßnahmen in realen Anlagen überprüfen sollen.

## 1.2 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist wie folgt gegliedert: Nach der Einleitung folgt in Kapitel 2 die Beschreibung der bei Stagnation ablaufenden Phasen sowie die Vorstellung der wichtigsten Kenndaten, die bei einem Stagnationsversuch erfasst werden. Ferner werden die entsprechenden Messverfahren und deren Unsicherheiten diskutiert. Kapitel 3 befasst sich mit den experimentellen Untersuchungen, die an Einzelkollektoren unter dem Sonnensimulator, outdoor an den Testsystemen des ISFH und in situ an Betreiberanlagen durchgeführt wurden. Hierbei wurden verschiedene Einflussfaktoren auf Stagnationsverhalten wie der Systemdruck, die interne und externe Feldhydraulik und der Neigungswinkel experimentell untersucht. Es wird auf die gemessenen stagnationsrelevanten Kenndaten eingegangen sowie die Charakteristiken der Stagnationsvorgänge vergleichend diskutiert. Der zweite Teil dieses Kapitels befasst sich mit den Schäden, die an diesen Anlagen durch Stagnation verursacht wurden.

In Kapitel 4 werden die verschiedenen Möglichkeiten zur Minderung der Stagnationsbelastungen diskutiert. Hierzu wurden neben theoretischen Berechnungen ebenfalls Messungen durchgeführt. Kapitel 5 beschäftigt sich mit den theoretischen Grundlagen der Dampfkondensation in Rohrleitungen. Dies ist notwendig, um die in Kapitel 6 folgende Beurteilung der eingesetzten Messverfahren zur Bestimmung der Dampfproduktionsleistung und der Restflüssigkeitsmenge im Kollektor durchführen zu können. In Kapitel 7 wird auf Grundlage der Messungen an den Outdoor-Testsystemen ein Modell zur Vorhersage der Dampfproduktionsleistung und des Dampf Volumens vorgestellt. Mit den in Kapitel 8 vorgestellten Simulationsrechnungen wird die Wirksamkeit verschiedenerer Reglungsstrategien zur Minderung der Stagnationsbelastungen untersucht und zugleich der negative Einfluss auf den solaren Ertrag der Anlage beziffert. Den Abschluss der Arbeit bildet Kapitel 9 mit Zusammenfassung und Ausblick.

## 2 Charakterisierung und Beurteilung von Stagnationsvorgängen

In diesem Kapitel werden zunächst die grundlegenden Vorgänge bei Stagnation und der Einfluss des Entleerungsverhaltens auf die Stagnationsphasen erläutert. Es folgt eine Übersicht der wichtigsten Größen, die zur Charakterisierung von Stagnationsvorgängen bestimmt werden. Dazu zählen die Dampfreichweite (DR), die Dampfproduktionsleistung (DPL), das Dampfvolumen (DV) und die Restflüssigkeitsmenge im Kollektor (RFM). Hierbei wird auf die verschiedenen Messmethoden und deren Unsicherheiten eingegangen. Es wird ein Verfahren zur Bestimmung des Dampfvolumens im Kollektorkreis vorgestellt, das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt wurde und bei der in situ Vermessung von Anlagen leicht angewendet werden kann.

Entscheidende Praxisrelevanz haben die Größen Dampfreichweite und Dampfvolumen. Ist die Dampfreichweite in einer Leitung größer als der Abstand zwischen Kollektoranschluss und einer temperaturempfindlichen Komponenten (z. B. Membranausdehnungsgefäß) müssen zusätzliche Schutzmaßnahmen ergriffen werden. Das Dampfvolumen ist die wichtigste Eingangsgröße für die Auslegung von Membranausdehnungsgefäßen einer Solaranlage. Wird das Dampfvolumen unterschätzt, kommt es im Stagnationsfall zum Ansprechen des Sicherheitsventils und in der Folge zum Abblasen der Anlage.

Beide Größen, Dampfreichweite und Dampfvolumen, sind allerdings nicht nur von der Konfiguration des Kollektorfeldes abhängig, sondern zusätzlich von den Dimensionen und den Wärmeverlusten der Solarkreisverrohrung. Demgegenüber ist die Dampfproduktionsleistung ein eindeutiger Kennwert des Kollektorfeldes<sup>3</sup>, aus dem DR und DV berechnet werden können. Daher ist der entscheidende Kennwert zur Charakterisierung des Stagnationsverhalten die DPL. Alle anderen Kennwerte können daraus abgeleitet werden.

### 2.1 Vorgänge bei Stagnation

Nach VDI (2004) bezeichnet der Begriff Stagnation bei Sonnenkollektoren einen „Zustand bzw. Zeitraum, in dem im Kollektorkreis kein Wärmeträger zirkuliert und die absorbierte, in Wärme umgewandelte Strahlungsenergie nicht an einen Speicher oder Verbraucher abgeführt wird“. Darüber hinaus wird im allgemeinen Sprachgebrauch meist davon ausgegangen, dass es zur Verdampfung des Wär-

---

<sup>3</sup> Voraussetzung hierfür ist, dass die angrenzenden Rohrleitungen monoton fallend vom Kollektor weggeführt werden und so keine zusätzlichen Flüssigkeitssäcke im Feld entstehen.



metrträgers im Kollektor kommt. Gründe für den Stillstand der Solarkreispumpe können ein vollständig geladener Speicher, ein technischer Defekt oder ein sonstiger Anlagenschaden sein.

Die genauen Abläufe bei Stagnation wurden erstmals von Hausner et al. (2003) und Lustig (2002) näher untersucht. Sie teilten auf Grundlage von Messungen den Stagnationsvorgang in fünf aufeinander folgende Phasen ein. Weitere Untersuchungen des Fraunhofer Instituts für Solare Energiesysteme (ISE) (Rommel et al., 2006) und Ergebnisse der vorliegenden Arbeit führten zu einer leichten Modifikation dieses Modells, welches im Folgenden kurz dargestellt werden soll. Für eine detaillierte Darstellung der einzelnen Phasen sei auf Hausner und Fink (2000) verwiesen.

#### Phase 1 – Flüssigkeitsausdehnung

Nach dem Abschalten der Solarkreispumpe steigt die Temperatur im Kollektor langsam an, bis schließlich an der heißesten Stelle eine Dampfblase entsteht. Bis zu diesem Zeitpunkt ist nur ein leichter Anstieg des Anlagendrucks durch die Flüssigkeitsausdehnung des Solarfluids zu verzeichnen.

#### Phase 2 – Verdrängen des Fluids aus dem Kollektor durch erste Dampfbildung

Die entstandene Dampfblase drückt flüssigen Wärmeträger in Richtung der Kollektoranschlüsse. Das Dampfvolument innerhalb des Kollektors vergrößert sich schnell, wodurch es zu einem raschen Druckanstieg kommt. Die Siedetemperatur steigt an und damit auch die Temperatur innerhalb des Kollektors. Phase 2 gilt als beendet, wenn der Dampf die Kollektoranschlüsse erreicht.

Für den weiteren Stagnationsablauf ist Phase 2 sehr entscheidend. Je mehr Flüssigkeit durch den Dampf aus dem Kollektor gedrückt wird, desto weniger Flüssigkeit steht für den weiteren Verdampfungsvorgang zur Verfügung. Die Leistung des dampfgefüllten Kollektors ist stark herabgesetzt und es wird in der Folge durch den geringen Wirkungsgrad nur noch sehr wenig Dampf produziert. Welche Kollektor- und Kollektorfeldkonfigurationen ein effektives Ausdrücken von Flüssigkeit in dieser Phase begünstigen, wird in Abschnitt 2.2 erläutert.

#### Phase 3 – Sieden der nicht entleerten Restflüssigkeit

Die im Anschluss an Phase 2 im Kollektor zurückgebliebene Restflüssigkeitsmenge (RFM) kann nur noch über den Weg der Verdampfung den Kollektor verlassen. Das Dampfvolument im Solarkreis und der Systemdruck steigen weiter an, bis schließlich die Wärmeverlustleistung der dampfgefüllten Rohrleitungen und möglicher Kühlkörper außerhalb des Kollektors im Gleichgewicht mit der Dampfproduktionsleistung  $P_G$  des Kollektors steht. In diesem Moment wird die maximale Dampfreichweite  $s_{G,max}$  (Summe der Reichweite in der Vorlauf- und Rück-

laufleitung) und meist auch das maximale Dampfvolumen  $V_{G,max}$  bei maximalem Systemdruck erreicht.

#### Phase 4 – Aufkonzentration der Restflüssigkeit und Dampfüberhitzung

Nach dem Erreichen des Maximaldrucks verringert sich die Flüssigkeitsmenge im Kollektor immer weiter. Die Dampfproduktionsleistung nimmt ab und die Dampffront zieht sich langsam wieder in Richtung der Kollektoranschlüsse zurück.

Da es sich bei der Solarflüssigkeit zumeist um ein binäres Gemisch aus Propylenglykol und Wasser handelt, kommt es bei der weiteren Verdampfung zur Aufkonzentration des Propylenglykols innerhalb des Kollektors, d. h. der Glykolan- teil innerhalb der Flüssigkeit vergrößert sich<sup>4</sup>. Da die Siedetemperatur reinen Glykols über dem Siedepunkt des ursprünglichen Gemischs liegt, steigt die Temperatur innerhalb des Kollektors weiter an und die thermische Belastung der Flüssigkeit wird größer (vgl. hierzu Abschnitt 3.3.1).

Es können nun Bereiche mit überhitztem Dampf innerhalb des Kollektors entstehen, wodurch der Wirkungsgrad weiter sinkt. Der Dampf zieht sich aus den Rohrleitungen weiter zurück, bis am Ende dieser Phase fast nur noch der Kollektor dampfgefüllt ist.

#### Phase 5 – Wiederbefüllen des Kollektors

Durch das Absinken der Bestrahlungsstärke kommt die Dampfproduktion im Kollektor zum Erliegen. Der Dampf kondensiert innerhalb der Rohrleitung und im Kollektor vollständig. Das Ausdehnungsgefäß drückt die Flüssigkeit wieder in den Kollektor und der Systemdruck erreicht Normalniveau.

---

<sup>4</sup> Zum unterschiedlichen Verhalten von binären und azeotropen Gemischen vgl. Mersmann et al. (2005).

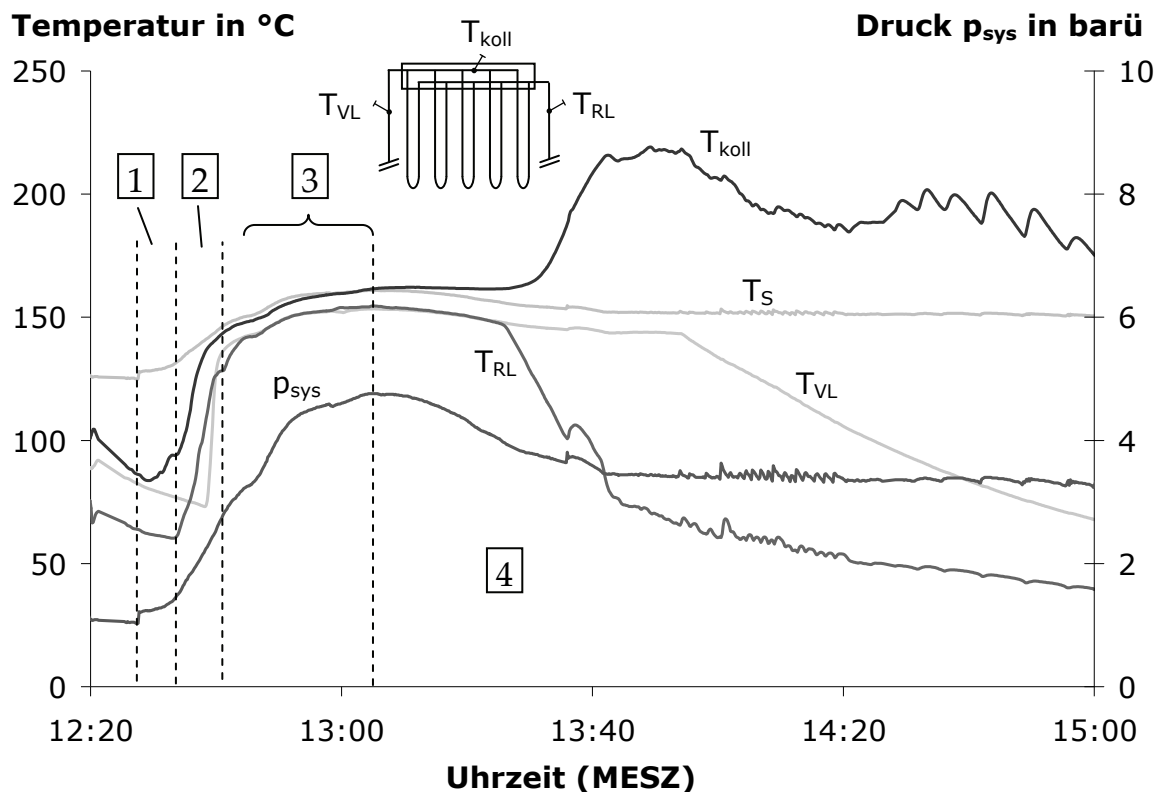


Abbildung 2.1: Temperatur- und Druckverlauf während der einzelnen Phasen eines Stagnationsvorgangs.

Am Beispiel eines im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Stagnationsexperiments soll der Ablauf der einzelnen Phasen verdeutlicht werden. Abbildung 2.1 zeigt die Druck- und Temperaturverläufe eines Vakuumröhrenkollektors (S-VRK, vgl. Abschnitt 3.1.2) während des Experiments unter dem Sonnensimulator. Mit  $p_{\text{sys}}$  wird der Druck innerhalb des Solarkreises bezeichnet und  $T_s$  ist die Siedetemperatur des Solarfluids beim momentanen Systemdruck<sup>5</sup>.

Die Fluidtemperaturen innerhalb der Vorlauf- und Rücklaufleitung tragen die Bezeichnung  $T_{\text{VL}}$  und  $T_{\text{RL}}$ ,  $T_{\text{koll}}$  steht für die Temperatur auf dem Sammlerrohr. Da die Fluidtemperaturen meist nur indirekt mit Anlegesensoren auf den Rohrleitungen gemessen werden, liegen die Temperaturen der dampfgefüllten Leitungen meist unterhalb der Siedetemperatur, wie auch in dem dargestellten Beispiel zu erkennen ist.

Die ersten zwei Phasen liegen zeitlich oft sehr eng beieinander, wodurch eine klare Trennung meist kaum möglich ist. Der andauernde Anstieg des Systemdrucks am Ende von Phase 2 deutet darauf hin, dass noch eine erhebliche Menge

<sup>5</sup> Im Laufe des Stagnationsvorgangs kann es durch die bevorzugte Verdampfung des Wassers zu einer Änderung des Mischungsverhältnisses von Propylenglykol und Wasser im Solarfluid kommen. Dadurch steigt die Sattedampftemperatur auch bei konstantem Systemdruck an (vgl. Abschnitt 3.2). Im Moment des Druckmaximums ist dieser Vorgang allerdings noch nicht zu beobachten.

Solarflüssigkeit im Kollektor zurückgeblieben ist, die nun kontinuierlich verdampft. Nach dem Erreichen des Maximaldrucks (Ende Phase 3) ist zu erkennen, dass sich der Dampf aus den Vor- und Rücklaufleitungen zurückzieht und gleichzeitig die Kollektortemperatur  $T_{\text{koll}}$  über die Siedetemperatur  $T_s$  ansteigt. Ursache ist hier zum einen eine Erhöhung der Siedetemperatur durch allmähliche Aufkonzentration des Wärmeträgers, zum anderen findet im weiteren Verlauf eine deutliche Überhitzung innerhalb des Kollektors statt. Durch den abnehmenden Druck wird vom MAG kalte Flüssigkeit in die RL-Leitung gedrückt, wodurch es hier zu einer rascheren Abkühlung als in der VL-Leitung kommt. Die Wiederbefüllung des Kollektors (Phase 5) ist in Abbildung 2.1 nicht dargestellt.

## 2.2 Entleerungsverhalten und Dampfausbreitung

Je mehr Flüssigkeit am Ende der zweiten Stagnationsphase aus dem Kollektor herausgedrückt wird, desto geringer ist die im weiteren Verlauf produzierte Dampfmenge. Die Restflüssigkeitsmenge nach Phase 2 hängt wiederum entscheidend vom Entleerungsverhalten des Kollektors bzw. des Kollektorfeldes ab. In (Weiss, 2003) finden sich die Klassifizierungen von Kollektorhydrauliken mit vorteilhaftem und kritischem Entleerungsverhalten nach Hausner et al. (2003). Entscheidend ist hierbei die Bildung von sogenannten Flüssigkeitssäcken innerhalb des Kollektorfeldes, wie sie in der Feldkonfiguration A in Abbildung 2.2 auftreten können. Die Flüssigkeit wird im unteren Feldteil eingeschlossen und kann nur durch vollständige Verdampfung das Kollektorfeld verlassen. Bei den Varianten B und C drückt die entstehende Dampfblase die Flüssigkeit idealerweise vollständig aus dem Kollektorfeld. In Phase 3 werden dadurch nur noch sehr geringe Dampfvolumina produziert.

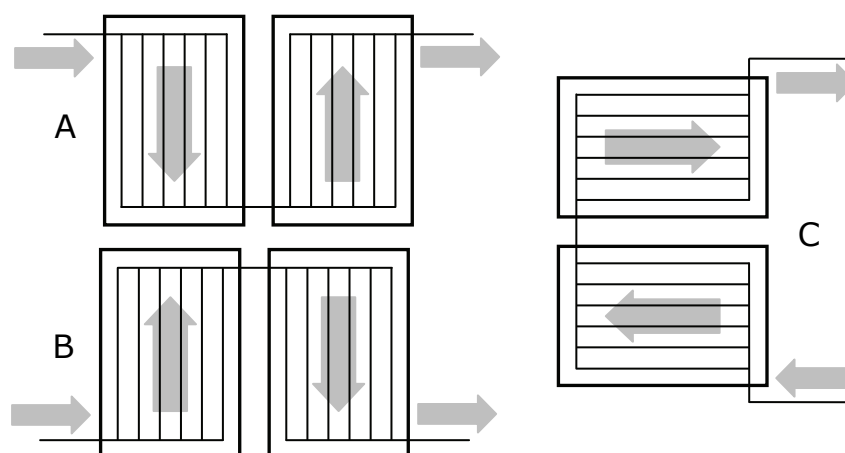


Abbildung 2.2: Kollektorverschaltung mit ungünstigem (A) und gutem Entleerungsverhalten (B und C).

Eine Verschaltung größere Kollektorfelder, die den Einschluss von Flüssigkeitssäcken verhindert, ist oft sehr schwierig oder in einigen Fällen auch unmöglich.

Beispielsweise führt das Hinzufügen eines weiteren Kollektors bei Variante B in Abbildung 2.2 zu einer deutlichen Verschlechterung des Entleerungsverhaltens. Einzig bei Variante C können noch weitere Kollektoren angeschlossen werden, ohne dass Flüssigkeitssäcke entstehen.

Darüber hinaus kann es bei größeren Feldern, die aus mehreren parallelen oder auch seriellen Teilfeldern bestehen, zu Zweiphasenströmungen oder auch Kreisströmungen zwischen den Feldern kommen (Hausner et al., 2003). Dadurch kann kalte Flüssigkeit in stagnierende Kollektoren gelangen, wodurch es zu einer schlagartigen Verdampfung kommt.

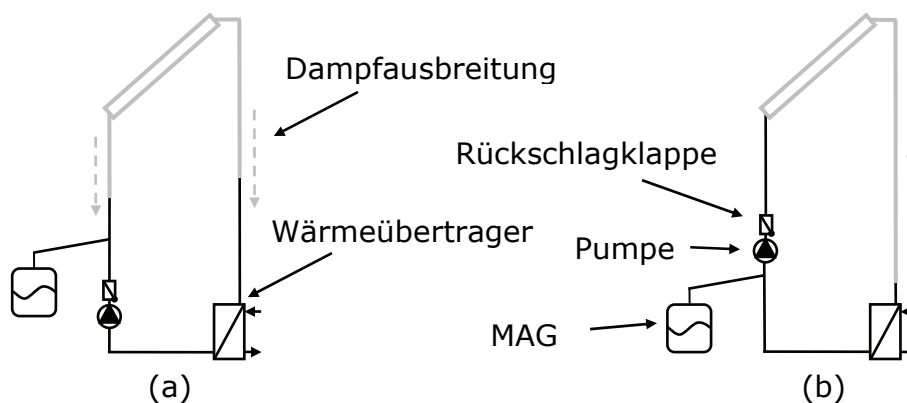


Abbildung 2.3: Klassische Anordnung (a) und alternative Anordnung (b) der Solarkreiskomponenten. Bei Variante (a) findet im Stagnationsfall eine Dampfausbreitung über VL- und RL-Leitung statt. Bei Variante (b) ist der Dampf nur in der VL-Leitung vorhanden, die Dampfreichweite in dieser Leitung ist allerdings bedeutend höher.

Das Entleerungsverhalten und die Richtung der Dampfausbreitung werden entscheidend von der Anordnung der Solarkreiskomponenten Membranausdehnungsgefäß (MAG) und Rückschlagklappe beeinflusst.

Die Rückschlagklappe, oder auch Schwerkraftbremse genannt, hat die Funktion, bei kalten Kollektor (nachts) eine konvektive Rückströmung aus dem warmen Speicher zu verhindern. In Abbildung 2.3 (a) ist die klassische Anordnung der Solarkreiskomponenten dargestellt. Hier kann sich im Stagnationsfall der Dampf in die VL- und RL-Leitung ausbreiten. Wie sich der Dampf im konkreten Stagnationsfall auf die beiden Leitungen aufteilt, kann allerdings kaum vorhergesagt werden. Verschiedene Druckverluste in den Leitungen oder ansteigende Leitungssegmente können dem Dampf eine Vorzugsrichtung geben, wie die experimentellen Untersuchungen eindeutig zeigen (vgl. Abbildung 3.16 und Abbildung 3.17). Anordnung (b) wird in der Praxis kaum umgesetzt. Hier ist die RL-Leitung für die Dampfausbreitung gesperrt, wodurch Pumpe, Rückschlagklappe und MAG vor Dampf geschützt sind. Allerdings können sich innerhalb des Kollektorfeldes Flüssigkeitssäcke bilden, die bei Anordnung (a) nicht vorhanden wären. Die produzierte Dampfmenge wird dadurch erhöht. Es besteht die Gefahr, dass

Dampf den Wärmeübertrager erreicht und – im Falle eines internen Wärmeübertragers – dort zur Dampfbildung im Speicher führen kann. Alle im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Anlagen weisen eine Anordnung der Solarkreiskomponenten nach Variante (a) auf.

Abbildung 2.4 zeigt die Dampfverteilung im Kollektorkreis für einen schlecht entleerenden Kollektor, bei dem sich ein Flüssigkeitssack bildet. Hier ist eine Dampfausbreitung über beide Leitungen möglich.

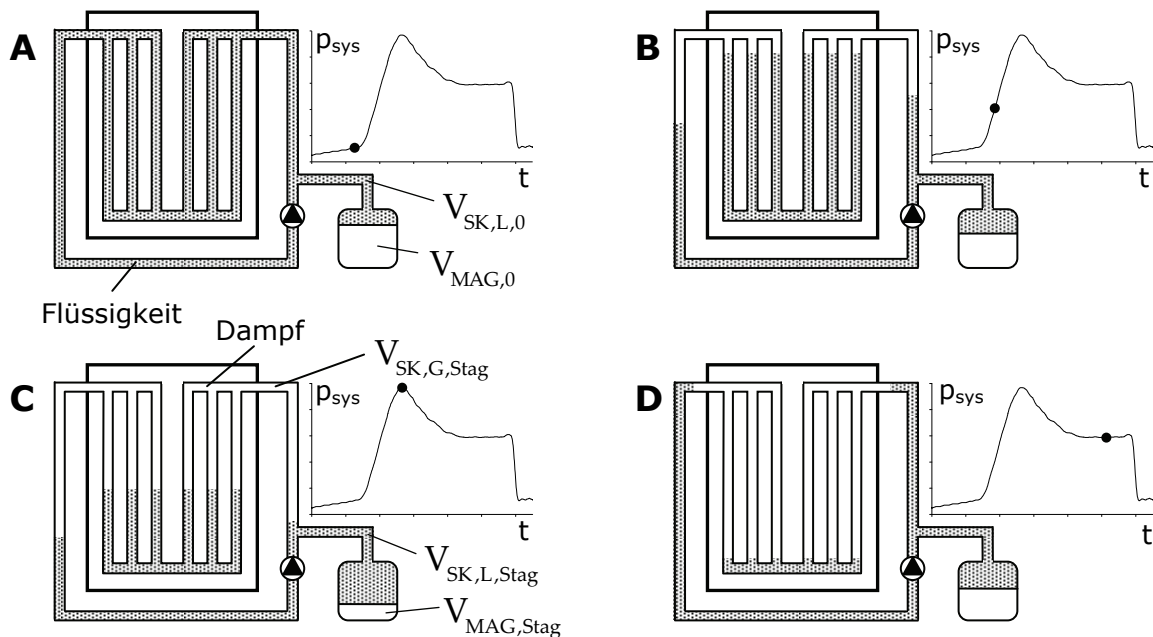


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Dampfverteilung im Kollektorkreis in verschiedenen Stagnationsphasen.

Bild A zeigt den Zustand unmittelbar vor der Bildung der Dampfblase. Der leichte Druckanstieg bis zu diesem Punkt wird durch die thermische Flüssigkeitsausdehnung verursacht. Nach der ersten Dampfbildung (Bild B) wird der Dampf zunächst in die Rohrleitung gedrückt, während der Kollektor noch überwiegend mit Flüssigkeit gefüllt ist. Durch verschiedene Druckverluste in den Rohrleitungen kann in dieser, aber auch in den folgenden Phasen, die Dampfreichweite in der Vor- und Rücklaufleitung unterschiedlich sein. Im Moment des maximalen Dampfolumens (Bild C) ist in vielen Fällen auch die maximale Dampfreichweite erreicht<sup>6</sup>. Die Verteilung des Dampfes auf Rohrleitung und Kollektor kann je nach

<sup>6</sup> Dies ist nicht immer so. Das Dampfolumen im Solarkreis setzt sich aus dem Dampfolumen im Kollektorfeld und dem Dampfolumen in den Rohrleitungen zusammen. Im Moment der maximalen Dampfreichweite (maximales Dampfolumen in den Rohrleitungen) ist das Kollektorfeld noch mit Flüssigkeit gefüllt. So kommt es in einigen Fällen vor, dass das maximale Dampfolumen im Solarkreis erst später durch den voranschreitenden Verdampfungsvorgang erreicht wird, obwohl sich der Dampf bereits aus den Rohrleitungen zurückzieht.

Kollektortyp und Entleerungsverhalten sehr unterschiedlich sein. Bild D zeigt die Plateauphase, in der die Dampfproduktionsleistung so gering ist, dass der Dampf nur die Rohrleitungen in unmittelbarer Kollektornähe füllt. Der Kollektor ist – bis auf eine geringe Restflüssigkeitsmenge – mit Dampf gefüllt.

Die Bezeichnungen der unterschiedlichen Volumina in Abbildung 2.4 werden für die Berechnung des Dampf Volumens im Solarkreis in Abschnitt 2.5 benötigt.

## 2.3 Dampfreichweite

Stagnierende Kollektorfelder produzieren Dampf, der weit in die Solarkreisverrohrung vordringen kann und dort temperaturempfindliche Komponenten wie das Membranausdehnungsgefäß oder die Solarkreispumpe gefährdet. Für die Beurteilung eines Stagnationsvorgangs ist also die Dampfreichweite  $s_G$ , bzw. die maximale Dampfreichweite  $s_{G,max}$ , eine wichtige Größe. Die Dampfreichweite beschreibt immer die Addition der Reichweiten in Vorlauf- und Rücklaufleitung. Als Messverfahren hat sich die Kombination von Temperaturbestimmung auf den Rohrleitungen und Druckmessung im Solarkreis bewährt. Die Rohrtemperatur wird meist mit Anlegesensoren, welche unter der Dämmung montiert werden, gemessen.

Aus dem Systemdruck wird die momentane Sattdampf Temperatur  $\vartheta_s$  des Wärmeträgergemischs abgeleitet. Für das sehr häufig eingesetzte Solarfluid „Tyfocor LS“ (Wasseranteil ca. 60%, Propylenglykolanteil ca. 40%) berechnet sich die Sattdampf Temperatur auf Basis der Herstellerangaben näherungsweise nach:

$$\vartheta_s = 100^\circ\text{C} + 35.1\text{K} \cdot \ln\left(\frac{p_{\text{sys}}}{\text{bar}}\right) \quad (2.1)$$

Der Druck  $p_{\text{sys}}$  wird hier absolut in bar eingesetzt.

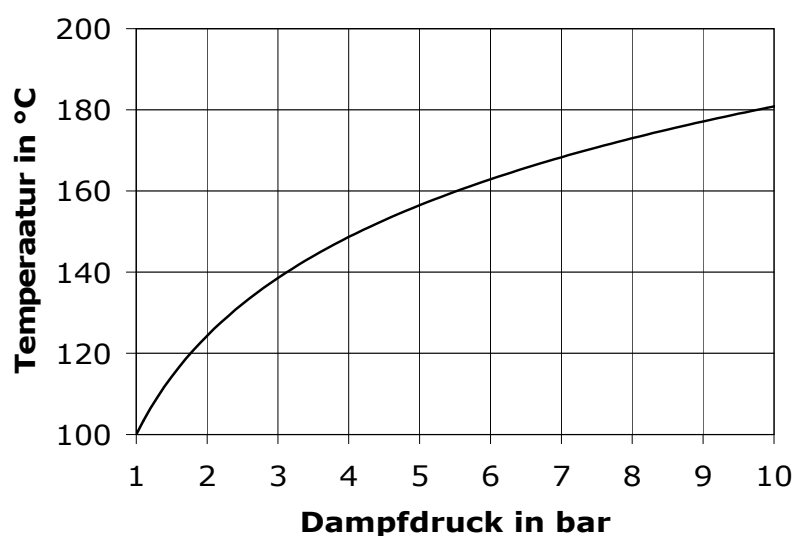


Abbildung 2.5: Dampfdruckkurve von Tyfocor LS (Wasseranteil ca. 60%, Anteil des Propylenglykols ca. 40%).

Der Verlauf der Sattdampftemperatur des Wärmeträgergemischs nach (2.1) ist in Abbildung 2.5 graphisch dargestellt.

Die Temperatur- und Druckmessungen geben Aufschluss darüber, zwischen welchen Sensoren sich die Dampffront in der Rohrleitung befindet (Abbildung 2.6).

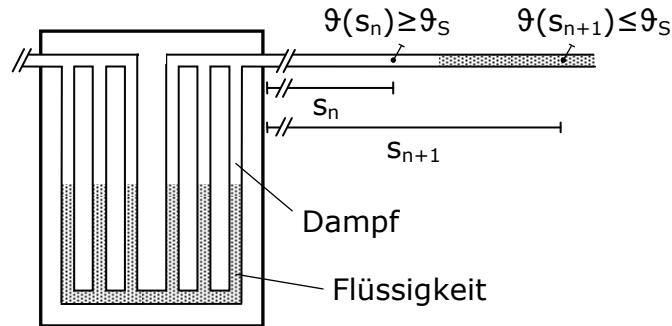


Abbildung 2.6: Bestimmung der Dampfreichweite mit Hilfe einer Temperaturmessung auf der Rohrleitung.

Wenn sich die Dampffront zwischen den Temperatursensoren an den Stellen  $s_n$  und  $s_{n+1}$  befindet, dann gilt für die momentane Dampfreichweite  $s_G$ :

$$s_G \cong \frac{1}{2}(s_{n+1} + s_n) \quad (2.2)$$

Die maximale Messunsicherheit ist gleich dem halben Abstand zwischen den Temperatursensoren. Somit gilt für die Standardunsicherheit der Dampfreichweitenmessung nach Kirkup und Frenkel (2006):

$$\sigma_{s_G} = \frac{\Delta s_n}{\sqrt{3}} \quad \text{mit} \quad \Delta s_n = \frac{\pm(s_n - s_{n+1})}{2} \quad (2.3)$$

## 2.4 Dampfproduktionsleistung

Wichtigste Kenngröße zur Charakterisierung des Stagnationsverhaltens ist die Dampfproduktionsleistung (DPL oder  $P_G$ ). Zur besseren Vergleichbarkeit der Messergebnisse ist es üblich, die DPL auf die Kollektoraperturfläche zu beziehen. Diese flächenspezifische Größe trägt das Formelzeichen  $P_G^*$ .

Die grundlegende Definition der DPL geht davon aus, dass der vom Kollektor produzierte Dampf in die angeschlossenen Rohrleitungen geschoben wird. Die Dampfproduktionsleistung des Kollektors  $P_G$  ergibt sich dann aus:

$$P_G = w_{G,e} \Delta h_v A_i \rho_G \quad (2.4)$$

$w_{G,e}$	Dampfgeschwindigkeit am Eintritt der Rohrleitung	m/s
$\Delta h_v$	Verdampfungsenthalpie des Wärmeträgers	J/kg



$A_i$	Innenquerschnitt der Rohrleitung	$\text{m}^2$
$\rho_G$	Dichte des Dampfes	$\text{kg}/\text{m}^3$

Die direkte Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes an den Kollektoranschlüssen ist messtechnisch schwer zu realisieren. Daher wird in der Praxis ein alternatives Verfahren angewendet, welches davon ausgeht, dass im Moment der maximalen Dampfreichweite die Wärmeverluste der dampfgefüllten Rohrleitung im Gleichgewicht mit der DPL des Kollektors stehen. Neben der Dampfreichweite müssen daher die Wärmeverluste der gedämmten Rohrleitungen während des Stagnationsvorgangs bekannt sein. Dann berechnet sich die DPL wie folgt:

$$P_G = s_{G,\max} \dot{Q}_R^* \quad (2.5)$$

Die Größe  $\dot{Q}_R^*$  bezeichnet hier die Wärmeverluste der Rohrleitungen pro Meter Leitungslänge. Die Bestimmung dieser Wärmeverluste wird in Vorversuchen bei Fluidtemperaturen bis  $100^\circ\text{C}$  durchgeführt. Die Übertragung der Ergebnisse auf die Bedingungen bei Stagnation ist mit einigen Ungenauigkeiten behaftet. Eine Fehlerquelle ergibt sich aus der temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeit der Dämmung, welche zu anderen Wärmedurchgangskoeffizienten führen kann. Zudem ist der Wärmeübergangskoeffizient vom Fluid auf das Rohr bei Dampf- und Flüssigkeitsströmungen unterschiedlich. Welchen Einfluss diese Faktoren auf die Messgenauigkeit der DPL haben, wird in Kapitel 6 näher untersucht.

## 2.5 Dampfvolumen

Für eine verlässliche Dimensionierung des Membranausdehnungsgefäßes ist die genaue Kenntnis des bei Stagnation entstehenden Dampfvolumens nötig. Dieser Dampf verteilt sich im Stagnationsfall auf das Kollektorstadium und die angeschlossenen Rohrleitungen, wobei sich die genaue Verteilung während eines Stagnationsvorgangs ständig ändert. Die Verteilung von Dampf und Flüssigkeit auf das Solarkreisvolumen in den verschiedenen Stagnationsphasen wurde bereits in Abschnitt 2.2, Abbildung 2.4 graphisch dargestellt.

Die Gesamtsumme des Volumens innerhalb des Solarkreises und des Gasvolumens des Ausdehnungsgefäßes ist konstant. Während eines Stagnationsvorgangs führt die Dampfausbreitung im Solarkreis (SK) zur Komprimierung des Stickstoffvolumens im MAG. Der in Bild A Abbildung 2.4 dargestellte Zustand wird im Folgenden mit dem Index „0“ versehen, der Zustand während der Stagnation mit Dampf im Solarkreis (Bild C) mit „Stag“. Es gilt:

$$V_{SK,L,0} + V_{MAG,0} = V_{SK,L,Stag} + V_{SK,G,Stag} + V_{MAG,Stag} \quad (2.6)$$

$V_{SK,L,0}$	Flüssigkeitsvolumen im SK unmittelbar vor Dampfbildung	Liter
$V_{MAG,0}$	Gasvolumen im MAG unmittelbar vor Dampfbildung	Liter

$V_{SK,L,Stag}$	Flüssigkeitsvolumen im SK während der Stagnation	Liter
$V_{SK,G,Stag}$	Dampfvolumen im SK während der Stagnation	Liter
$V_{MAG,Stag}$	Gasvolumen im MAG während der Stagnation	Liter

Die Dampfbildung reduziert das Flüssigkeitsvolumen im SK nur unwesentlich, da die Phasenumwandlung des Wärmeträgers zu einer etwa 1000-fachen Volumenexpansion führt. Mit  $V_{SK,L,0} \cong V_{SK,L,Stag}$  und der vereinfachten Bezeichnung  $V_G \equiv V_{SK,G,Stag}$  für das gesuchte Dampfvolumen im SK ergibt sich:

$$V_G = V_{MAG,0} - V_{MAG,Stag} \quad (2.7)$$

Anders als die DPL ist das maximal im Solarkreis auftretende Dampfvolumen kein fester Kennwert des Kollektors oder Kollektorfeldes, sondern zusätzlich abhängig von den Wärmeverlusten der Solarkreis Komponenten (Rohrleitungen, Pumpe, ggf. Kühlkörper). Je größer die Kondensationsleistung pro Dampfvolumen, desto geringer ist die maximal auftretende Dampfmenge. Um das Dampfvolumen bei Stagnationsexperimenten zu bestimmen, wurden zwei Messverfahren entwickelt, auf die in den folgenden beiden Abschnitten näher eingegangen wird.

### 2.5.1 MAG-Wägeverfahren

Das Prinzip dieses Verfahrens ist recht einfach. Die Masse des MAG wird während des Stagnationsversuchs kontinuierlich gemessen (Abbildung 2.7). Mit der MAG-Masse unmittelbar vor der ersten Dampfbildung  $m_{MAG,0}$ , während der Stagnation  $m_{MAG,Stag}$  und der Dichte der Solarflüssigkeit im MAG  $\rho_{MAG}$  zu den entsprechenden Zeitpunkten berechnet sich das Dampfvolumen nach (2.7):

$$V_G = \frac{m_{MAG,Stag}}{\rho_{MAG,Stag}} - \frac{m_{MAG,0}}{\rho_{MAG,0}} \quad (2.8)$$

Auch hier wird die Reduktion der Flüssigkeitsmenge im Solarkreis durch die Verdampfung vernachlässigt. Nachteil des Verfahrens ist der vergleichsweise hohe messtechnische Aufwand, der in dieser Form nur bei Indoor-Messung unter dem Sonnensimulator betrieben werden kann. Bei in situ Messungen an größeren Anlagen, bei denen meist mehrere Ausdehnungsgefäße eingesetzt werden, müsste jedes MAG mit einer Waage ausgestattet werden. Die Kosten für solche Präzisionswaagen, die sehr geringe Gewichtsänderungen erfassen müssen, sind vergleichsweise hoch. Daher wurde ein weiteres Verfahren entwickelt, das im folgenden Abschnitt vorgestellt wird.

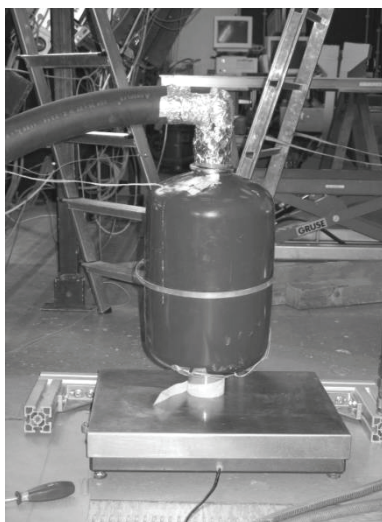


Abbildung 2.7: Messung der MAG-Masse mit einer Präzisionswaage.

Die Messunsicherheit des MAG-Wägeverfahrens hängt in erster Linie von der Genauigkeit der Waage ab. Zudem muss das MAG so montiert werden, dass möglichst geringe Spannungskräfte zwischen Aufhängung und MAG auftreten. Eine weitere Unsicherheit ergibt sich aus der Bestimmung des Verdampfungsbeginns: Auch wenn der „Knick“ im Verlauf der Druckkurve meist gut zu erkennen ist, können sich bei hoch aufgelöster Betrachtung des entsprechenden Bereichs Unsicherheiten in der Größenordnung von ein bis zwei Minuten ergeben, was zu leicht unterschiedlichen Werten für  $m_{\text{MAG},0}$  und  $\rho_{\text{MAG},0}$  führt. In der Summe liegt die Verfahrensunsicherheit bei etwa 5%.

### 2.5.2 MAG-Kalibrierverfahren

Eine zweite Methode zur Bestimmung des Dampfvolumens im Kollektorkreis wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt. Das Verfahren nutzt die Druck- und Volumenänderung des Stickstoffs im MAG aus, die durch die Expansion des Dampfvolumens im Solarkreis hervorgerufen wird. Das Gasvolumen im MAG  $V_{\text{MAG}}$  wird dadurch komprimiert, wodurch der Druck am MAG  $p_{\text{MAG}}$  und der Druck im Solarkreis  $p_{\text{sys}}$  ansteigt. Abbildung 2.8 zeigt verschiedene Bauformen von Membranausdehnungsgefäßen, an denen das Kalibrierverfahren angewendet werden kann.

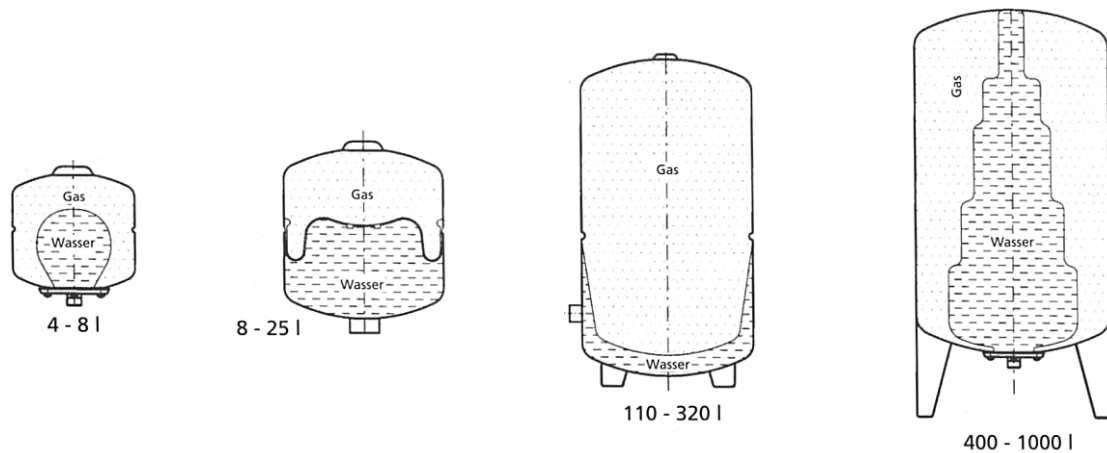


Abbildung 2.8: Verschiedene Varianten und Größen von Membranausdehnungsgefäßen (Quelle: [www.mtb-sachsen.de](http://www.mtb-sachsen.de)).

Bei Temperaturen unterhalb 200°C und Drücken bis 10 bar gehorchen die Zustandsgrößen des MAG-Gasraums dem idealen Gasgesetz. Es gilt:

$$\frac{p_{\text{MAG}} V_{\text{MAG}}}{T_{\text{MAG}}} = nR \equiv c_{\text{MAG}} \quad (2.9)$$

$n$	Stoffmenge	mol
$R$	allgemeine Gaskonstante	J/molK

Da die im Gasraum befindliche Stoffmenge  $n$  bei gegebenem Vordruck  $p_0$  konstant, aber unbekannt ist, wird die Konstante  $c_{\text{MAG}}$  über eine Kalibrierung des Ausdehnungsgefäßes bestimmt. An einem Kalibrierstand wird die Druck-Volumen-Kennlinie der in den Stagnationsexperimenten eingesetzten Ausdehnungsgefäße gemessen. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 2.9 und Abbildung 2.10 dargestellt.

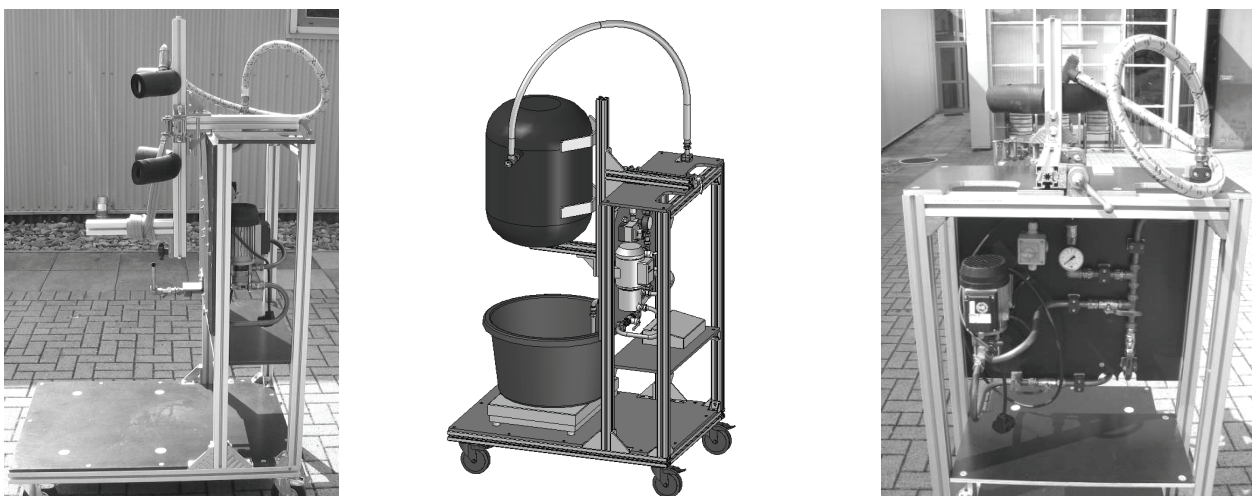


Abbildung 2.9: Fotos und Zeichnung des entwickelten Kalibrierstandes für Membranausdehnungsgefäße.

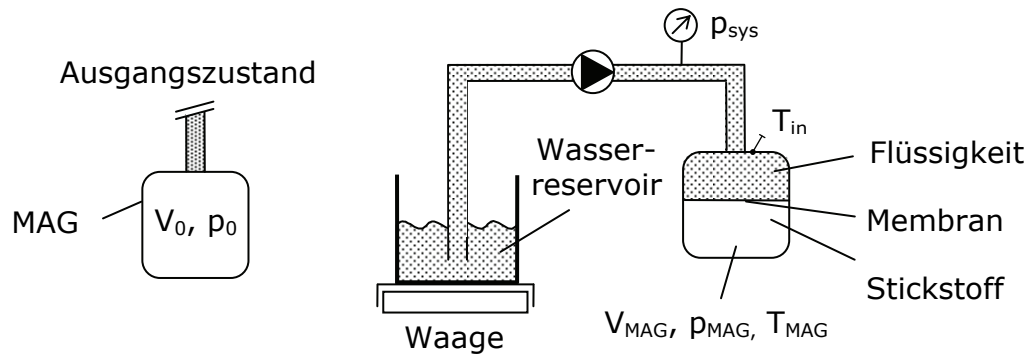


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung des Kalibrierstandes für MAGs.

Zunächst wird der Gasraum auf den Vordruck  $p_0$  eingestellt, wie er auch in den späteren Experimenten benötigt wird. In diesem Ausgangszustand besitzt der Gasraum das größtmögliche Volumen  $V_0$ , welches sich teilweise erheblich von dem vom Hersteller angegebenen Nennvolumen unterscheidet. Nun werden definierte Expansionsvolumina  $V_{\text{exp}}$  aus einem Wasserreservoir mit einer Befüllpumpe in das MAG gedrückt und die daraus resultierende Druckänderung gemessen. Das Volumen im Gasraum ändert sich nach:

$$V_{\text{MAG}} = V_0 - V_{\text{exp}} \quad (2.10)$$

Die Zustandsgrößen des Gasraums ( $V_{\text{MAG}}, p_{\text{MAG}}, T_{\text{MAG}}$ ) werden allesamt nicht direkt gemessen. Die Untersuchungen von Lintz (2006) haben ergeben, dass die Oberflächentemperatur des MAG in der Nähe des Flüssigkeitseinlaufs  $T_{\text{in}}$  ähnlich der Temperatur im Gasraum ist. Bleibt die Federeigenschaft der Membran unberücksichtigt, ist der Druck auf der Flüssigkeits- und Gasseite identisch ( $p_{\text{MAG}} = p_{\text{sys}}$ ). Das Gasvolumen im MAG  $V_{\text{MAG}}$  errechnet sich nach (2.9), wobei das eingeleitete Expansionsvolumen  $V_{\text{exp}}$  indirekt durch die Wägung des Wasserreservoirs bestimmt wird. Mit (2.10) ergibt sich dann für den Zusammenhang von Systemdruck und Expansionsvolumen:

$$V_{\text{exp}} = V_0 - c_{\text{MAG}} \frac{T_{\text{in}}}{p_{\text{sys}}} \quad (2.11)$$

Eine vollständige Kalibrierung ergibt die in Abbildung 2.11 dargestellte Kurve. Die Ausgleichsgerade folgt dem Zusammenhang (2.11). Die zwei freien Parameter  $c_{\text{MAG}}$  und  $V_0$  werden so angepasst, dass sich eine minimale Reststreuung zwischen Modellgleichung und Messung ergibt.

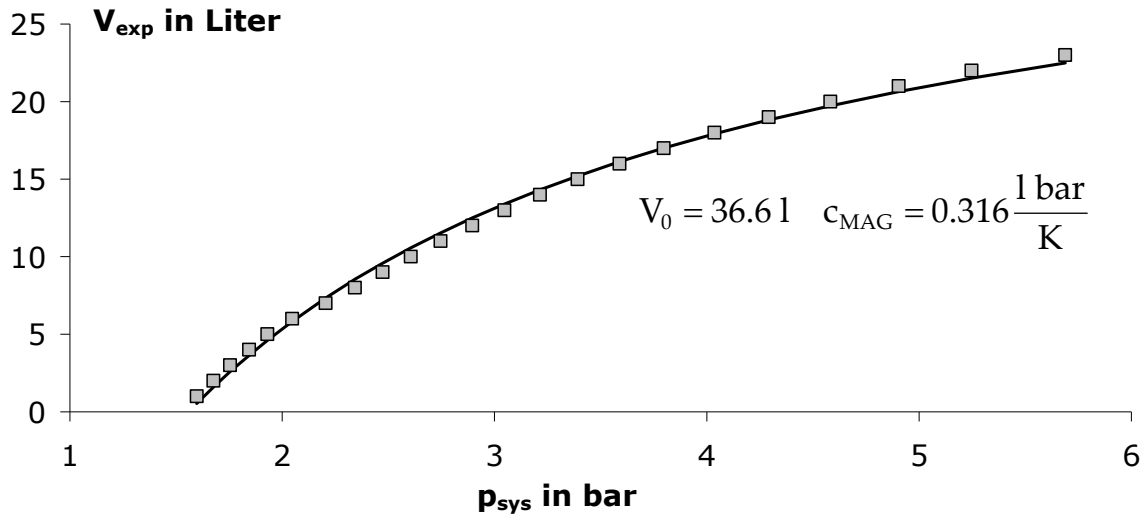


Abbildung 2.11: Druck-Volumen-Kennlinie eines MAG mit einem Nennvolumen von 40 Litern und einem Vordruck von 1.5 bar.

Die in Abbildung 2.11 erkennbare systematische Abweichung zwischen der Ausgleichskurve des Modells (2.11) und der Messung ergibt sich in erster Linie aus der Vernachlässigung der Federeigenschaft der Membran. Im realen Fall übt diese eine Federkraft aus, die dazu führt, dass die Drücke auf der Gas- ( $p_{\text{MAG}}$ ) und Flüssigkeitsseite ( $p_{\text{sys}}$ ) leicht unterschiedlich sind. Daher wird in Abbildung 2.11 das korrekte Expansionsvolumen  $V_{\text{exp}}$  über dem „falschen“ Druck  $p_{\text{sys}}$  aufgetragen. Diese Vereinfachung hat aber auch einen entscheidenden Vorteil: Durch eine starke thermische Belastung des MAG ist es möglich, dass sich die Federeigenschaft der Membran verändert. Die Membran kann zum Beispiel spröde oder dünner werden und dadurch ändert sich die Druckdifferenz zwischen  $p_{\text{sys}}$  und  $p_{\text{MAG}}$ . Bei einer erneuten Kalibrierung zeigt sich dann eine veränderte Kennlinie, wodurch eine Alterung oder Beschädigung der Membran nachgewiesen werden kann, ohne dass das MAG geöffnet und dadurch zerstört werden muss.

Mit den aus der Kalibrierung gewonnenen Größen  $V_0$  und  $c_{\text{MAG}}$  kann nun während eines Stagnationsversuches das Expansionsvolumen  $V_{\text{exp}}$  kontinuierlich bestimmt werden. Hierfür müssen während des Experiments  $T_{\text{in}}$  (mit einem Anlegefühler) und  $p_{\text{sys}}$  gemessen werden. Das momentane Dampfvolumen  $V_{\text{G}}$  ist gleich dem momentanen Expansionsvolumen  $V_{\text{exp,Stag}}$  während der Stagnation abzüglich des Expansionsvolumens unmittelbar vor Beginn der Dampfbildung  $V_{\text{exp,0}}$ :

$$V_{\text{G}} = V_{\text{exp,Stag}} - V_{\text{exp,0}} \quad (2.12)$$

Die Expansionsvolumina werden nach (2.11) bestimmt. Die Untersuchungen von Lintz (2006) haben gezeigt, dass das Verfahren Schwächen bei hohen Fluid-eintrittstemperaturen hat. Durch die indirekte Bestimmung der Gastemperatur  $T_{\text{MAG}}$  über den außen angebrachten Sensor  $T_{\text{in}}$  ergeben sich Unsicherheiten in der

Bestimmung des Expansionsvolumens von bis zu 10%. Ist die Einlauftemperatur ins MAG relativ konstant, liegt die Messunsicherheit bei ca. 5%.

Bei Stagnationsversuchen unter dem Sonnensimulator wurden beide Methoden zur Dampfvolumenbestimmung vergleichend eingesetzt. Im Rahmen der Untersuchungen von Siodla (2006) unterschieden sich die Ergebnisse um durchschnittlich 10%. Dabei handelte es sich meist um systematische Abweichungen, die auf eine Fehlbestimmung der Gastemperatur  $T_{\text{MAG}}$  beim MAG-Kalibrierverfahren hindeuteten.

## 2.6 Restflüssigkeitsmenge

Während der Stagnation ist der Kollektor mit Dampf und Flüssigkeit gefüllt; letztere wird als Restflüssigkeitsmenge ( $V_{\text{RFM}}$  oder RFM) bezeichnet. Je kleiner die Restflüssigkeitsmenge im Kollektor, desto geringer ist der Kollektorwirkungsgrad im Stagnationszustand und desto geringer ist meist die resultierende Dampfproduktionsleistung. Die RFM wird indirekt aus der Dampfreichweite  $s_G$ , dem Gesamtfluidinhalt des Kollektors  $V_{\text{koll}}$  und dem Dampfvolumen im Solarkreis  $V_G$  bestimmt:

$$V_{\text{RFM}} = V_{\text{koll}} - (V_G - s_G V_R^*) \quad (2.13)$$

Mit  $V_R^*$  wird das Innenvolumen der Solarkreisverrohrung pro Meter Länge bezeichnet. Wie in den vorherigen Abschnitten gezeigt, werden die Dampfreichweite und das Dampfvolumen während der Stagnation gemessen. Der Fluidinhalt des Kollektors wird im Rahmen von Kollektortests bestimmt und liegt meist als Herstellerangabe vor.

Jede dieser Größen ist mit einer nicht unerheblichen Messunsicherheit behaftet. Die Standardunsicherheit der Restflüssigkeitsmenge  $\sigma V_{\text{RFM}}$  ergibt sich nach Gaußscher Fehlerfortpflanzung (Gränicher, 1996):

$$\sigma V_{\text{RFM}} = \sqrt{(\sigma V_{\text{koll}})^2 + (\sigma V_G)^2 + [(\sigma s_G) V_R^*]^2 + [s_G (\sigma V_R^*)]^2} \quad (2.14)$$

Es wird davon ausgegangen, dass zwischen Kollektoranschluss und der maximalen Dampfreichweite die gesamte Rohrleitungslänge dampfgefüllt ist. Diese Annahme ist allerdings nur bedingt erfüllt und wird in Kapitel 6 näher untersucht. Die Standardunsicherheit der RFM-Messung liegt bei etwa 30% (vgl. Abschnitt 6.2).

## 3 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel sollen zunächst die untersuchten thermischen Solaranlagen vorgestellt werden. Dabei handelt es sich um die Outdoor-Testsysteme am ISFH, unter dem Sonnensimulator untersuchte Einzelkollektoren und in situ vermessene Betreiberanlagen. Im zweiten Teil werden dann die Ergebnisse der Stagnationsuntersuchungen vorgestellt und diskutiert. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf die Bestimmung der stagnationsrelevanten Kenngrößen (Dampfproduktionsleistung, Dampfreichweite und Dampfvolumen). Die Frage, ob es an diesen Anlagen zu stagnationsbedingten Schäden gekommen ist, wird in Abschnitt 3.3 behandelt.

### 3.1 Beschreibung der untersuchten Anlagen

#### 3.1.1 Testsysteme (Outdoor)

Im Frühjahr 2004 wurden am ISFH in Kooperation mit den Industriepartnern des Forschungsprojektes drei Outdoor-Versuchsanlagen am Testdach II aufgebaut. Die Anlagen wurden so ausgewählt, dass eine möglichst große Variationsbreite an Kollektortypen und Verschaltungsmöglichkeiten untersucht werden konnte. Zu den installierten Anlagen zählen neben einer direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoranlage zwei Flachkollektoranlagen mit jeweils einer mäanderförmigen und einer doppelharfenförmigen Absorberhydraulik. Um den Einfluss verschiedener Regelungsvarianten untersuchen zu können, wurden komplette und funktionstüchtige Solaranlagen mit Kombi- bzw. Pufferspeicher, elektrischer Nachheizung und Entladekreis montiert. Eine Übersicht der wichtigsten Anlagenkenndaten liefert Tabelle 3.1. Eine Aufnahme des Testdaches mit den drei Kollektorfeldern im Juli 2005 zeigt Abbildung 3.1. Die Speicher und die Messdatenerfassung befinden sich im Messcontainer hinter dem Testdach. Das Testdach ist bei exakter Südausrichtung um  $38^\circ$  geneigt.

Die Messdatenerfassung besteht aus einem PC und insgesamt 4 Dataloggern des Typs „Agilent-34970A“, an denen ca. 120 Sensorwerte pro Scanintervall aufgezeichnet werden. Die Zeitschrittweite betrug bei den Versuchen zwischen 12 und 60 Sekunden. Über den Mess-PC wird auch die Regelung der Anlage vorgenommen, so dass Regelungssignale und Messgrößen gleichzeitig aufgezeichnet werden können. Über Magnetventile können Entladevorgänge der Speicher automatisiert durchgeführt werden.





Abbildung 3.1: Outdoor-Testsysteme am Versuchsdach des ISFH.

Tabelle 3.1: Kenndaten der untersuchten Outdoor-Testsysteme.

	VRK1	FK2	FK3
<b>Kollektorfeld</b>			
Hersteller	Viessmann	Solvis	Schüco
Typ	Vakuümrohrenkollektor	Flachkollektor	Flachkollektor
Durchströmungsart	direkt durchströmt	Doppelharfe	Mäander
Bezeichnung	Vitosol 200 D30	F-552 S	SchücoSol.2
Aperturfläche einzeln	3.21 m <sup>2</sup>	5.16 m <sup>2</sup>	2.52 m <sup>2</sup>
Fluidinhalt einzeln	6.0 l	3.0 l	2.3 l
Kollektoranzahl	4	4	10
Gesamtaperturfläche	12.8 m <sup>2</sup>	20.6 m <sup>2</sup>	25.2 m <sup>2</sup>
Wärmeträger	Tyfocor LS rot	Tyfocor LS rot	Tyfocor LS rot
<b>Speicher</b>			
Art	Kombispeicher	Pufferspeicher mit Schichtbeladung	Pufferspeicher
Bezeichnung	Vitocell 333	P 355	1000-0
Volumen	750 l	350 l	1000 l
<b>Rohrleitungen</b>			
Länge (VL/RL)	38 m / 38 m	41 m / 39 m	41 m / 37 m
Größe	DN 18	DN 18	DN 18
Dämmstärke	100%	100%	100%
Volumen pro Meter	0.2 l/m	0.2 l/m	0.2 l/m
Abstand T-Sensoren	ca. 3 m	ca. 3 m	ca. 3 m
<b>Sonstiges</b>			
Wärmeübertrager	intern	extern	extern
el. Nachheizung	6 kW	6 kW	6 kW
MAG Solar	105 Liter	70 Liter	80 Liter

Aufgezeichnet werden die hemisphärische Strahlung in Kollektorebene, die Windgeschwindigkeit in Kollektorebene, die Umgebungstemperatur auf dem Dach sowie innerhalb des Messcontainers. Jede Anlage besitzt zwei Drucksensoren.

ren, die den Druck in Kollektornähe und an den Ausdehnungsgefäßen aufnehmen sowie einen Volumenstromsensor. Darüber hinaus sind pro Anlage etwa 40 Temperaturanlegesensoren auf den Rohrleitungen angebracht. Zur Bestimmung der Wärmeverluste der Rohrleitungen befinden sich an den Kollektoranschlüssen und vor dem Wärmeübertrager der Solarstation jeweils zwei Temperaturtauchsensoren für Vor- und Rücklaufleitung. Tabelle 3.2 zeigt die Spezifikationen der verschiedenen Sensoren. Alle verwendeten Sensoren wurden im Prüfbereich des ISFH kalibriert.

Tabelle 3.2: Bezeichnungen und Typen der verwendeten Sensorik. Sämtliche Sensoren wurden vor dem Einsatz einer Kalibrierung unterzogen.

Art	Typ
Temperaturanlegesensoren	Thermokon – PT100 Widerstandsthermometer TF25
Temperaturtauchsensoren	Jumo und Bröckskes – PT100 Widerstandsthermometer
Umgebungstemperatursensoren (außen)	Thies – PT100 Widerstandsthermometer (ventiliert) mit Wetter- und Strahlungsschutz
Drucksensor	TECSIS – Druckmessumformer mit innen liegender Membran und Kühlkörper
Volumenstrommesser	Topas – Mehrstrahlflügelradzähler PMG 15-IH
Windsensor	Thies – Schalenkreuzanemometer
Strahlungssensor	Kipp & Zonen – Pyranometer CM 21

Die Rückflussverhinderer wurden so montiert, dass bei Stagnation eine Entleerung des Kollektorfeldes über Vor- und Rücklaufleitung möglich ist. Das prinzipielle Anlagenschema, wie es in dreifacher Ausführung realisiert wurde, sowie die Sensorpositionen sind in Abbildung 3.2 dargestellt.

Segmentierte Rohrleitungsverlängerungen auf der Unterseite des Testdachs machen es möglich, Leitungstücke so zuzuschalten, dass der Dampf von den Sensoren mit dem geringsten Abstand (T2 bis T6) detektiert wird und so die Dampfreichweite mit hoher Genauigkeit gemessen werden kann. Zur genauen Bestimmung der Rohrleitungsverluste sind jeweils an den Kollektoranschlüssen (Txx1) und kurz vor der Solarstation (Txx7) Tauchfühler zur Temperaturmessung eingebaut. Die gesamte Solarkreisverrohrung ist mit Temperaturanlegesensoren zur Bestimmung der Dampfreichweite ausgestattet. Die Sensorabstände betragen ca. drei Meter. Die genauen Abstände können Anhang A.1 entnommen werden.

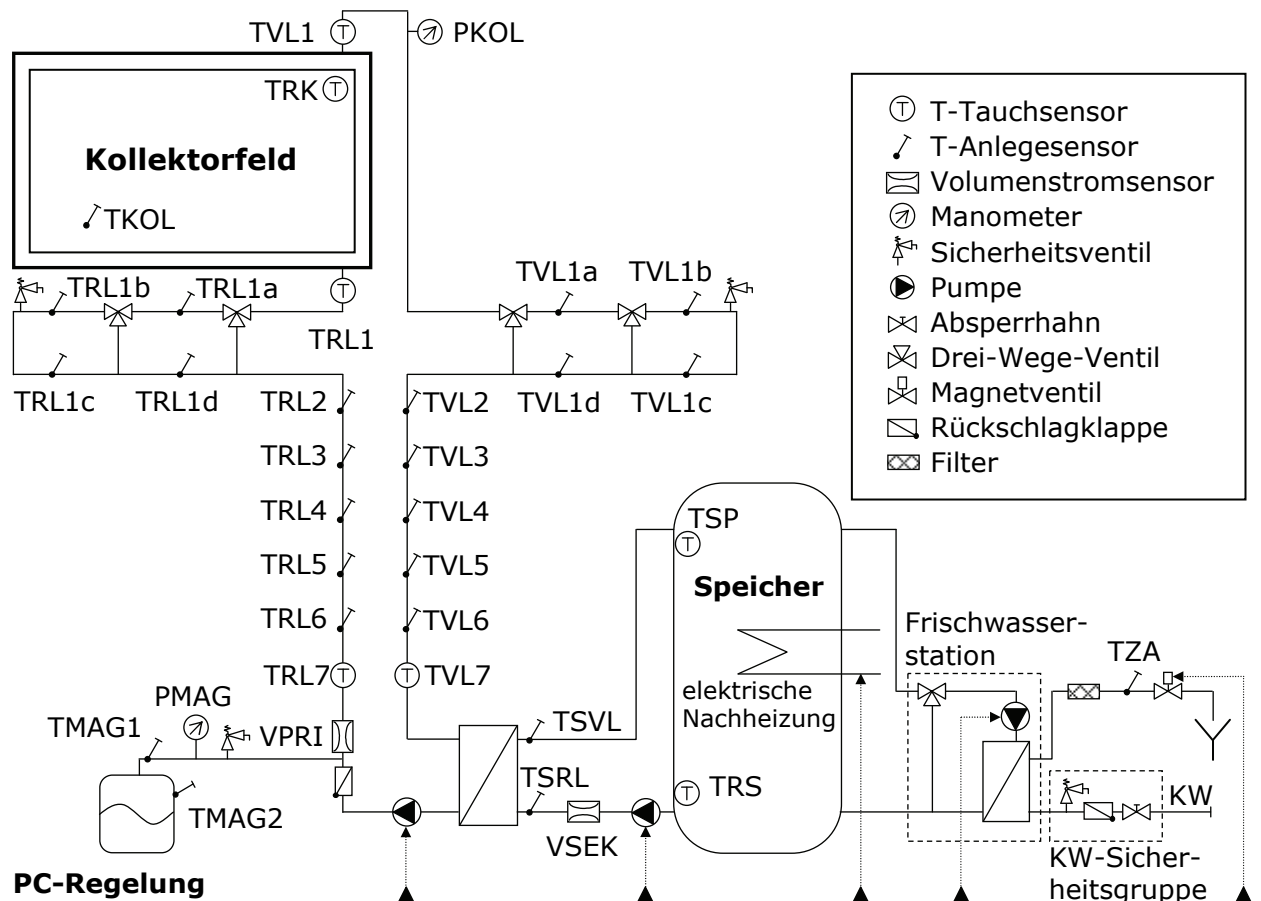


Abbildung 3.2: Schematischer Aufbau der Hydraulik der Outdoor-Testsysteme. Dieser Aufbau wurde bei allen drei Testsystemen in ähnlicher Weise realisiert, wobei die Rohrleitungslängen und Abstände der Temperatursensoren leicht variieren.

Im Juli 2004 konnten an den Anlagen erste Stagnationsversuche durchgeführt werden. Die überraschend großen Dampfreichweiten machten allerdings eine sofortige Verlängerung der Rohrleitungslängen notwendig, da Dampf bis zu den temperaturempfindlichen Ausdehnungsgefäßen vorgedrungen war. Erste belastbare Ergebnisse konnten daher erst im Spätsommer 2004 erzielt werden. Nach Abschluss der Messungen im Herbst 2006 wurden einige Komponenten der Testanlagen demontiert und auf Stagnationsschäden hin untersucht. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Kapitel 3.3 dargestellt. Die hydraulischen Varianten der Kollektorfelder werden im Folgenden kurz vorgestellt.

### Vakuumpöhrnenkollektorfeld VRK1

Abbildung 3.3 zeigt die Feldvarianten der Vakuumpöhrnenanlage, die bei den Stagnationsexperimenten untersucht wurden, sowie die Positionen der Temperatursensoren im Kollektorfeld. VRK1b unterscheidet sich von VRK1a durch eine veränderte interne Hydraulik. Die Sammlerleitung ist bei Kollektor VRK1b als Koaxialrohr ausgeführt, während Variante VRK1a zwei getrennte Leitungen (Sammler und Verteiler) aufweist. In der Version VRK1a sind sämtliche Kollektoren

ren und Röhren parallel verschaltet, wohingegen Feld VRK1b aus einer Parallelschaltung von jeweils zwei seriell durchströmten Kollektoren besteht.

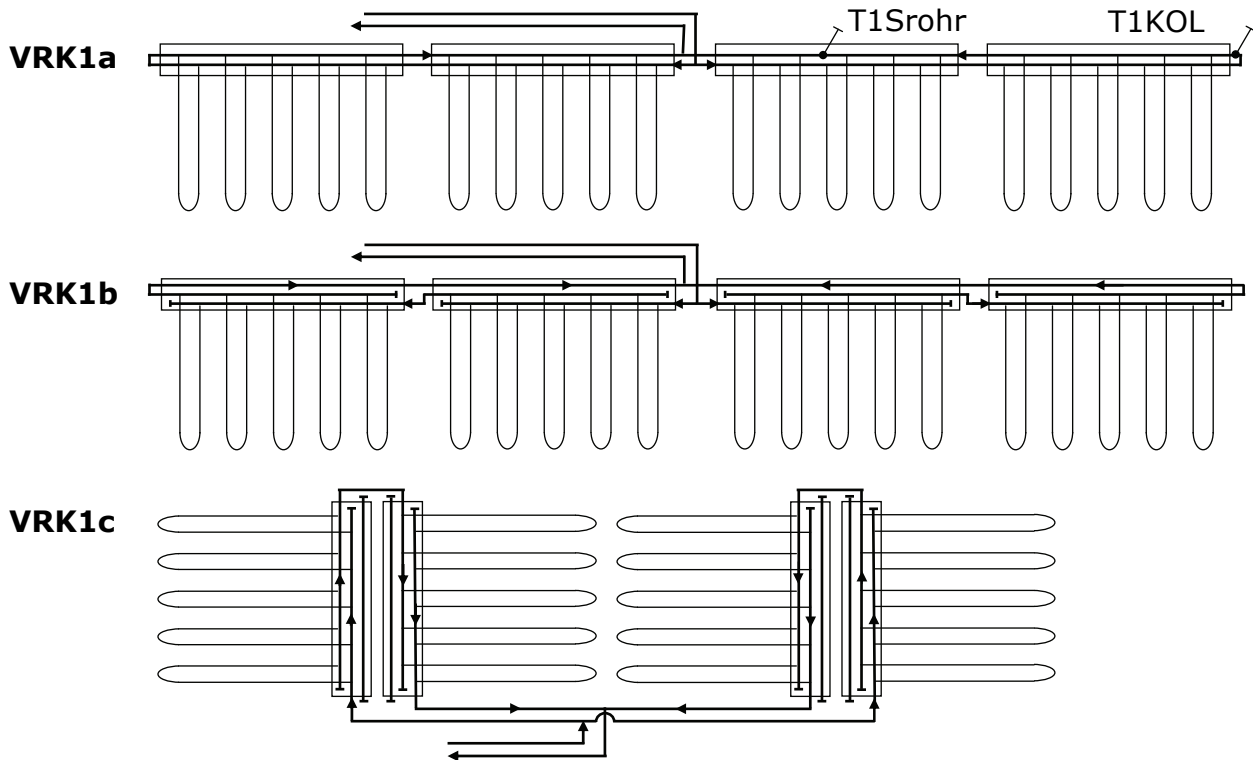


Abbildung 3.3: Hydraulische Varianten des Feldes VRK1 besteht aus vier direkt-durchströmten Vakuurröhrenkollektoren.

Bei den Experimenten wiesen die Varianten VRK1a und VRK1b kaum unterscheidbare Stagnationscharakteristiken auf. Sämtliche gemessenen Kenndaten waren im Rahmen der Messgenauigkeit identisch. Daher werden bei den folgenden Darstellungen die Ergebnisse der Stagnationsuntersuchungen zusammen dargestellt (VRK1a/b).

Während die ersten beiden Varianten in der konventionellen Montagevariante mit horizontalem Sammlergehäuse montiert wurden, sind bei Variante VRK1c die Vakuurröhren horizontal ausgerichtet und der Sammlerkasten ist um 38° geneigt (Dachneigung). Durch diese Anordnung soll die Bildung von Flüssigkeitssäcken verhindert und damit die resultierende DPL reduziert werden.

### Flachkollektorfeld FK2

Bei diesem Flachkollektortyp, bestehend aus einer doppelharfenförmigen Absorbergeometrie, wurden zwei verschiedene Feldvarianten untersucht. Darüber hinaus wurden Messungen am Einzelkollektor durchgeführt. Die Felder unterscheiden sich lediglich durch die externe Rohrleitungsführung, die Verschaltung der Kollektoren untereinander ist bei den Varianten FK2a und FK2b identisch. Für die Variante FK2a ist eine Umsetzung im Geschosswohnungsbau denkbar. Eine Sammler- und Verteilerleitung wird am Dachfirst entlang geführt und die einzel-

nen Teilfelder schließen sich darunter liegend an. Bei dieser Hydraulik ist mit der Bildung von Flüssigkeitssäcken zu rechnen. Alternativ dazu wird die Variante FK2b mit externer Rohrleitungsführung unterhalb des Kollektorfeldes getestet, die ein sehr gutes Entleerungsverhalten aufweisen sollte. Die verschiedenen Varianten sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

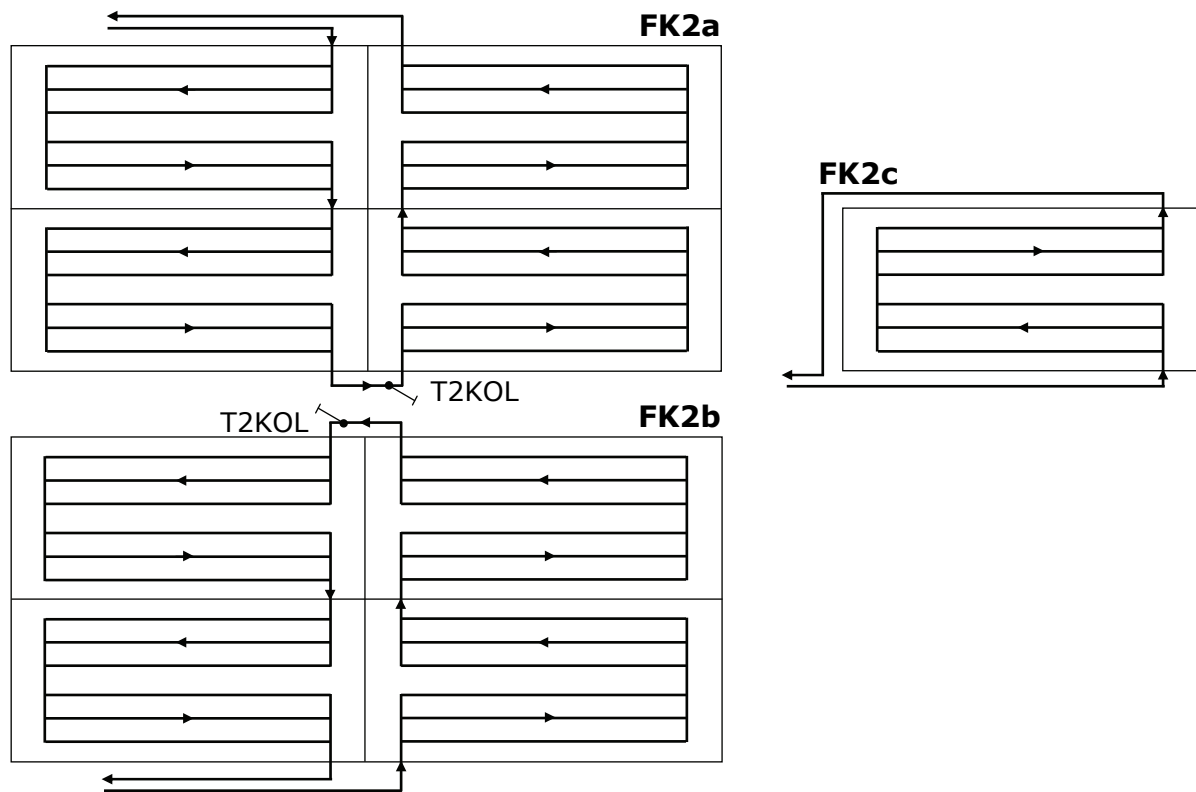


Abbildung 3.4: Hydraulische Varianten des Flachkollektorfeldes bestehend aus vier Kollektoren mit Doppelharfengeometrie (FK2).

Mit den Versuchen am Einzelkollektor (FK2c) soll untersucht werden, inwieweit die gemessenen Stagnationskennwerte auf die Messergebnisse eines Kollektorfeldes mit ähnlichem Entleerungsverhalten übertragbar sind.

### Flachkollektorfeld FK3

Der untersuchte Kollektortyp besteht aus einem mäanderförmigen Absorber mit innen liegenden Verteiler- und Sammlerrohren, was einen relativ großen Kollektorfluidinhalt zur Folge hat. Nachdem im Spätsommer 2004 erste Versuche mit Feldtyp FK3a durchgeführt wurden, fiel auf, dass ein kurzes, ansteigendes Rohrleitungsstück im Rücklauf zur Bildung von Flüssigkeitssäcken innerhalb des unteren Teilfeldes führte. Die gemessenen Dampfproduktionsleistungen waren dementsprechend groß. Durch Verschiebung des gesamten Kollektorfeldes nach oben im Frühjahr 2005 wurde es möglich, ausschließlich fallende Rohrleitungen zu verlegen. Hierdurch wurde das Entleerungsverhalten des Feldes entscheidend verbessert (FK3b). Die dritte, im Spätsommer 2006 realisierte Variante FK3c ist

wie die anderen Felder in Abbildung 3.5 dargestellt. Bei Variante FK3c war im Vorhinein unklar, wie sich das Feld bei Stagnation verhalten wird.

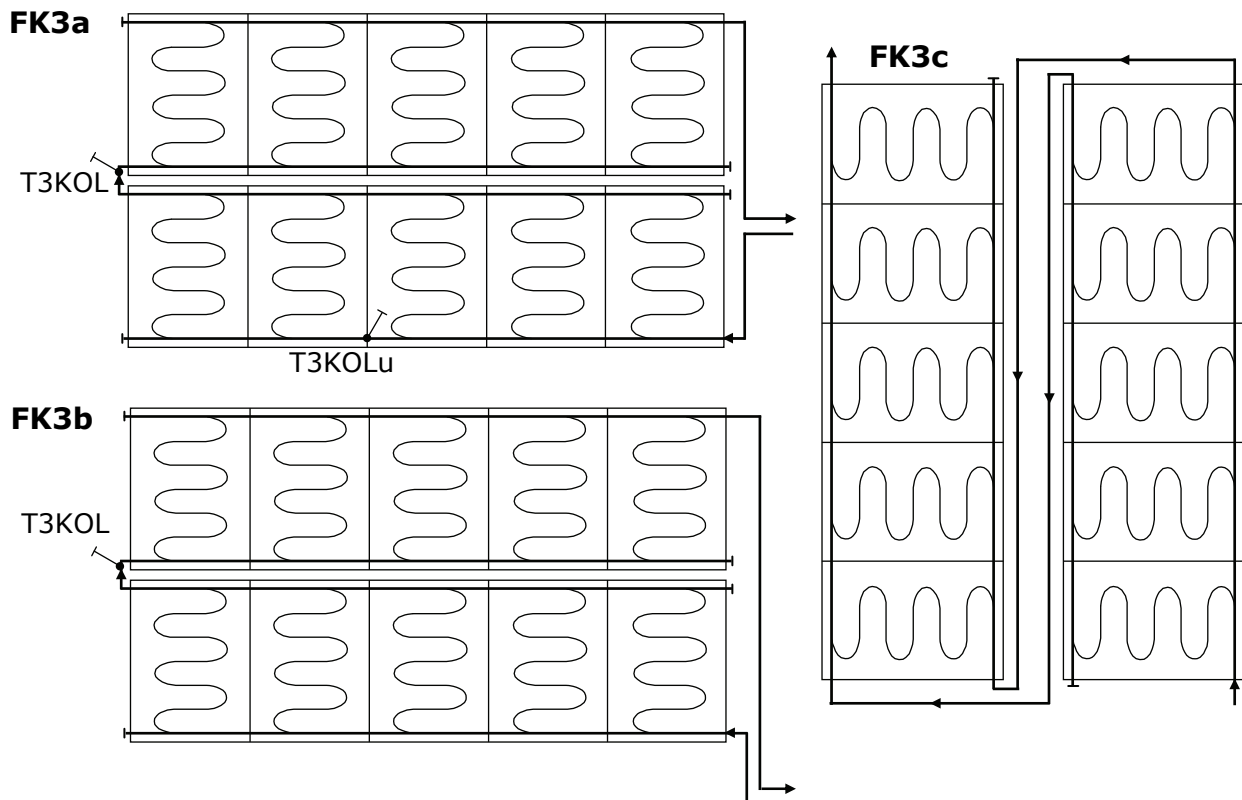


Abbildung 3.5: Hydraulische Varianten des Flachkollektorfeldes, bestehend aus 10 Einzelkollektoren mit Mäandergeometrie (FK3).

### 3.1.2 Indoor-Experimente unter dem Sonnensimulator

Begleitend zu den Outdoor-Experimenten wurden unter dem Sonnensimulator des ISFH zusätzliche Stagnationsmessungen durchgeführt. Der Aufbau des Versuchsstandes mit den montierten Sensoren ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Vor- und Rücklaufleitungen sind als spiralförmige Rohrwendel mit monotonem Gefälle ausgeführt, so dass sich der Wärmeträgerdampf während des Stagnationsversuchs ungehindert ausbreiten kann. Der hydraulische Abstand der Temperatursensoren beträgt in diesem Aufbau 1 m. Über den in der Nähe des MAG montierten Drucksensor kann die aktuelle Sattdampf Temperatur während des Versuchs bestimmt werden. Aus der kontinuierlichen Messung der MAG-Masse ergibt sich das Dampfvolumen innerhalb des Kollektorkreises. Die verwendeten Sensortypen entsprechen denen der Outdoor-Versuche (Tabelle 3.2)

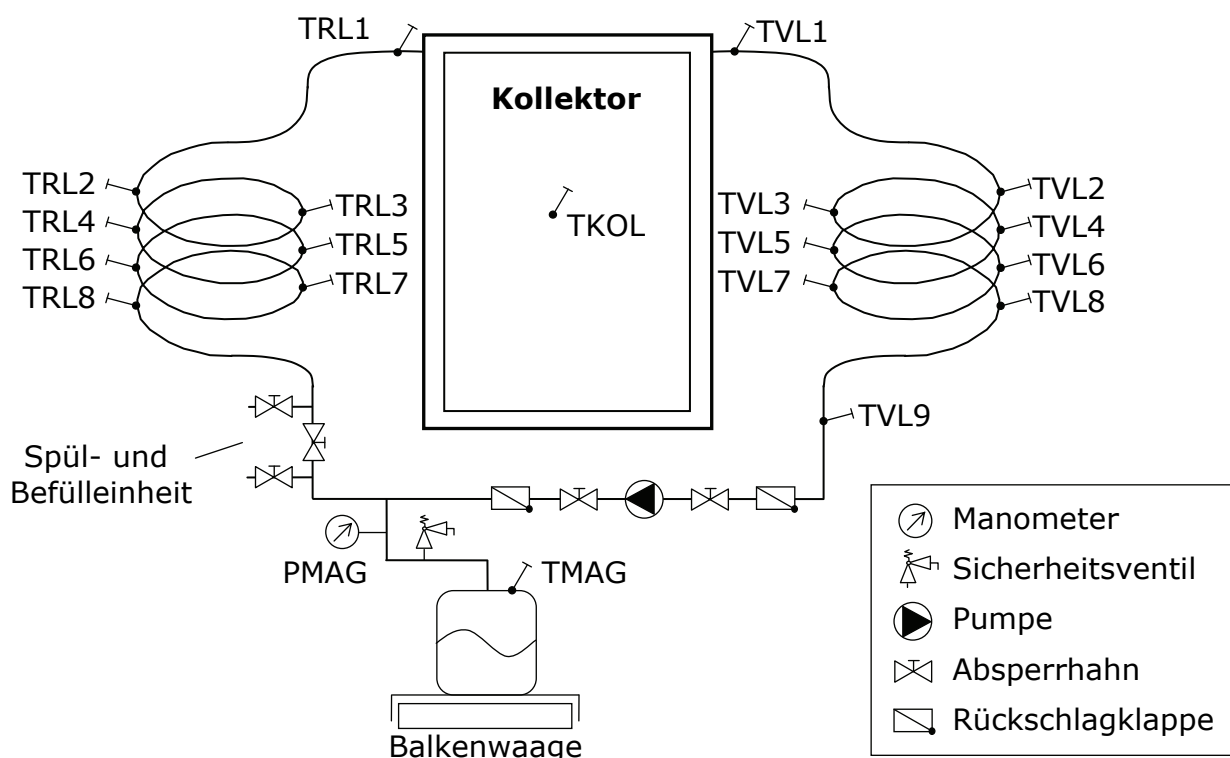


Abbildung 3.6: Schematischer Aufbau des Versuchstandes zur Indoor-Stagnationsmessung.

An dem direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektortyp, wie er auch in dem outdoor vermessenen Kollektorfeld VRK1b zum Einsatz kommt, sollte der Einfluss der Röhrenneigung auf das Stagnationsverhalten untersucht werden. Da die Abmessungen des Sonnensimulators beschränkt sind, kam hier nicht die Kollektorausführung D30 mit 30 Vakuumröhren zum Einsatz, sondern die Version mit nur 20 Röhren (D20). Ansonsten sind die beiden Kollektortypen baugleich. Diese Versuchsreihe trägt die Bezeichnung S-VRK.

Des Weiteren wurden ein serienmäßiger Doppelharfenkollektor<sup>7</sup> mit einem Rohrregister von 10 mm Durchmesser (S-FK-10) und zusätzlich eine Sonderanfertigung mit einem 8-mm-Rohrregister (S-FK-8) zur Verfügung gestellt. Die beiden Kollektoren sind ansonsten identisch, die Absorbergeometrie ist mit der des Kollektortyps FK2 vergleichbar. Auch an diesen Kollektoren sollte der Einfluss der Kollektorneigung auf das Stagnationsverhalten untersucht werden. Der Vergleich der Kollektoren S-FK-8 und S-FK-10 soll Aufschluss darüber geben, ob sich das Entleerungsverhalten verbessert, wenn das interne Rohrregister einen engeren Querschnitt aufweist. Indirekt wird damit auch der Einfluss des Kollektorfluidin-

<sup>7</sup> Die Verrohrung eines Doppelharfenkollektors besteht anschaulich aus der Verschaltung von zwei Diagonalharfen, wie sie in Abbildung 2.2, Bild A dargestellt ist.



halts auf das Stagnationsverhalten untersucht. Die Kenndaten der drei indoor untersuchten Kollektoren können Tabelle 3.3 entnommen werden.

Tabelle 3.3: Kenndaten der unter dem Sonnensimulator vermessenen Kollektoren.

Bezeichnung	S-VRK	S-FK-10	S-FK-8
Hersteller	Viessmann	-	-
Herstellerbezeichnung	Vitosol 200 D20	Serienkollektor	Sonderanfertigung
Typ	Vakuumröhrenkollektor	Flachkollektor	Flachkollektor
Rohrregister	-	10 mm	8 mm
Durchströmungsart	direkt durchströmt	Doppelharfe	Doppelharfe
Aperturfläche	2.16 m <sup>2</sup>	2.49 m <sup>2</sup>	2.49 m <sup>2</sup>
Fluidinhalt	4.2 l	1.68 l	1.18 l

### 3.1.3 Betreiberanlagen

Neben den Experimenten am ISFH wurden die Auswirkungen von Stagnationsvorgängen an vier Betreiberanlagen untersucht. In drei Anlagen wurden detaillierte Messungen zum Stagnationsverhalten vorgenommen, an zwei Anlagen sind die Solarkreis Komponenten einer eingehenden Überprüfung auf Stagnationsschäden unterzogen worden. Auch hier sind die wichtigsten Kenndaten der Anlagen in einer Tabelle zusammengefasst (Tabelle 3.4).

Tabelle 3.4: Kenndaten der untersuchten Betreiberanlagen.

Bezeichnung	B-HH	B-GE	B-LA	B-EM
<b>Kollektorfeld</b>				
Typ	FK	FK( Solar-Roof)	VRK	FK
Durchströmungsart	Diagonalharfe	Harfe	direkt durchströmt	Harfe
Anzahl Kollektoren	6	8	4	4
Aperturfläche Feld	45.3 m <sup>2</sup>	90 m <sup>2</sup>	9.6 m <sup>2</sup>	30.4 m <sup>2</sup>
Fluidinhalt Feld	27 l	47 l	8.4 l	21.2 l
<b>Weitere Kenndaten</b>				
Anlagenbaujahr	2003	2003	2000	1996
Wohneinheiten	15	36	1	14
MAG-Volumen	140 l	140 + 80 = 220 l	35 l	53 l
Speichervolumen	2.3 m <sup>3</sup>	4.0 m <sup>3</sup>	0.75 m <sup>3</sup>	1.5 m <sup>3</sup>
Rohrlänge (VL/RL)	19 m / 35 m	35 m / 35 m	22 m / 22 m	10 m / 10 m

Bis auf die Anlage B-EM sind alle Systeme mit einer Meteostation ausgestattet, an der die Bestrahlungsstärke in Kollektorebene, die Umgebungstemperatur und teilweise die Windgeschwindigkeit gemessen werden. Auch bei diesen Anlagen kommt die in Tabelle 3.2 spezifizierte Messtechnik zum Einsatz.



### Betreiberanlage Hamburg B-HH

Das 45 m<sup>2</sup> große Kollektorfeld der im Jahr 2003 gebauten Anlage besteht aus einer Reihenschaltung von 6 Großflächenkollektoren, die seriell durchströmt werden. Das Rohrregister der Diagonalharfen ist horizontal ausgerichtet, dargestellt in Abbildung 3.8. Ab drei seriell verbundenen Kollektoren ist mit recht großen Dampfreichweiten durch Flüssigkeitssäcke zu rechnen. Ein Foto des Kollektorfeldes ist in Abbildung 3.7 zu sehen.



Abbildung 3.7: Foto des Kollektorfeldes der Betreiberanlage Hamburg.

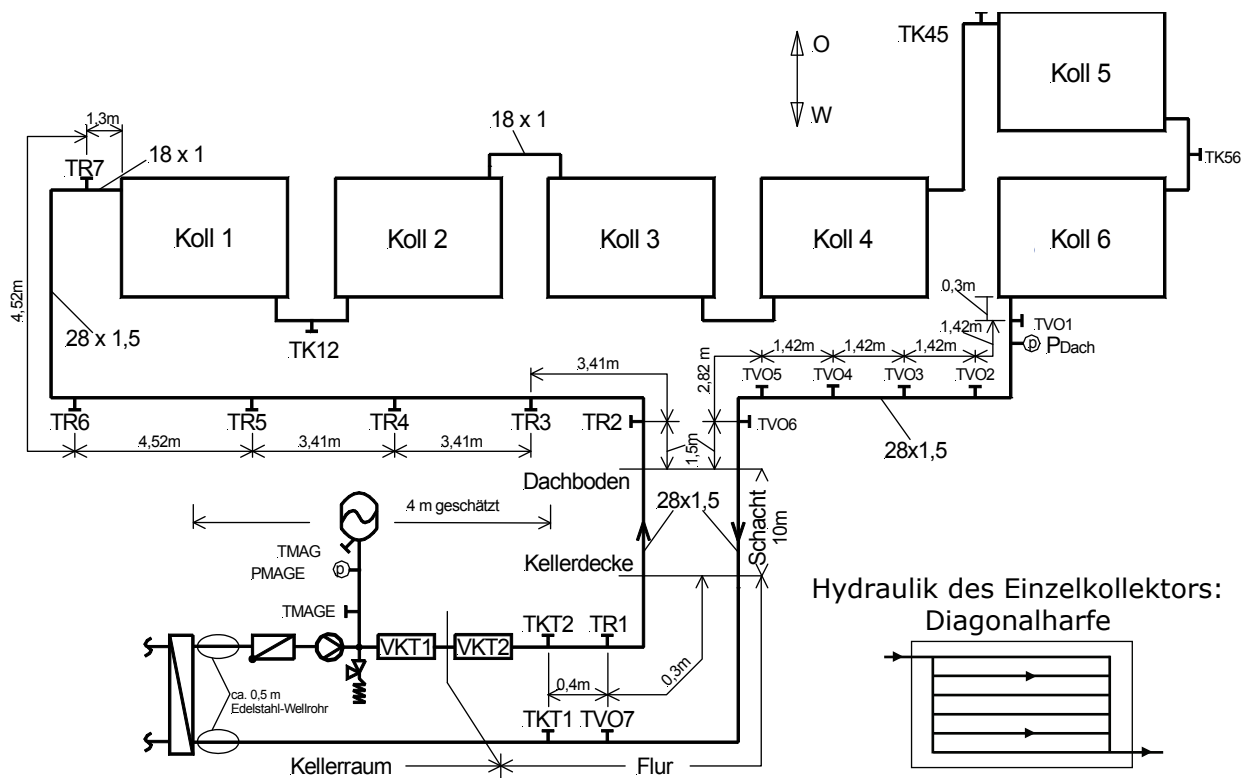


Abbildung 3.8: Schematische Darstellung des Kollektorkreises der Betreiberanlage in Hamburg (aus: Croy und Wirth, 2006).

Neben einer Druckmessung am Kollektorfeld und in der Nähe der Ausdehnungsgefäße sind die Rohrleitungen des Solarkreises mit PT100-Anlegesensoren ausgestattet. Die Rohrleitungen verlaufen vom Dachbereich in einen 10 Meter langen Schacht und von dort aus in den Kellerraum. Im Schacht konnten keine Sensoren installiert werden, wodurch ein sensorfreies Stück entsteht und damit die Dampfreichweite nur sehr ungenau bestimmt werden kann. Die hydraulische Skizze des Solarkreises und die Positionierung der Sensoren sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Die Auswertung der stagnationsrelevanten Messdaten umfasst den Zeitraum von Dezember 2004 bis zum Oktober 2006.

### Betreiberanlage Gelsenkirchen B-GE

Bei dieser Anlage besteht das Kollektorfeld aus zwei parallel durchströmten Teilfeldern mit jeweils vier seriell verschalteten Solar-Roof-Elementen. Das Rohrregister eines Solar-Roof-Elements ist auch hier als Diagonalharfe ausgeführt. Die Neigung des Registers entspricht dem Gefälle des Daches. Abbildung 3.9 zeigt eine Aufnahme des Gebäudes.



Abbildung 3.9: Foto des 90 m<sup>2</sup> großen Solar-Roofs der Betreiberanlage in Gelsenkirchen.

Auch diese Verschaltung lässt ein ungünstiges Entleerungsverhalten und große Dampfreichweiten erwarten. Zwischen Dachbereich und Kellerraum existiert hier ebenfalls ein sensorfreies Rohrleitungsstück von etwa 10 Metern Länge. Die Aufzeichnung der Messdaten begann im Oktober 2004 und endet im Oktober 2006; erstmalig in Betrieb ging die Anlage im Jahr 2003.

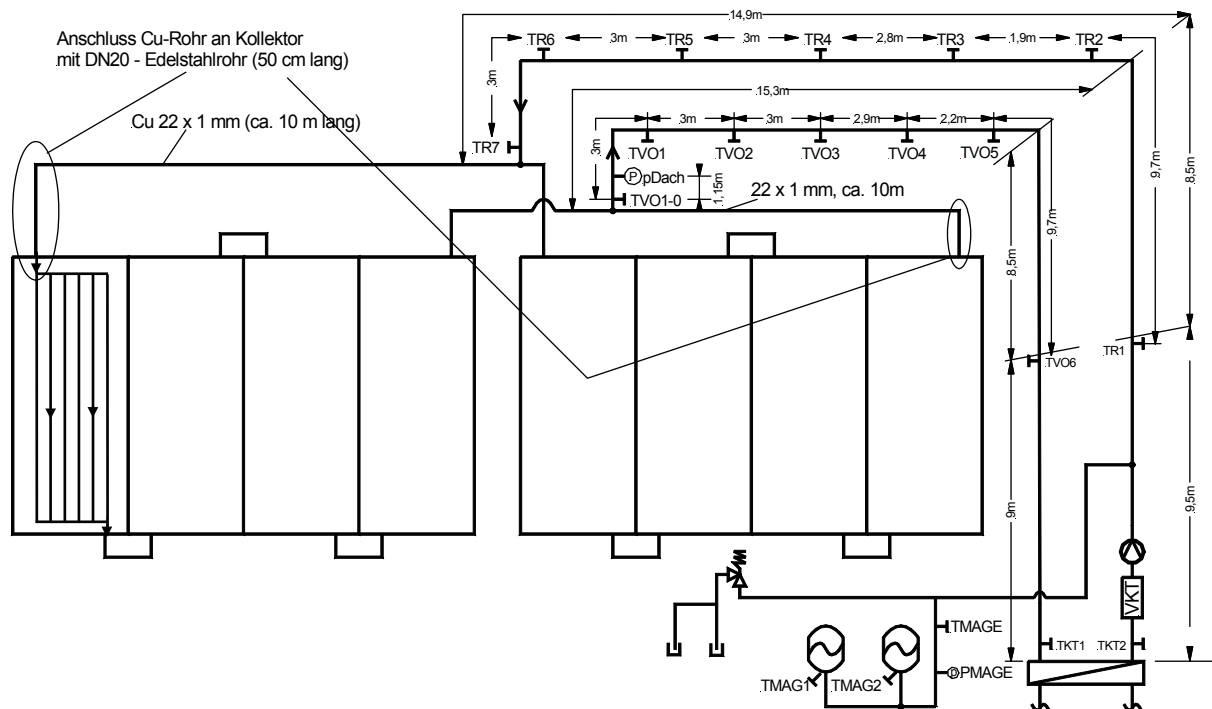


Abbildung 3.10: Schematische Darstellung des Kollektorkreises der Betreiberanlage in Gelsenkirchen (aus: Croy und Wirth, 2006).

### Betreiberanlage Langenhagen B-LA

Die als Kombisystem geplante Anlage in Hannover-Langenhagen ist seit dem Jahr 2000 in Betrieb. Ursprünglich wurde für die Versorgung des Einfamilienhauses ein solarer Deckungsanteil im Bereich von 50% angestrebt. Die Analyse der Daten des Messzeitraums 2004 bis 2005 zeigte aber, dass lediglich eine solare Deckung von etwa 13% erreicht wurde. Das Vakuumröhrenkollektorfeld besteht aus einer Reihenschaltung von jeweils zwei Kollektoren, deren Röhren ebenfalls in Reihe verschaltet sind. Eine schematische Skizze des Anlagenaufbaus sowie die Positionen und Bezeichnungen der Messfühler sind in Abbildung 3.11 dargestellt. Neben der Messung der stagnationsrelevanten Kenngrößen wurden zusätzlich Solar- kreiskomponenten zerlegt und auf Beschädigungen untersucht.

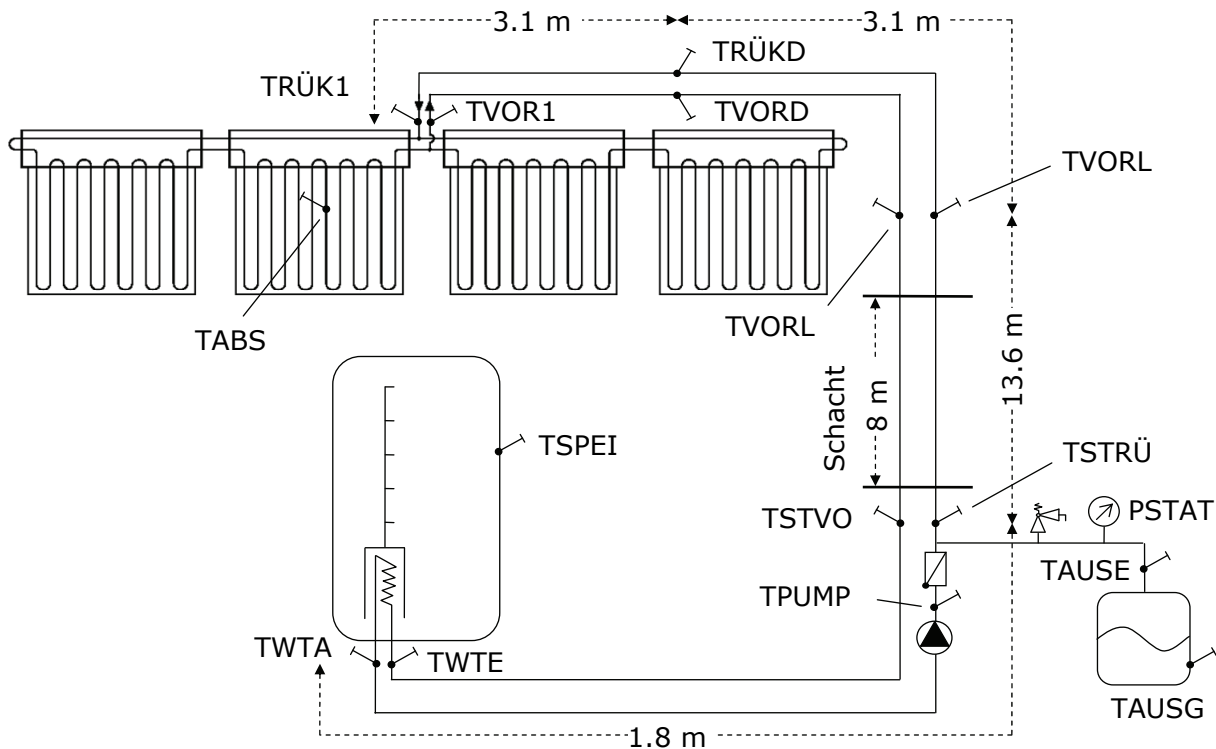


Abbildung 3.11: Anlagenschema und Sensorausstattung der Anlage B-LA.

### Betreiberanlage Emmerthal B-EM

Die Untersuchung dieser Anlage beschränkt sich auf die Begutachtung eines kapitalen Stagnationsschadens. Für diese als Dachheizzentrale mit extrem kurzen Rohrleitungen ausgelegte Anlage liegen keine stagnationsrelevanten Messdaten vor. Die teilweise erheblich beschädigten Solarkreiskomponenten wurden ausgetauscht und einer eingehenden Überprüfung unterzogen. Die Ergebnisse sind in Kapitel 3.3 dokumentiert.

## 3.2 Experimentelle Ergebnisse

Anhand der hier dargestellten Messergebnisse soll das prinzipielle Stagnationsverhalten der verschiedenen Systeme deutlich gemacht werden. Dazu werden charakteristische Temperatur- und Druckverläufe einzelner Stagnationsvorgänge diskutiert.

### 3.2.1 Testsysteme (Outdoor)

In den folgenden Unterabschnitten soll vor allem auf die qualitativen Unterschiede und Auffälligkeiten der Stagnationsvorgänge eingegangen werden. An den Testsystemen wurde untersucht, welchen Einfluss der Systemdruck und die externe Rohrleitungsführung auf das Stagnationsverhalten ausüben. Bei einigen Feldvarianten wurden Versuche bei zwei Druckniveaus durchgeführt: Beim niedrigen Niveau liegt der Ruhedruck bei etwa 1.5 barü und der Maximaldruck bei



Stagnation bei bis zu 4 barü. Dagegen wird der Druckbereich von 3 bis 5.5 barü als hohes Druckniveau bezeichnet. Eine Zusammenfassung und vergleichende Diskussion der gemessenen Dampfproduktionsleistungen liefert Abschnitt 3.2.2.

### Vakuumröhrenkollektorfeld VRK1a/b

Am Beispiel des Versuchstages 10.07.05 soll ein typischer Stagnationsvorgang des Systems VRK1a deutlich gemacht werden. Abbildung 3.12 zeigt die Wetterbedingungen an diesem Tag und die Temperatur- und Druckverläufe während des Stagnationsversuchs. Zur besseren Übersicht wurde u. a. auf die Darstellung der Sensorwerte der Vorlaufleitung verzichtet.

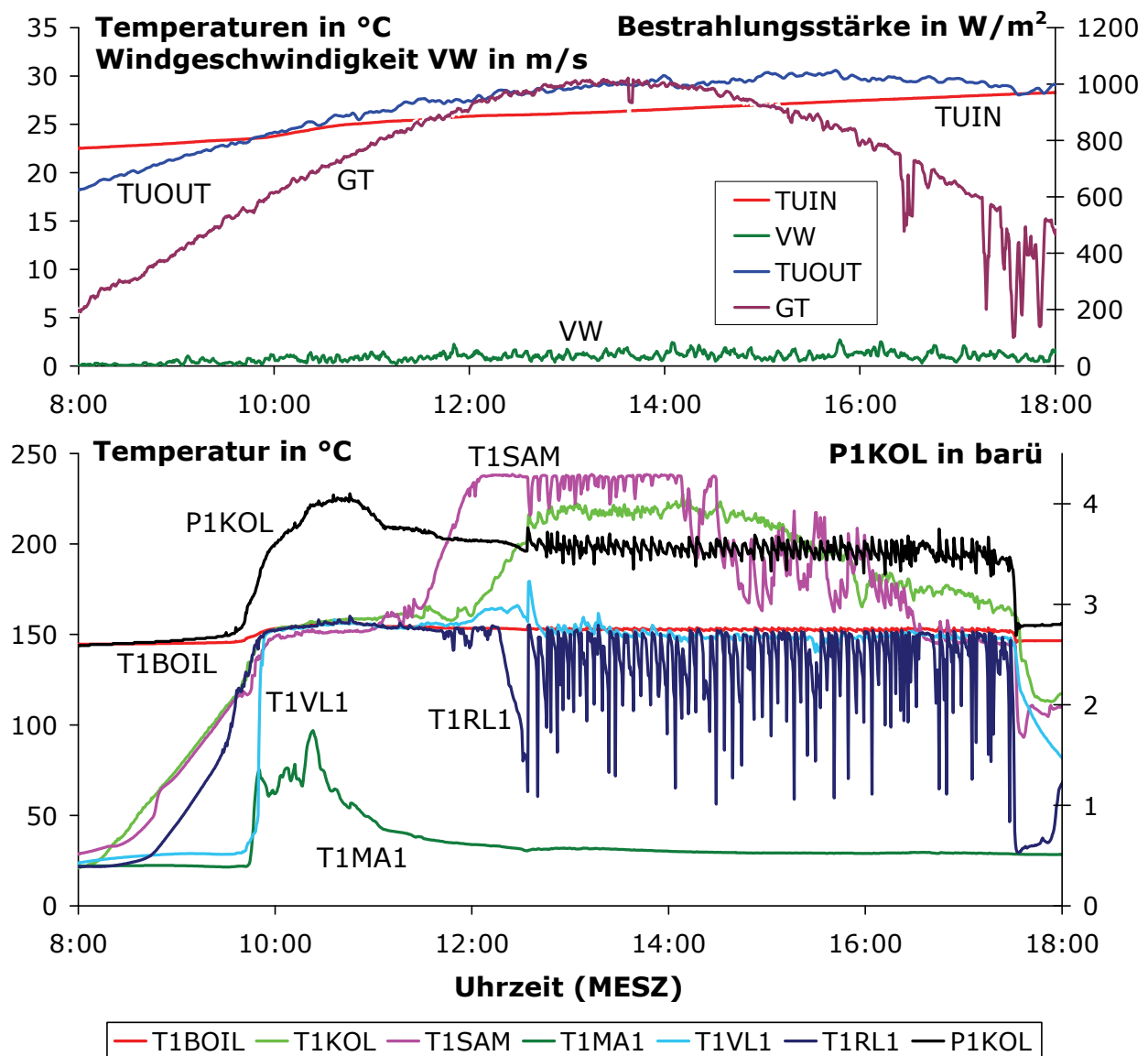


Abbildung 3.12: Oben: Darstellung der hemisphärischen Strahlung in Kollektorebene (GT), Innen- und Außentemperatur (TUIN, TUOUT) und Windgeschwindigkeit (VW) am 10.07.05. Unten: Temperatur- und Druckverläufe während des Stagnationsversuchs am System VRK1a am 10.07.05.

Um 9:30 Uhr kommt es zur ersten Dampfbildung im Kollektor, erkennbar am sprunghaften Druckanstieg in Kollektornähe (P1KOL). Die maximale Dampfreichweite (Summe der Reichweiten in VL und RL: 35.6 m) und die maximale Dampfproduktionsleistung ( $106 \text{ W/m}^2$ ) werden um 10:45 Uhr gemessen, also 1 h 45 min nach der ersten Dampfbildung. Die Temperatur kurz vor dem MAG (T1MA1) steigt bis auf  $93^\circ\text{C}$  an. Nach dem Erreichen des Druckmaximums sinkt die Dampfproduktionsleistung ab und die Dampffront zieht sich aus den Rohrleitungen zurück. Flüssiger, kalter Wärmeträger wird vom MAG in die Rücklaufleitung gedrückt.

Die geläufige Erklärung für den relativ raschen Abfall der Dampfproduktionsleistung ist ein voranschreitendes Leersieden des Kollektorfeldes. Der Wärmeübergang vom Rohr auf das Fluid ist nur dort gut, wo die Rohrwand mit Flüssigkeit benetzt ist. Durch fortwährende Verdampfung des Wärmeträgers im Kollektor sind allerdings immer größere Bereiche mit Dampf gefüllt und der Kollektorstufigungsgrad und damit auch die Dampfproduktionsleistung sinkt ab.

Zusätzlich ist nach dem Erreichen des Druckmaximums das Ansteigen der Sammlertemperatur (T1SAM) bis auf  $238^\circ\text{C}$ , also weit über die Siedetemperatur (T1BOIL) des ursprünglichen Wärmeträgergemischs, zu beobachten. Dieses Verhalten erinnert an die Entstehung von Überhitzungszonen innerhalb von Wärmerohren, wie sie unter anderem von Eckhoff (1995) beschrieben werden. Durch Austrocknungserscheinungen innerhalb der Verdampferzone eines Wärmerohrs können überhitzte Bereiche entstehen, durch die ein weiterer Wärmetransport unterbrochen wird. Dieses Phänomen ist in der Literatur auch unter der Bezeichnung „burn out“ bekannt und wäre eine denkbare Ursache für den relativ raschen Abfall der Dampfproduktionsleistung. Gegen diese Hypothese könnte die Beobachtung sprechen, dass die sehr hohen Temperaturen auf dem Sammlerrohr, also außerhalb der Verdampferzone, gemessen werden. Eine Dampfüberhitzung findet bei Wärmerohren meist nicht in der Transport- oder Kondensationszone, sondern in der Verdampferzone statt. Allerdings liegen im Fall der direkt durchströmten Vakuumröhre Verdampfer- und Kondensationszone sehr eng beieinander.

Bemerkenswert ist das Verharren der Sammlertemperatur (T1SAM) auf einem sehr konstanten Wert von  $238^\circ\text{C}$  über einen Zeitraum von zwei Stunden, obwohl die Bestrahlungsstärke in dieser Zeit von 900 auf  $1000 \text{ W/m}^2$  ansteigt. Dies könnte eher darauf hindeuten, dass es sich bei den gemessenen  $238^\circ\text{C}$  um die Sattdampf-temperatur des restlichen, hoch aufkonzentrierten Wärmeträgergemischs innerhalb der Vakuumröhren handelt. Bei dem herrschenden Systemdruck von 4.6 bar beträgt die Sattdampf-temperatur von reinem Propylenglykol  $245^\circ\text{C}$ . Sollte ein ähnliches Temperaturniveau in den Röhren herrschen, wäre die geringe Dampfproduktionsleistung durch den sehr geringen Wirkungsgrad bei dieser Temperatur und die geringe Flüssigkeitsmenge im Kollektor erklärbar.

Die Abnahme der Dampfproduktion und die gleichzeitige Dampfkondensation in den Rohrleitungen führen in den Nachmittagsstunden immer wieder dazu, dass kalter Wärmeträger aus dem MAG über die Rücklaufleitung in das stagnierende Kollektorfeld gedrückt wird. Es kommt zur plötzlichen Verdampfung der Flüssigkeit, wie die heftigen Druck- und Temperaturstöße am Kollektoreintritt zeigen (T1RL1).

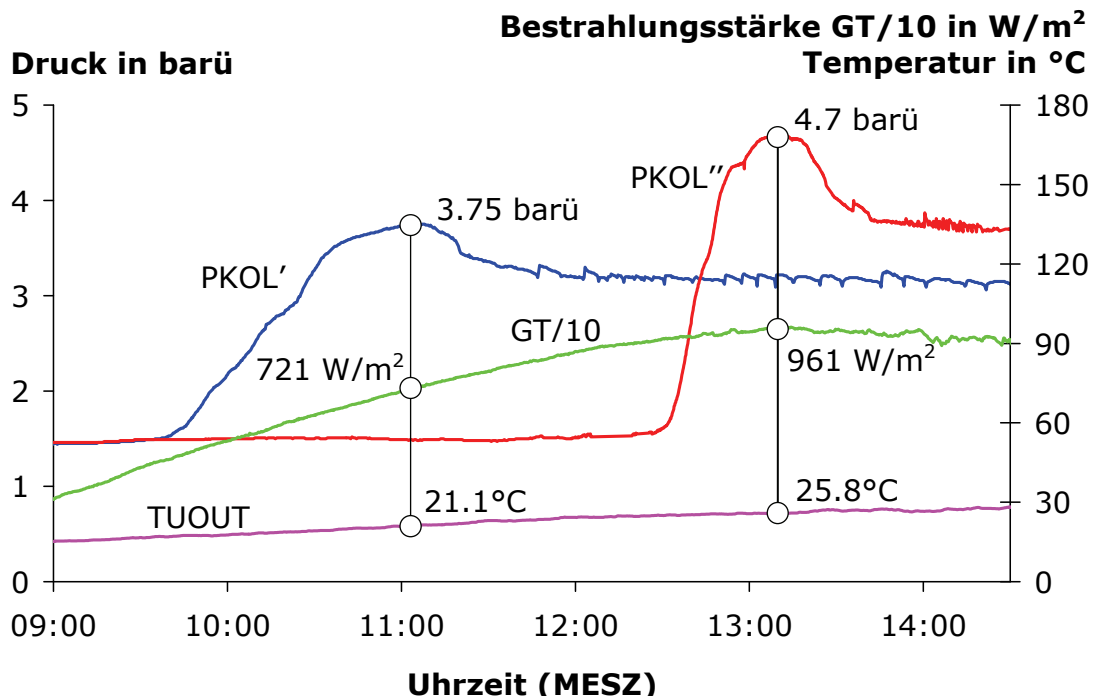


Abbildung 3.13: Vergleich zweier Messtage mit frühem und spätem Pumpenstillstand. Die rote Kurve repräsentiert den Druckverlauf, wenn die Solarkreispumpe morgens ausgeschaltet bleibt. Die rote Kurve zeigt den Druckverlauf, wenn die Pumpe zur Mittagszeit deaktiviert wird.

Das hier diskutierte Beispiel einer ganztägigen Stagnation, die bereits in den Morgenstunden beginnt, führt im Allgemeinen zu einer vergleichsweise geringen Dampfproduktionsleistung, was durch einen Vergleich zweier Messtage der Variante VRK1a mit sehr ähnlichen Wetterbedingungen deutlich wird (Abbildung 3.13). Im ersten Versuch ist die Solarkreispumpe bereits morgens ausgeschaltet, wobei das Feld VRK1a eine DPL von 172 W/m² erreicht. Am zweiten Versuchstag wird zum solaren Mittag die Pumpe ausgeschaltet, was zu einer DPL von 217 W/m² führt. Dieses unterschiedliche Verdampfungsverhalten wird beim Blick auf den Tagesverlauf der Bestrahlungsstärke und der Umgebungstemperatur verständlich: Bei der frühen Stagnation sind zum Zeitpunkt der maximalen DPL die Umgebungstemperatur und die Bestrahlungsstärke noch recht niedrig (TUOUT = 21,1°C, GT = 721 W/m²), wohingegen mittags bedeutend höhere Werte erreicht werden (TUOUT = 25,8°C, GT = 961 W/m²). Zur Mittagszeit ist bei der frühen Stagnation das Kollektorfeld bereits in Phase 4 und die hohe Bestrahlungsstärke führt zu keiner nennenswerten Dampfproduktion. Zu beachten ist, dass bei der ganztägigen Stagnation das Fluid im Kollektorfeld über einen längeren Zeit-

raum einer hohen Temperaturbelastung ausgesetzt ist. Nach der ersten Dampfbildung wird bei der Mittagsstagnation das Druckmaximum bereits nach etwa 45 Minuten erreicht, bei Dauerstagnation dauert es genau doppelt so lange. Im Durchschnitt über alle Versuche dauert es ca. 50 Minuten, bis sich der Dampf aus den Rohrleitungen wieder zurückzuziehen beginnt.

Als Konsequenz ergeben sich hieraus Möglichkeiten zur Entschärfung der Stagnationsbelastungen durch geeignete Regelungsstrategien, die das Erreichen des Stagnationszustandes zur Mittagszeit verhindern können. Gleichzeitig sollte aber die Höhe und Dauer der Temperaturbelastung des Wärmeträgers gering gehalten werden.

Die sehr großen Dampfreichweiten des Systems VRK1a/b führten in einigen Fällen dazu, dass die Dampffront (Phasengrenze: Dampf – Flüssigkeit) mit den Temperatursensoren nicht mehr detektiert werden konnte. Die maximal messbare DPL lag bei etwa  $230 \text{ W/m}^2$ . Es ist durchaus möglich, dass noch höhere Dampfproduktionsleistungen auftraten, diese von der Messtechnik aber nicht erfasst werden konnten. Im Mittel lag die Dampfproduktionsleistung bei etwa  $188 \text{ W/m}^2$ . Die Veränderung des Anlagendrucks hatte keinen Einfluss auf die Dampfproduktionsleistung. Durch die relativ flache Kennlinie von Vakuumröhrenkollektoren (geringe Wärmeverluste an die Umgebung) hat eine erhöhte Sattdampf Temperatur bei höherem Systemdruck kaum eine Reduzierung der Dampfproduktionsleistung zur Folge.

#### Vakuumröhrenkollektorfeld VRK1c

Abbildung 3.14 zeigt einen Stagnationsversuch der Feldvariante VRK1c. Zwischen 12 und 14 Uhr des 13.09.06 lag die Einstrahlung zwischen  $900$  und  $950 \text{ W/m}^2$ . Die Solarkreispumpe wurde um 12:50 Uhr ausgeschaltet, um 12:56 Uhr kam es zur ersten Dampfbildung und bereits 15 Minuten später ist die maximale Dampfreichweite erreicht. Durchschnittlich dauert dieser Vorgang bei dieser Feldvariante 26 Minuten. Durch den danach rasch sinkenden Systemdruck strömt kaltes Fluid wieder zum Kollektoreintritt in der Rücklaufleitung und verursacht dadurch leichte Druckschwankungen, erkennbar an dem oszillierenden Temperaturverlauf des Sensors T1RL1. Diese Schwankungen haben bei Variante VRK1c eine viel geringere Amplitude und Frequenz, vergleichbar eher mit einem langsamen Hin- und Herschwappen der Flüssigkeit zwischen Kollektor und MAG. Der Sensor innerhalb des Sammlerkastens T1RK registriert auch bei dieser Variante Temperaturen oberhalb der Sattdampf Temperatur des ursprünglichen Wärmeträgergemischs.



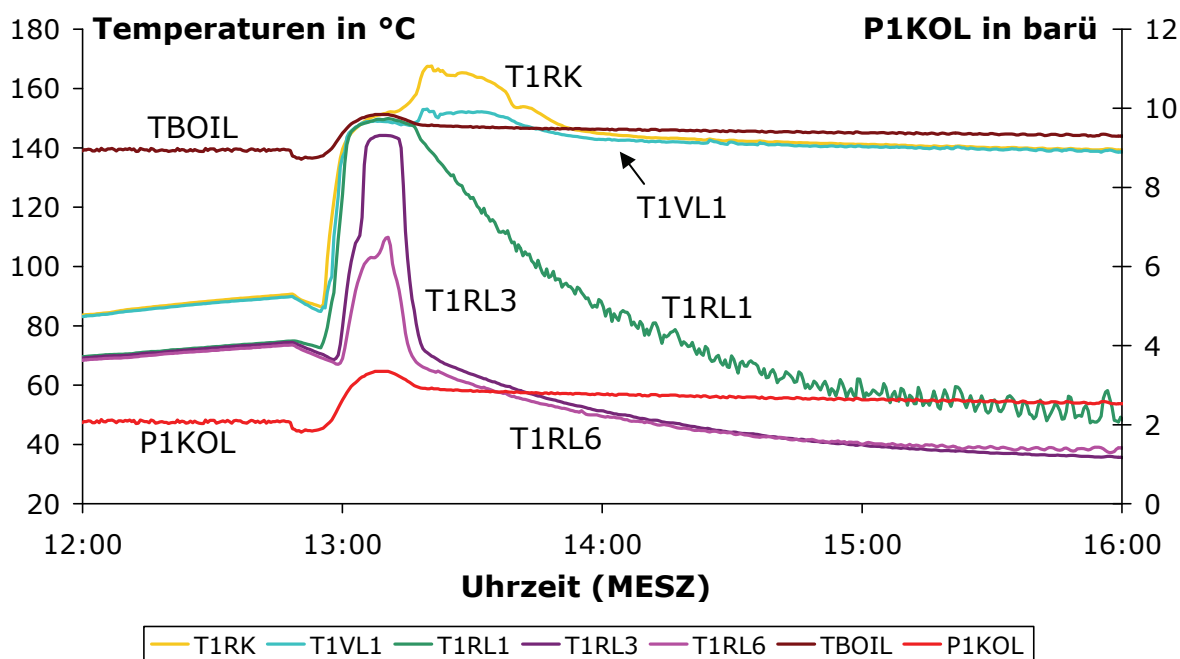


Abbildung 3.14: Stagnationsversuch der Feldvariante VRK1c am 13.09.06. Die horizontale Ausrichtung der Röhren begrenzt die Dampfreichweite und der Dampf zieht sich sehr rasch aus den Leitungen zurück.

Insgesamt bietet die Variante mit horizontal ausgerichteten Röhren (VRK1c) gegenüber der konventionellen Montage (VRK1/b) eine Reihe von Vorteilen: Die Dampfreichweite ist bedeutend geringer und Phase vier des Stagnationsvorgangs wird sehr viel schneller erreicht. Zudem ist bei Variante VRK1c die Dampfproduktionsleistung mit  $114 \text{ W/m}^2$  um knapp 40% geringer als bei Variante VRK1a/b ( $188 \text{ W/m}^2$ ). Eine Systemdruckvariation wurde an diesem Kollektorfeld nicht durchgeführt.

### Flachkollektorfeld FK2

Abbildung 3.15 zeigt einen typischen Stagnationsverlauf der Feldvariante FK2a. An den Kollektoranschlüssen (T2VL1 und T2RL1) ist bereits kurz nach Stagnationsbeginn eine Erhitzung weit über die Sattdampf Temperatur des Solarfluids T2BOIL erkennbar. Der zwischen den beiden unteren Kollektoren angebrachte Temperatursensor T2KOL zeigt bis nach dem Erreichen des Maximaldrucks eine Temperatur an, die unterhalb der Sattdampf Temperatur liegt. Kurz nach dem Zurückziehen der Dampffront aus den RL-Rohrleitungen (T2RL2 und T2RL6) steigt die Temperatur zwischen den unteren Kollektoren (T2KOL) über die Sattdampf Temperatur (T2BOIL) – ein Indiz für das Leersieden des Kollektorfeldes. Im weiteren Tagesverlauf kommt es in großen Zeitabständen zum Eindringen kalter Flüssigkeit in das Kollektorfeld, erkennbar an dem plötzlichen Temperatureinbruch am Kollektoreintritt T2RL1. Die Temperatur im unteren Feldbereich T2KOL sinkt danach langsam ab und der Systemdruck steigt durch vermehrte Dampfproduktion zeitgleich an.

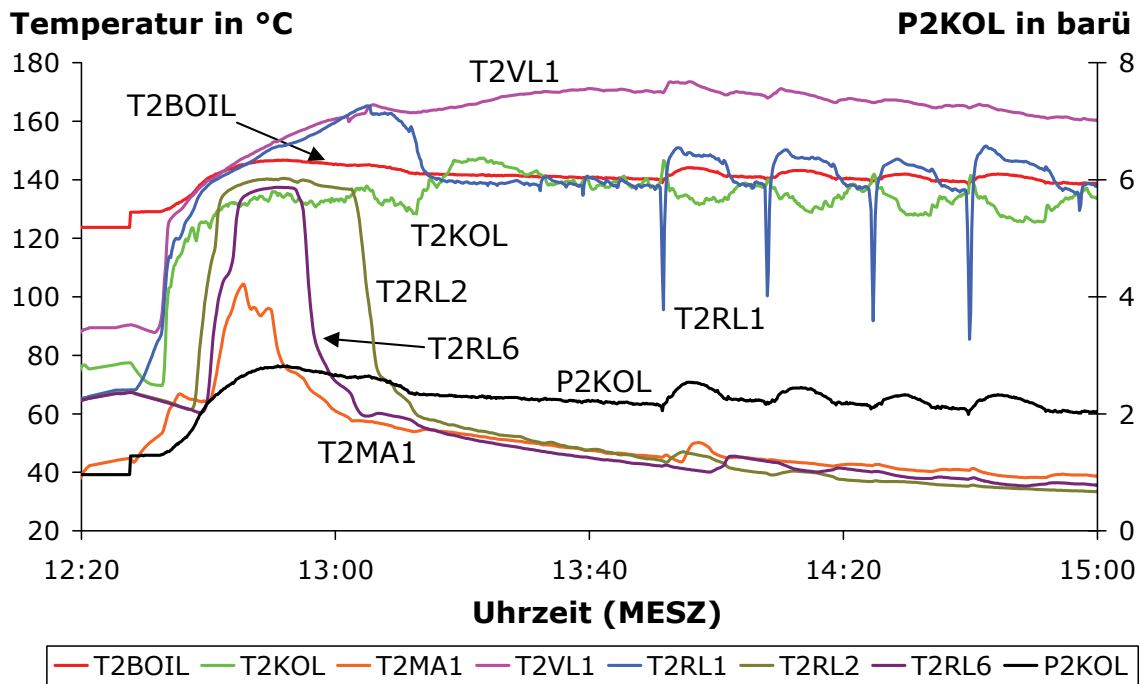


Abbildung 3.15: Stagnationsversuch der Feldvariante FK2a am 02.09.04.

Bei dieser Feldvariante wurde die Destillation des Wärmeträgers innerhalb des Feldes indirekt festgestellt. Nach einem Stagnationsversuch zeigte der Wärmeträger am Schauglas im Bereich der Solarstation eine sehr helle Färbung, was einen erhöhten Wasseranteil vermuten ließ. Eine Analyse des Wärmeträgers durch die Fa. Tyforop Chemie bestätigte diese Vermutung: Die Probe wies nur noch einen Glykolanteil von 32% auf (Tyfocor LS: ca. 40%). Daraus lässt sich folgern, dass bei Stagnation primär das Wasser verdampft ist, in den Rohrleitungen rekondensierte und das flüssige Propylenglykol im Kollektor zurückblieb.

Die Stagnationsverläufe der Kollektorfelder FK2b und FK2c zeigen untereinander kaum Unterschiede. Die Druckstöße durch in den Kollektor drückendes, kaltes Fluid sind bei diesen Feldern nicht zu erkennen. Auch ist die Dauer hoher Dampfreichweiten bei den Varianten FK2b und FK2c geringer als bei der Variante FK2a: Zwischen erster Dampf Bildung und dem Erreichen des Maximaldrucks vergehen bei Variante FK2a 43 Minuten, bei FK2b 31 Minuten und bei FK2c durchschnittlich nur 14 Minuten. Feld FK2a weist mit seiner zu Flüssigkeitssäcken neigenden Hydraulik mit durchschnittlich  $85 \text{ W/m}^2$  die größte DPL auf. Die Variante FK2b mit unten liegenden Anschlussleitungen verringert die Dampfproduktionsleistung um 28% auf  $61 \text{ W/m}^2$ . Der Einzelkollektor FK2c positioniert sich mit  $62 \text{ W/m}^2$  zwischen den beiden Feldvarianten. Versuche mit erhöhtem Systemdruck reduzierten die DPL bei diesem Kollektortyp um durchschnittlich 35 %. Hier hat also die erhöhte Siedetemperatur einen größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad und damit auch die Dampfproduktionsleistung der Flachkollektoren, als dies beim Vakuumröhrenkollektor der Fall ist.

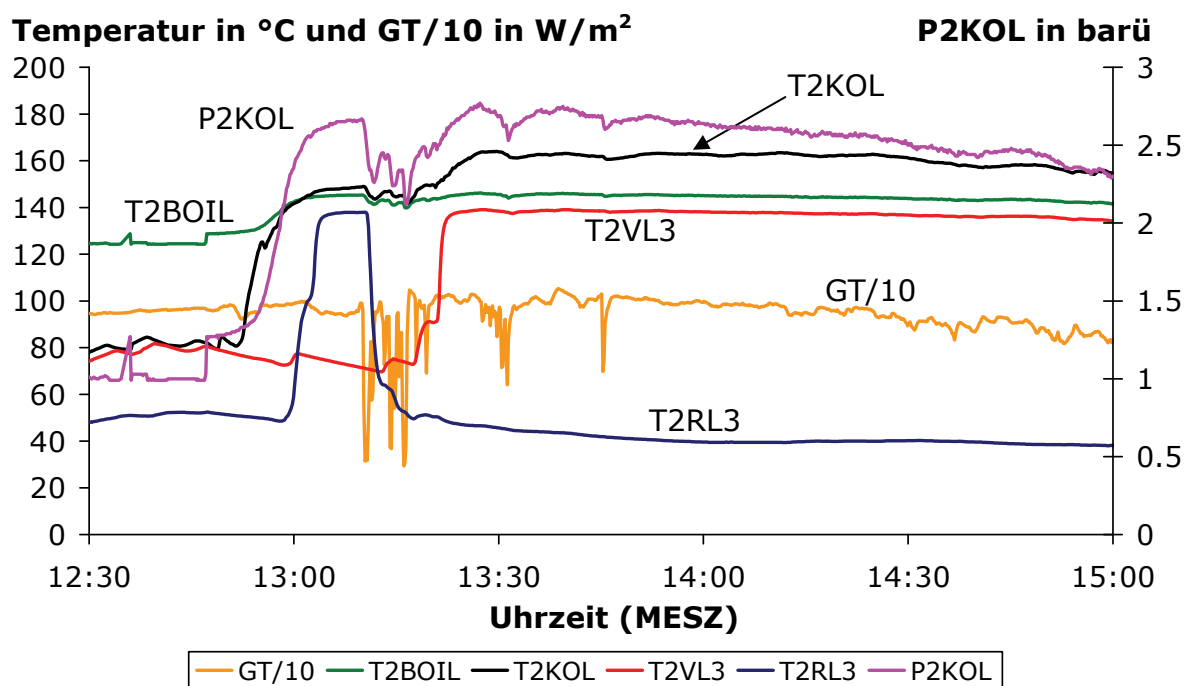


Abbildung 3.16: Stagnationsversuch der Feldvariante FK2b am 06.09.04. Zunächst ist die Rücklaufleitung mit Dampf gefüllt, nach einem kurzen Strahlungseinbruch dann die VL-Leitung.

Eine Besonderheit der Dampfausbreitung zeigte sich bei wechselhafter Einstrahlung am 06.09.04 an Kollektorfeld FK2b, dargestellt in Abbildung 3.16. In der frühen Stagnationsphase füllt sich zunächst nur die Rücklaufleitung mit Dampf (T2RL3), während die VL-Leitung dampffrei bleibt. Exemplarisch für die Temperaturen der Rohr- und Rücklaufleitung sind die Sensorwerte jeweils ca. 6 Meter hinter den Kollektoranschlüssen dargestellt (T2VL3 und T2RL3). Strahlungseinbrüche zur Mittagszeit sorgen dann für einen Abfall der Dampfproduktionsleistung; die Dampffront zieht sich wieder aus der RL-Leitung zurück (T2RL3 sinkt), bis nach Durchzug des Wolkenfeldes die Dampfausbreitung erneut beginnt. Jetzt füllt sich ausschließlich die VL-Leitung mit Dampf (T2VL3 steigt), während die RL-Leitung (T2RL3) dampffrei bleibt. Dieses Verhalten wurde an mehreren Versuchstagen beobachtet. Als Konsequenz muss also damit gerechnet werden, dass Rohrleitungen dampffrei bleiben, obwohl die Anordnung der Rückschlagklappe eine Ausbreitung über beide Leitungen zulassen würde. Dieses kaum vorherzusehende Verhalten muss z. B. bei Überlegungen zur Integration von Kühlkörpern bedacht werden.

### Flachkollektorfeld FK3

Eine bevorzugte Richtung der Dampfausbreitung zeigte auch die Feldvariante FK3a. Hier führte ein um etwa einen Höhenmeter ansteigendes Leitungsstück im Rücklauf dazu, dass diese Leitung komplett und in jedem Versuch dampffrei blieb (Abbildung 3.17). Der zwischen zwei Kollektoren im unteren Teilfeld ange-

brachte Sensor T3KOLU zeigt, dass in jeder Stagnationsphase Flüssigkeit unterhalb der Dampftemperatur vorhanden ist. Auch der Sensor am Kollektoreintritt T3RL1 erreicht nie Sattedampftemperatur. Der produzierte Dampf wird ausschließlich in die VL-Leitung gedrückt (T3VL2). Die ungünstige Verlegung der RL-Leitung führt also zur Bildung von Flüssigkeitssäcken im unteren Teilfeld.

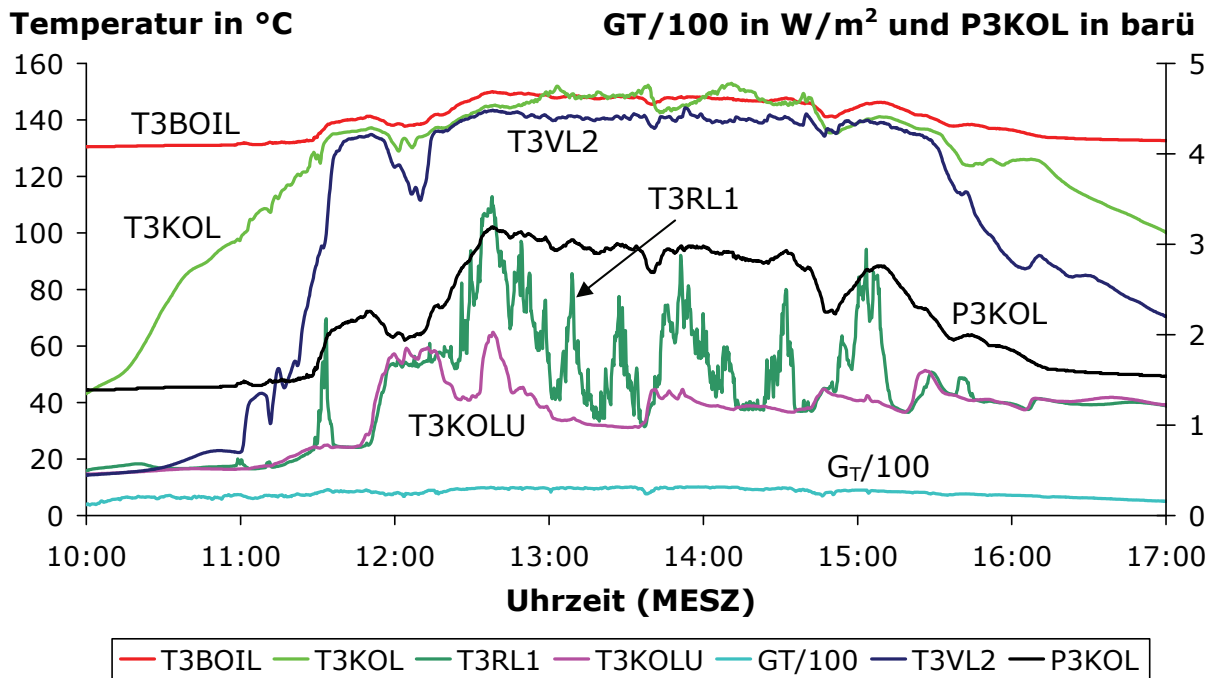


Abbildung 3.17: Stagnationsversuch der Feldvariante FK3a am 18.09.04. Im unteren Teil des Kollektorfeldes bilden sich Flüssigkeitssäcke mit Temperaturen weit unterhalb der Siedetemperatur (T3KOLU).

Ein Umbau des Kollektorfeldes behob dieses Problem: Es wurde eine Dachverlängerung konstruiert, so dass das gesamte Kollektorfeld FK3 nach oben verschoben werden konnte. Dadurch wurden Flüssigkeitssäcke vermieden und das Entleerungsverhalten verbesserte sich merklich: Die DPL sank von 51 W/m<sup>2</sup> (FK3a) auf 33 W/m<sup>2</sup> (FK3b). Die Feldvariante FK3c zeigte mit 22 W/m<sup>2</sup> eine noch geringere Dampfproduktionsleistung. Bei dem Feld FK3a führten Versuche mit erhöhtem Systemdruck zu einer Reduktion der DPL um durchschnittlich 58%.

## 3.2.2 Zusammenfassung der Ergebnisse

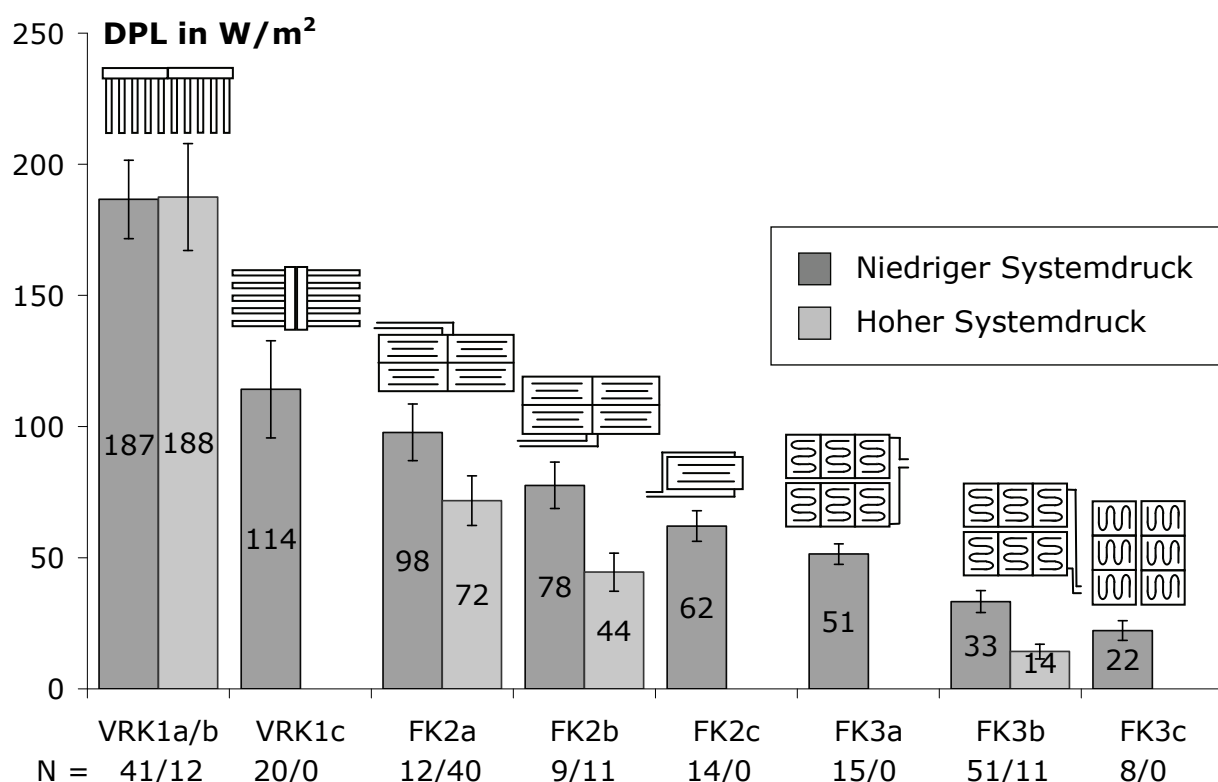


Abbildung 3.18: Ergebnisse der Untersuchungen an den Experimentieranlagen. Die Fehlerbalken markieren die Standardunsicherheit, die sich aus der Mittelwertbildung aus allen Versuchen ergibt. N bezeichnet die Anzahl der durchgeführten Versuche an den einzelnen Feldvarianten. Die jeweils dunklen Balken kennzeichnen Versuche bei niedrigem Systemdruck, die rechten, helleren Balken Versuche bei hohem Systemdruck.

Die Ergebnisse der Untersuchungen an den Experimentieranlagen sind in Abbildung 3.18 zusammengefasst<sup>8</sup>. Die Darstellung nimmt keine Rücksicht auf die unterschiedlichen Wetterbedingungen. Dieser Einfluss wird später in das Modell zur vereinfachenden Vorhersage der Dampfproduktionsleistung integriert (Kapitel 7).

Wie zu erwarten war, weist das Vakuumröhrenkollektorfeld VRK1a/b mit rund 188 W/m² die größte spezifische Dampfproduktionsleistung auf. Der Systemdruck hat auf dieses Ergebnis kaum einen Einfluss. Werden die Röhren horizontal ausgerichtet (VRK1c), verbessert sich das Entleerungsverhalten des Feldes deutlich und die DPL nimmt um ca. 40% ab (114 W/m²).

<sup>8</sup> Die dargestellten Werte weichen von denen in Scheuren et al. (2005) gezeigten Ergebnissen ab, da dort lediglich die Messjahre 2004 und 2005 berücksichtigt wurden. Die hier dargestellte Auswertung beinhaltet zusätzlich die Stagnationsversuche des Jahres 2006.

Beim Feld FK2 zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit sowohl vom Systemdruck, als auch von der Verlegung der externen Verrohrung. Beim niedrigen Systemdruck reduziert die Verlegung der Anschlussleitungen von oben nach unten die Dampfproduktionsleistung von 98 auf 78 W/m<sup>2</sup>, dies bedeutet eine Abnahme von rund 20%. Beim hohen Systemdruck wird eine etwa 40-prozentige Reduktion der DPL erreicht (FK2a: 72 W/m<sup>2</sup>; Fk2b: 44 W/m<sup>2</sup>). Ein höherer Systemdruck führt im Mittel bei diesem Kollektorfeld zu einer um 27% geringere Dampfproduktionsleistung. Der Einzelkollektor FK2c weist bei niedrigem Druck mit 62 W/m<sup>2</sup> eine ähnliche DPL wie das Feld mit der optimierten Rohrleitungsführung FK2a auf.

Ähnliche Tendenzen ergeben sich bei der Anlage FK3. Durch eine optimierte externe Rohrleitungsführung (FK3b) reduziert sich die Dampfproduktionsleistung um 35% von 51 auf 33 W/m<sup>2</sup> bei niedrigem Systemdruck. Ein hoher Systemdruck führt hier zu 57% geringeren DPL-Werten. Die Variante FK3c ist mit 22 W/m<sup>2</sup> bei niedrigem Systemdruck das Feld mit der niedrigsten DPL der sieben getesteten Varianten.

Insgesamt ist die Spannweite der gemessenen Dampfproduktionsleistungen sehr groß. Die DPL des Röhrenfeldes mit seiner hohen Leistungsfähigkeit und zugleich schlechten Entleerung und die DPL des sehr gut entleerenden Feldes FK3b differieren um den Faktor 13. Aber auch die Flachkollektorfelder weichen in ihrem Stagnationsverhalten stark voneinander ab. Je nach Kollektortyp, Rohrleitungsführung und Systemdruck wurden um den Faktor 7 unterschiedliche DPL-Werte gemessen.

### 3.2.3 Indoor-Experimente unter dem Sonnensimulator

#### Vakuumröhrenkollektor S-VRK

An diesem Kollektortyp sollte der Einfluss der Röhrenneigung auf das Verdampfungsverhalten untersucht werden, wobei die Vorgänge bei horizontaler Röhrenaussrichtung sowie einer leicht negativen (Sammler unterhalb der Röhren) und positiven Röhrenneigung von besonderem Interesse waren. Die Versuche zeigten bei flachen Neigungswinkeln um 0° eine sprunghafte Änderung der DPL (Abbildung 3.19). Die Fehlerbalken im Diagramm kennzeichnen die Standardmessunsicherheit, die sich aus der Ungenauigkeit der Dampfreichweitenmessung ergibt. Die Bestrahlungsstärke betrug bei den Versuchen etwa 850 W/m<sup>2</sup>, die Umgebungstemperatur lag bei ca. 23°C.

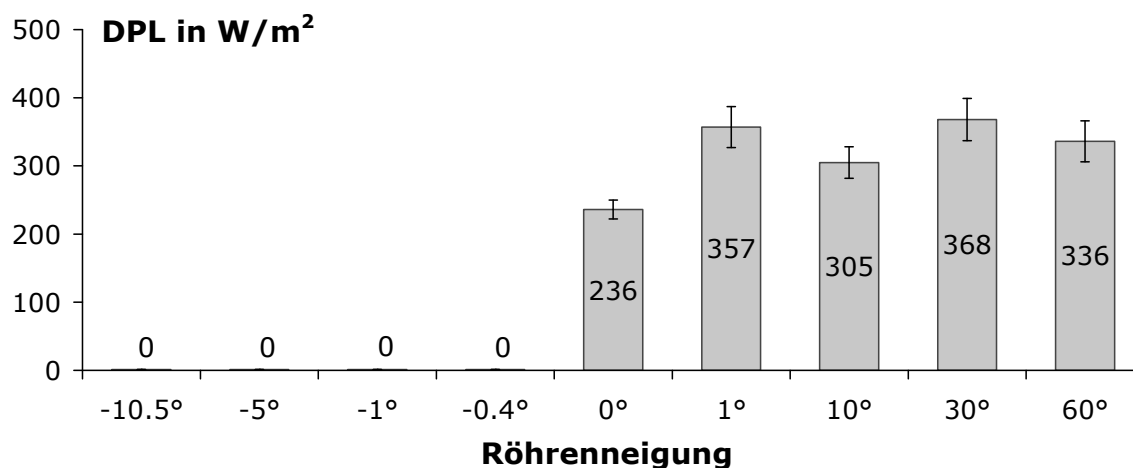


Abbildung 3.19: Dampfproduktionsleistung des Kollektors S-VRK unter dem Sonnensimulator in Abhängigkeit der Röhrenneigung. Es ist ein leichter Anstieg der DPL mit steiler werdendem Neigungswinkel zu erkennen. Bei negativem Neigungswinkel ist die DPL gleich Null.

Bei allen negativen Neigungswinkeln bleibt der entstehende Dampf auf den Kollektor beschränkt und die Dampfproduktionsleistung ist gleich Null. Der Dampf drückt in diesem Fall die Flüssigkeit komplett aus dem Kollektor. Sobald die Bildung von Flüssigkeitssäcken möglich ist (Neigungswinkel  $\geq 0^\circ$ ), ist eine ansteigende Tendenz der Dampfproduktionsleistung mit zunehmendem Kollektorneigungswinkel zu erkennen. Die erste Dampfblase drückt in Phase zwei immer weniger Flüssigkeit aus dem Kollektor, was sich auch an der zunehmenden Restflüssigkeitsmenge widerspiegelt: Bei  $0^\circ$  Neigung verbleiben nach Stagnationsphase zwei noch 1.2 l flüssiger Wärmeträger im Kollektor, bei  $10^\circ$  Neigung sind es 1.92 l und bei  $60^\circ$  schließlich 2.30 l.

Insgesamt sind die an dem indoor untersuchten Einzelkollektor S-VRK gemessenen Dampfproduktionsleistungen bedeutend höher als die outdoor ermittelten Werte an dem Feld VRK1a/b. Dies ist aber auch nicht verwunderlich, da bei den Outdoor-Versuchen auch Stagnationstage mit in die Auswertung einbezogen wurden, an denen es auch bei vergleichsweise geringer Einstrahlung zur Dampfbildung gekommen ist. Zudem konnte bei den Outdoor-Experimenten mit dem vorhandenen Aufbau nur eine Dampfproduktionsleistung bis ca. 230 W/m² erfasst werden.

Bei der leicht negativen Röhrenneigung von  $-0.4^\circ$  breitet sich der Dampf nur bis zur Sammlerleitung TSAM aus, wie in Abbildung 3.20 zu erkennen ist. Keiner der beiden Sensoren an den Kollektoranschlüssen (TVL1 und TRL1) erreichen die Sattedampftemperatur TBOIL. Die Sensoren auf der Rücklaufleitung (TRL1, TRL4) zeigen langsame Temperaturosillationen, ähnlich wie es bei den Versuchen der Feldvariante VRK1c mit horizontalen Röhren beobachtet wurde, hier nur mit geringerer Frequenz. Das vom MAG in die Röhren gedrückte kalte Fluid verdampft dort sehr langsam und bewirkt wieder eine Rückströmung zum MAG.



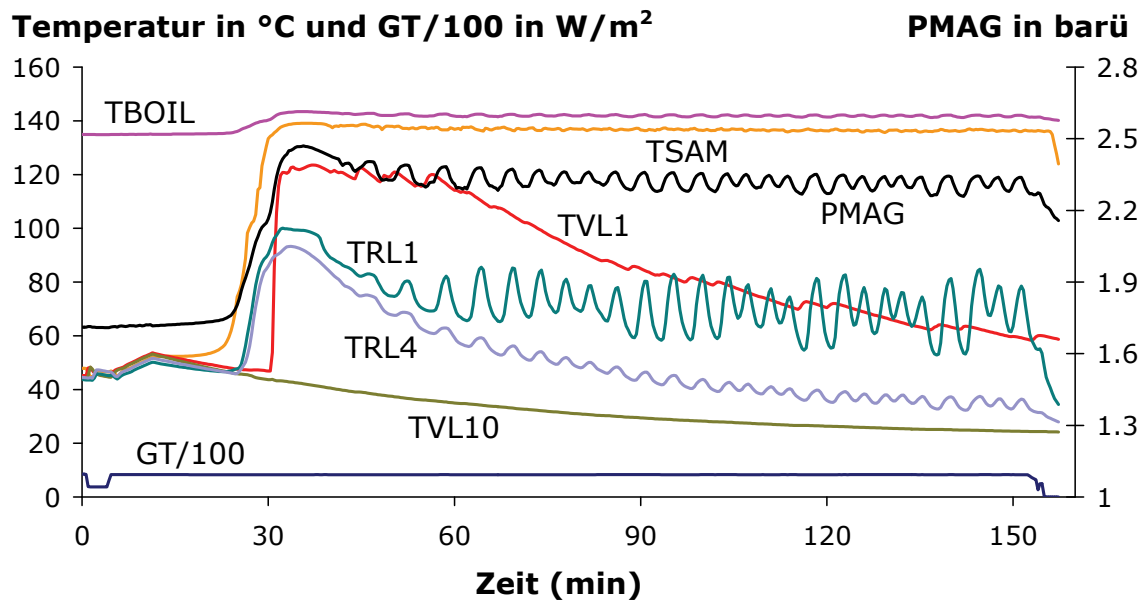


Abbildung 3.20: Stagnationsversuch des Kollektors S-VRK unter dem Sonnensimulator bei einer Röhrenneigung von  $-0.4^\circ$ .

Von Kirchner et al. (2006) wurde vorgestellt, dass bei horizontaler Röhrenposition auch die Neigung des Sammlers einen Einfluss auf die DPL hat: In den Versuchen stieg die DPL mit zunehmender Sammlerneigung. Das sehr sensitive Verhalten im Bereich der horizontalen Röhrenausrichtung legt aus heutiger Sicht die Vermutung nahe, dass bei diesen Untersuchungen eher die Veränderung der Sammlerneigung zu einer leichten Änderung der Röhrenneigung geführt hat und so diese vermeintliche Abhängigkeit zwischen DPL und Sammlerneigung zustande gekommen ist.

#### Flachkollektoren S-FK-8 und S-FK-10

Die Stagnationsversuche des Kollektors S-FK-8 zeigten eine eindeutige Neigungswinkelabhängigkeit, die in Abbildung 3.21 dargestellt ist. Auch hier resultiert die Standardmessunsicherheit aus dem Abstand der Temperatursensoren. Beide Doppelharfenkollektoren (S-FK-8 und S-FK-10) wurden mit oben liegenden Kollektoranschlüssen unter dem Sonnensimulator SUSI I montiert.

Wie in Abbildung 3.21 zu erkennen ist, treten bei flachen Neigungswinkeln deutlich geringe DPL als bei steiler Kollektorneigung auf. Mit zunehmendem Kollektorneigungswinkel wird auch die von der Flüssigkeitssäule zu überwindende Hangabtriebskraft größer. Der Dampf kann daher weniger Flüssigkeit aus dem Kollektor drücken, so dass am Ende von Phase 2 eine größere Restflüssigkeitsmenge im Kollektor verbleibt. Die Folge ist ein schlechteres Entleerungsverhalten und damit eine höhere Dampfproduktionsleistung.



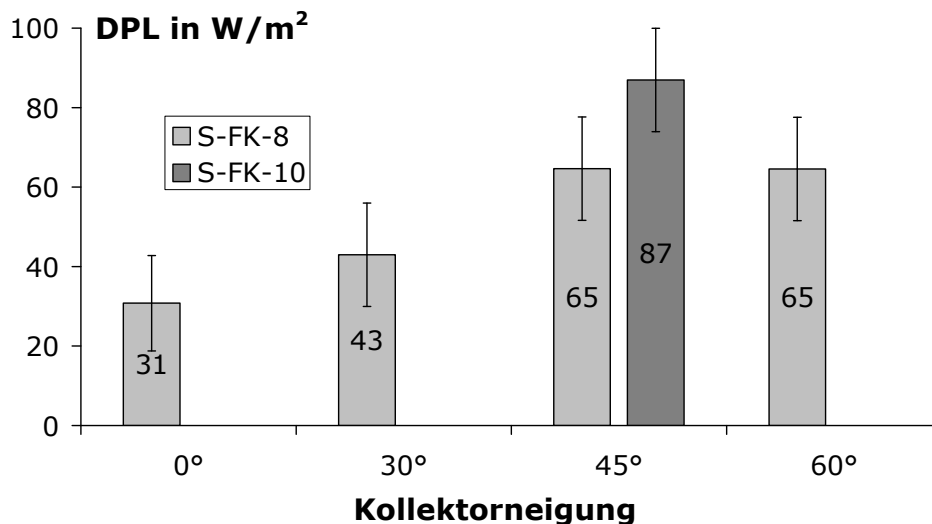


Abbildung 3.21: Indoor gemessene Dampfproduktionsleistungen der Kollektoren S-FK-8 (hellgrau) und S-FK-10 (dunkelgrau). Die Fehlerbalken markieren die Standardunsicherheit der DPL-Messung.

Der in Abbildung 3.21 zusätzlich dargestellte Vergleich der beiden Kollektortypen S-FK-8 und S-FK-10 bei einer Neigung von 45° zeigt, dass der Kollektor mit dem 10-mm-Rohrregister eine um 35% höhere DPL aufweist (65 W/m² und 87 W/m²). In Abbildung 3.22 ist die zeitliche Entwicklung der Dampfproduktionsleistung und der relativen Restflüssigkeitsmenge bezogen auf den Gesamtfluidinhalt des Kollektors während der Stagnation bei 45° Kollektorneigung aufgetragen. Der unstete Verlauf der DPL und der RFM wird durch die Berechnung aus der Dampfreichweite nach (2.13) hervorgerufen, deren Messgenauigkeit durch die diskreten Abstände der Temperatursensoren limitiert ist. Bei dem Kollektor mit dem größeren Fluidinhalt (S-FK-10) dauert es ungefähr doppelt so lange wie bei Kollektortyp S-FK-8, bis die maximale Dampfproduktionsleistung erreicht wird. Nach 30 Minuten ist dieser Kollektor noch mit 0.85 l (51%) flüssigem Wärmeträger gefüllt, wohingegen der Kollektor S-FK-8 nur noch ein Flüssigkeitsvolumen von etwa 0.20 l aufweist, was einem Füllstand von 17% entspricht. Sowohl die relative als auch die absolute RFM sind beim Kollektor mit dem größeren Querschnitt des Rohrregisters (S-FK-10) größer, was ein schlechteres Entleerungsverhalten zur Folge hat. Es kann also festgehalten werden, dass ein geringerer Fluidinhalt des Kollektors die Dampfreichweite und die Dauer kritischer Stagnationsphasen verkürzen kann.

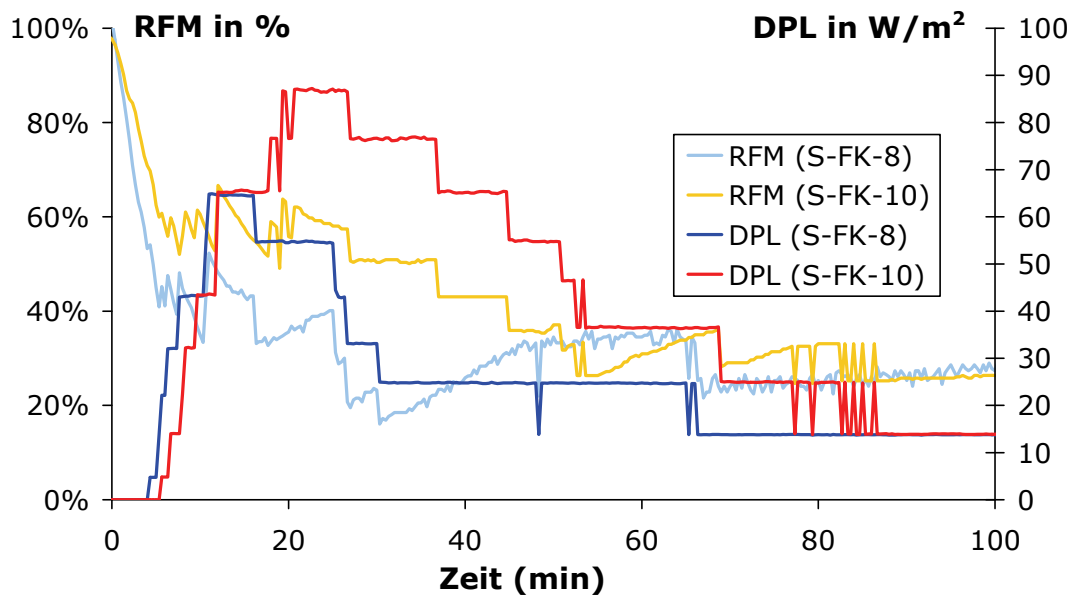


Abbildung 3.22: Restflüssigkeitsmenge (RFM) und Dampfproduktionsleistung (DPL) der Kollektoren S-FK-8 und S-FK-10. Die dargestellten Stagnationsversuche wurden bei einem Kollektorneigungswinkel von  $45^\circ$  durchgeführt.

In diesen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die Dampfproduktionsleistung bei flacheren Neigungswinkeln deutlich abnimmt. In der Praxis führen allerdings flache Kollektorneigungswinkel in den Zeiten mit tendenziell hohem Stagnationsrisiko (Sommer) zu größeren Bestrahlungsstärken, als dies bei einem steilen Anstellwinkel der Fall wäre. Somit führt in realen Anlagen unter natürlichen Einstrahlungsbedingungen ein flacher Neigungswinkel wohl nicht zu einer Verringerung der Dampfproduktionsleistung. Hinzu kommt, dass der Neigungswinkel des Kollektorfeldes zumeist von der Dachneigung vorgegeben und damit nicht frei wählbar ist.

### 3.2.4 Betreiberanlagen

#### Betreiberanlage Hamburg B-HH

Innerhalb der zwei Messjahre 2005 und 2006 traten in der Anlage B-HH an insgesamt 46 Tagen Stagnationszustände mit Dampf im Kollektorkreis auf. Die durchschnittliche Stagnationsdauer der  $45\text{-m}^2$ -Anlage lag bei 2,2 Stunden. Die Verteilung der Stagnationszustände auf die einzelnen Monate wird am Ende dieses Abschnitts diskutiert. Die durchschnittliche Dampfreichweite (Summe der Reichweite im VL und RL) betrug ca. 18 m, im Maximum wurde 26 m erreicht. In einigen Fällen erreichte der Dampf den Kellerraum, temperaturempfindliche Komponenten wurden allerdings nicht erreicht oder beschädigt.

Da die Wärmeverluste der Solarkreisverrohrung nicht experimentell bestimmt werden konnten und zudem die Güte der Dämmung innerhalb des sensorfreien Schachtes unbekannt ist, sind die aus den Dampfreichweiten berechneten Dampf-

produktionsleistungen mit einer großen Unsicherheit von bis zu 40% versehen. Bei Anlage B-HH kann auf dieser Grundlage eine durchschnittliche Dampfproduktionsleistung von ca.  $15 \text{ W/m}^2$  und eine maximale DPL von  $25 \text{ W/m}^2$  ermittelt werden. Im Mittel über alle ausgewerteten Stagnationsvorgänge betrug die Bestrahlungsstärke ca.  $840 \text{ W/m}^2$ . Abbildung 3.23 zeigt den Ablauf eines typischen Stagnationsvorgangs in der Anlage B-HH am 28.07.05. Die Kurvenverläufe stellen 5-Minuten-Mittelwerte dar.

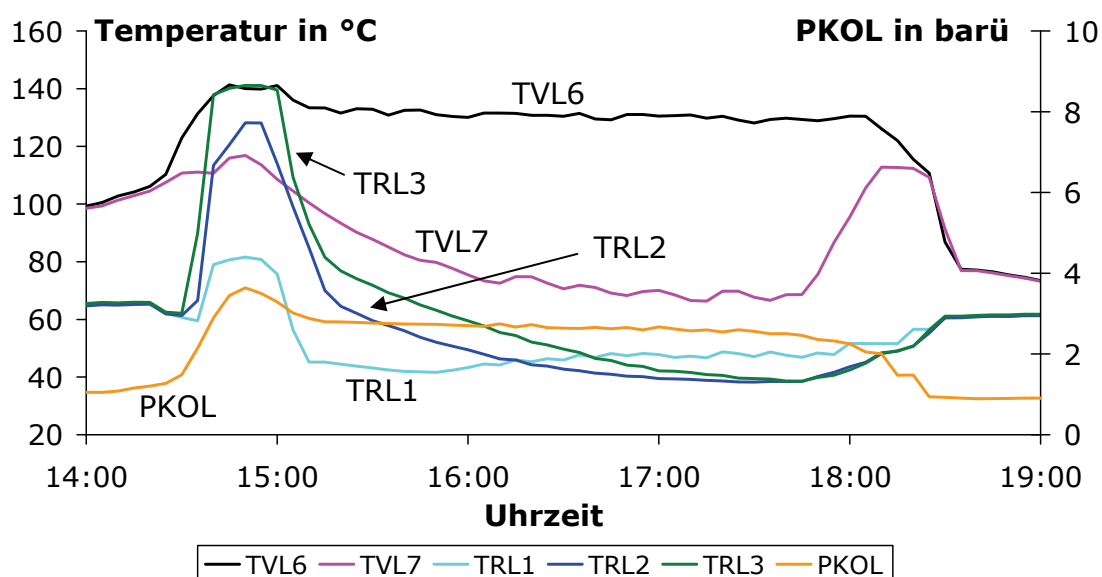


Abbildung 3.23: Druck- und Temperaturverläufe des Systems B-HH an einem Stagnationstag (28.07.05). Dargestellt sind 5-Minuten-Mittelwerte.

Zwischen dem Entstehen der ersten Dampfblase und dem Erreichen der maximalen Dampfreichweite vergehen lediglich 20 Minuten. Die Dampffront befindet sich im Moment des Maximaldrucks im Rücklauf kurz vor dem Temperatursensor TRL2 (DR = 21 m). Im Vorlauf kann die DR nur sehr ungenau bestimmt werden, da sich der Dampf zwischen den Sensoren TVL6 und TVL7 befindet, also innerhalb des sensorfreien Schachtes. Die DR im Vorlauf beträgt also zwischen 9 und 21 m. Mit dem Absinken des Systemdrucks drückt das Ausdehnungsgefäß kalte Flüssigkeit über die RL-Leitung wieder in den Solarkreis. Nur noch unmittelbar in Kollektornähe (TRL7) entstehen immer wieder Dampfblasen. In der VL-Leitung stellt sich über mehrere Stunden ein Gleichgewichtszustand zwischen der Dampfproduktion des Kollektorfeldes und der Kondensationsleistung der Rohrleitungen ein. Bis kurz vor Sonnenuntergang verharrt die Dampffront zwischen den Sensoren TVL6 und TVL7.

### Betreiberanlage Gelsenkirchen B-GE

Kurz nach Inbetriebnahme der Anlage B-GE im Sommer 2004 kam es mehrmals zum Ansprechen des Sicherheitsventils, da bei der Anlagenplanung das zu erwartende Dampfvolument unterschätzt wurde. Ein 80-Liter-MAG wurde darauf-

hin durch ein 120-Liter-MAG ersetzt und auch die Druckabsicherung wurde von 6 auf 8 bar erhöht (vgl. Croy und Wirth, 2006).

Innerhalb von zwei Messjahren wurde an 43 Tagen Dampf im Kollektorkreis detektiert. Die mittlere Stagnationsdauer betrug 1.2 Stunden. Auch bei dieser Anlage drang Dampf bis in den Heizungskeller mit den temperaturempfindlichen Komponenten vor. Die gemessene mittlere Dampfreichweite lag bei 29 m, die maximale DR bei 68 m. Wie schon bei der Anlage B-HH kann auch hier die resultierende Dampfproduktionsleistung lediglich abgeschätzt werden. Im Mittel wurde eine DPL von  $13 \text{ W/m}^2$ , im Maximum von  $37 \text{ W/m}^2$  gemessen. Die Messunsicherheit beträgt durch den sensorfreien Schacht bis zu 40%. Die mittlere Bestrahlungsstärke betrug  $800 \text{ W/m}^2$ .

In Abbildung 3.24 ist der Stagnationstag 28.06.05 der Anlage B-GE dargestellt. Auch hier handelt es sich um 5-Minuten-Mittelwerte, wodurch dynamische Effekte kaum zu erkennen sind.

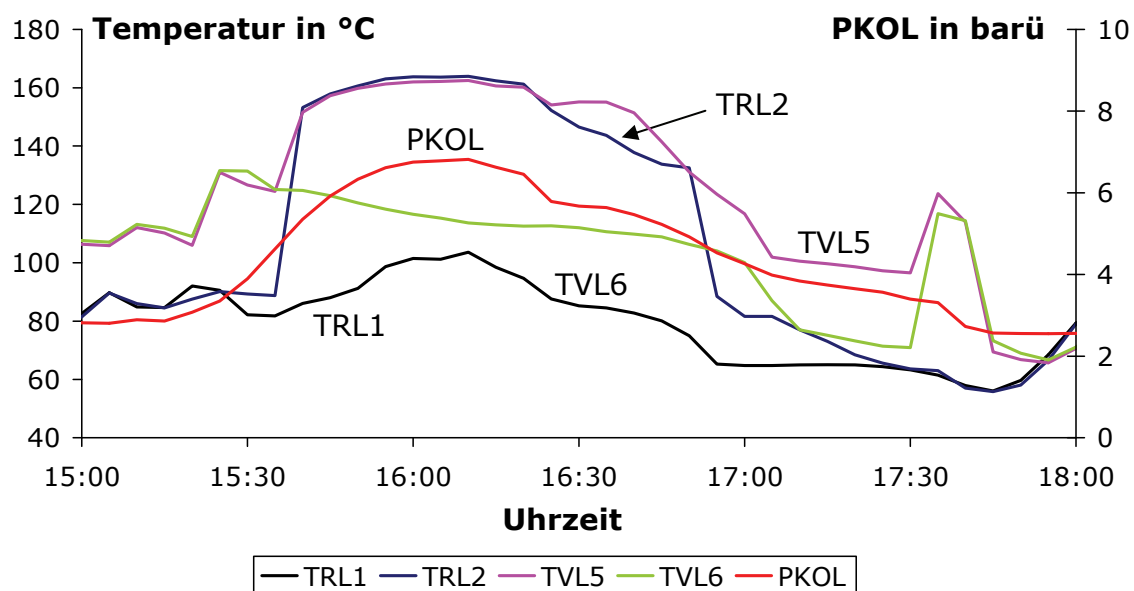


Abbildung 3.24: Druck- und Temperaturverläufe des Systems B-GE an einem Stagnationstag (28.06.05). Dargestellt sind 5-Minuten-Mittelwerte.

Man erkennt einen sehr lang anhaltenden Verdampfungsvorgang. Von Stagnationsbeginn bis zum Erreichen des Druckmaximums vergeht knapp eine Stunde. Danach kommt es nur sehr allmählich zu einem Absinken des Systemdrucks, was darauf hindeutet, dass sich das Kollektorfeld auch nur langsam entleert. Die Dampfreichweite kann an diesem Tag nur sehr ungenau bestimmt werden: Die Dampffront befindet sich sowohl in der VL- als auch in der RL-Leitung innerhalb des Schachtes, welcher nicht mit Temperatursensoren ausgestattet werden konnte. Die maximale Dampfreichweite liegt somit im RL zwischen 14 m (TRL2) und 23 m (TRL1). Im VL befindet sich die Dampffront zwischen Sensor TVL5

(14 m) und TVL6 (24 m). Im Mittel lag die Bestrahlungsstärke während der Stagnationsvorgänge bei  $750 \text{ W/m}^2$ .

### Betreiberanlage Langelangen B-LA

Im Zeitraum vom 01.01.2004 bis 31.12.2005 kam es an insgesamt 39 Tagen zu Verdampfungszuständen im Kollektorkreis. An allen Tagen war das Erreichen der Speichermaximaltemperatur für das Abschalten der Solarkreispumpe verantwortlich. Eine Fehlfunktion der Regelung oder anderer Komponenten lag in keinem Fall vor. Die mittlere Dampfreichweite im Stagnationsfall lag bei ca. 34 m, der Maximalwert lag bei 42 m. Daraus kann eine mittlere DPL von  $67 \text{ W/m}^2$  und eine maximale DPL von  $82 \text{ W/m}^2$  abgeschätzt werden.

Am Beispiel eines Messtages (09.09.05) wird ein typischer Stagnationsvorgang der Anlage B-LA dargestellt. Abbildung 3.25 zeigt den Tagesverlauf der wichtigsten Temperaturen, der Bestrahlungsstärke in Kollektorebene und des Systemdrucks. Die Position der einzelnen Sensoren ist in Abbildung 2.1 gezeigt.

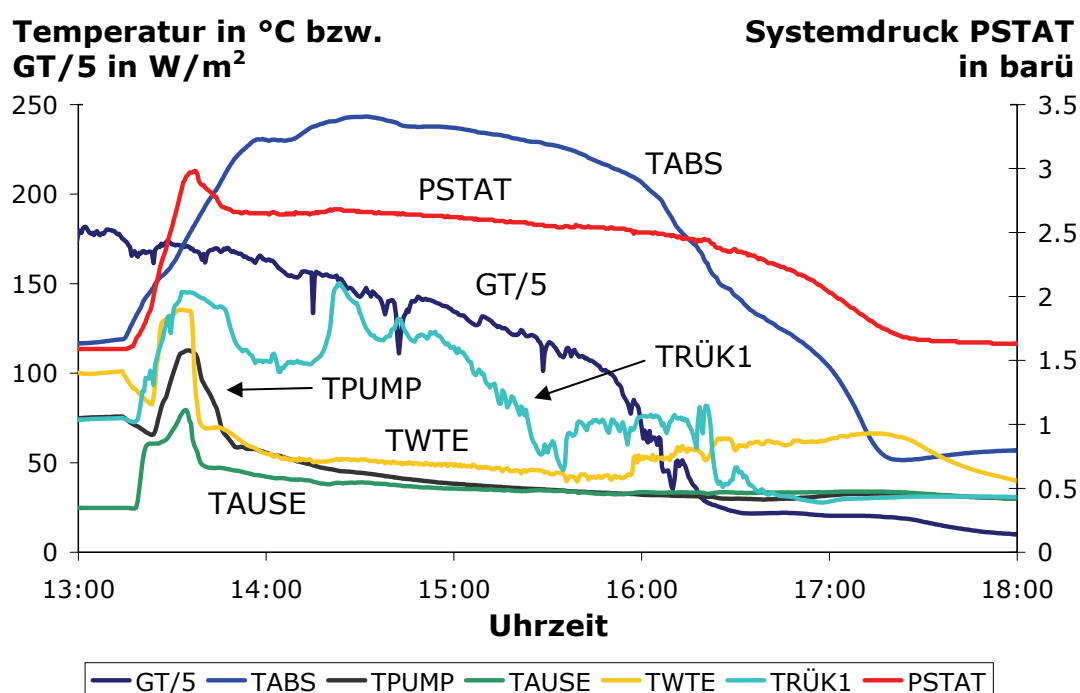


Abbildung 3.25: Druck- und Temperaturverläufe des Systems B-LA an einem Stagnationstag (09.09.05). Dargestellt sind 30-Sekunden-Mittelwerte.

An diesem Tag wird um 13:15 h die untere Speichermaximaltemperatur von  $80^\circ\text{C}$  überschritten und die Solarkreispumpe schaltet ab. Aufgrund der Verdampfung des Wärmeträgers in den Kollektoren kommt es zu einem rapiden Druckanstieg und in der Folge zu einem ausgeprägten Druckmaximum. Zum Zeitpunkt des Druckmaximums ( $\text{PSTAT} = 2,98 \text{ bar}$  um 13:35 h) reicht der Dampf bis zum Wärmeübertragereintritt ( $\text{TWTE} = 135^\circ\text{C}$ ). Die Dampffront in der Rücklaufleitung befindet sich zu diesem Zeitpunkt im Lüftungsschacht. Die Temperatur kurz vor

der Pumpe (TPUMP) steigt im Moment des Druckmaximums auf 113°C an, am Eintritt des in das Ausdehnungsgefäß werden 80°C gemessen (TAUSE).

Nach dem Erreichen des Maximaldrucks kommt es sehr schnell zu einer Druckabnahme und einem Rückgang des Dampfes in den Rohrleitungen. Bereits um 13:50 h, also 35 Minuten nach Beginn des Verdampfungsvorgangs, stabilisiert sich der Systemdruck auf hohem Niveau und die kritische Stagnationsphase mit großen Dampfreichweiten ist beendet. Nur noch innerhalb des Kollektors und an den Anschlüssen werden Temperaturen im Bereich und oberhalb der Sattdampf Temperatur erreicht. In dieser Phase wird innerhalb einer Vakuumröhre am Absorber eine Temperatur von knapp 250°C gemessen (TABS).

Überraschend ist der Temperaturverlauf am Eintritt zum Kollektorfeld (TRÜK1). Nach dem Erreichen des Druckmaximums kommt es an dieser Stelle zunächst zu einem Absinken der Temperatur bis auf fast 100°C. Allerdings steigt in der Folgezeit die Temperatur wieder bis auf Sattdampf Temperatur (TRÜK1 = 150°C). Der Grund für dieses Verhalten ist unklar. Eine Hypothese ist, dass dieses Verhalten möglicherweise durch Dampf- und Flüssigkeitsströmungen zwischen den parallel geschalteten Teilfeldern hervorgerufen wird.

Im Vergleich zu den Untersuchungsergebnissen anderer Kollektoren mit schlecht entleerender Geometrie (z.B. VRk1a/b und FK2a) kommt es bei dem hier untersuchten System zu einer sehr schnellen Entleerung des Kollektorfeldes. Die hohe Dampfreichweite überrascht dennoch. Diese tritt allerdings nur sehr kurzzeitig auf (ca. 10 bis 15 Minuten). Die mittlere Dampfproduktionsleistung dieses Kollektorfeldes betrug 69 W/m<sup>2</sup>.

### Zusammenfassung der Ergebnisse

In Tabelle 3.5 sind die ermittelten maximalen Dampfproduktionsleistungen der vermessenen Betreiberanlagen vergleichend aufgeführt, welche aber aufgrund der abgeschätzten Rohrleitungsverluste und langer sensorfreier Leitungsstrecken mit einer Unsicherheit von bis zu 40% behaftet sind. Bei den Betreiberanlagen B-HH und B-GE handelt es sich um Flachkollektorfelder, Anlage B-LA besteht aus direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren.

Tabelle 3.5: Gemessene mittlere Bestrahlungsstärke in Kollektorebene GT während der Stagnation, Dampfreichweiten (Maximal- und Mittelwerte) sowie Dampfproduktionsleistungen (Maximal- und Mittelwerte) der Betreiberanlagen.

Anlage	GT <sub>avg</sub> in W/m <sup>2</sup>	DR <sub>max</sub> in m	DR <sub>avg</sub> in m	DPL <sub>max</sub> in W/m <sup>2</sup>	DPL <sub>avg</sub> in W/m <sup>2</sup>
B-HH	840	26	18	25	15
B-GE	800	68	29	37	13
B-LA	680	42	34	82	69

Bemerkenswert ist, dass im Vergleich zu den Ergebnissen der Versuche an den Outdoor-Testsystemen (Abschnitt 3.2.1) und der Simulatormessungen (Abschnitt 3.2.3) die spezifischen DPL-Werte bei den größeren Kollektorflächen der Betreiberanlagen B-HH und B-GE bedeutend niedriger sind. Die großen Dampfreichweiten von bis zu 68 m sind allerdings kritisch zu bewerten, da je nach Anlagenhydraulik hierdurch temperaturempfindliche Komponenten potentiell gefährdet sind.

Anders als bei den untersuchten Betreiberanlagen können bei den Outdoor-Testsystemen gezielt Stagnationszustände herbeigeführt werden. So ist es möglich, das Stillstandsverhalten bei ganz unterschiedlichen Einstrahlungs- und Temperaturbedingungen zu untersuchen. Aber gerade diese große Variabilität der Eingangsgrößen macht einen Vergleich der Stagnationskennwerte der verschiedenen Messungen schwierig. In Kapitel 7 wird daher ein Ansatz präsentiert, wie die Abhängigkeit der Dampfproduktionsleistung von der Bestrahlungsstärke, der Umgebungstemperatur und zusätzlich dem Systemdruck bei Stagnation in einem einfachen Modell zusammengefasst werden kann.

### Stagnationsursachen und Häufigkeit

Neben der maximalen Dampfproduktionsleistung sind auch die Häufigkeit von Stagnationszuständen sowie deren Ursachen von großem Interesse. Abbildung 3.26 zeigt die Verteilung der Stagnationszustände der Anlagen B-HH und B-GE auf die verschiedenen Monate. Bei der Anlage B-LA verteilen sich die Stagnationsereignisse zu gleichen Teilen auf die Monate September und Oktober (Urlaubszeit der Hausbewohner).

Unabhängig von der jeweiligen Stagnationsdauer wird die Bezeichnung „Stagnationstag“ vergeben, wenn es bei Pumpenstillstand zur Verdampfung im Kollektorfeld gekommen ist. Auffällig ist, dass bei Anlage B-HH schon im März erste Stagnationsfälle auftreten.

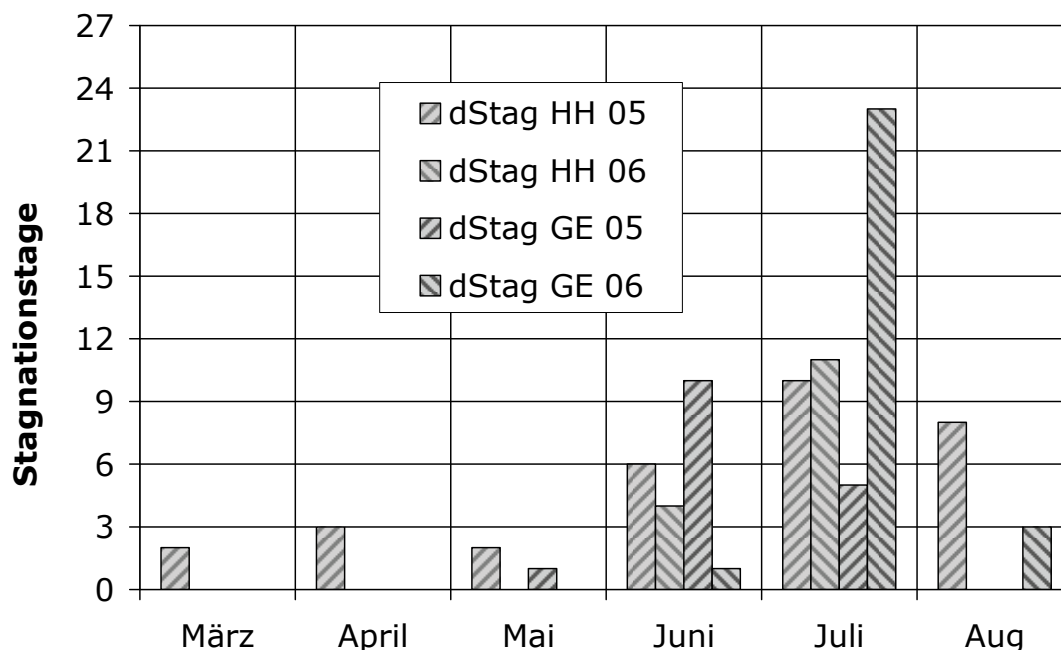


Abbildung 3.26: Verteilung der Stagnationshäufigkeit der untersuchten Betreiberanlagen auf die einzelnen Monate der Jahre 2005 und 2006.

Die Auswertung der Stagnationsgründe für die Anlagen B-HH und B-GE ist in Tabelle 3.6 dargestellt. Auffällig ist, dass die Übertemperatur des Speichers bei beiden Anlagen nicht die häufigste Stagnationsursache war, wie es eigentlich bei Kombianlagen zu erwarten ist. Vielmehr sorgten diverse andere Probleme dafür, dass die Anlagen recht häufig in Stagnation gingen. Der solare Deckungsanteil betrug im Messzeitraum lediglich ca. 10% – für heizungsunterstützende Solaranlagen ein extrem geringer Wert. Bei entsprechend höherer solarer Deckung wäre häufiger mit einer Übertemperatur des Speichers zu rechnen.

Tabelle 3.6: Stagnationsursachen der Anlagen B-HH und B-GE innerhalb von zwei Messjahren (2005/2006). Bei der Anlage B-LA war in 100% aller Stagnationszustände ein vollständig geladener Speicher die Ursache.

Gründe	B-HH		B-GE	
	Stag-Tage	rel. Anteil	Stag-Tage	rel. Anteil
Übertemperatur Speicher	22	48%	13	30%
Reglerfehler	0	0%	24	56%
Undichtigkeiten im Solarkreis	24	52%	6	14%
Summe	46	100%	43	100%

### 3.3 Stagnationsbedingte Anlagenschäden

Viele Solarkreiskomponenten, wie das Membranausdehnungsgefäß, Rückschlagklappen aus Kunststoff oder die Solarkreispumpe sind für den Betrieb oberhalb von 110°C nicht zugelassen. Die Membran eines MAG hält nach Herstellerangaben dauerhaft nur Temperaturen bis 70°C stand. Wie im vorherigen Kapitel ge-



zeigt wurde, kann im Stagnationsfall der Wärmeträgerdampf weit in den Solar-kreis eindringen und die temperaturempfindlichen Komponenten erreichen.

Aber auch wenn eine Zulassung bis zu sehr hohen Flüssigkeitstemperaturen vorhanden ist, kann heißer Wärmeträgerdampf Schäden verursachen. Siems (2006) präsentierte dies anhand von Kugelhähnen mit Teflonschalen, die bis zu einer Flüssigkeitstemperatur von 230°C ausgelegt sind, sich aber bei Kontakt mit Dampf bei weit niedrigeren Temperaturen verformen. Weitere Probleme gab es mit Dichtungsmaterialien aus Hanf oder Viton (Siems, 2006). Hanf wird beim Kontakt mit Dampf mit der Zeit porös und verliert dadurch seine Dichtungseigenschaft. Bei Viton verbietet der Hersteller den Einsatz, wenn der Kontakt mit Dampf nicht verhindert werden kann. Gute Erfahrungen wurden mit metallischen Dichtungen wie z. B. Kupferdichtringen, konischen Dichtungen oder Schneidringen gemacht.

In den folgenden Abschnitten soll dargestellt werden, welche Beschädigungen heißes Solarfluid in flüssiger oder dampfförmiger Phase an temperaturempfindlichen Solarkreis-komponenten verursachen kann. Zu diesen Komponenten zählt auch das Solarfluid im Kollektorkreis, das unter Stagnationsbedingungen beschleunigt altert und dadurch andere Solarkreis-komponenten beschädigen kann.

Über die Art und Schwere von stagnationsbedingten Anlagenschäden ist bisher nur wenig bekannt. Von Schäfer et al. (2003) wurden die bei Stagnation entstehenden Temperaturen im Kollektorkreis und an den Kollektoranschlüssen gemessen, um daraus die Anforderungen an Rohrverbindungstechniken abzuleiten. Von Lange und Keilholz (2005) sind einige Stagnationsschäden an Dämmung und Kugelhähnen beschrieben worden. Sie weisen zusätzlich darauf hin, dass einige Bauteile nicht oder nur zu extremen Kosten in einer hochtemperaturbeständigen Ausführung erhältlich sind. Die bisherigen Erkenntnisse zur Alterung des Wärmeträgers durch Stagnationsvorgänge werden in Abschnitt 3.3.1 beschrieben.

In der Praxis ist oft zu beobachten, dass vom Hersteller oder Installateur defekte Anlagenkomponenten ausgetauscht werden, ohne dass die genaue Schadensursache bekannt ist bzw. untersucht wurde. Undichtigkeiten an der Solarkreisverrohrung, defekte Ausdehnungsgefäße oder ein kompletter Druckabfall im Kollektorkreis legen die Vermutung nahe, dass es sich hier um einen Stagnationsschaden handelt. Das Ansprechen des Sicherheitsventils und das damit verbundene Abblasen von Wärmeträger ist oft ein sicheres Indiz, dass das bei Stagnation gebildete Dampf-volumen bei der Auslegung des Membranausdehnungsgefäßes und des Sicherheitsventils unterschätzt wurde. Eine größere Dimensionierung dieser Komponenten ist dann unbedingt nötig.

### 3.3.1 Degradation des Wärmeträgers

In solarthermischen Anlagen kommt in Mitteleuropa als Wärmeträger zumeist ein Gemisch aus 60% Wasser und 40% 1,2-Polypropylenglykol (PG) zum Einsatz, da in den Wintermonaten mit Frostperioden zu rechnen ist. Das Einfrieren der Anlage wird so bis zu einer Temperatur von  $-28^{\circ}\text{C}$  verhindert.

Neben der Frostsicherheit muss das Wärmeträgerfluid noch eine Reihe weiterer Anforderungen erfüllen: Es sollte ungiftig, niedrig viskos und preiswert sein, eine möglichst hohe Wärmekapazität aufweisen, die Solarkreis Komponenten vor Korrosion schützen und eine lange Lebensdauer haben. Dem Wasser-Glykol-Gemisch ist daher eine Wirkstoffkombination aus Inhibitoren, Stabilisatoren und alkalisierenden Komponenten hinzugefügt, die einem Absinken des pH-Wertes und damit der Korrosion von Solarkreis Komponenten entgegenwirken und zusätzlich die unvermeidbare Degradation des Wärmeträgers verlangsamen.

Propylenglykol hat den Nachteil, dass es sich durch Oxidation und thermische Prozesse langsam zersetzt. Durch den oxidativen Abbau entstehen organische Säuren, die zu einem Absinken des pH-Wertes führen und so korrosiv wirken können. Die dem Fluid zugesetzten alkalisierenden Bestandteile, deren verbleibende Menge durch die so genannte Reservealkalität (RA) in Prozent beschrieben wird, neutralisieren die Säuren, werden aber dadurch mit der Zeit verbraucht. Die Reservealkalität ist somit ein guter Indikator für den verbleibenden Korrosionsschutz des Wärmeträgers. Nach Angabe der Fa. Tyforop Chemie, die den weit verbreiteten Wärmeträgers „Tyfocor“ vertreibt, ist ein Austausch des Solarfluids notwendig, wenn die RA unterhalb von 10% sinkt. Im Auslieferungszustand beträgt die RA 100%.

Hohe Temperaturen, wie sie zum Beispiel im Stillstandsfall auftreten, führen zur thermischen Zersetzung des Wärmeträgers. Bei Temperaturen ab etwa  $160^{\circ}\text{C}$  entstehen reaktive Verbindungen, die zu einem Abbau der alkalisierenden Komponenten führen. Je höher die Fluidtemperatur, desto schneller laufen diese Zersetzungsprozesse ab. Ist das Fluid sehr lange sehr hohen Temperaturen ausgesetzt, können teerartige, polymere Zersetzungsprodukte entstehen, die im Fluid nicht mehr löslich sind und so zu Verklebungen innerhalb des Solarkreises führen können.

Eine genaue Beschreibung der bei der Degradation des Wärmeträgers auftretenden chemischen und physikalischen Prozesse findet sich in Henderson et al. (1981) und Rossiter (1985). Wedel und Bezzel (2000) liefert eine gute Zusammenfassung der ablaufenden Prozesse und zusätzlich zahlreiche experimentelle Ergebnisse des Degradationsverhaltens von unterschiedlichen Wasser-Glykolgemischen mit und ohne Inhibitoren.

Weitere Untersuchungen zur Degradation des Solarfluids wurden im Rahmen des Forschungsprojekts der AEE INTEC (Hausner et al., 2003) durchgeführt und von

Hillerns (2003) zusammenfassend veröffentlicht. In Feldtests an sechs Anlagen zeigten die Wärmeträger innerhalb von 60 Tagen eine Abnahme der Reservealkalität zwischen 2 und 11%. Ergänzt wurden die Tests durch Laborversuche, in denen die Grenzen der Fluidbelastbarkeit bei unterschiedlichen Temperaturen in ausschließlich flüssiger Phase näher betrachtet wurden. Das Solarfluid wurde in einem Druckautoklaven 42 Tage lang in Gegenwart von Kupfer bei konstantem Druck hohen Temperaturen ausgesetzt. Der Wärmeträger „Tyfocor LS“ zeigte nach 42 Tagen bei 235°C die erste Bildung von polymeren Zersetzungsprodukten. Die Reservealkalität in der verbleibenden wässrigen Phase betrug 42.6%. Die Anwesenheit von Sauerstoff beschleunigt die Fluidalterung enorm, wie in Abschnitt 3.3.2 noch näher beschrieben wird.

Fraglich ist, inwieweit diese Testergebnisse auf das reale Verhalten des Fluids in thermischen Solaranlagen übertragen werden können. Neben Kupfer sind hier noch andere metallische Stoffe sowie Luftsauerstoff im Solarkreis vorhanden, welche die Alterungsprozesse des Wärmeträgers beschleunigen können. Zudem wurden die Tests in ausschließlich flüssiger Phase durchgeführt. Es ist möglich, dass die zahlreichen Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge, wie sie bei Stagnation in realen Anlagen vorkommen, eine zusätzliche Degradation bewirken. Andererseits ist bei Stagnation nur die Restflüssigkeitsmenge innerhalb des Kollektorfeldes über einen längeren Zeitraum hohen Temperaturen ausgesetzt. Zur Frage, ob eine hohe thermische Belastung einer geringen Restflüssigkeitsmenge für die Gesamtfluidalterung vorteilhafter ist, als eine moderate thermische Belastung einer großen Restflüssigkeitsmenge, existieren bisher keine gesicherten Erkenntnisse. Auch die hier durchgeführten Untersuchungen können diese Frage leider nicht beantworten.

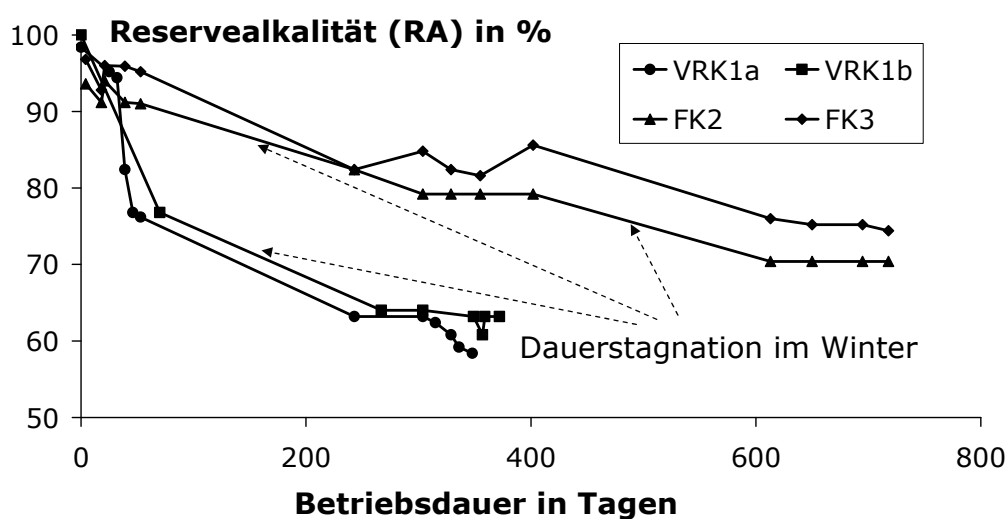


Abbildung 3.27: Reservealkalität der Solarfluide der Outdoor-Testsysteme in Abhängigkeit der Betriebsdauer (Messbeginn: 1.8.2004 = Tag 0). Kein Wärmeträger fällt unter eine kritische Reservealkalität von 10%.

Im Rahmen der Testdachuntersuchungen des ISFH wurde in Kooperation mit der Fa. Tyforop Chemie die Alterung des Wärmeträgers in den drei Outdoor-Testsystemen (vgl. Abschnitt 3.1.1) über drei Jahre lang analysiert. Während der Stagnationsversuche im Sommer wurden teilweise wöchentlich Proben entnommen und von der Fa. Tyforop Chemie untersucht. Die Probennahme wurde in den Wintermonaten ausgesetzt. Die zeitliche Entwicklung der Reservealkalität ist in Abbildung 3.27 dargestellt. Durch Modifikationen und Undichtigkeiten am Solarkreis musste im Untersuchungszeitraum mehrmals neue Wärmeträgerflüssigkeit nachgefüllt werden, wodurch die RA einige Male leicht anstieg.

Wie erwartet, zeigt das VRK-Feld die schnellste Wärmeträgerdegradation. Nach einem Betriebsjahr fällt die RA auf unter 60%. Im Zuge des Austauschs der Kollektoren VRK1a gegen den neuen Typ mit veränderter Hydraulik (VRK1b) wurde auch der Wärmeträger komplett erneuert, wodurch die Zählung der Betriebstage wieder von neuem begann. In diesem zweiten Messzyklus ergab sich ein ähnlicher RA-Verlauf. Die Solarfluide der Flachkollektorfelder erreichten nach 2.5 Jahren eine RA von 70 und 75%.

Auffällig ist die starke Alterung des Wärmeträgers in den Wintermonaten, in denen die Anlagen in Dauerstagnation belassen wurden<sup>9</sup>. Eine Umwälzung des Fluids im Kollektorkreis wurde nicht vorgenommen, so dass im Stagnationsfall immer ein und dasselbe Flüssigkeitsvolumen den hohen Temperaturen und wiederholten Verdampfungs- und Kondensationsvorgängen ausgesetzt war. Dies führte offenbar zu einer vergleichsweise starken Degradation des Solarfluids; dagegen kann die Abnahme der RA während der Stagnationsexperimente im Sommer bei den Flachkollektorfeldern fast vernachlässigt werden.

Obwohl die Stagnationshäufigkeit der untersuchten Outdoor-Testsysteme die Belastung normaler Anlagen bei weitem übertrifft, hat kein Wärmeträger nach einem (VRK1) bzw. drei Jahren (FK2 und FK3) die kritische Grenze einer Reservealkalität von 10% auch nur annähernd erreicht. Leider war es nicht möglich, die Degradation des Wärmeträgers mit der Stärke der Temperaturbelastung zu korrelieren. In den Wintermonaten wurde die Messdatenerfassung deaktiviert, so dass keine lückenlose Datenbasis vorhanden ist.

### 3.3.2 Schäden durch degradierten Wärmeträger

Das Zusammenspiel von hohen Temperaturen und Sauerstoff beschleunigt den oben beschriebenen Alterungsprozess des Wärmeträgers um ein Vielfaches, wie in einem „Versuch“ an Anlage VRK1a eindrucksvoll gezeigt wurde. Aufgrund einer Umbaumaßnahme am Feld VRK1a musste der Kollektorkreis entleert wer-

---

<sup>9</sup> In den Sommermonaten wurden die Anlagen nur an ausgewählten Tagen in Stagnation versetzt. Während der restlichen Zeit wurde ein herkömmlicher Anlagenbetrieb mit Be- und Entladezyklen des Speichers durch den Messrechner simuliert.

den. Dazu wurde das Solarfluid zwar aus den Rohrleitungen abgelassen, aber nicht vollständig aus den Vakuumröhren entfernt. Die Kollektoren blieben danach unabgedeckt, was sich im Nachhinein als folgenschwerer Fehler herausstellte. Die Kombination von Luftsauerstoff und hohen Stagnationstemperaturen zersetzte den Wärmeträger in den Vakuumröhren vollständig. Binnen weniger Tage waren sämtliche inneren Koaxialrohre der Kollektoren mit polymeren Zersetzungsprodukten verstopft (Abbildung 3.28). Alle Reinigungsversuche blieben erfolglos, so dass alle Vakuumröhren ausgetauscht werden mussten.

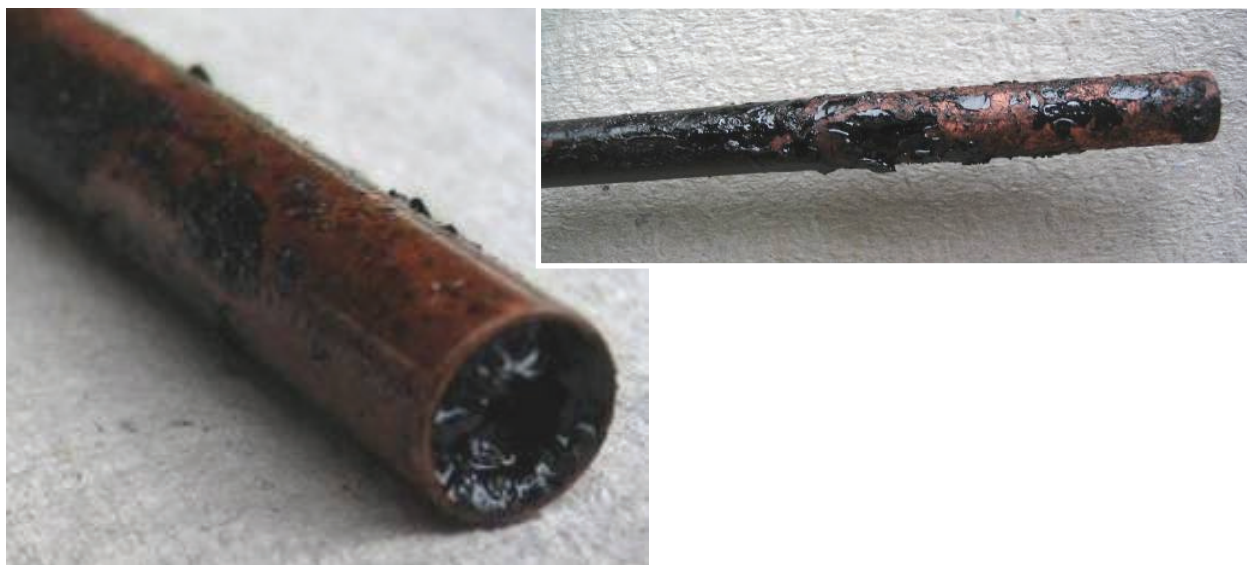


Abbildung 3.28: Mit polymeren Zersetzungsprodukten des Wärmeträgers zugesetztes inneres Koaxialrohr einer Vakuumröhre.

Ein vergleichbares Schadensbild zeigte sich an der als Dachheizzentrale konzipierten Anlage B-EM (Abschnitt 3.1.3). Für das Zustandekommen dieses Schadens kann folgende Erklärung vermutet werden:

Der bei Stagnation entstehende Dampf erreichte vermutlich die Rückschlagklappe aus Kunststoff und brachte diese zum Schmelzen. Der Dampf durchströmte daraufhin die Pumpe und trat über den integrierten Automatikentlüfter aus der Anlage aus. Beim Abkühlen der Anlage entstand ein Unterdruck, wodurch Luft in den Solarkreis gelangte. Auch hier führte das Zusammentreffen von Luftsauerstoff und hohen Temperaturen zur raschen Degradation des Wärmeträgers. Weitere Stagnationsvorgänge sorgten vermutlich dafür, dass sich der Wärmeträger innerhalb kürzester Zeit zersetzte und die komplette Anlage mit teerartigen Zersetzungsprodukten verklebt wurde.

Die Anlage war daraufhin nicht mehr funktionstüchtig und die betroffenen Komponenten, dargestellt in Abbildung 3.29, mussten ausgetauscht werden. Selbst die Kanäle des Plattenwärmeübertragers wurden durch polymere Zersetzungsprodukte verklebt und verstopft.



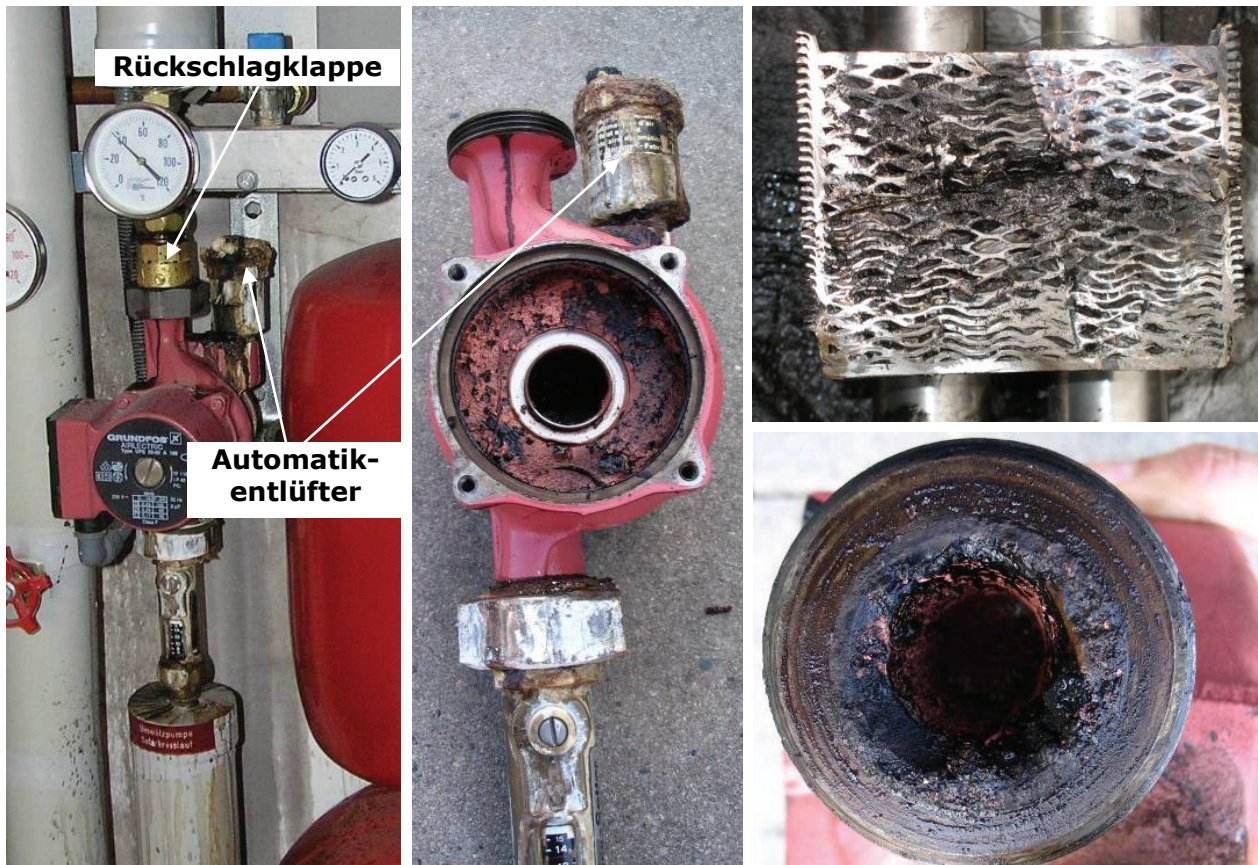


Abbildung 3.29: Links: Solarstation der stark beschädigten Anlage B-EM. Mitte: Geöffnete Solarkreispumpe. Oben rechts: Durchgeschnittener Plattenwärmeübertrager. Unten rechts: Pumpenausstritt.

Die hier gewonnen Ergebnisse zur Fluidalterung durch Stagnation legen nahe, dass eine Gefährdung des Wärmeträgers bzw. der gesamten Anlage vor allem dann vorliegt, wenn der Solarkreis mit Luftsauerstoff gefüllt ist. Dies ist in erster Linie bei unsachgemäßer Bedienung oder durch ein Abblasen der Anlage in Folge einer Unterdimensionierung des Ausdehnungsgefäßes zu erwarten. Die Degradation des Wärmeträgers durch hohe Temperaturen im Normalbetrieb ist dagegen als eher unkritisch zu bewerten (Abschnitt 3.3.1). Für eine abschließende Bewertung sollte die Wärmeträgerdegradation in realen Betreiberanlagen über einen längeren Zeitraum gemessen werden.

### 3.3.3 Schäden an Ausdehnungsgefäßen

Nach Abschluss der Stagnationsuntersuchungen an den Testdachanlagen wurden ausgewählte Komponenten demontiert und auf Stagnationsschäden hin untersucht. Besonderes Augenmerk wurde hier auf den Zustand der Ausdehnungsgefäße gelegt. Die untersuchten Membranausdehnungsgefäße der Anlagen VRK1, FK2, FK3, B-LA und B-EM zeigten sich in sehr unterschiedlichem Zustand.

Vor allem die Ausdehnungsgefäße der Anlage VRK1 wurden während der Experimente extrem belastet und waren oft stundenlang mit Dampf gefüllt. Die

Druck-Volumen-Kennlinie eines 40-Liter-MAG dieser Anlage wurde zu Beginn und am Ende der dreijährigen Messperiode aufgenommen. In Abbildung 3.30 zeigen sich Abweichungen der beiden Kennlinien, was ein deutlicher Hinweis auf eine veränderte Federeigenschaft der Membran ist. Die Abbildung zeigt die verschiedenen freien Parameter  $c_{\text{MAG}}$  und  $V_0$ , die sich aus der Anpassung der Messwerte an die Modellgleichung (2.11) ergeben.

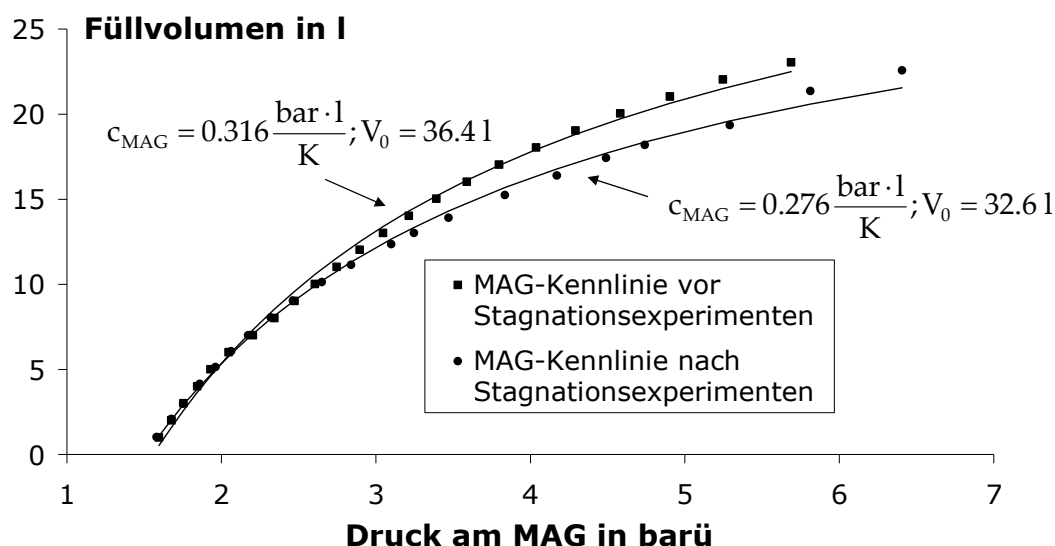


Abbildung 3.30: Vergleich der Kennlinien eines MAG der Anlage VRK1 vor und nach Stagnationsexperimenten. Die veränderte Kennlinie deutet auf eine Beschädigung der Membran hin.

Bei der Demontage des Ausdehnungsgefäßes bestätigt sich der Verdacht, dass das MAG bei den Stagnationsuntersuchungen Schaden genommen hat. Auf der Gasseite des MAG zeigt sich eine starke Rostbildung, wie in Abbildung 3.31 zu erkennen ist. An der Verbindungsstelle von Membran und Metallgehäuse sind minimale Risse erkennbar. Die Membran selbst ist – ähnlich wie ein Luftballon, der zu stark aufgeblasen wurde – an einer Seite stark verformt. Die Membran weist dort nur noch die Hälfte der ursprünglichen Materialstärke auf und ist an vielen Stellen faltig. Alles deutet also darauf hin, dass flüssiger oder dampfförmiger Wärmeträger durch die Membran in den Gasraum gelangt ist. Die Funktionstüchtigkeit des MAG wurde dadurch leicht eingeschränkt, wie die veränderte Kennlinie in Abbildung 3.30 zeigt.





Abbildung 3.31: Links: Starke Rostbildung im Innern eines MAG der Anlage VRK1. Rechts: „Ausgebeulte“ Ballonmembran.

Rostbildung fand sich auch in weiteren MAG der Outdoor-Testsysteme, allerdings nicht in dem starken Maße. Bei einem MAG war kein Vordruck mehr vorhanden und das Gefäß war komplett mit Solarfluid gefüllt. Auch dort fanden sich kleine Risse im Verbindungsbereich von Membran und Metallgehäuse.



Abbildung 3.32: Zwei baugleiche MAG in unterschiedlich gutem Zustand (links: MAG der Anlage FK2; rechts: MAG der Anlage B-LA).

Abbildung 3.32 zeigt den Zustand zweier baugleicher MAG mit einem Nennvolumen von 35 Litern, die in den Anlagen FK2 (links) und B-LA (rechts) montiert waren. Die erkennbare Rostbildung des linken MAG ist auch hier ein Hinweis auf Feuchtigkeit, die in den Gasraum eingedrungen ist. Die hohe Temperaturbelastung hat vermutlich die Membran durchlässig gemacht. An der Scheibenmembran zeigten sich allerdings keine optischen Auffälligkeiten. Dagegen ist das MAG der Anlage B-LA auf der rechten Seite auch nach sechs Betriebsjahren in einwandfreiem Zustand. Die Auswertung der über zwei Jahre gesammelten Messdaten



weist 2.4 Stunden lang Temperaturen oberhalb von 70°C aus. Nur wenige Minuten lang wurden am MAG Temperaturen über 80°C gemessen. Dementsprechend gut ist auch der Zustand des MAG.

Wie der Vergleich der beiden Kalibrierkennlinien mit der Kennlinie eines neuen MAG der gleichen Bauart in Abbildung 3.33 zeigt, hat sich der optisch angegriffene Zustand des MAG FK2 nicht auf die Funktionstüchtigkeit ausgewirkt. Der Verlauf der Druck-Volumen-Kennlinie ist minimal flacher geworden, was auf eine leichte Abnahme der Federeigenschaft der Membran hindeutet.

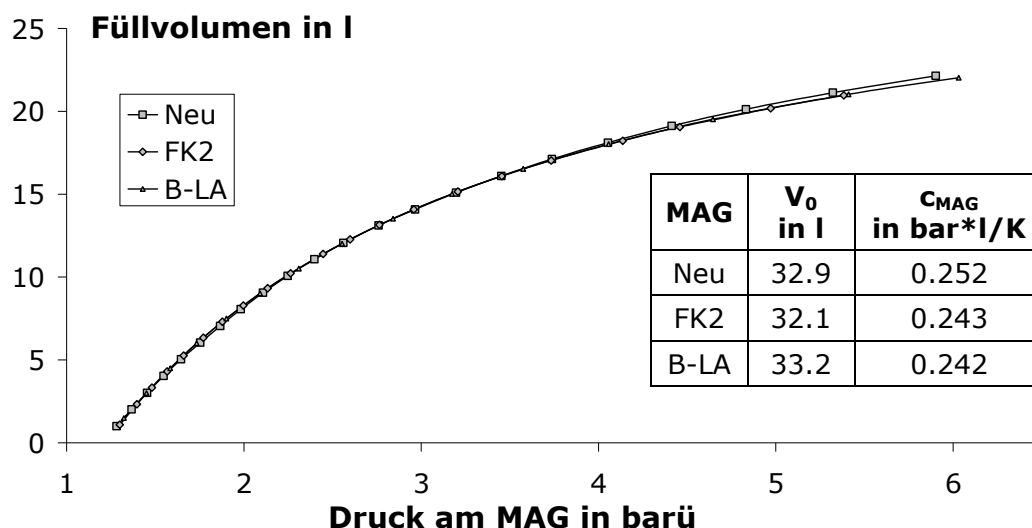


Abbildung 3.33: Vergleich der MAG-Kennlinien und der Kalibrierparameter nach (2.11). Der Kennlinienvergleich zeigt keine Veränderung der Membraneigenschaft.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass hohe Flüssigkeits- und Dampftemperaturen die Membranen der Ausdehnungsgefäße in einigen Fällen beschädigt haben. Die Membranen sind dadurch feuchtigkeitsthroughlässig geworden, was zu Rostbildung innerhalb des Gefäßes geführt hat. Auch hat sich die Federeigenschaft der Membran durch die Stagnationsbelastungen in einigen Fällen verändert.

Das entwickelte Kalibrierverfahren für Ausdehnungsgefäße ist gut geeignet, um solche Schäden an Ausdehnungsgefäßen zu erkennen, ohne dass die Gefäße geöffnet und damit zerstört werden müssen.

### 3.3.4 Pumpenschäden

In Abschnitt 3.3.2 wurde bereits ein massiver Pumpenschaden der Anlage B-EM beschrieben. Zusätzlich wurde die hoch belastete Solarkreispumpe der Versuchsanlage VRK1 einer eingehenden Prüfung unterzogen. Am Prüfstand des ISFH wurde eine Kennlinienbestimmung in Anlehnung an EN 1151 und DIN 1944 durchgeführt. Die Förderhöhe der Pumpe, d.h. die von der Pumpe auf das Me-

dium übertragene Förderleistung, wird nach Holzenberger (1989) aus der Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite nach folgender Gleichung berechnet:

$$h = \frac{p_d - p_s}{\rho_L g} \quad (3.15)$$

$h$	Pumpenförderhöhe	m
$p_d$	Druck an der Druckseite der Pumpe	bar
$p_s$	Druck an der Saugseite der Pumpe	bar
$\rho_L$	Dichte des Fördermediums	kg/m <sup>3</sup>
$g$	Fallbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>

Aus den Pumpenkennlinien der Herstellerunterlagen ist es kaum möglich, die Leistungsfähigkeit einer neuwertigen Pumpe mit ausreichender Genauigkeit abzuleiten. Daher wurde zusätzlich eine neue Pumpe des gleichen Bautyps einer Leistungsmessung unterzogen. Abbildung 3.34 zeigt die gemessenen Förderhöhen über dem Volumenstrom der beiden Pumpen bei drei Drehzahlstufen.

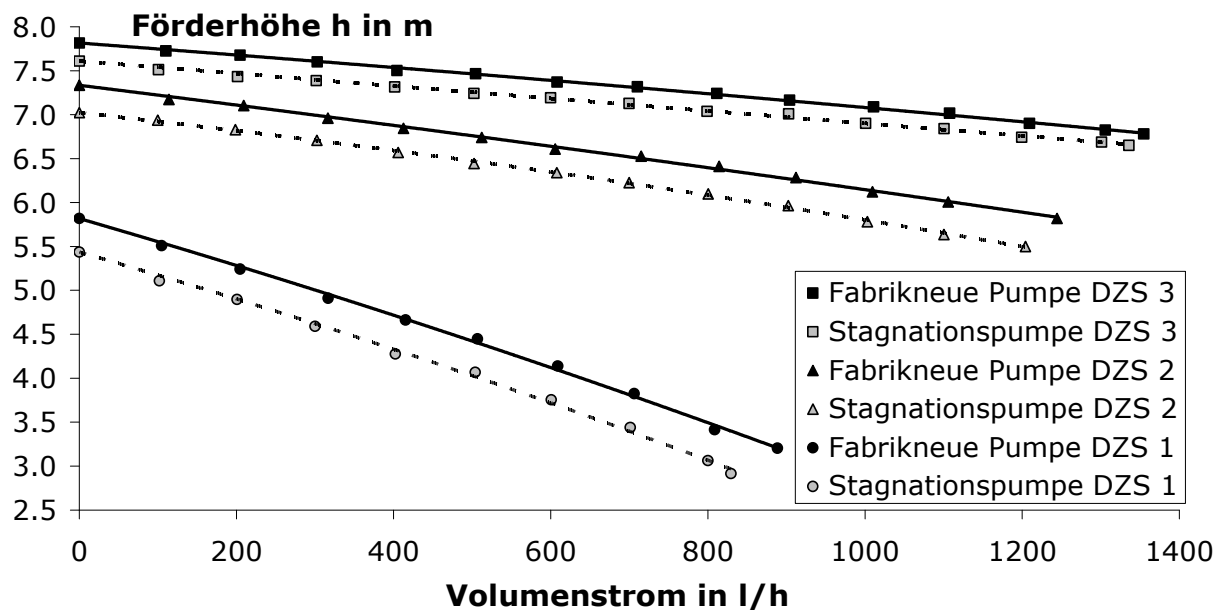


Abbildung 3.34: Förderhöhen einer neuen und der stagnationsbelasteten Pumpe der Anlage VRK1 bei drei Drehzahlstufen (DZS). Der Leistungsunterschied beträgt bis zu 7%.

Die dargestellten Förderkennlinien zeigen einen deutlichen Leistungsunterschied. Bei Drehzahlstufe 1 liegt der Unterschied in der maximalen Förderhöhe ( $\dot{V} = 0$ ) bei etwa 7%, bei Drehzahlstufe 3 weist die neue Pumpe eine um 2.6% größere Förderhöhe auf.

Eine Anfrage beim Hersteller ergab, dass Umwälzpumpen einer gewissen Serienstreuung von bis zu 5% unterliegen, die den direkten Vergleich zweier Pumpenkennlinien schwierig machen, auch wenn diese baugleich sind (Senczek, 2007). Werksneue Pumpen müssten zudem erst einige Zeit (im Einzelfall sogar einige

Tage) einlaufen, bevor die Kennwerte „zuverlässig“ sind. Es kann also nicht eindeutig geklärt werden, ob der Leistungsverlust auf Stagnationsschäden oder eine große Serienstreuung zurückzuführen ist.



Abbildung 3.35: Gehäuse, Rotor, Stator und Spirallaufrad der Pumpe.

Nach der Durchführung der Leistungsmessung wurde die Pumpe in ihre Bestandteile zerlegt und auf sichtbare Schäden am Gehäuse sowie am Laufrad untersucht. Bei der Demontage ließ sich der Pumpenteil mit dem Motorblock und dem Laufrad nur schwer von dem Gehäuse lösen, da möglicherweise Glykol auf der Laufradseite zwischen Dichtung und Gehäuse eingedrungen war. Mechanisch war die Pumpe in einwandfreiem Zustand. Das Pumpenlaufrad konnte problemlos von Hand gedreht werden. Ein Eindringen von Glykol in den Motorraum konnte nicht festgestellt werden. Sowohl der Rotor als auch die Statorwicklungen waren ohne jegliche Verfärbungen oder Ablagerungen (Abbildung 3.35). Das Pumpenlaufrad war vollständig mit einer dunkelbraunen Verfärbung bedeckt. An einigen Stellen waren an den Laufradschaufeln innerhalb des Laufrads Ablagerungen und Reste von Glykol zu erkennen.

Bis auf leichte Verfärbungen am Spiralrad der Pumpe und eine Abnahme der Pumpenleistung um 7%, die aber nicht eindeutig einem Stagnationsschaden zugeordnet werden kann, ist die Pumpe in einem sehr guten Zustand und müsste in einer realen Betreiberanlage nicht ausgetauscht werden.

## 4 Strategien zur Belastungsminderung

Es existieren viele unterschiedliche Strategien, welche die Anlagenbelastung bei Stagnation reduzieren können; einige davon werden schon jetzt bei der Planung und Installation berücksichtigt. An erster Stelle steht die Empfehlung, Systeme zu konzipieren, die im Stagnationsfall keinen oder nur auf das Kollektorfeld begrenzten Dampf produzieren. Gerade bei größeren Kollektorfeldern ist diese Empfehlung schwer umzusetzen: Hier ist die Bildung von Flüssigkeitssäcken oft nicht zu vermeiden, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben. Daher müssen Maßnahmen entwickelt werden, wie auch bei diesen eher stagnationskritischen Systemen große Dampfreichweiten vermieden und die Dauer hoher Temperaturbelastung für Fluid und Anlagenkomponenten reduziert werden kann.

In diesem Kapitel werden zunächst Systeme vorgestellt, die prinzipiell ein unproblematisches Stagnationsverhalten aufweisen; es folgt eine Übersicht von Regelungsstrategien zur Belastungsminderung. Mögliche Ausführung und Kühlleistungen von Stagnationskühlern sowie die Auswirkung eines erhöhten Systemdrucks auf das Stillstandsverhalten werden im Anschluss besprochen. Das Kapitel schließt mit einer Bewertung der unterschiedlichen Maßnahmen.

### 4.1 Systemkonzepte mit unproblematischem Stagnationsverhalten

Zu den stagnationssicheren Systemkonzepten zählen Drain-Back-Systeme, Anlagen mit Heat-Pipe-Kollektoren und allgemein direkt durchströmte Systeme, die ein vollständiges Leerdrücken des Kollektorfeldes bei der ersten Dampfbildung ermöglichen.

#### 4.1.1 Drain-Back-Systeme

Bei einer thermischen Solaranlage nach dem Drain-Back-Konzept kommt es beim Abschalten der Solarkreispumpe zu einer automatischen Entleerung des Solarkreises und der Wärmeträger fließt in einen Auffangbehälter. So befindet sich bei Frost oder Stagnation kein stehendes Fluid in den Kollektoren oder in den außen liegenden Rohrleitungen. Das Drain-Back-Konzept erfordert, dass alle Rohrleitungen vom höchsten Punkt der Anlage bis zum Auffangbehälter fallend verlegt werden. Eine Übersicht über die Ausführungsformen von Drain-Back-Systemen findet sich in Hausner et al. (2003).

Neben dem unproblematischen Stagnationsverhalten ist der Einsatz von Wasser als Wärmeträger anstelle eines Wasser-Glykol-Gemischs ein großer Vorteil der Drain-Back-Systeme: Wasser ist preiswert, besitzt bessere Wärmeübertragungsei-

genschaften und degradiert nicht. Die Schäden an und durch glykolbasierten Wärmeträger werden so verhindert. Nachteile dieser Systeme sind u. a. die geringe Flexibilität in der Wahl der Kollektoren und der hohe Verrohrungs- und Installationsaufwand. Die Montage erfordert speziell geschultes Personal. Diese Systeme benötigen darüber hinaus eine Solarkreispumpe, die eine Wassersäule über die gesamte Förderhöhe aufbauen kann. Hierzulande kommen meist preiswerte Heizungskreiselpumpen zum Einsatz, die diese Anforderung erfüllen, bei einem typischen Betriebspunkt einer Solaranlage mit geringem Volumenstrom allerdings einen sehr geringen Wirkungsgrad von oftmals unter 5% aufweisen.

Anders als in anderen europäischen Ländern, wie z. B. den Niederlanden, sind diese Systeme in Deutschland nicht sehr weit verbreitet. Obwohl großflächige Drain-Back-Anlagen prinzipiell möglich sind, wird dieses Prinzip fast ausschließlich bei kleinen Anlagen eingesetzt. Bei Großanlagen wird meist der sehr viel größere Installations- und Verrohrungsaufwand von Drain-Back-Systemen gegenüber konventionellen Systemen gescheut.

Wie Hausner et al. (2003) ausführt, spielen Drain-Back-Systeme vor allem in Ländern mit schwach entwickeltem Solarmarkt eine Rolle. Hier ist die gesamte Versorgungskette (Produktion, Vertrieb und Montage) meist in der Hand der Solarunternehmen, wodurch das Wissen über die speziellen Erfordernisse von Drain-Back-Systemen gut weitergegeben werden kann. In entwickelten Märkten mit Vertriebsstrukturen über Produzenten, Großhändler und Installateure ist dies oft nicht gegeben.

#### **4.1.2 Heat-Pipe-Kollektoren**

Heat-Pipe-Kollektoren bestehen aus geschlossenen Wärmerohren, in deren Innerem sich eine leicht siedende Flüssigkeit und eine Absorberfinne befinden. Bei Bestrahlung verdampft die Flüssigkeit im Rohr; der Dampf strömt nach oben und kondensiert am Sammlerrohr, das vom Anlagenkreislauf durchströmt wird. Die Flüssigkeit fließt wieder nach unten und verdampft dort wieder.

Im Stagnationsfall ist der Sammler nicht mehr durchströmt, wodurch die dort befindliche Flüssigkeit ebenfalls verdampft: Der Wärmetransport von der Röhre auf den Kondensator bricht zusammen, so dass das Dampfvolumen im Kollektorkreis auf den Sammlerbereich begrenzt bleibt.

#### **4.1.3 Kollektorfelder mit gutem Entleerungsverhalten**

Die Versuche an den Outdoor-Testsystemen (Kapitel 3) haben gezeigt, dass neben der internen Kollektorhydraulik auch die Verschaltung und externe Feldanbindung einen entscheidenden Einfluss auf die Dampfproduktionsleistung hat. Die Forderung nach Kollektorfeldern mit gutem Entleerungsverhalten (Abschnitt 2.2) ist vergleichbar mit den Ansprüchen, die an Drain-Back-Anlagen gestellt werden, bei

denen die Forderung eines Anlagenkonzepts ohne Flüssigkeitssäcke in idealer Weise erfüllt ist. Der Installations- und Verrohrungsaufwand kann bei einem konventionellen System mit gutem Entleerungsverhalten ähnlich hoch wie bei Drain-Back-Systemen sein. Vor allem bei größeren Anlagen wird dieser Aufwand oft nicht betrieben oder die Festlegung auf bestimmte Kollektortypen oder Feldhydrauliken ist nicht gewünscht. In einigen Fällen lassen die baulichen Voraussetzungen eine Anlageninstallation ohne Flüssigkeitssäcke nicht zu. Gerade für diese Systeme ist es nötig, alternative Lösungsansätze zur Minderung der Stagnationsbelastungen zu finden.

## 4.2 Regelungsstrategien

Von besonderem Interesse sind Regelungsstrategien, die außer der entsprechenden Integration des Algorithmus in den Regler ganz ohne bauliche Veränderung an der Anlage auskommen. Meistens wird nur ein erhöhter Pumpenstrombedarf benötigt. Drei Strategien, die meistens in Kombination eingesetzt werden, sollen hier beschrieben und die Ergebnisse der Versuche an den Outdoor-Testsystemen vorgestellt werden.

### 4.2.1 Kollektorkühlfunktion

Diese Funktion ist häufig in gängige Solarregler integriert, manchmal auch unter dem Namen „Urlaubsschaltung“. Das Regelungsschema ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Fälle (a) und (c) sind in jede Standardregelung implementiert, wobei die eigentliche Kollektorkühlung im Fall (b) durchgeführt wird.

#### Regelungsfälle

$TSP < TMAX1$ :	konventionelle $\Delta T$ -Regelung (a)
$TMAX1 \leq TSP \leq TMAX2$ :	Kollektorkühlung (b)
$TSP > TMAX2$ :	Abschaltung Übertemperatur Speicher (c)

#### Fall (b)

Pumpe an, wenn $TKMAX1 \leq TKOL \leq TKMAX2$
Pumpe aus, wenn $TKOL < (TKMAX1 - 5)$

#### Bezeichnungen und Standardwerte

TKOL	= Kollektortemperatur
TSP	= obere Speichertemperatur
TMAX1	= 60°C
TMAX2	= 90°C
TKMAX1	= 110°C
TKMAX2	= 130°C

Abbildung 4.1: Regelungsschema der Kollektorkühlfunktion.

Die dargestellte Regelungsfunktion sorgt dafür, dass ab der Speichertemperatur TMAX1 die Solarkreispumpe im getakteten Betrieb gefahren wird. Durch das Ein-

schalten möglichst nahe vor der ersten Verdampfung im Kollektorfeld (TKMAX2) arbeiteten die Kollektoren bei vergleichsweise niedrigem Wirkungsgrad. Das Erreichen der Speichermaximaltemperatur TMAX2 und damit das Eintreten des Stagnationsfalls wird dadurch um eine gewisse Zeit verzögert. Kombiniert wird diese Strategie mit einer Rückkühlfunktion des Speichers, die dafür sorgt, dass der Speicher nachts unter die Temperatur TMAX1 abkühlt. Das genaue Funktionsprinzip ist im Abschnitt 4.2.2 beschrieben.

In den durchgeführten Tests war das Einstellen eines geeigneten Wertes für TKMAX1 sehr schwierig. Die Funktion arbeitet am effektivsten, wenn TKMAX1 möglichst hoch ist. Allerdings sollte das Einschalten der Solarkreispumpe nicht erst erfolgen, wenn sich Dampf innerhalb des Feldes gebildet hat und dieser dann durch den Kollektorkreis gepumpt wird. Während des Anlagenstillstandes und gleichzeitiger Bestrahlung ist die Temperaturverteilung über das Kollektorfeld nicht konstant, d.h. die Temperatur innerhalb des Feldes kann u. U. um einiges höher sein, als der Regelsensor am Rand des Kollektorfeldes detektiert. Dieses Problem wurde bei allen drei Kollektorfeldern beobachtet. Am Beispiel der Anlage VRK1 ist dies in Abbildung 4.2 dargestellt.

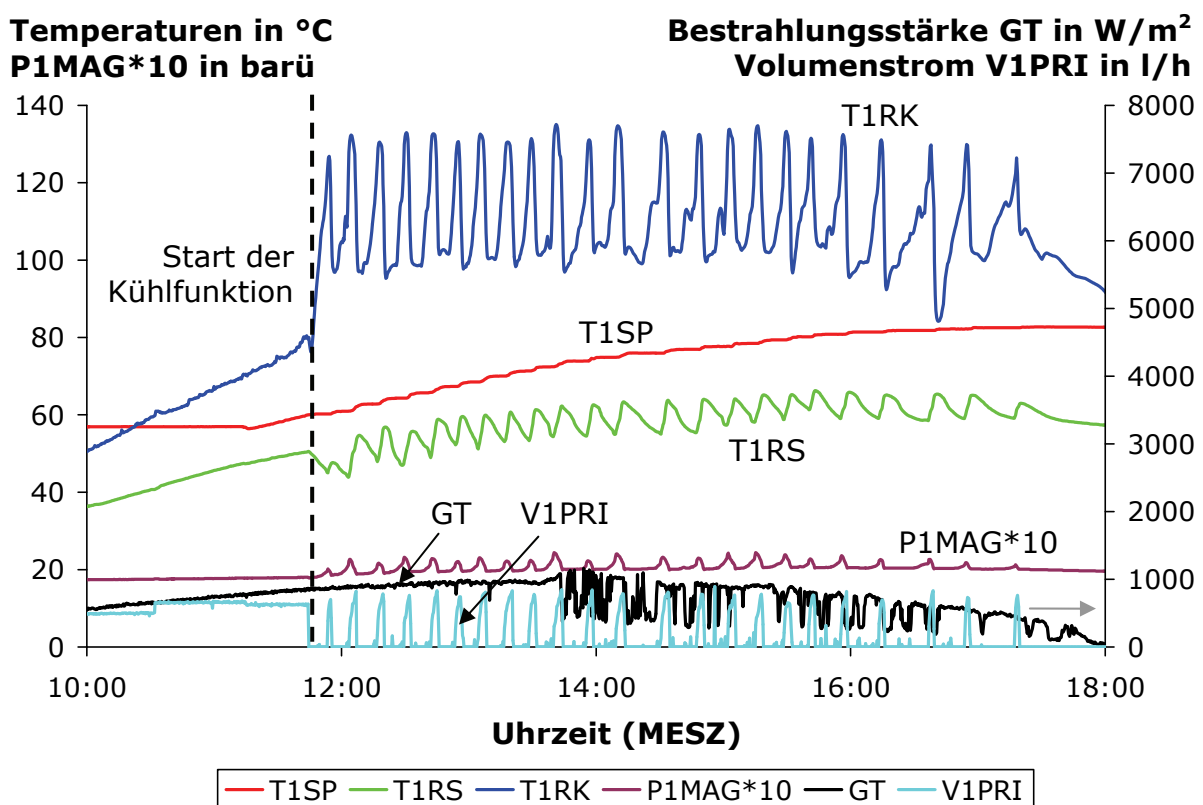


Abbildung 4.2: Kollektorkühlfunktion am 19.08.05 an der Anlage VRK1. TRK1 und T1RS bezeichnen die Sensoren am Kollektor und Speicher, die für die Regelentscheidung verantwortlich sind. Der Sensor T1RS misst die untere Speichertemperatur, der Sensor T1SP die Temperatur knapp über der halben Speicherhöhe.

Um ca. 11:30 Uhr erreicht der Speicher  $60^{\circ}\text{C}$  ( $T_{1SP} = T_{SP} > T_{MAX1}$ ) und die Kollektorkühlfunktion wird aktiviert. Die Solarkreispumpe schaltet ein, wenn der Regelsensor ( $T_{1RK} = T_{KOL}$ ) eine Temperatur von  $120^{\circ}\text{C}$  ( $T_{KMAX1}$ ) erreicht. Nach dem Einschalten ist ein Ansteigen des  $T_{1RS}$ -Wertes bis auf  $135^{\circ}\text{C}$  zu erkennen. Ein eindeutiger Hinweis auf Dampfbildung im Feld sind die deutlichen Druckanstiege von  $P_{1MAG}$ . Erst durch Absenkung des  $T_{KMAX1}$ -Wertes auf  $105^{\circ}\text{C}$  wurde die Dampfbildung bei dieser Anlage gänzlich vermieden. Bei Anlage FK3 musste die Temperatur  $T_{KMAX1}$  sogar auf  $95^{\circ}\text{C}$  herabgesetzt werden. Gerade bei der Vakuumröhrenkollektoranlage ist der Wirkungsgradunterschied zum Normalbetrieb bei diesem Temperaturniveau nicht mehr sehr groß.

Anders als bei den mittelgroßen Feldern der Outdoor-Testsysteme wird bei kleineren Feldern die Inhomogenität der Temperaturverteilung geringer ausfallen. Für größere Anlagen muss die Anwendung der Kühlfunktion kritisch bewertet werden, da das Anspringen der Solarkreispumpe den Dampf vom Kollektorfeld zu den temperaturempfindlichen Komponenten (MAG, Pumpe, usw.) transportieren kann.

In der Summe über alle durchgeführten Versuche wurde eine relevante Verzögerung des Stagnationszustandes mit dieser Funktion kaum erreicht. Bei Anlage VRK1 war der Unterschied des Wirkungsgrades zwischen Kühl- und Normalbetrieb so gering, dass der Stagnationszustand nur wenige Minuten später eintrat. Bei den Anlagen FK2 und FK3 wurde jeweils eine Verzögerung um ca. 30 Minuten erreicht (vgl. hierzu Siodla, 2006).

#### 4.2.2 Speichernachtauskühlung

Die Anwendung der beschriebenen Kollektorkühlfunktion ist nur dann sinnvoll, wenn die überschüssige Speicherwärme auch abgeführt werden kann. Dazu wird das Kollektorfeld als Wärmesenke genutzt: Wenn die Kollektortemperatur um mindestens 5 K niedriger als die Speichertemperatur ist, was meistens in den Nachtstunden der Fall ist, wird die Primär- und ggf. die Sekundärkreispumpe angeschaltet und so Wärme über das Kollektorfeld abgeführt. Die Pumpen bleiben so lange an, bis die Speichertemperatur unter die Temperatur  $T_{MAX1}$  fällt. Aufgrund der geringen Wärmeverluste von Vakuumröhrenkollektoren ist dieses Prinzip bei diesen Systemen nur sehr bedingt geeignet. Ein weiteres Problem gibt es mit Schichtenladespeichern oder Speichern mit internen Wärmeübertragern. Hier wird vom Kollektorkreis kommendes kaltes Fluid stets in den unteren Speicherbereich eingeschichtet; ohne eine Möglichkeit der Speicherdurchmischung ist eine Abkühlung des oberen Speicherbereichs nicht möglich. In Abbildung 4.3 ist dies am Beispiel des Speichers des Systems VRK1 mit internem Glattrohrwärmeübertrager dargestellt. Der nächtliche Pumpenbetrieb kühlt zwar den unteren Speicherbereich in 12 Stunden von  $60^{\circ}\text{C}$  ( $T_{1RS}$  um ca. 19 Uhr) auf  $34^{\circ}\text{C}$  ( $T_{1RS}$  um



ca. 7 Uhr) ab, die Temperatur im oberen Speicherbereich T1SP nimmt in dieser Zeit aber nur um 2 K von 82°C auf 80°C ab.

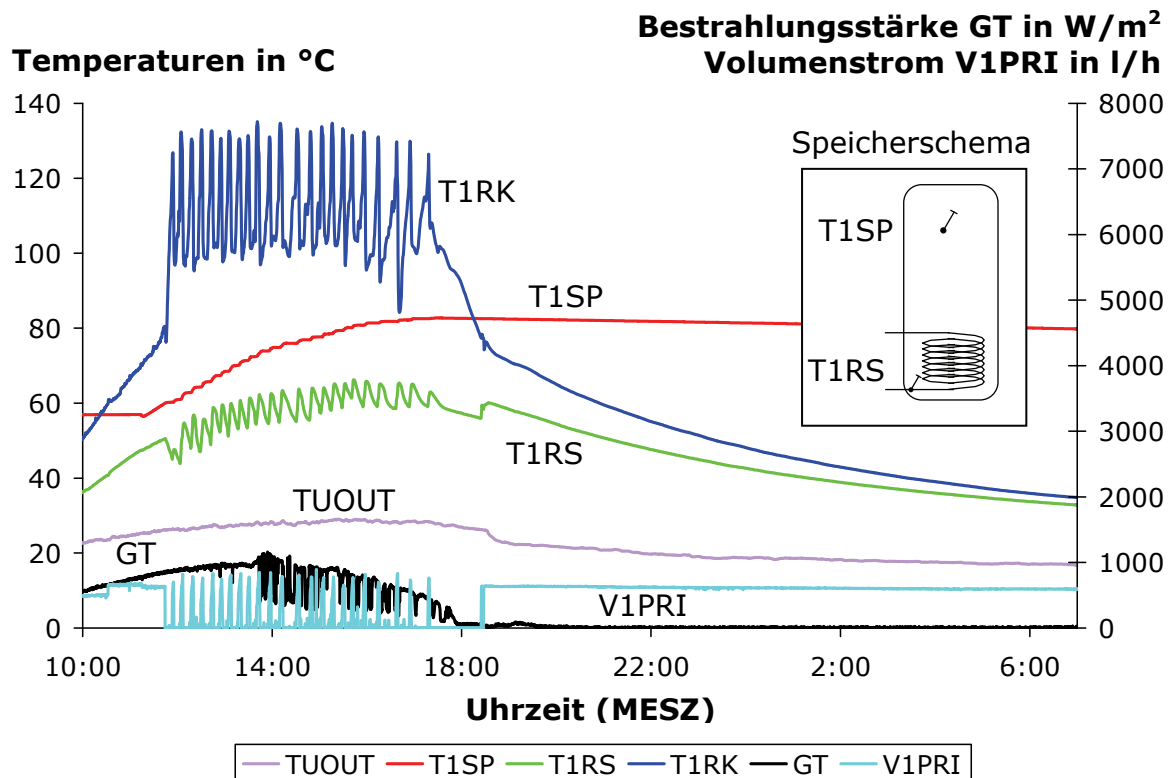


Abbildung 4.3: Speichernachtauskühlung des Systems VRK1a am 19.08.05. Das Speicherschema zeigt die Position der T-Sensoren im Speicher.

Der Erfolg dieser Strategie ist stark abhängig von den Wärmeverlusten des Kollektortyps und den nächtlichen Wetterbedingungen. Der zusätzliche Pumpenstrombedarf muss bei der Bewertung dieser Maßnahme mit einbezogen werden. In Kapitel 8 werden die Ergebnisse von Anlagensimulationen mit Speichernachtauskühlung präsentiert.

### 4.2.3 Speicherdurchmischung

Auch ohne die Anwendung der Kollektorkühlfunktion und der Nachtauskühlung über das Kollektorfeld kann es sinnvoll sein, eine Speicherdurchmischung durchzuführen. Der Energiegehalt des Speichers bleibt zwar erhalten, aber die Exergie erniedrigt sich - der Speicher kann u. U. mehr Wärme aufnehmen. Wie oben bereits beschrieben, ist eine Durchmischung nicht bei allen Speichersystemen ohne Modifikationen möglich.

### 4.2.4 Bewertung

Die angewendeten Regelungsstrategien konnten an den Versuchsanlagen zu keiner nennenswerten Reduktion der Stagnationsbelastungen führen. Dies liegt weniger an der Untauglichkeit der Strategien, sondern vielmehr an der sehr unge-

wöhnlichen Dimensionierung der Testanlagen: Anlage FK2 besitzt zum Beispiel bei 20 m<sup>2</sup> Kollektorfläche nur ein Speichervolumen von 350 Litern, wodurch es bei hoher solarer Einstrahlung innerhalb sehr kurzer Zeit zur kompletten Speicherbeladung kommt. Eine nächtliche Speicherauskuhlung verzögert diesen Vorgang nur unwesentlich. Anhand von Simulationsrechnungen werden daher die vorgestellten Regelungsstrategien für ein „realistisches“ System getestet (Kapitel 8).

### 4.3 Integration von Stagnationskühlern

Bei konventionellen thermischen Solaranlagen steht keine Solarkreis Komponente zur Verfügung, die während der Stagnation als relevante Wärmesenke genutzt werden kann. Nachts ist es zwar möglich, eine Speicherentladung über das Kollektorfeld durchzuführen, dieses Vorgehen ist aber in einigen Fällen nicht sehr effektiv. Daher ist die Integration eines Kühlkörpers eine gute Maßnahme, um entweder Dampf im Kollektorkreis während der Stagnation zu dissipieren oder im Normalbetrieb eine Überhitzung des Speichers zu verhindern. Für einen solchen Kühler sind sehr verschiedene Ausführungen denkbar, wovon einige Varianten hier vorgestellt werden sollen.

#### 4.3.1 Wärmeabgabe von Rohrleitungen

##### Gedämmte Rohrleitung

Wenn kein Stagnationskühler in den Solarkreis integriert ist, fungieren die gedämmten Rohrleitungen des Solarkreises als einziger „Kühlkörper“. Bei gegebener Dampfproduktionsleistung eines Systems ergibt sich die Dampfreichweite in den Rohrleitungen aus (2.5). Die Geometrie der gedämmten Rohrleitung ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

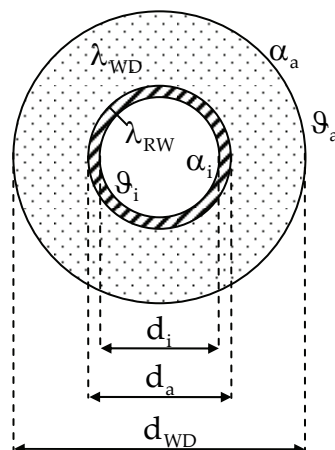


Abbildung 4.4: Querschnitt der gedämmten Rohrleitung.

Rechnerisch gilt für den Wärmeverluststrom pro Meter Rohrleitung:

$$\dot{Q}_R^* = \frac{\dot{Q}_R}{L} = k_R (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (4.16)$$

$$\text{mit } k_R = \pi \left( \frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_{RW}} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_{WD}} \ln \frac{d_{WD}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_a d_{WD}} \right)^{-1}$$

$\dot{Q}_R^*$	Wärmeverluststrom pro Meter Rohrleitung	W/m
$L$	Rohrleitungslänge	m
$k_R$	Wärmedurchgangskoeffizient des Rohrs pro Meter Länge	W/mK
$\alpha_i$	Wärmeübergangskoeffizient innen	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_a$	Wärmeübergangskoeffizient außen	W/m <sup>2</sup> K
$d_i$	Rohrdurchmesser innen	m
$d_a$	Rohrdurchmesser außen	m
$d_{WD}$	Außendurchmesser der Wärmedämmung	m
$\lambda_{RW}$	Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand	W/mK
$\lambda_{WD}$	Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung	W/mK

Flächenbezug für den inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ist die Innen- bzw. Außenoberfläche der gedämmten Rohrleitung. Für die Oberflächentemperatur der inneren Rohrwand  $\vartheta_{RW}$  und der äußeren Wärmedämmung  $\vartheta_{WD}$  gilt:

$$\vartheta_{RW} = \vartheta_i - \frac{\dot{Q}_R^*}{\alpha_i \pi d_i} \quad \text{und} \quad \vartheta_{WD} = \vartheta_a + \frac{\dot{Q}_R^*}{\alpha_a \pi d_{WD}} \quad (4.17)$$

In Abschnitt 6.1.1 wird näher untersucht, welche unterschiedlichen Werte sich für den inneren Wärmeübergang  $\alpha_i$  bei Dampf- und Flüssigkeitsströmungen in Rohrleitungen ergeben. An dieser Stelle ist nur der Wärmeübergang in dampfgefüllten Rohrleitungen von Interesse. In diesem Fall nimmt  $\alpha_i$  etwa einen Wert von 7500 W/m<sup>2</sup>K an.

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  kann nach VDI (2002) (Eb1) für ein waagerechtes, in ruhender Luft verlegtes Rohr näherungsweise unter Berücksichtigung von Strahlung und freier Konvektion wie folgt bestimmt werden:

$$\alpha_a = 8 \frac{W}{m^2 K} + 0.04 \frac{W}{m^2 K^2} (\vartheta_{WD} - \vartheta_a) \quad (4.18)$$

Der Gültigkeitsbereich dieser Näherungsformel liegt im Bereich von  $5K \leq (\vartheta_{WD} - \vartheta_a) \leq 100K$ . Unter typischen Stagnationsbedingungen wird im Folgenden eine Umgebungstemperatur  $\vartheta_a$  von 25°C und eine Fluidtemperatur  $\vartheta_i$  von 140°C (Sattdampf-temperatur von Wasser bei 3.6 bar) verstanden.

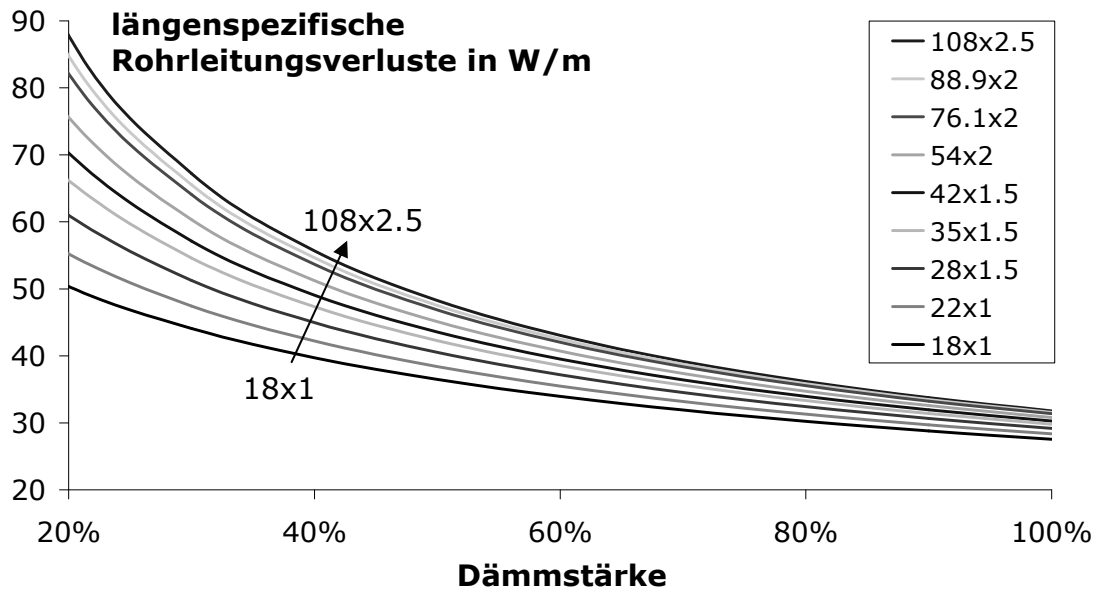


Abbildung 4.5: Wärmeverluste von Rohrleitungen unterschiedlichen Durchmessers und Dämmstärken unter typischen Stagnationsbedingungen ( $\Delta T = 115$  K).

Abbildung 4.5 zeigt die längenspezifischen Rohrleitungsverluste verschiedener Rohrdimensionen für unterschiedliche Dämmstärken bei Stagnationsbedingungen und einer Wärmeleitfähigkeit der Dämmung  $\lambda_{WD}$  von  $0.05 \text{ W/mK}$ . Bei einer Dämmstärke von 100% ist der äußere Durchmesser der Kupferleitung gleich der Dämmdicke. In Tabelle 4.1 sind die Zahlenwerte für die Dämmstärken 50% und 100% dargestellt. Die Zahlenkombination der Rohrmaße bezeichnet den Außendurchmesser  $d_a$  und die Wandstärke  $s_R$  in mm. Reale Wärmeverluste gedämmter Rohrleitungen können durch Wärmebrücken und nachlässige Ausführung der Dämmung größere Werte aufweisen.

Tabelle 4.1: Längenspezifische Wärmeverluste dampfgefüllter Rohrleitungen ( $\Delta T = 115$  K,  $\lambda_{WD} = 0.05 \text{ W/mK}$ ).

Rohrmaß in mm: $d_a \times s_R$	18x1	22x1	28x1.5	35x1.5	42x1.5	54x2	76.1x2	88.9x2	108x2.5	Einheit
$\dot{Q}_R^*(d_{WD} = 50\%)$	36.5	38.4	40.5	42.3	43.6	45.1	46.9	47.5	48.3	W/m
$\dot{Q}_R^*(d_{WD} = 100\%)$	27.6	28.3	29.2	29.8	30.3	30.8	31.4	31.6	31.8	W/m

### Ungedämmte Rohrleitung

Die Berechnung der Wärmeverluste erfolgt nach (4.16), wobei der Wärmeleitterm der Dämmung wegfällt. Auch für die dampfgefüllte und ungedämmte Leitung wird ein innerer Wärmeübergangskoeffizient von  $7500 \text{ W/m}^2\text{K}$  angenommen. Der äußere Wärmeübergang setzt sich aus einem Strahlungs- und Konvektionsanteil zusammen:

$$\alpha_a = \alpha_{a,S} + \alpha_{a,K} \quad (4.19)$$

Die Rohroberfläche wird als grauer, die Umgebung als schwarzer Strahler behandelt. Oxidiertes Kupfer hat bei einer Temperatur von 140°C einen Emissionsgrad  $\varepsilon$  von etwa 0.73 (Recknagel und Schramek, 2005). Der Strahlungsaustausch zwischen Rohroberfläche und der luftgefüllten Umgebung wird dann beschrieben durch:

$$\alpha_S = \sigma \varepsilon \frac{T_{RW}^4 - T_a^4}{\vartheta_{RW} - \vartheta_a} \quad \text{mit} \quad \sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \quad (4.20)$$

$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\varepsilon$	Emissionsgrad der Oberfläche	m
$T_{RW}, \vartheta_{RW}$	Thermodyn. Temp. und Celsiustemperatur der Rohrwand	K, °C
$T_a, \vartheta_a$	Thermodyn. Temp. und Celsiustemperatur der Umgebung	K, °C

Bei ungedämmten Rohrleitungen ergeben sich unterschiedliche konvektive Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{a,K}$  für die horizontale und senkrechte Montage. Glück liefert für diese beiden Fälle eine einfache Approximation aus der Nußeltgleichung (VDI, 2002).

$$\begin{aligned} \text{Senkrechtes Rohr: } \alpha_{a,K} &= 1.6 (\vartheta_{RW} - \vartheta_a)^{0.3} \\ \text{Waagrechtes Rohr: } \alpha_{a,K} &= 1.23 \frac{(\vartheta_{RW} - \vartheta_a)^{0.25+0.1d_a}}{d_a^{0.25}} \end{aligned} \quad (4.21)$$

In Abbildung 4.6 sind die Wärmeverluste dampfgefüllter, ungedämmter Rohrleitungen in Abhängigkeit des Außendurchmessers aufgetragen ( $\vartheta_a = 25^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_i = 140^\circ\text{C}$ ).

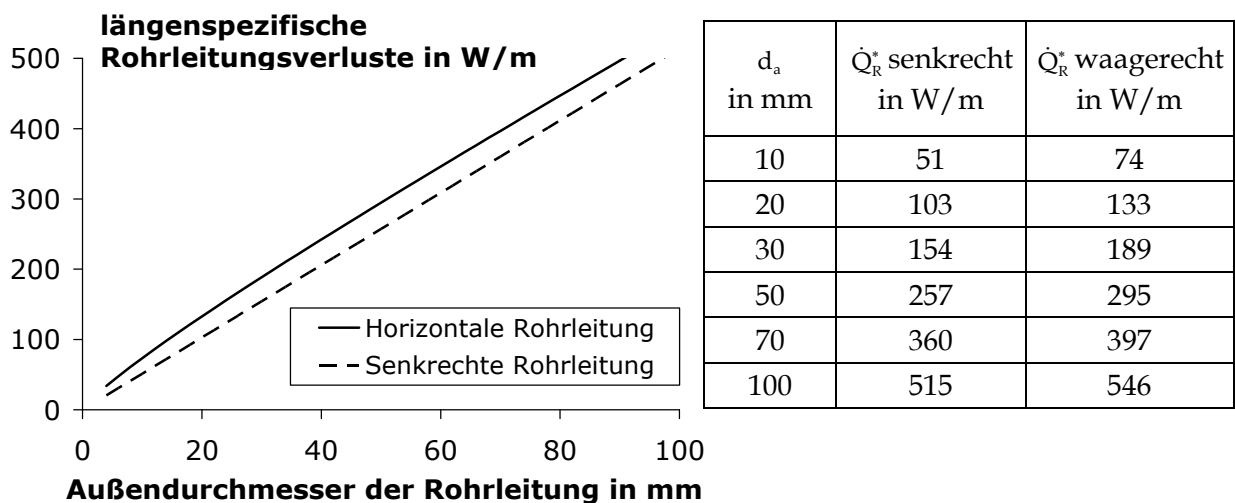


Abbildung 4.6: Wärmeverluste dampfgefüllter und ungedämmter Rohrleitungen bei einer Fluidtemperatur von 140°C und einer Umgebungstemperatur von 25°C.

### 4.3.2 Vorschaltgefäß

Der innere Wärmeübergang und der äußere Strahlungsaustausch werden wie in den vorherigen Abschnitten berechnet. Die Oberfläche des aus Stahl bestehenden VSG ist meist mit Heizkörperlack überzogen ( $\varepsilon = 0.925$ ). Die Geometrie gebräuchlicher Vorschaltgefäße entspricht der eines Zylinders mit abgerundeten Kanten. Vereinfachend wird bei den Berechnungen von einer Zylindergeometrie mit gleichen Werten von Durchmesser zu Höhe ausgegangen ( $d_{\text{VSG}} = h_{\text{VSG}}$ ). Die Herstellerangabe liefert meist das Volumen des VSG. Für den Durchmesser  $d_{\text{VSG}}$  und die Oberfläche  $A_{\text{VSG}}$  gilt dann:

$$d_{\text{VSG}} = (4V_{\text{VSG}}/2\pi)^{1/3} \quad \text{und} \quad A_{\text{VSG}} = \frac{3}{2}\pi d_{\text{VSG}}^2 \quad (4.22)$$

Der konvektive äußere Wärmeübergang berechnet sich für einen frei umströmten Zylinder nach VDI (2002) wie folgt:

$$\text{Nu} = \left\{ 0.752 + 0.387 \left[ \text{Ra} \cdot f_3(\text{Pr}) \right]^{1/6} \right\}^2 \quad \text{mit} \quad f_3(\text{Pr}) = \left( 1 + \left( \frac{0.559}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right)^{-16/9} \quad (4.23)$$

Bei freier Luftströmung um das VSG beträgt die Prandtl-Zahl 0.7 und es ergibt sich für die Funktion  $f_3(\text{Pr})$  ein Zahlenwert von 0.325. Tabelle 4.2 und Abbildung 4.7 zeigen die Kühlleistung dampfgefüllter Vorschaltgefäße unterschiedlicher Volumina. Zusätzlich ist die volumenspezifische Kühlleistung dargestellt.

Tabelle 4.2: Tabellarische Darstellung der Kühlleistung von dampfgefüllten Vorschaltgefäßen unterschiedlicher Volumina bei einer Fluidtemperatur von 140°C und einer Umgebungstemperatur von 25°C.

Volumen des VSG in Litern	5	10	15	20	50	80
Volumenspezifische Kühlleistung in W/l	51	40	35	32	23	20
Kühlleistung pro VSG in W	254	400	522	631	1153	1572

Ein VSG kann das Ausdehnungsgefäß schützen, indem es kaltes Solarfluid bevorratet, welches bei Stagnation in das Ausdehnungsgefäß gedrückt wird. Dieser kapazitive Puffer sorgt dafür, dass die Temperatur im MAG vergleichsweise niedrig bleibt. Allerdings erhöht sich Menge des benötigten Solarfluids im Kollektorkreis um das Volumen des eingesetzten VSG. Zur direkten Dampfdissipation ist das VSG eher ungeeignet, da die Kühlleistung bezogen auf den Fluidinhalt geringer ist als bei gedämmten Rohrleitungen. Wie in Abbildung 4.7 zu erkennen ist, weist ein 15-Liter-Standard-VSG eine volumenspezifische Kühlleistung von ca. 35 W/l auf. Bei der gedämmten Rohrleitung<sup>10</sup> liegt dieser Wert bei 138 W/l. Durch die

<sup>10</sup> Rohrmaße 18x1, Dämmstärke 100%, Fluidinhalt 0.2 l/m, vgl. Tabelle 4.1.

vergleichsweise hohe Kühlleistung auf engem Raum kann das VSG zwar die Dampfreichweite reduzieren, das entstehende Dampfvolumen kann sich allerdings vergrößern, was bei der Dimensionierung des Ausdehnungsgefäßes beachtet werden muss.

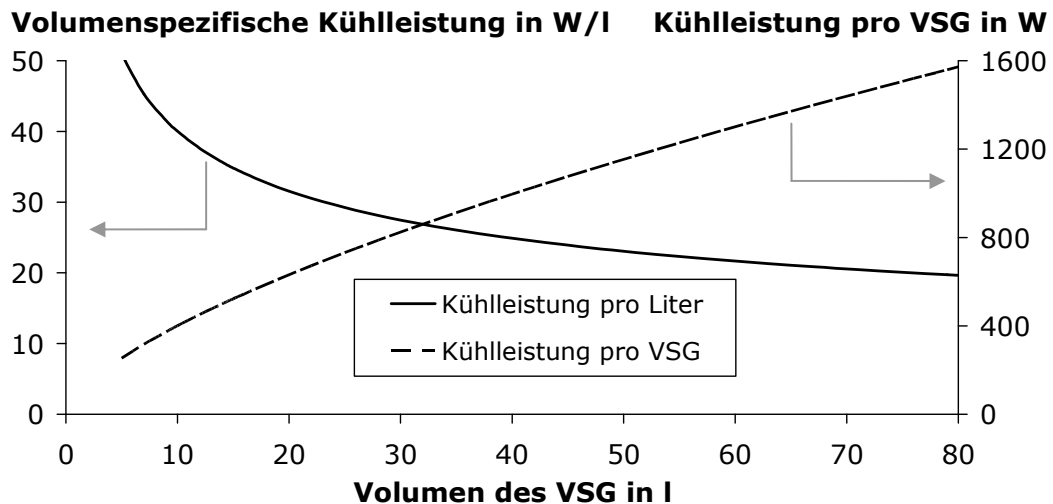


Abbildung 4.7: Graphische Darstellung der Kühlleistung von dampfgefüllten Vorschaltgefäßen unterschiedlicher Volumina (Annahme: Höhe = Durchmesser). Auch hier werden eine Fluidtemperatur innerhalb des Vorschaltgefäßes von 140°C und eine Umgebungstemperatur von 25°C angenommen.

Experimentelle Untersuchungen mit verschiedenen Anordnungen des VSG wurden von Siems et al. (2006b) durchgeführt. Abbildung 4.9 zeigt die beiden untersuchten Varianten, an denen Messungen vorgenommen wurden.

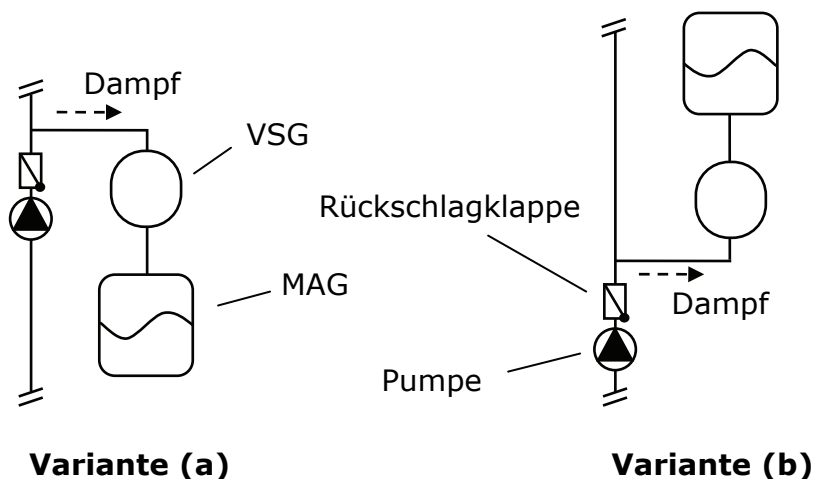


Abbildung 4.8: Mögliche Einbauformen eines Vorschaltgefäßes (VSG) zum Schutz des Membranausdehnungsgefäß (MAG).

In der Variante (a) zeigte sich, dass der Dampf die im VSG bevorratete Flüssigkeit komplett in das MAG drückt. Da das VSG ein kleineres Volumen aufweist als das Flüssigkeitsvolumen des MAG, bildet sich innerhalb des MAG eine Phasengrenze zwischen Dampf und kälterer Flüssigkeit aus. Der Dampf kondensiert hier nur



sehr langsam. Durch die vergleichsweise geringe Kühlleistung des dampfgefüllten VSG stieg der Druck im Solarkreis von 2.0 auf 7.3 bar an. In der Variante (b) konnte das Dampfvolumen entscheidend begrenzt werden (Druckanstieg von 2.0 auf 4.2 bar). Dampfblasen steigen bei dieser Variante von unten in das kalte VSG auf und kondensieren dort sofort. So blieb das MAG in diesem Versuch vor Dampf geschützt. Allerdings traten durch die schlagartige Kondensation im VSG massive Druckstöße auf, wodurch es zu einer starken Materialbelastung der Solarkreiskomponenten kommt.

### 4.3.3 Heizleisten

Zum Schutz des Ausdehnungsgefäßes wurde von Hausner (2003) die Verwendung eines kleinvolumigen Kühlkörpers mit großer Oberfläche vorgeschlagen. Eine mögliche Ausführungsform sind kommerziell erhältliche Fußleistenheizelemente, die in Laboruntersuchungen detailliert vermessen wurden. An einem Prüfstand wurde der Kühler mit 140°C heißem Wasser bei verschiedenen Volumenströmen durchströmt und die Kühlleistung bestimmt<sup>11</sup>. Der Versuchsaufbau und Darstellungen des Heizleistenelements der Fa. Variotherm sind in Abbildung 4.9 gezeigt. Die Kenndaten der vermessenen Heizleiste sind Anhang A.2 zu entnehmen.

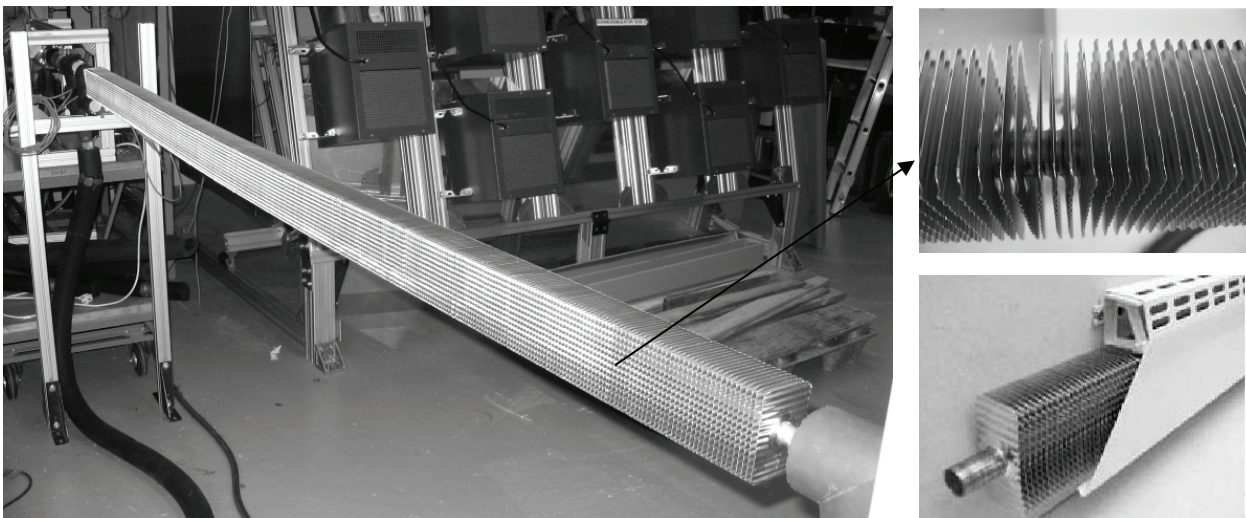


Abbildung 4.9: Versuchsstand zur Bestimmung der Wärmeabgabe der Heizleiste.

Die Heizleiste besteht aus einem Kupferrohr mit aufgespressten Aluminiumlamellen und hat eine Länge von 2.5 m. Messungen wurden mit einer und zwei

<sup>11</sup> Durch den verbesserten inneren Wärmeübergang bei höheren Volumenströmen ergab sich erwartungsgemäß eine leichte Volumenstromabhängigkeit der Kühlleistung. Bei 50 l/h und 200 l/h differierten die Kühlleistungen untereinander um rund 10%; bei höheren Volumenströmen war keine weitere Veränderung erkennbar. Dargestellt sind im Folgenden die Messergebnisse bei turbulenter Flüssigkeitsströmung (200 l/h), bei der der innere Wärmeübergang vergleichbar mit dem Wert bei einer Dampfdurchströmung ist.



Leisten mit und ohne Verkleidung vorgenommen. In der Variante ohne Verkleidung ergaben sich die höchsten Kühlleistungen. Der längenspezifische Wärmeverlustkoeffizient betrug hierbei ca. 7 W/mK. Die vom Kühler im dampfdurchströmten Betrieb pro Meter Länge abgegebene Leistung beträgt damit ungefähr 800 W/m bei einer Temperaturdifferenz zwischen Kühlerfluid und Umgebung von 115 K.

Um den Einfluss der Luftgeschwindigkeit in der Umgebung der Heizleiste zu beschreiben, wurden theoretische Berechnungen in Anlehnung an VDI (2002) Abschnitte Fa und Mb durchgeführt.

Bei freier Konvektion um ein glattes Rohr mit Rippen konstanter Dicke gilt mit einer Genauigkeit von  $\pm 25\%$  die Beziehung:

$$\text{Nu} = 0.24 \left( \text{Gr Pr} \frac{b}{d} \right)^{1/3} \quad (4.24)$$

b	Lichter Abstand zwischen den Rippen	W/m <sup>2</sup> K
d	Rohrdurchmesser außen	m

Zum genauen Gültigkeitsbereich dieser Beziehung und zur Bedeutung der dimensionslosen Kennzahlen sei auf VDI (2002) verwiesen. Nußelt- und Graßhofzahl werden wie folgt berechnet:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_e}{\lambda} \quad \text{Gr} = \frac{g d_e \beta (\vartheta_{\text{RW}} - \vartheta_a)}{v^2} \quad (4.25)$$

mit  $\beta = T_a^{-1}$  und  $d_e = d + h$

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> K
$d_e$	effektiver Durchmesser	m
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
$h$	Rippenhöhe	m
$\vartheta_{\text{RW}}$	Temperatur des Rohrs	°C
$T_a, \vartheta_a$	Thermodyn. Temp. und Celsiustemperatur der Umgebung	K, °C

Die aus (4.24) und (4.25) errechneten Werte des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  sind auf die gesamte umströmte Oberfläche  $A_{\text{ges}}$  zu beziehen:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A_{\text{ges}} (\vartheta_{\text{RW}} - \vartheta_a)} \quad (4.26)$$

Die Berechnungen nach VDI (2002) für quer angeströmte Rippenrohre sind etwas aufwändiger. Die in den folgenden Gleichungen verwendeten Bezeichnungen sind in Abbildung 4.10 dargestellt.

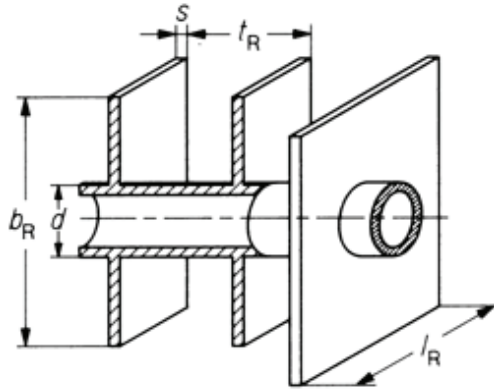


Abbildung 4.10: Schematische Darstellung des berechneten Rippenrohrs nach VDI (2002).

Zunächst muss der Rippenwirkungsgrad  $\eta_R$  bestimmt werden:

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} \quad \text{mit} \quad X = \varphi \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_R}{\lambda_R s}} \quad (4.27)$$

Bei rechteckigen Rippen gilt:

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0.35 \ln \varphi') \quad \text{und} \quad \varphi' = 1.28 \frac{b_R}{d} \sqrt{\frac{l_R}{b_R} - 0.2} \quad \text{mit } l_R \geq b_R \quad (4.28)$$

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für Rohr und Rippe  $\alpha_R$  wird für ein einzelnes, quer angeströmtes Rippenrohr nach folgender Beziehung berechnet:

$$Nu = \frac{\alpha_R \lambda}{d} = 0.2 Re^{0.6} \left( \frac{A_{ges}}{A_{Go}} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} \quad \text{mit} \quad Re = \frac{d \cdot w \cdot \rho}{\eta} \quad (4.29)$$

$A_{Go}$	Oberfläche des unberippten Rohrs	$m^2$
$w$	Geschwindigkeit der umströmenden Luft	$m/s$
$\rho$	Dichte der umströmenden Luft	$kg/m^3$
$\eta$	Dynamische Viskosität der umströmenden Luft	$kg/ms$

$$\alpha_S = \alpha_R \left( 1 - (1 - \eta_R) \frac{A_R}{A_{ges}} \right) \quad (4.30)$$

Die Größe  $\alpha_S$  hat die Bedeutung eines scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten.  $A_R$  bezeichnet die Rippenoberfläche. Der vom Rippenrohr übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$  beträgt dann:

$$\dot{Q} = k A \Delta \vartheta_m \quad \text{mit} \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_S} + \frac{A_{ges}}{A_i} \left( \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d - d_i}{2\lambda_R} \right) \quad (4.31)$$

$\Delta \vartheta_m$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
----------------------	---	---

$A_i$	Innere Rohroberfläche	$\text{m}^2$
$d_i$	Innendurchmesser des Rohrs	$\text{m}$
$\lambda_R$	Wärmeleitfähigkeit für Rohr und Rippe <sup>12</sup>	$\text{W/mK}$

Abbildung 4.11 zeigt die aus Messung und Theorie ermittelten Kühlleistungen für freie und erzwungene Konvektion. Die gemessene Kühlleistung ( $841 \text{ W/m}$ ) liegt um 50% unterhalb der theoretisch ermittelten ( $1196 \text{ W/m}$ )<sup>13</sup>. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Einsatz eines zusätzlichen Gebläses die Kühlleistung der Heizleiste um ein Vielfaches erhöhen kann. Nachteilig sind die zusätzlichen Kosten sowie ggf. die eingeschränkte Funktionalität bei Stagnation aufgrund eines Stromausfalls.

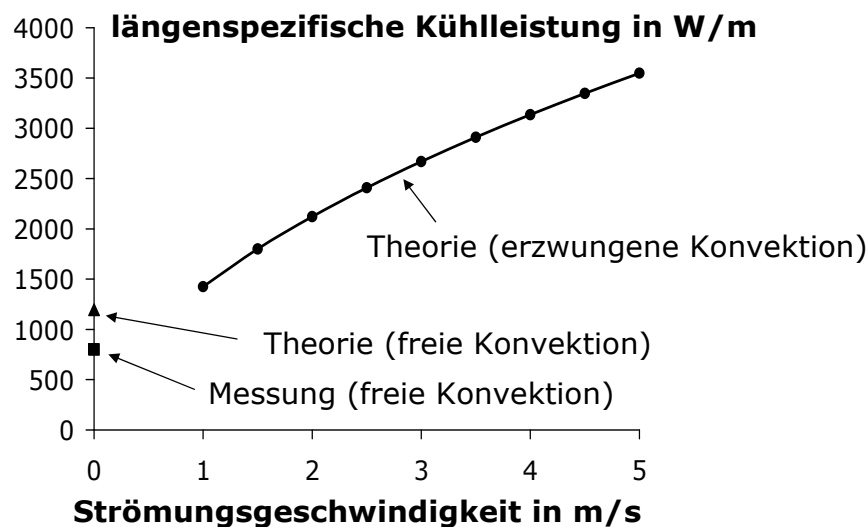


Abbildung 4.11: Berechnete und gemessene Kühlleistung der Heizleiste bei freier Konvektion sowie die berechneten Kühlleistungen bei unterschiedlichen Windgeschwindigkeit bei Queranströmung ( $\Delta T = 115 \text{ K}$ ).

#### 4.3.4 Tischkühler

Von Becker (2005) wird für sehr große Anlagen mit mehreren  $100 \text{ m}^2$  Kollektorfläche die Integration kommerziell erhältlicher Tischkühler (Fluid-Luft-Wärmetauscher mit Ventilator) in den Kollektorkreis vorgeschlagen. Hiermit soll eine Betriebskühlung vorgenommen werden, damit Stagnation gänzlich vermieden wird. Die Kühlleistung der kleinsten Tischkühler beträgt ca.  $20 \text{ kW}$ . Aufgrund der nicht unerheblichen Leistungsaufnahme und Lärmbelastung sollten diese Kühler nur

<sup>12</sup> Im untersuchten Fall besteht das Rohr aus Kupfer und die Rippen aus Aluminium. Für die Wärmeleitfähigkeit wurde in der Berechnung der Wert von Aluminium angenommen.

<sup>13</sup> Eisenmann (2003) hat gezeigt, dass für schmale Rippen (Seitenverhältnis  $> 1.4$ ) die Berechnung nach (4.27) und (4.28) den Rippenwirkungsgrad überschätzt. Dies kann hier allerdings nicht als Erklärung für die experimentell deutlich geringere Kühlleistung dienen, da die untersuchten Rippen ein Seitenverhältnis von genau 1.4 aufweisen.

bei sehr großen Anlagen mit massiven Stagnationsproblemen eingesetzt werden. Wirksam ist diese Maßnahme nur bei einer Speicherüberhitzung als Stagnationsursache.

#### 4.3.5 Konventionelle Heizkörper

Als weiterer möglicher Kühler kann ein konventioneller Heizkörper verwendet werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Verwendung normalerweise nur bis zu einer Fluidtemperatur von 110°C zulässig ist. Ob das Einleiten von Dampf gefahrlos möglich ist, muss mit dem Hersteller abgeklärt werden. Zu Testzwecken wurde bei den Stagnationsexperimenten ein konventioneller Heizkörper mit Dampf durchströmt, wobei sich keinerlei Probleme ergaben.

Heizkörper gibt es in unterschiedlichsten Ausführungen und Dimensionierungen. Vom Hersteller wird die Norm-Wärmeleistung  $Q_n$  nach EN 442 (Vorlauftemperatur 75°C; Rücklauftemperatur 65°C, Umgebungstemperatur 20°C) und einem Exponenten  $n$  angeben. Für Umrechnung auf anderen Temperaturen gilt:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_n} = \left( \frac{\Delta\vartheta}{\Delta\vartheta_n} \right)^n \quad (4.32)$$

Ein kleiner Plattenheizkörper (55x40x4.5 cm) besitzt bei Stagnation (Einleitung von 140°C heißem Dampf) eine Kühlleistung von etwa 650 W.

#### 4.3.6 Wasserkühler

Alle Luftkühler, die innerhalb der Gebäudehülle integriert werden, haben den Nachteil, dass sie den Aufstellraum – meist ist dies der Heizungskeller – stark aufheizen können. Denkbar ist zwar eine Montage im Außenbereich, dies ist aber u. a. aus architektonischen Gründen in vielen Fällen schwer zu realisieren bzw. unerwünscht. Eine weitere Möglichkeit stellt ein Wasserkühler dar, über den die Wärme effektiv abgeführt werden kann, ohne den Heizungskeller zu überhitzen. Eine mögliche Ausführung eines solchen Wasserkühlers zeigt Abbildung 4.12.

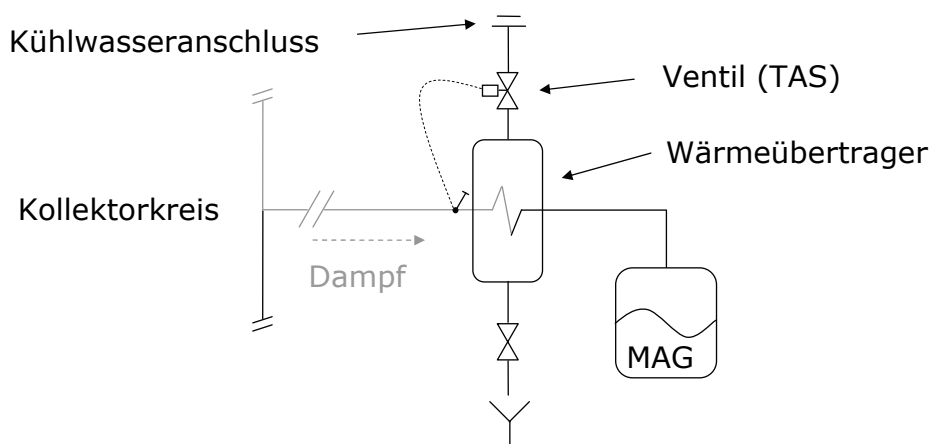


Abbildung 4.12: Ausführung einer Wasserkühlung zum Schutz des MAG.

In der dargestellten Variante wird ein Wärmeübertrager auf der Sekundärseite an das Kaltwassernetz angeschlossen und in den Abzweig zum MAG integriert. Werden auf der Primärseite hohe Temperaturen detektiert, öffnet sich ein Ventil und durch den Wärmeübertrager strömt kaltes Kühlwasser. Dieser Kühler funktioniert auch ohne Stromversorgung, wenn das Ventil als thermische Ablaufsicherung (TAS) ausgeführt wird. Über ein Faltenbalgsystem, das den Temperatursensor mit dem Ventil verbindet, wird das Ventil thermohydraulisch geöffnet und wieder geschlossen. Von Siodla (2006) wurde das wiederholte Öffnen und Schließen eines solchen Ventils in Laborexperimenten erfolgreich getestet.

Die Kühlleistung eines solchen Wasserkühlers ist beliebig skalierbar. Negativ zu bewerten ist der Wasserverbrauch, wenn das Kühlwasser dem Kaltwassernetz entnommen und anschließend nicht weiter verwendet wird. Allerdings ist dieser Kühler nur aktiv, wenn die Wärmeabgabe der Rohrleitungen für die Dampfkondensation nicht ausreicht und somit Dampf den Kühler erreicht (Abbildung 4.13).

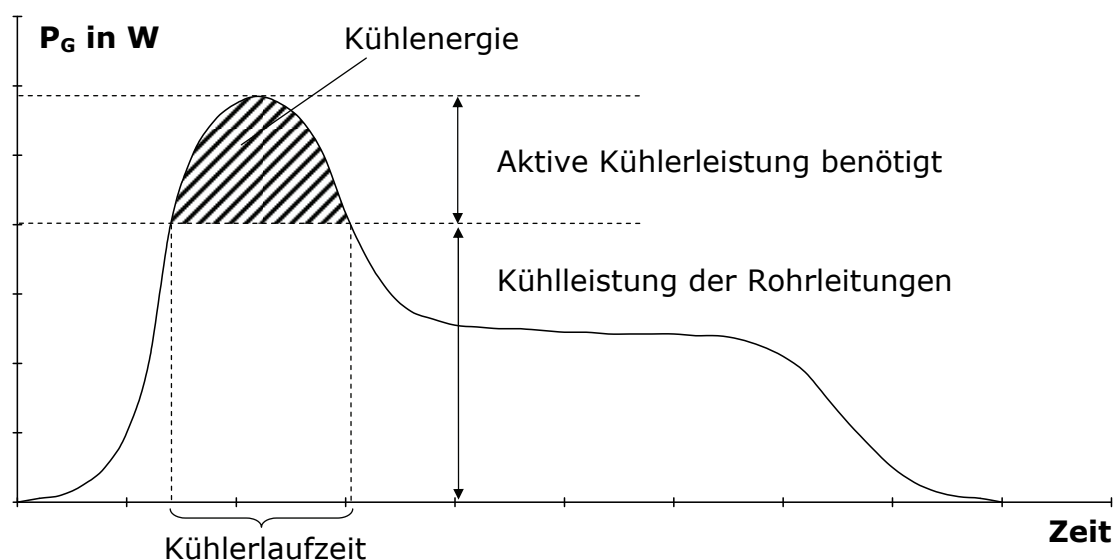


Abbildung 4.13: Schematischer Verlauf der Dampfproduktionsleistung und des daraus resultierenden Kühlbedarfs.

Siodla (2006) hat den Wasserverbrauch eines solchen Kühlers abgeschätzt. Ausgehend von ungünstigen Randbedingungen<sup>14</sup> erhöht sich der tägliche, durchschnittliche Pro-Kopf-Wasserverbrauch durch den Einsatz eines wasserbetriebenen Stagnationskühlers um 0,7 Liter von durchschnittlich 130 auf 130,7 Liter. Neben der hier dargestellten Lösung sind noch andere Varianten möglich; z. B. kann das Kühlwasser in einem geschlossenen Kreislauf bereitgestellt werden. Fragen der sinnvollen Positionierung werden im nächsten Abschnitt behandelt. Die hier

<sup>14</sup> Hydraulischer Abstand zwischen Kollektor und Kühler 10 m, Temperaturdifferenz des Kühlwassers (Austritt - Eintritt) 40 K, 30 Stagnationstage im Jahr, Dampfreichweite des Feldes VKR1a/b, Versorgung eines Mehrfamilienhauses mit 10 Bewohnern.

dargestellte Idee eines wasserbetriebenen „Stagnationskühlers“ wurde Anfang 2006 zum Patent angemeldet (Scheuren et al., 2006).

#### 4.3.7 Positionierung und Kühlerauswahl

Wird der Stagnationskühler in den Primärkreis eingebaut, sind verschiedene Integrationskonzepte denkbar. Abbildung 4.14 zeigt drei verschiedene Varianten.

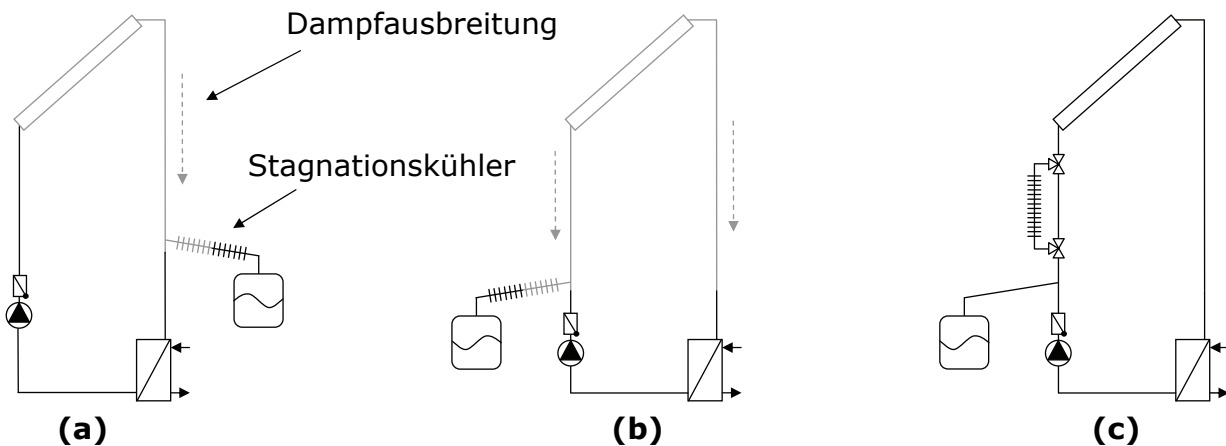


Abbildung 4.14: Möglichkeiten der Kühlerintegration.

Bei Variante (a) ist der Kühler in den im Normalbetrieb nicht durchströmten Abzweig zum MAG integriert. Durch die MAG-Positionierung im Vorlauf ist im Stagnationsfall eine Dampfausbreitung nur über diese Leitung möglich. Der Dampf bekommt eine eindeutige Richtung vorgegeben und die Pumpe ist effektiv vor hohen Temperaturen geschützt. Wenn nur eine Leitung für die Dampfausbreitung zur Verfügung steht, kann es u. U. zu einer Verschlechterung des Entleerungsverhaltens kommen: Die Bildung von Flüssigkeitssäcken ist möglich, die bei Variante (b) nicht entstehen würden.

Variante (b) zeigt die klassische Komponentenordnung mit einem zusätzlichen Stagnationskühler im MAG-Abzweig. Der Dampf besitzt in diesem Fall keine Vorzugsrichtung (vgl. die Ergebnisse des Feldes FK2 in Abschnitt 3.2.1), so dass die Gefahr besteht, dass sich dieser nur über die Vorlaufleitung ausbreitet und in den Wärmeübertrager gelangt. Entweder kondensiert der Dampf dort (interner Wärmeübertrager, Gefahr der Dampfbildung im Speicher) oder er breitet sich weiter bis zur Pumpe aus. Bei gängigen Solarstationen liegen der Abzweig zum MAG, die Rückschlagklappe und die Pumpe räumlich sehr eng beieinander. Wenn Dampf den Abzweig erreicht, sind allein durch Wärmeleitung Pumpentemperaturen von über 110°C möglich.

Möglichkeit (c) zeigt eine Betriebskühlung, die das Entstehen von Dampf verhindern soll. Steigt die Speichertemperatur oder die Kollektorausstrittstemperatur bei eingeschalteter Solarkreispumpe über einen Schwellenwert, wird der Stagnationskühler, der sich in einem parallelen Zweig zum Solarkreis befindet, zugeschaltet

und durchströmt. Der Kühler sollte im Normalbetrieb unterhalb der Temperaturschwelle nicht durchströmt werden. Eine Ausnahme stellt der Wasserkühler dar (Abschnitt 4.3.6), der im deaktivierten Zustand nur den Nachteil einer erhöhten Kapazität aufweist, ansonsten aber keine Kühlleistung besitzt. Bei der Betriebskühlung ist die benötigte Kühlleistung und die abzuführende Wärmemenge bei weitem am höchsten; andererseits werden das Fluid und alle anderen Solarkreis-komponenten am geringsten belastet.

## 4.4 Systemdruckerhöhung

Eine Strategie zur Belastungsminderung, die in den Testdachexperimenten ausführlich untersucht wurde, stellt die Wahl eines hohen Systemdrucks dar. Durch diese Maßnahme erhöht sich die Siedetemperatur innerhalb des Kollektorfeldes, der Wirkungsgrad und damit auch die DPL sinkt ab. Bei den beiden Flachkollektorfeldern konnte so die DPL um 35% und 50% reduziert werden; beim VRK-Feld zeigte sich kein messbarer Effekt.

Eine klare Empfehlung für einen hohen Systemdruck kann daraus allerdings nicht abgeleitet werden, da eine erhöhte Siedetemperatur zu einer stärkeren Belastung des Wärmeträgers führt. Hier muss im Einzelfall abgewogen werden, ob die Solarkreis-komponenten oder das Solarfluid einen erhöhten Schutz benötigen. Darüber hinaus stellt nach Aussage einiger Hersteller die Kombination von hohen Temperaturen und Drücken eine große Belastung für die Dichtungen des Solar-kreises dar.

## 4.5 Maßnahmenbewertung

Wenn der Einsatz stagnationsunkritischer Systeme nicht möglich ist, stellt ein rein regelungstechnischer Schutz vor hohen Stagnationsbelastungen im Prinzip eine sehr attraktive Methode dar: Hier werden keine weiteren Komponenten benötigt; einzig ein erhöhter Strombedarf ist die Folge. In den hier durchgeführten Untersuchungen zeigte sich aber, dass ein rein regelungstechnischer Schutz in vielen Fällen nicht ausreicht. Auch haben die Auswertung der Stagnationszustände der Betreiberanlagen B-HH und B-GE (Abschnitt 3.2.4) gezeigt, dass in vielen Fällen nicht die Übertemperatur des Speichers die Ursache ist, sondern ein anderer Defekt (Reglerfehler, Undichtigkeit des Solarkreises), der den Einsatz einer Regelungsstrategie unmöglich macht. Fördert die Solarkreis-pumpe kein Fluid, sind die beschriebenen Regelungsstrategien nutzlos.

Die simulierten belastungsmindernden Regelungsstrategien (Nachtauskühlung und Speicherdurchmischung) führten zwar zu einer Abnahme der Stagnationshäufigkeit, die maximal auftretenden Dampfproduktionsleistungen erhöhten sich allerdings leicht. Unter Berücksichtigung der durchgeführten Untersuchungen scheint es also nicht sinnvoll, sich bei stagnationskritischen Systemen einzig auf

den Einsatz belastungsmindernder Regelungsstrategien zu verlassen. Wenn ein vorteilhaftes Entleerungsverhalten eines Kollektorfeldes nicht erreicht werden kann, sollte der Einsatz von Stagnationskühlern erwogen werden. Durch den Einsatz der beschriebenen Regelungsstrategien könnten dann ggf. die Kühlerlaufzeiten reduziert werden.

Auch wenn der Einsatz eines Stagnationskühlers für Installateure und Hersteller keine attraktive Lösung dargestellt, ist er doch die sicherste Methode, temperaturempfindliche Komponenten vor Dampf zu schützen. Hier verbleibt das Problem der Abwärme, die nicht zu einer Überhitzung des Heizungskellers führen sollte. Die Frischwasserkühlung in Kombination mit einer thermischen Ablaufsicherung, die auch bei Stromausfall funktioniert, könnte hier eine Lösung sein. Auch die Betriebskühlung funktioniert nur während des Pumpenbetriebs und korrekt geschaltetem Ventil. Die Betriebskühlung könnte aber so ausgeführt werden, dass bei Pumpenstillstand die Leitung zum Kühler geöffnet ist, und so ein ausreichender Anlagenschutz zur Verfügung steht.

Wenn die Dampfproduktionsleistung eines Kollektorfeldes bekannt ist - aus Messungen oder einer theoretischen Vorhersage (Kapitel 7) -, kann daraus der Kühlbedarf im Stagnationsfall sehr einfach abgeleitet werden. Bei einer geringen DPL können allein die Wärmeverluste der Rohrleitungen ausreichen. Sind die zu erwartenden Dampfreichweiten größer, geben die hier dargestellten Messungen und Berechnungen einen guten Anhaltspunkt, mit welchen Komponenten ein ausreichender Anlagenschutz erreicht werden kann.



## 5 Dampfkondensation in Rohrleitungen

Lustig (2002) hat sich ausführlich mit den bei Stagnation auftretenden Verdampfungsvorgängen und Zweiphasenströmungen innerhalb des Kollektors befasst. Der entstehende Dampf wird vom Kollektor in die Anschlussleitungen gedrückt und kondensiert dort. Da die Dampfproduktionsleistung indirekt über die thermische Verlustleistung der Rohrleitungen bestimmt wird, ist es notwendig, die Wärmetransportvorgänge vom Inneren der dampfgefüllten Rohrleitungen auf die Umgebung zu verstehen. Dazu ist auch eine genaue Betrachtung der Kondensationsvorgänge innerhalb der Rohrleitung notwendig. Ferner muss für eine genaue Ermittlung der Restflüssigkeitsmenge im Kollektor der Anteil von Dampf und Flüssigkeit in den einzelnen Rohrleitungsabschnitten bekannt sein.

In diesem Kapitel sollen daher die grundlegenden Prozesse bei der Kondensation von Dampf in vertikalen und horizontalen Rohrleitungen beschrieben werden. Im Wesentlichen werden dazu die Ergebnisse aus Baehr und Stephan (2006), Collier und Thome (1994), Incropera und DeWitt (2002), Huhn und Wolf (1975) sowie Stephan (1988) vorgestellt. Auf die detaillierte Betrachtung der Kondensation in geneigten Rohren, wie sie in Solarkreisen realer solarthermischer Anlagen auch vorkommen kann, wird hier verzichtet. Die grundsätzlichen Vorgänge sind mit denen in komplett vertikal ausgerichteten Rohrleitungen vergleichbar. Für eine genauere Betrachtung sei auf Schulenberg (1969) verwiesen. Unberücksichtigt bleiben auch Prozesse der Kondensatunterkühlung und der Dampfüberhitzung.

Obwohl in thermischen Solaranlagen als Wärmeträger fast immer ein binäres Gemisch aus Wasser und Propylenglykol zum Einsatz kommt, geht die hier durchgeführte Betrachtung von einer reinen Wasserdampfströmung in den Rohrleitungen aus. Wie die Untersuchungen von Rommel et al. (2007) gezeigt haben, kommt es in frühen Stagnationsphasen zur fraktionierten Verdampfung des Wärmeträgers. Der im Kollektor stattfindende Phasenwechsel lässt zunächst eine Wasserdampfströmung in den Rohrleitungen entstehen, wobei die maximalen Dampfreichweiten fast ausschließlich in dieser frühen Stillstandsphase erreicht werden. Erst bei starker Aufkonzentration des Wärmeträgers im Kollektorfeld und bei vergleichsweise geringen Dampfproduktionsleistungen nimmt der Glykolanteil in der Dampfströmung zu. Ein weiterer Vorteil der Berechnungen von Wasserdampfströmungen ist, dass die benötigten Stoffwerte für Wasser im Gegensatz zur Wasser-Propylenglykol-Mischung sehr genau bekannt sind.

Zur Beschreibung der Kondensationsvorgänge innerhalb von Rohrleitungen müssen die Strömungszustände bekannt sein, da der Wärmeübergang vom Fluid auf das Rohr direkt von den Temperatur- und Strömungsfeldern des Fluids abhängt. Da diese Felder schon bei geringer Komplexität der Fragestellung kaum noch

analytisch berechenbar sind, werden mittels der Ähnlichkeitstheorie dimensionslose Kennzahlen eingeführt, mit denen eine praktische Berechnung des Wärmeüberganges möglich ist. Eine anschauliche Einführung der in diesem Kapitel gebrauchten dimensionslosen Kennzahlen liefert Baehr und Stephan (2006).

## 5.1 Strömungsgeschwindigkeiten des Dampfes bei Stagnation

Für die Beschreibung der Kondensationsvorgänge innerhalb der Rohrleitungen ist es wichtig, die Geschwindigkeit der Dampfströmung im Stagnationsfall zu kennen. Die direkte Messung dieser Größe ist nur mit großem messtechnischem Aufwand möglich und wurde daher bei Stagnationsuntersuchungen bisher nicht durchgeführt. Allerdings kann bei bekannter Dampfproduktionsleistung die Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes vom Kollektor in die Rohrleitungen mit Hilfe von (5.1) leicht abgeschätzt werden.

$$w_{G,e} = \frac{P_G}{\Delta h_v A_i} = \frac{P_G^* A_{koll}}{\Delta h_v A_i} \quad (5.1)$$

Der Strömungsquerschnitt  $A_i$  ist durch den Innendurchmesser  $d_i$  der Rohrleitungen gegeben. Sowohl die Dampfproduktionsleistung  $P_G$  als auch der Durchmesser der Rohrleitungen  $d_i$  hängen direkt von der Kollektoraperturfläche des Feldes  $A_{koll}$  ab. Remmers (2001) liefert eine Übersicht der Abhängigkeit der diskreten Leitungsquerschnitte der Solarkreisverrohrung von der Kollektorfläche für unterschiedliche Volumenströme (siehe Anhang A.3). Werden die empfohlenen Leitungsquerschnitte für den Low-flow-Betrieb (15 l/m<sup>2</sup>h) zu Grunde gelegt, ergeben sich am Eintritt der Rohrleitung folgende Strömungsgeschwindigkeiten  $w_{G,e}$  und flächenspezifische Dampfmassenströme  $\dot{M}_{G,e}$  in Abhängigkeit der spezifischen Dampfproduktionsleistung  $P_G^*$ :

Tabelle 5.3: Dargestellt sind die spezifische Dampfproduktionsleistung (Bezugsfläche Kollektoraperturfläche), die daraus folgende Strömungsgeschwindigkeit am Kollektorausstritt sowie der resultierende Dampfmassenstrom (Bezugsfläche Rohrleitungsquerschnitt). Die Dimensionierung der Solarkreisverrohrung wurde auf Basis von Anhang A.3 (Low-flow-Betrieb 15 l/m<sup>2</sup>h) vorgenommen.

$P_G^*$ in W/m <sup>2</sup>	$w_{G,e}$ in m/s	$\dot{M}_{G,e}$ in kg/m <sup>2</sup> s
20	0.38	0.8
50	0.96	2.1
100	1.92	4.2
200	3.83	8.3
300	5.75	12.5
400	7.66	16.7

Tabelle 5.3 zeigt, dass die Dampfgeschwindigkeit am Eintritt der Rohrleitungen  $w_{G,e}$  nur von der spezifischen Dampfproduktionsleistung  $P_G^*$  abhängt. Der

resultierende Dampfmassenstrom in kg/s hängt allerdings zusätzlich vom Rohrleitungsquerschnitt ab, der wiederum eine Funktion der Kollektorfläche ist (vgl. Anhang A.3).

Zusätzlich muss beachtet werden, dass bei Stagnation in den meisten Fällen eine Dampfausbreitung sowohl über die Vorlauf- als auch über die Rücklaufleitungen möglich ist, wodurch sich die Strömungsgeschwindigkeiten und Dampfmassenströme in Tabelle 5.3 halbieren. Die größte Dampfproduktionsleistung wurde bisher an einem einzelnen Vakuumröhrenkollektor unter dem Sonnensimulator des Fraunhofer ISE gemessen und betrug knapp  $400 \text{ W/m}^2$  (Rommel et al., 2007). Bei den hier durchgeführten Outdoor-Versuchen lagen die Dampfproduktionsleistungen eher im Bereich zwischen  $20$  und  $200 \text{ W/m}^2$ .

Für die weitere Betrachtung wird von einer mittleren Dampfproduktionsleistung von  $200 \text{ W/m}^2$  ausgegangen, wobei aber beide Anschlussleitungen des Kollektorfeldes für die Dampfausbreitung zur Verfügung stehen. Daraus folgt eine typische Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes von etwa  $2 \text{ m/s}$  und ein auf den Strömungsquerschnitt bezogener Dampfmassenstrom von ca.  $4 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

## 5.2 Kondensation im vertikalen Rohr

Bei Kontakt von Sattdampf mit einer Oberfläche, deren Temperatur unterhalb der Sättigungstemperatur des Dampfes liegt, kommt es zur Verflüssigung des Dampfes. Die Flüssigkeit schlägt sich auf der Oberfläche nieder und dient als Entstehungsort weiteren Kondensats. Dieser Niederschlag kann in Form von einzelnen Tropfen oder als geschlossener Flüssigkeitsfilm erfolgen. Das Auftreten von Tropfenkondensation wird entscheidend durch Verunreinigungen auf der kalten Oberfläche begünstigt, aber auch die Benetzbarkeit der Kühlfläche und die Oberflächenspannung des Kondensats spielt eine ausschlaggebende Rolle. Insbesondere Wasser kondensiert an den üblicherweise verwendeten Flächen in Form eines Filmes, wenn die Fläche und der Wärmeträger selbst nicht verunreinigt sind. Da der Fall der Tropfenkondensation für die hier untersuchten Vorgänge nicht relevant ist, wird hierauf nicht näher eingegangen.

Am Beispiel vertikaler Rohrleitungen sollen zunächst die verschiedenen Formen der Filmkondensation erläutert werden und anschließend die sich für den Stagnationsfall in thermischen Solaranlagen ergebenden Wärmeübergangskoeffizienten der Zweiphasenströmung in der Rohrleitung auf die Rohrrinnenwand bestimmt werden. In vertikalen Rohren treten andere Strömungsformen als in waagerechten Rohren auf, daher wird dieser Fall in Abschnitt 5.3 gesondert behandelt.

Die hier dargestellten Herleitungen gelten zunächst für Zweiphasenströmungen an einer senkrechten Wand. Eine Übertragung der Ergebnisse auf Vorgänge innerhalb und außerhalb von senkrechten Rohren ist möglich, wenn der Durchmes-

ser des Rohrs groß gegenüber der Filmdicke des Kondensats ist, was innerhalb der Solarkreisverrohrung der Fall ist (vgl. Abschnitt 6.2). Für die Filmbreite  $b$  gilt dann  $b = \pi d$ , wobei  $d$  der Durchmesser der Rohrleitung ist. Oft kommt es vor, dass Rohrleitungen um den Winkel  $\alpha$  gegen die senkrechte Wand geneigt sind. In diesem Fall muss die in den folgenden Abschnitten auftretende Fallbeschleunigung  $g$  durch ihre wandparallele Komponente  $g \cos \alpha$  ersetzt werden. Die Wärmeübergänge bei den unterschiedlichen Formen der Filmkondensation, wie sie in Abbildung 5.15 dargestellt sind, werden in den nächsten Abschnitten näher behandelt.

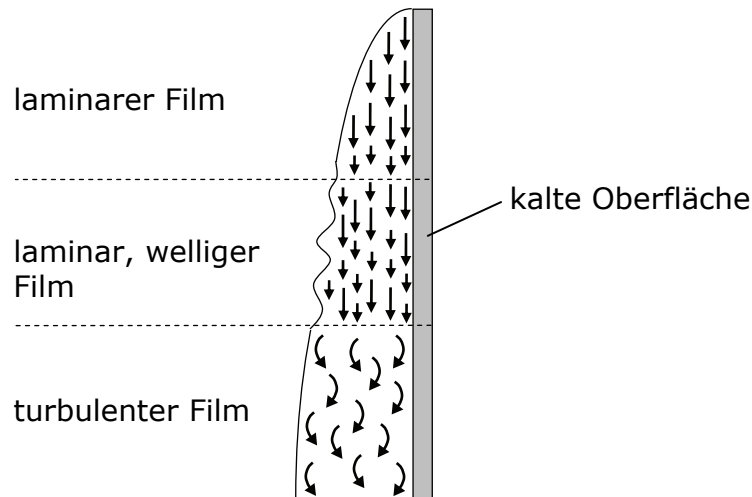


Abbildung 5.15: Formen der Filmkondensation an einer vertikalen, kalten Oberfläche.

### 5.2.1 Laminare Filmkondensation

Bei der Kondensation von Dampf an vertikalen oder geneigten Oberflächen bildet sich in den meisten Fällen ein Flüssigkeitsfilm aus, der getrieben von der Schwerkraft nach unten abfließt. Wenn die Dampfgeschwindigkeit in der Umgebung des Kondensats gering und der Flüssigkeitsfilm dünn ist, herrscht im Kondensat laminare Strömung. Der einfachste Fall einer laminaren Filmströmung bei isothermer Wandoberfläche wird von der so genannten Nußeltschen Wasserhauttheorie beschrieben, die Nußelt bereits 1916 entwickelt hat. In diesem Modell wird davon ausgegangen, dass die Wärme hauptsächlich durch Wärmeleitung von der Kondensatoberfläche zur Wand transportiert wird. Der konvektive Wärmeübergang innerhalb des Films ist sehr klein und wird vernachlässigt.

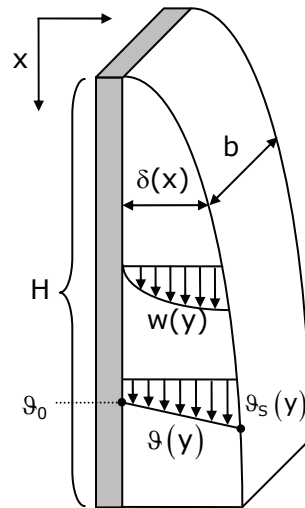


Abbildung 5.16: Laminar strömender Kondensatfilm an einer senkrechten Wand. Dargestellt ist das Geschwindigkeits- und Temperaturprofil des Kondensatfilms.

In Abbildung 5.16 sind das Geschwindigkeitsprofil  $w(y)$  des laminaren Kondensatfilms, das Temperaturprofil  $\vartheta(y)$  sowie die Filmbreite  $\delta(x)$  in Abhängigkeit der Lauflänge  $x$  eingezeichnet. Die konstante Wandtemperatur wird mit  $\vartheta_0$  und die Temperatur des Satttdampfes mit  $\vartheta_s$  bezeichnet. Unter den Annahmen, dass es sich bei dem Film um eine Newtonsche Flüssigkeit handelt und die Viskosität temperaturunabhängig ist, ergibt sich für den abfließenden Kondensatmassenstrom:

$$\dot{M} = w_m \rho_L b \delta = \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g b}{3 \eta_L} \delta^3 \quad (5.2)$$

Für die genaue Herleitung sei auf Baehr und Stephan (2006) verwiesen. Gleichung (5.2) enthält die mittlere Filmgeschwindigkeit  $w_m$ , die Dichte  $\rho$  und die dynamische Viskosität  $\eta$ . Die Indizes „L“ und „G“ stehen jeweils für den Bezug auf die Flüssigkeits- und Dampfphase. Der Massenstrom des Kondensats  $\dot{M}$  ändert sich mit der Filmdicke  $\delta$ :

$$\frac{d\dot{M}}{d\delta} = \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g b}{\eta_L} \delta^2 \quad (5.3)$$

Zur Bildung dieses Kondensatmassenstroms  $d\dot{M}$  ist ein Wärmestrom  $d\dot{Q}$  nötig, welcher durch die Kondensationsleistung zur Verfügung gestellt wird:

$$d\dot{Q} = \Delta h_v d\dot{M} \quad (5.4)$$

Die Verdampfungsenthalpie ist hier  $\Delta h_v$ . Unter der Annahme, dass dieser Wärmestrom nur durch Wärmeleitung im Kondensatfilm zustande kommt, die

Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_L$  des Kondensats konstant ist und die Filmdicke am oberen Rand  $\delta(x=0) = 0$  ist, ergibt sich:

$$d\dot{Q} = \lambda_L \frac{\vartheta_s - \vartheta_o}{\delta} b dx \quad (5.5)$$

$$\Rightarrow \delta = \left( \frac{4\lambda_L \eta_L (\vartheta_s - \vartheta_o)}{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g \Delta h_v} x \right)^{1/4} \quad (5.6)$$

Der Temperaturverlauf innerhalb des Kondensats wurde als linear angenommen, wodurch man den örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und durch Integration den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_m$  für eine Wand der Höhe  $H$  erhält:

$$\alpha = \frac{\lambda_L}{\delta} = \left( \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g \Delta h_v \lambda_L^3}{4\eta_L (\vartheta_s - \vartheta_o)} \frac{1}{x} \right)^{1/4} \quad (5.7)$$

$$\alpha_m = 0.943 \left( \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g \Delta h_v \lambda_L^3}{\eta_L (\vartheta_s - \vartheta_o)} \frac{1}{H} \right)^{1/4} \quad (5.8)$$

### 5.2.2 Laminare Filmkondensation mit Wellenbildung

Mit zunehmender Lauflänge  $x$  des Flüssigkeitsfilms an der senkrechten Oberfläche nimmt die Dicke des Films und die Strömungsgeschwindigkeit zu. Auch wenn innerhalb des Films noch eine laminare Strömung vorliegt, so bilden sich doch an der Filmoberfläche Wellen aus, die zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber der Nußeltschen Wasserhauttheorie von 10% bis 25% führen. Es gibt eine Reihe unterschiedlicher Ansätze, die diese Wellenbildung bei der Bestimmung des Wärmeüberganges berücksichtigen. In Baehr und Stephan (2006) wird die kritische Reynolds-Zahl nach Grimley (1945) angegeben, ab welcher Wellen auf dem Kondensat entstehen. Die charakteristische Länge  $L_0$  des Problems ist durch die Dicke  $\delta$  des Kondensatfilms eindeutig bestimmt. Für  $Re$  folgt mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $w_m$  des Kondensats:

$$Re = \frac{w_m \rho_L \delta}{\eta_L} = \frac{\dot{M}_L / b}{\eta_L} \quad \text{mit } \dot{M}_L = w_m A \rho_L = w_m \delta b \rho_L \quad (5.9)$$

Wellen entstehen nach Grimley ab einer Reynolds-Zahl von:

$$Re = 0.392 \left( \left( \frac{\sigma}{\rho_L g} \right)^{1/2} \left( \frac{g}{v_L^2} \right)^{1/3} \right)^{3/4} \quad (5.10)$$

Baehr gibt eine alternative Abschätzung für den Welligkeitsbereich zwischen laminarer und turbulenter Filmkondensation an:

$$256\text{Pr}^{-0.44} \leq \text{Re} \leq 400 \quad (5.11)$$

Innerhalb dieses Bereichs ist der Wärmeübergang gegenüber der Nußeltschen Wasserhauttheorie verbessert und wird in Baehr (2006) mit dem Faktor  $f_{\text{well}} = 1.15$  abgeschätzt werden, also

$$\alpha_{\text{well}} = f_{\text{well}} \alpha_{\text{lam}} \quad (5.12)$$

wenn  $\alpha_{\text{lam}}$  nach (5.7) bzw. (5.8) berechnet wird. Der VDI-Wärmeatlas (VDI, 2002) empfiehlt einen alternativen und sehr einfachen Ansatz nach Kutateladze (1979), der auch für die folgenden Berechnungen verwendet wird. Der Welligkeitsfaktor  $f_{\text{well}}$  wird hierbei in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl nach (5.9) bestimmt:

$$f_{\text{well}} = \begin{cases} 1 & \text{für } \text{Re} < 1 \\ \text{Re}^{0.04} & \text{für } \text{Re} \geq 1 \end{cases} \quad (5.13)$$

### 5.2.3 Turbulente Filmkondensation

Nach der zunächst laminaren Strömung wird die Oberfläche der Wasserhaut mit zunehmender Lauflänge immer welliger, bis sich schließlich eine turbulente Kondensatströmung ausbildet. Es existieren in der Literatur unterschiedliche Angaben, ab welcher Reynoldszahl die laminare, wellige Kondensatströmung in eine turbulente Filmströmung übergeht. Bei der turbulenten Kondensationsströmung ist der Wärmeübergang zusätzlich bestimmt von der Prandtl-Zahl. Nach Baehr und Stephan (2006) bildet sich die turbulente Strömung innerhalb des Films ab einer Reynolds-Zahl von 400 aus, wobei  $\text{Re}$  nach (5.9) berechnet wird. Zur praktischen Berechnung des Wärmeübergangs schlagen Baehr und Stephan die einfachen Gebrauchsformeln von Isashenko vor:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha (v_L^2/g)^{1/3}}{\lambda_L} = 0.0325 \text{Re}^{1/4} \text{Pr}^{1/2} \quad (5.14)$$

mit

$$\text{Re} = \left( 89 + 0.024 \text{Pr}^{1/2} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_0} \right)^{1/4} (Z - 2300) \right)^{4/3} \quad (5.15)$$

$$\text{und } Z = \frac{c_{pL} (\vartheta_s - \vartheta_0)}{\Delta h_v} \frac{1}{\text{Pr}} \frac{x}{(v_L^2/g)^{1/3}}$$

Der Ansatz gilt im Bereich  $1 \leq Pr \leq 25$  und  $400 \leq Re \leq 7 \cdot 10^5$ . Die Stoffwerte sind bei Sättigungstemperatur einzusetzen.  $Pr_0$  ist bei Wandtemperatur zu bilden.

Für die praktische Handhabung wird der Wärmeübergang in den unterschiedlichen Bereichen der Kondensatströmung an einer senkrechten Oberfläche wie folgt zusammengefasst:

$$\alpha = \sqrt[4]{(f_{\text{well}} \alpha_{\text{lam}})^4 + \alpha_{\text{turb}}^4} \quad (5.16)$$

Die Größe  $f_{\text{well}}$  wird nach (5.13) berechnet, der Wärmeübergangskoeffizient der laminaren Filmströmung nach (5.7) und jener der turbulenten Filmströmung nach (5.14).

#### 5.2.4 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes

Die bisherigen Beschreibungen galten für die Kondensation von Dampf mit sehr geringer Strömungsgeschwindigkeit oder ruhenden Dampf. Während der Stagnation kommt es allerdings zu einer Dampfströmung innerhalb der Rohrleitungen. Nach Huhn (1975) kann der Einfluss einer Wasserdampfströmung auf den Kondensatfilm einer senkrechten Oberfläche bis zu einer Dampfgeschwindigkeit von 5 m/s vernachlässigt werden. Die Strömung des Kondensatfilms hängt dann hauptsächlich von der Schwerkraft ab und der Wärmeübergangskoeffizient wird nach den Beziehungen für ruhenden Dampf berechnet. Wie in Abschnitt 5.1 gezeigt, treten nur bei sehr großen Dampfproduktionsleistungen Strömungsgeschwindigkeiten dieser Größe auf. In jedem Fall übt der strömende Dampf eine Schubspannung  $\tau_\delta$  auf den Kondensatfilm aus, der von dem Widerstandsbeiwert  $\zeta$  abhängt:

$$\tau_\delta = \zeta \frac{\rho_G w_G^2}{4} \quad (5.17)$$

Im Falle einer laminaren Strömung des Dampfes ( $Re < 2320$ ) ist der Widerstandsbeiwert unabhängig von der Rauigkeit der Rohrwand gleich der Rohrreibungszahl  $\lambda$ , welche nach Khartchenko (1995) gegeben ist durch:

$$\zeta = \lambda = \frac{64}{Re} \quad (5.18)$$

Bei turbulenter Strömung in hydraulisch glatten Rohren gilt für den Übergangsbereich  $2320 < Re < 10^5$  die Blasius-Beziehung

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (5.19)$$

und bei vollständig ausgebildeter turbulenter Strömung ( $10^5 < Re < 3 \cdot 10^6$ ) die Prandtl-Beziehung:



$$1/\sqrt{\lambda} = 2.0 \lg(\text{Re} \sqrt{\lambda})^{-0.8} \quad (5.20)$$

Die Schubspannung  $\tau_\delta$  beeinflusst die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $w_m$  des Kondensats und den Kondensatmassenstrom, der durch eine Ebene senkrecht zur Wand abfließt:

$$w_m = \frac{(\rho_L - \rho_G)g}{3\eta_L} \delta^2 \pm \frac{\tau_\delta \delta}{2\eta_L} \quad (5.21)$$

$$\Rightarrow \dot{M} = w_m \rho_L b \delta = \frac{(\rho_L - \rho_G)gb}{3\eta_L} \delta^3 \pm \frac{\rho_L \tau_\delta \delta^2 b}{2\eta_L} \quad (5.22)$$

Das positive Vorzeichen gilt für abwärts strömenden Dampf, das negative Vorzeichen entsprechend für die aufwärts gerichtete Dampfströmung. Im Bereich der laminaren Filmströmung ergibt sich der Wärmeübergang direkt aus der Filmdicke über den Zusammenhang  $\alpha = \lambda_L / \delta$ .

### 5.3 Kondensation im waagerechten Rohr

Während in vertikalen Rohren das Kondensat als Film von der Wand abfließt, können innerhalb eines waagerechten Rohres – abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes und dem Flüssigkeitsanteil im Rohrquerschnitt – verschiedene Strömungsformen auftreten. In Abbildung 5.17 sind die verschiedenen Strömungsformen nach Stephan (1988) dargestellt.

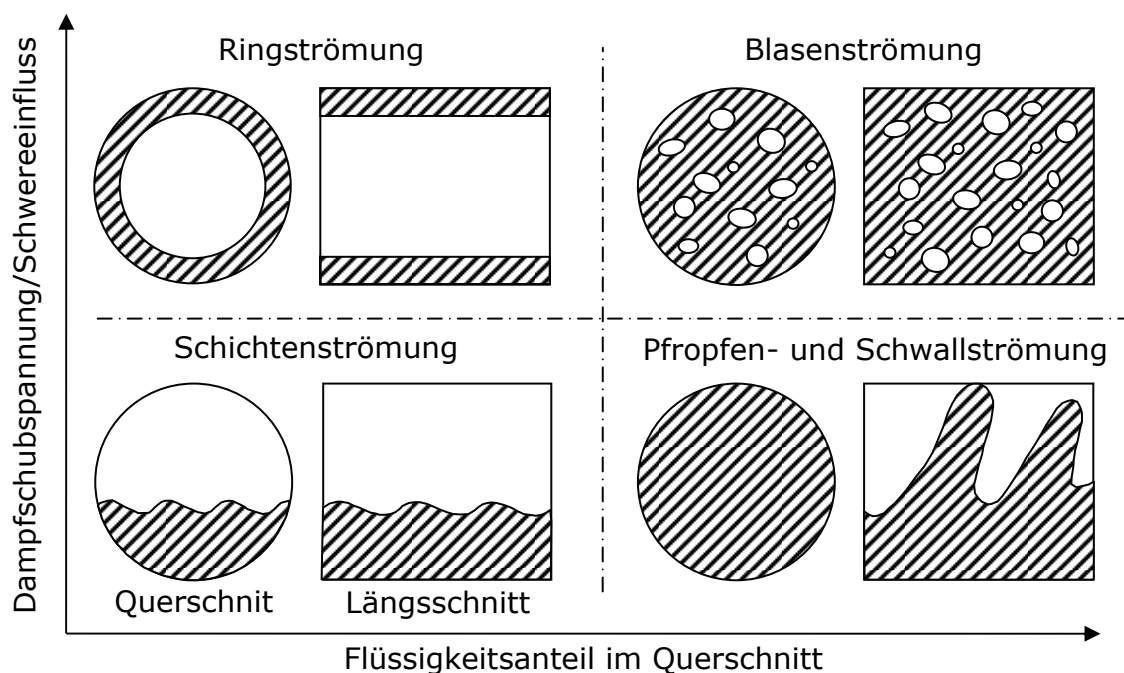


Abbildung 5.17: Strömungsformen bei Kondensation in horizontalen Rohren nach Stephan (1988).

Bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten überwiegt der Einfluss der Schwerkraft und es bildet sich je nach Flüssigkeitsanteil eine Schichten-, Pfropfen- oder Schwallströmung aus. Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten kommt es zur Ring- oder Blasenströmung, welche bei großen Dampfgeschwindigkeiten auch in vertikalen Rohren vorkommen können, wenn die Dampfschubspannung sehr groß gegenüber der Schleppwirkung der Schwerkraft ist. Nach Stephan (1988) bildet sich eine Schichtenströmung aus, wenn gilt:

$$w_G^* = \frac{x^* \dot{M}}{A [g d \rho_G (\rho_L - \rho_G)]^{1/2}} \leq 1 \quad (5.23)$$

Incropera (2002) liefert ein alternatives Kriterium:

$$Re = \frac{\rho_G w_G d}{\eta_G} < 35000 \quad (5.24)$$

Die Größe  $x^*$  beschreibt das Verhältnis vom Dampfmassenstrom zum Gesamtmassenstrom  $x^* = \dot{M}_G / \dot{M}$  in einem Querschnitt des Rohrs und wird auch „Strömungsdampfgehalt“ genannt. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass am Kollektorausstritt eine reine Dampfströmung vorliegt ( $x^* = 1$ ). Bei Stagnation treten am Eintritt in die Rohrleitungen Dampfgeschwindigkeiten von etwa 2 m/s auf (Abschnitt 5.1). Unter der Annahme eines Leitungsquerschnittes von  $d_i = 0.016$  m, wie er bei den Outdoor-Testsystemen zum Einsatz kam, ergeben sich nach (5.23) und (5.24) Werte von  $w_G^* = 0.233$  und  $Re = 4610$ . Auch für alle anderen sinnvollen Strömungsquerschnitte werden die Bedingungen für eine Schichtenströmung erfüllt. Beachtet werden muss auch, dass die Strömungsgeschwindigkeit mit der Laufweite innerhalb des Rohrs immer weiter abnimmt (Huhn, 1975). Daher wird im Folgenden nur noch auf diese Art der Zweiphasenströmung in waagerechten Rohrleitungen eingegangen.

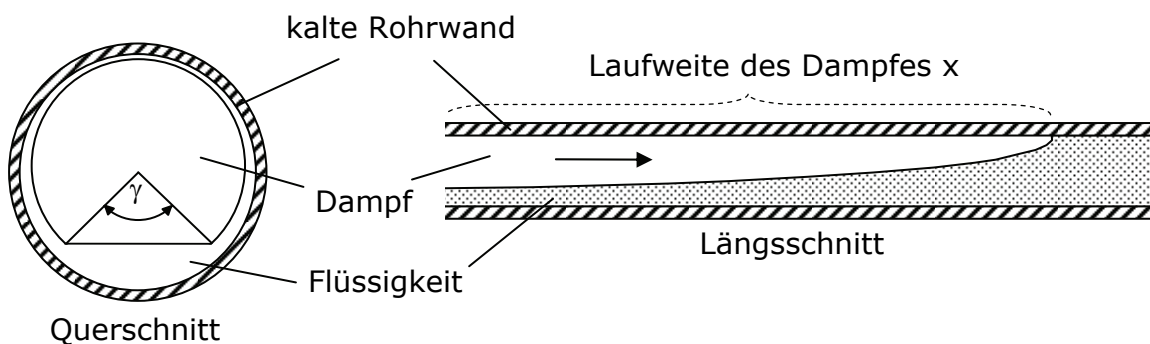


Abbildung 5.18: Filmkondensation in einem waagerechten Rohr nach Collier (1994).

Zur Berechnung des Wärmeübergangs bei Schichtenströmung muss berücksichtigt werden, dass das Kondensat von der Rohrwand nach unten abfließt und sich am Boden des Rohrs sammelt (Abbildung 5.18). Unter Berücksichtigung des

Druckabfalls in Strömungsrichtung des Dampfes füllt das Kondensat am Ende des Rohrs den gesamten Querschnitt aus, wie auf der rechten Seite von Abbildung 5.18 zu erkennen ist. Der Wärmeübergang ist maßgeblich von der Dicke des Bodenkondensats abhängig und berechnet sich nach Collier und Thome (1994) wie folgt:

$$\alpha = F(\gamma) \left( \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g \Delta h_v \lambda_L^3}{d \eta_L (\vartheta_s - \vartheta_0)} \right)^{1/4} \quad (5.25)$$

Je dünner die Dicke des Bodenkondensats, desto größer wird der Faktor  $F$  und der Wärmeübergang auf die Rohrwand verbessert sich. Für  $F$  existieren Tabellenwerte, die sich unter anderem in Collier und Thome (1994) und Stephan (1988) finden. Der Winkel  $\gamma$  ist allerdings messtechnisch kaum zu bestimmen. Baehr und Stephan (2006) schlagen für die praktische Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten die empirischen Gleichungen von Shah vor, die den Einfluss der Dampfströmung auf den turbulenten Kondensatfilm mit berücksichtigen. Für den örtlichen Wärmeübergang gilt:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left\{ (1 - x^*)^{0.8} + \frac{3.8 (1 - x^*)^{0.04} x^{*0.76}}{p^{+0.38}} \right\} \quad (5.26)$$

mit

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_L}, \quad Re = \frac{w_m d}{\nu_L}, \quad w_m = \dot{M} / \left( \rho_L \frac{\pi d^2}{4} \right), \quad Pr = \frac{\nu_L}{a_L}, \quad p^+ = \frac{p}{p_{cr}}$$

Die Größe  $a_L$  beschreibt die Temperaturleitfähigkeit der Flüssigkeit:

$$a_L = \frac{\lambda_L}{c_p \rho_L} \quad (5.27)$$

Der kritische Druck  $p_{cr}$  von Wasser liegt bei 22.12 MPa. Allerdings herrscht in der Literatur Unstimmigkeit über den Gültigkeitsbereich dieser Gebrauchsformel. Laut Baehr und Stephan (2006) ist das Berechnungsverfahren nach Shah gültig für Dampfgeschwindigkeiten von  $3 \text{ m/s} \leq w_G \leq 300 \text{ m/s}$  und Massenstromdichten von  $\dot{m} \geq 10,8 \text{ kg/m}^2\text{s}$  und  $\dot{m} \leq 210,6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Collier und Thome (1994) gibt den Gültigkeitsbereich für Massenstromdichten größer  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  an. Für langsame Dampfströmungen empfiehlt dieser das Verfahren nach Akers, wonach gilt:

$$Nu = C Re_e^n Pr_F^{1/3} \quad \text{mit} \quad Re_e = \frac{\dot{M}_e d}{\eta_L} \quad \text{und} \quad \dot{M}_e = \dot{M} \left( (1 - x^*) + x^* \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{1/2} \right) \quad (5.28)$$

Die Größen  $C$  und  $n$  werden je nach Strömungsform berechnet:

$$\begin{aligned} C &= 0.0265 \quad \text{und} \quad n = 0.8 \quad \text{für} \quad Re_e < 50000 \\ C &= 5.03 \quad \text{und} \quad n = 1/3 \quad \text{für} \quad Re_e > 50000 \end{aligned} \quad (5.29)$$

Da die bei Stagnation austretenden Dampfproduktionsleistungen zu Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich von 2 m/s und Massenstromdichten von 4 kg/m<sup>2</sup>s führen, scheint das Bestimmungsverfahren nach Akers besser geeignet.

## 6 Beurteilung der Messverfahren

Wie in Kapitel 2 erläutert wurde, wird für die experimentelle Bestimmung der DPL stagnierender Kollektoren die maximale Dampfreichweite in den Rohrleitungen erfasst und über die vorab gemessenen Rohrleitungsverluste die DPL berechnet. Dieses Verfahren wird allgemein angewandt, wurde aber bisher keiner kritischen Betrachtung unterzogen. Eine Unsicherheitsquelle ergibt sich aus der Bestimmung der Rohrleitungsverluste auf einem vergleichsweise niedrigen Temperaturniveau mit flüssigem Wärmeträger. Welche Rohrleitungsverluste ergeben sich also, wenn sich anstelle einer Flüssigkeitsströmung eine Zweiphasenströmung in den Rohrleitungen ausbildet? Durch die direkte Ableitung der DPL aus den Rohrleitungsverlusten ergeben sich dadurch möglicherweise Ungenauigkeiten in der DPL-Bestimmung.

Bei der Bestimmung der DPL blieben bisher zwei dynamische Effekte unberücksichtigt: Vor dem Erreichen der maximalen Dampfreichweite wandert die Dampffront durch die kalte Rohrleitung und erwärmt diese dabei. Zum anderen zeigt die Ausbreitung des Dampfes, dass die Dampfproduktion im Kollektor und die Kondensation in die Rohrleitung noch nicht im Gleichgewicht stehen. Diese Restdampfströmung muss bei der Berechnung der DPL einbezogen werden.

Bei der Ermittlung der Restflüssigkeitsmenge im Kollektor aus der DR und dem DV nach den in Abschnitt 2.5 beschriebenen Methoden wird davon ausgegangen, dass die Rohrleitungen zwischen den Kollektoranschlüssen und der ermittelten maximalen Dampfreichweite komplett dampfgefüllt sind. Bei genauerer Betrachtung findet sich aber, dass durch die Dampfkondensation an der kalten Rohroberfläche das Kondensat einen Teil des Rohrvolumens einnimmt und damit das Dampfvolumen in den Rohrleitungen überschätzt wird. Die aus der Messung des Gesamtdampfvolumens abgeleitete Restflüssigkeitsmenge im Kollektor wird dadurch unterschätzt. Ob dieser Effekt vernachlässigt werden kann, soll im zweiten Teil dieses Kapitels geklärt werden.

### 6.1 Stationäre und instationäre Bestimmung der Dampfproduktionsleistung

Das standardmäßige Verfahren zur Bestimmung der Dampfproduktionsleistung wurde in Abschnitt 2.4 bereits kurz beschrieben. Die DPL des Kollektors wird indirekt über die Verlustleistung der Rohrleitungen bestimmt. Der einfache experimentelle Ansatz geht davon aus, dass im Moment der maximalen Dampfreichweite  $s_{G,max}$  auch die maximale Dampfproduktionsleistung  $P_G$  des Kollektorfeldes erreicht ist:

$$P_{G,stat} = \rho_G w_{G,e} A_i \Delta h_v = \dot{Q}_R = \dot{Q}_R^* \cdot s_{G,max} \quad (6.1)$$

$P_{G,stat}$	Stationäre, maximale DPL	W/m <sup>2</sup> K
$\rho_G$	Dichte des Dampfes	kg/m <sup>3</sup>
$w_{G,e}$	Dampfgeschwindigkeit am Rohrleitungseintritt	m/s
$A_i$	Innenquerschnitt der Rohrleitung	m <sup>2</sup>
$\Delta h_v$	Verdampfungsenthalpie	J/kg
$\dot{Q}_R$	Wärmeverlustleistung der dampfgefüllten Rohrleitung	W
$\dot{Q}_R^*$	Wärmeverluste der Rohrleitung pro Meter	W/m
$s_{G,max}$	Maximale Dampfreichweite	m

Allerdings bleibt dabei unberücksichtigt, dass während der Dampfausbreitung innerhalb der Rohrleitung zusätzliche dynamische Effekte auftreten, die nicht mit der Bestimmung der Dampfreichweite erfasst werden (Abbildung 6.1). Denkbar ist somit eine höhere Dampfproduktionsleistung, schon bevor die maximale Dampfreichweite erreicht wird.

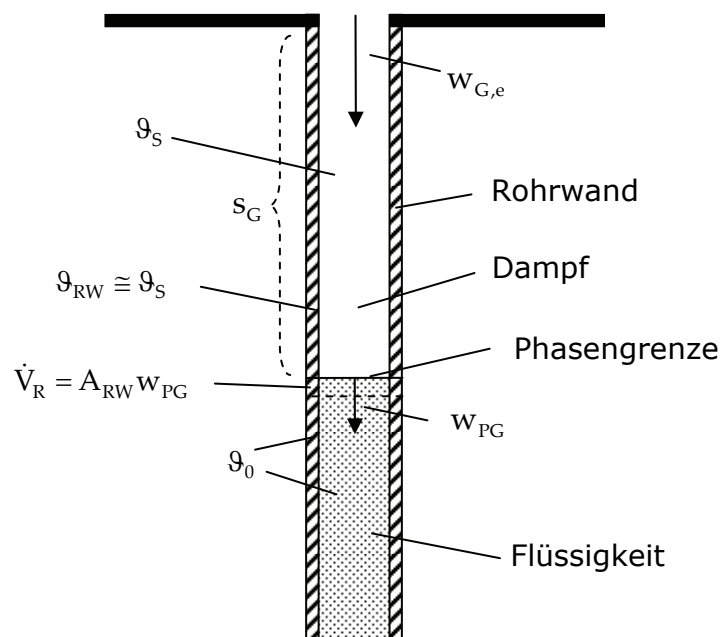


Abbildung 6.1: Bewegung der Dampffront während der Stagnation.

Abbildung 6.1 enthält neben den bereits genannten Größen folgende Bezeichnungen:

$w_{PG}$	Ausbreitungsgeschwindigkeit der Phasengrenze	m/s
$\dot{V}_R$	Volumenänderung des erhitzten Rohrleitungsstücks	m <sup>3</sup> /s
$A_{RW}$	Querschnittsfläche der Rohrwand	m <sup>2</sup>
$s_G$	Dampfreichweite	m
$\vartheta_s$	Sattdampf Temperatur	°C
$\vartheta_0$	Temperatur der kalten Rohrwand	°C

Im instationären Fall muss berücksichtigt werden, dass sich die Dampffront mit einer Ausbreitungsgeschwindigkeit  $w_{PG}$  durch die Rohrleitungen mit dem Innenquerschnitt  $A_i$  bewegt. Zur Vereinfachung wird von einer klaren Trennung der Gas- und Flüssigkeitsphase an der Phasengrenze ausgegangen. Dieser Anteil der Dampfströmung, im Folgenden als Restdampfströmung bezeichnet, wird vom Kollektor produziert, jedoch nicht durch die Wärmeverluste der Rohrleitungen dissipiert und muss daher der Dampfproduktionsleistung hinzugerechnet werden. Für die Leistung der Restdampfströmung  $P_{flow}$  gilt:

$$P_{flow} = \rho_G w_{PG} A_i \Delta h_v \quad (6.2)$$

Ein weiterer instationärer Effekt wird durch die Kapazität der Rohrleitungen hervorgerufen. Das von der Dampffront erreichte Rohrleitungsstück hat zunächst eine geringere Temperatur als der Dampf selbst und wird von diesem aufgeheizt. Die zeitliche Änderung des Volumens dieses Rohrleitungsstücks wird  $\dot{V}_R$  genannt und ist umso größer, je höher die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Dampffront  $w_{PG}$  ist. Die für die Erwärmung der Rohrleitung benötigte Leistung  $P_{kap}$  ergibt sich wie folgt:

$$P_{kap} = c_{RW} \rho_{RW} A_{RW} w_{PG} \Delta \vartheta \quad \text{mit} \quad \Delta \vartheta = \vartheta_s - \vartheta_0 \quad (6.3)$$

Hierbei ist  $A_{RW}$  die Querschnittsfläche,  $\rho_{RW}$  die Dichte und  $c_{RW}$  die Wärmekapazität der Rohrwand.  $\vartheta_s$  bezeichnet die Temperatur des Sattedampfes und  $\vartheta_0$  die Temperatur der kalten Rohrwand vor der Ankunft der Phasengrenze. Somit ergibt sich im instationären Fall für die Bestimmung der Dampfproduktionsleistung:

$$P_{G,instat} = \dot{Q}_R^* \cdot s_G + P_{flow} + P_{kap} \quad (6.4)$$

Im Moment der maximalen Dampfreichweite ist  $w_{PG} = 0$  und es ergibt sich der stationäre Sonderfall (6.1). In den Abschnitten 6.1.2 und 6.1.3 wird der Einfluss der beiden Anteile  $P_{flow}$  und  $P_{kap}$  näher untersucht.

### 6.1.1 Einfluss der Rohrleitungsverluste bei Stagnation

In diesem Abschnitt soll geklärt werden, welchen Einfluss die in Kapitel 5 dargestellten Kondensationsvorgänge auf den inneren Wärmeübergang der Rohrleitung haben und welche Ungenauigkeit in der Bestimmung des gesamten Verlustwärmestroms der Rohrleitungen sich daraus ergibt. Das gebräuchliche Verfahren zur experimentellen Bestimmung der Rohrleitungsverluste für Stagnationsversuche ist detailliert in Eggert (2005) beschrieben. Es hat sich gezeigt, dass der berechnete Wärmeverluststrom recht gut mit den experimentellen Werten übereinstimmt, wenn die Dämmung der Rohrleitung sehr sorgfältig ausgeführt wurde. In realen Anlagen ist dies nicht immer der Fall.



Die experimentelle Bestimmung der Rohrleitungsverluste wird mit flüssigem Solarfluid auf einem Temperaturniveau möglichst nahe am Siedepunkt durchgeführt, die Temperaturspreizung zwischen Flüssigkeit und Umgebung beträgt etwa 70 K. Die Flüssigkeitsströmung in den Rohren ist dabei turbulent. Das hier dargestellte rechnerische Verfahren folgt den Ausführungen in VDI (2002) Abschnitt Ga. Der innere Wärmeübergangskoeffizient wird für den hochturbulenten Bereich ( $Re > 10^4$ ) nach mit dem Ansatz von Gnielinski berechnet:

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{mit } \xi = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^2 \quad (6.5)$$

Nach Remmers (2001) wird im Low-Flow-Betrieb der Rohrlängendurchmesser so gewählt, dass sich eine Strömungsgeschwindigkeit von etwa  $w_L \cong 0.35 \text{ m/s}$  ergibt (vgl. hierzu Anhang A.3), was einer Reynoldszahl von ca. 7800 und damit nach VDI (2002) noch dem Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung entspricht. Bei diesen Volumenströmen werden in der Regel auch die Messungen zur Bestimmung der Rohrleitungsverluste durchgeführt. Nach VDI (2002) wird für den Übergangsbereich ab  $Re > 2300$  und  $1.5 < Pr < 500$  folgender Ansatz empfohlen:

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \quad (6.6)$$

Der sich daraus ergebende Zusammenhang von innerem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{i,L}$  bei Betrieb mit flüssigem Wärmeträger (Tyfocor LS,  $100^\circ\text{C}$ ) und der Strömungsgeschwindigkeit  $w_L$  ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Im Low-Flow-Betrieb ergibt sich ein  $\alpha_{i,L}$  von etwa  $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Bezugsfläche ist die Innenoberfläche der Rohrleitung.

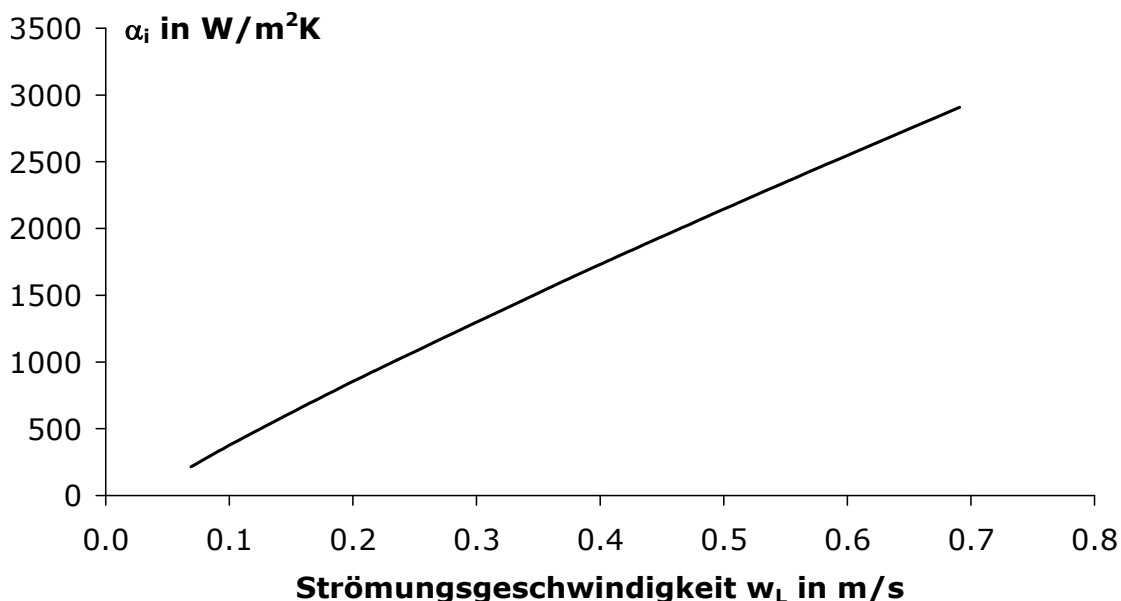


Abbildung 6.2: Innere Wärmeübergangskoeffizient bei Durchströmung mit flüssigem Wärmeträger nach Gleichung (6.6).

Mit Hilfe der in Kapitel 5 dargestellten theoretischen Grundlagen zur Dampfströmung in Rohrleitungen werden nun die Wärmeübergangskoeffizienten vom Fluid auf das Rohr für die verschiedenen Kondensationsformen innerhalb des Rohres berechnet. Hierbei wird von einer Umgebungstemperatur von 25°C und einer Dampftemperatur von 140°C ausgegangen. Die verwendeten Stoffwerte sind in Anhang A.4 dargestellt. Die Dimensionen der berechneten Rohrleitung entsprechen den Abmessungen, wie sie auch bei den Outdoor-Testsystemen eingesetzt wurden<sup>15</sup>.

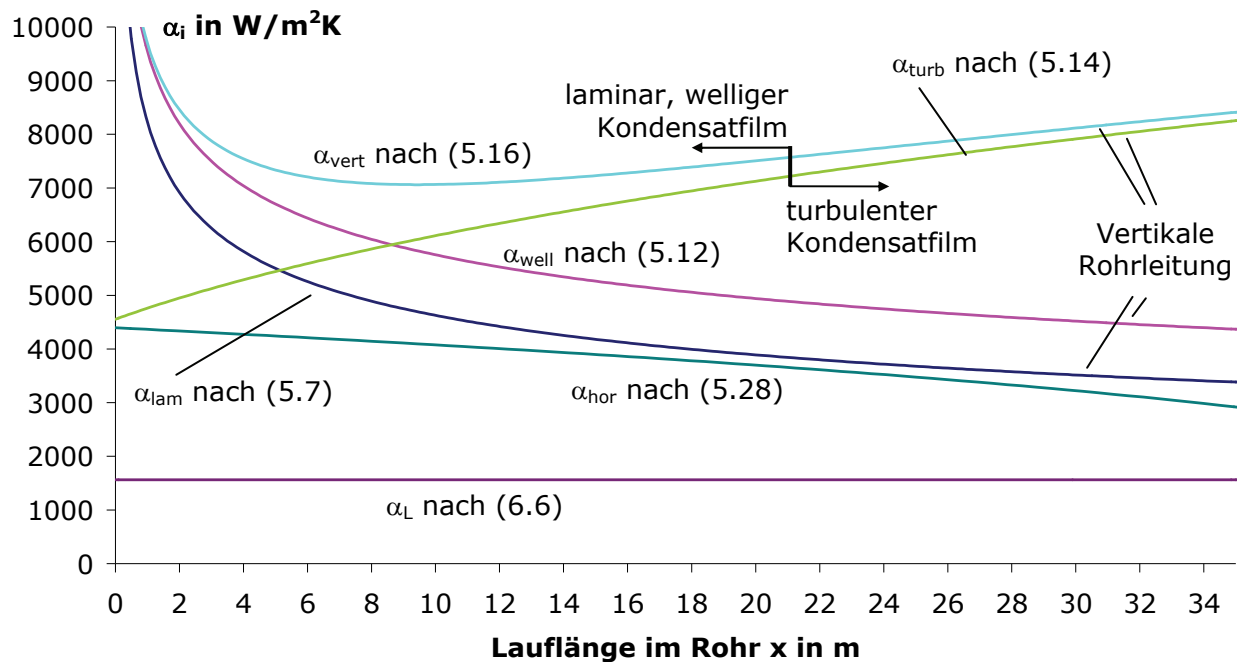


Abbildung 6.3: Innerer Wärmeübergang vom Fluid auf das Rohr bei verschiedenen Strömungs- und Kondensationsformen.

Abbildung 6.3 zeigt den Verlauf der verschiedenen Wärmeübergangskoeffizienten bei zunehmender Lauflänge  $x$  innerhalb der Rohrleitung. Maßgeblich für den realen Wärmeübergang bei Stagnation sind die Kurven  $\alpha_{\text{hor}}$  (horizontale Rohrleitung) und  $\alpha_{\text{vert}}$  (vertikale Rohrleitung). Bei der vertikalen Strömung kommt es durch die Verdickung des Kondensatfilms zunächst zu einer Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten, bis sich durch den Umschlag von einer laminar welligen zu einer turbulenten Kondensatströmung der Wärmeübergang wieder verbessert. Nach (5.11) wird der wellige Kondensatfilm ab einer  $Re = 400$  turbulent. Im dargestellten Fall geschieht dies ab einer Lauflänge von 20.5 m. Das Kondensat an der Rohrwand hat an dieser Stelle eine Dicke von 0.2 mm.

Innerhalb der horizontalen Leitung wird der Kondensatfilm am Boden der Leitung mit zunehmender Lauflänge immer dicker und der Wärmeübergangskoeffi-

<sup>15</sup> Kupferrohr, Innendurchmesser 16 mm, Wandstärke 1 mm, Dämmstärke 36 mm, Wärmeleitfähigkeit der Dämmung 0.05 W/mK.

zient niedriger. Der kleinste Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich bei der reinen Flüssigkeitsströmung.

Aus diesen Ergebnissen kann ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient für die vertikale Rohrleitung von etwa  $7500 \text{ W/m}^2\text{K}$  abgeschätzt werden. Für die horizontale Rohrleitung ergibt sich ein Wert von etwa  $4000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Bei einer beliebig geneigten Rohrleitung liegt der Wärmeübergangskoeffizient zwischen diesen beiden Werten.

Die Auswirkungen des inneren Wärmeübergangs auf die Gesamtverluste der Rohrleitungen sind erwartungsgemäß sehr gering. Die Berechnung der Verlustleistung nach Gleichung (4.16) mit  $\alpha_{i,L} = 1500 \text{ W/m}^2\text{K}$  und  $\alpha_{i,G} = 7500 \text{ W/m}^2\text{K}$  liefert eine Differenz von lediglich 0.3%. Viel entscheidender ist allerdings die Auswirkung auf das Dampfvolumen innerhalb der Rohrleitungen, was im Abschnitt 6.2 ausführlich diskutiert wird.

### 6.1.2 Einfluss der Geschwindigkeit der Dampffront

Bei der konventionellen DPL-Messmethode bleibt der Leistungsanteil der Restdampfströmung  $P_{\text{flow}}$  nach (6.2) unberücksichtigt. In einem Stagnationsversuch unter dem Sonnensimulator am Kollektor S-VRK wurde die DPL aus der Dampfreichweite ( $P_{\text{stat}}$ ) und zusätzlich die Strömungsgeschwindigkeit der Dampffront ( $w_{\text{PG}}$ ) aus der Temperaturverteilung auf den Rohrleitungen bestimmt. Der geglättete Leistungs- und Geschwindigkeitsverlauf ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

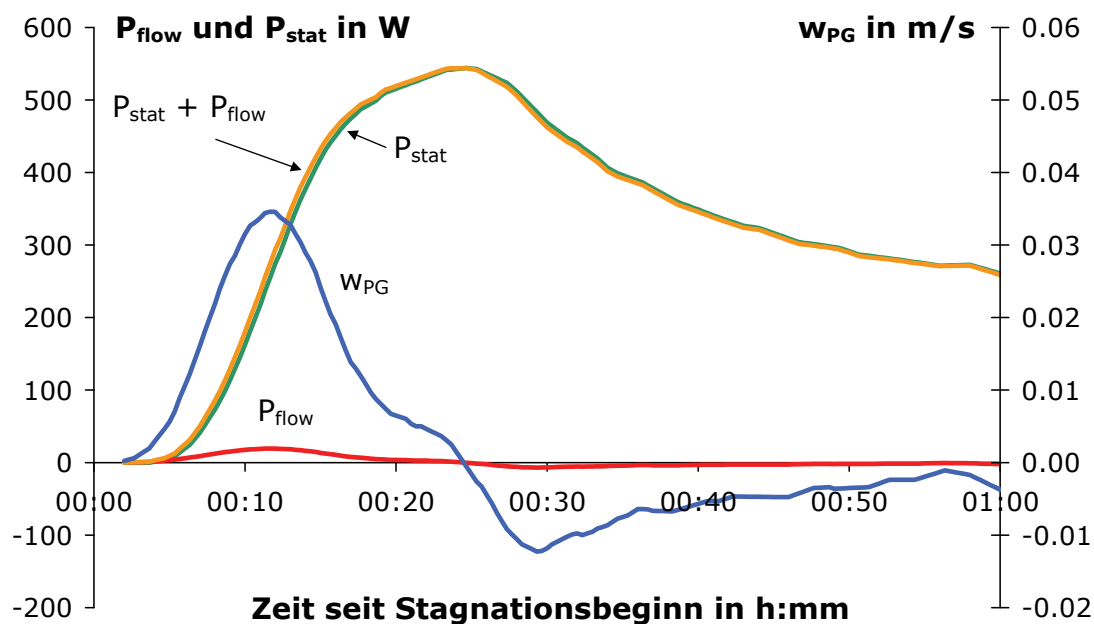


Abbildung 6.4: Einfluss der Restdampfströmung auf die Dampfproduktionsleistung.

Die Dampffront erreichte in diesem Versuch eine maximale Ausbreitungsgeschwindigkeit  $w_{PG}$  von knapp  $0.035 \text{ m/s}^{16}$ , was zu einer Leistung der Restdampfströmung  $P_{flow}$  von etwa  $20 \text{ W}$  führt. Da die maximale, stationäre Dampfproduktionsleistung knapp  $550 \text{ W}$  beträgt, ergibt sich bei der Addition beider Anteile keine relevante Änderung im Verlauf der Dampfproduktionsleistung. Da der hier untersuchte Kollektor eine vergleichsweise hohe Ausbreitungsgeschwindigkeit der Dampffront und damit auch eine große Restdampfströmung aufweist, ist allgemein nicht damit zu rechnen, dass bei anderen Kollektoren und Kollektorfeldern die Addition der beiden Anteile  $P_{stat}$  und  $P_{flow}$  in einer frühen Stagnationsphase die bei maximaler Dampfreichweite erreichte stationäre DPL übersteigen wird. Daher kann die Bewegung der Dampffront bei der Bestimmung der maximalen DPL vernachlässigt werden.

### 6.1.3 Einfluss der Rohrleitungskapazität

Da die Temperatur der Rohrleitungen zu Stagnationsbeginn unterhalb der Satt-dampf-temperatur liegt, muss die sich ausbreitende Dampffront die Leitungen zunächst erwärmen und verliert auf diese Weise Leistung nach Gleichung (6.3). Unter dem Simulator wurde dazu ein Versuch an dem Kollektor S-VRK durchgeführt; einmal betrug die mittlere Temperatur der Solarkreisrohre etwa  $30^\circ\text{C}$ , in einem zweiten Versuch ca.  $80^\circ\text{C}$ . Durch den Vergleich der Dampfproduktionsleistungen sollte der reale Effekt unterschiedlicher Rohrleitungskapazitäten untersucht werden. In Abbildung 6.5 sind die gemessenen DPL ( $P_{stat}$ ) und die Summen aus  $P_{stat}$  und  $P_{kap}$  aufgetragen.

Der Unterschied in den gemessenen, stationären DPL-Maximalwerten bei verschiedenen Anfangstemperaturen der Solarkreisrohre  $P_{stat,30^\circ\text{C}}$  und  $P_{stat,80^\circ\text{C}}$  beträgt lediglich 3%. Der theoretische Ansatz (6.3), der die Rohrleitungskapazität berücksichtigt, würde bei kalten Leitungen zu einer 60% größeren maximalen Dampfproduktionsleistung führen. Dass der Einfluss der Rohrleitungskapazität überschätzt wird, zeigt sich daran, dass die addierten Kurvenverläufe  $P_{stat,30^\circ\text{C}} + P_{kap,30^\circ\text{C}}$  und  $P_{stat,80^\circ\text{C}} + P_{kap,80^\circ\text{C}}$  stark voneinander abweichen. Ein Unterschied der Rohrleitungstemperaturen zu Beginn des Versuchs von lediglich  $5 \text{ K}$  würde hier zur Gleichheit der Kurvenmaxima führen.

---

<sup>16</sup> Wie in Huhn und Wolf (1975) beschrieben, nimmt, hervorgerufen durch Kondensationseffekte, die Dampfgeschwindigkeit mit der Laufweite innerhalb der Rohrleitung immer mehr ab. Daher ist die Dampfgeschwindigkeit am Rohrleitungseintritt bedeutend größer als die Geschwindigkeit der Phasengrenze.

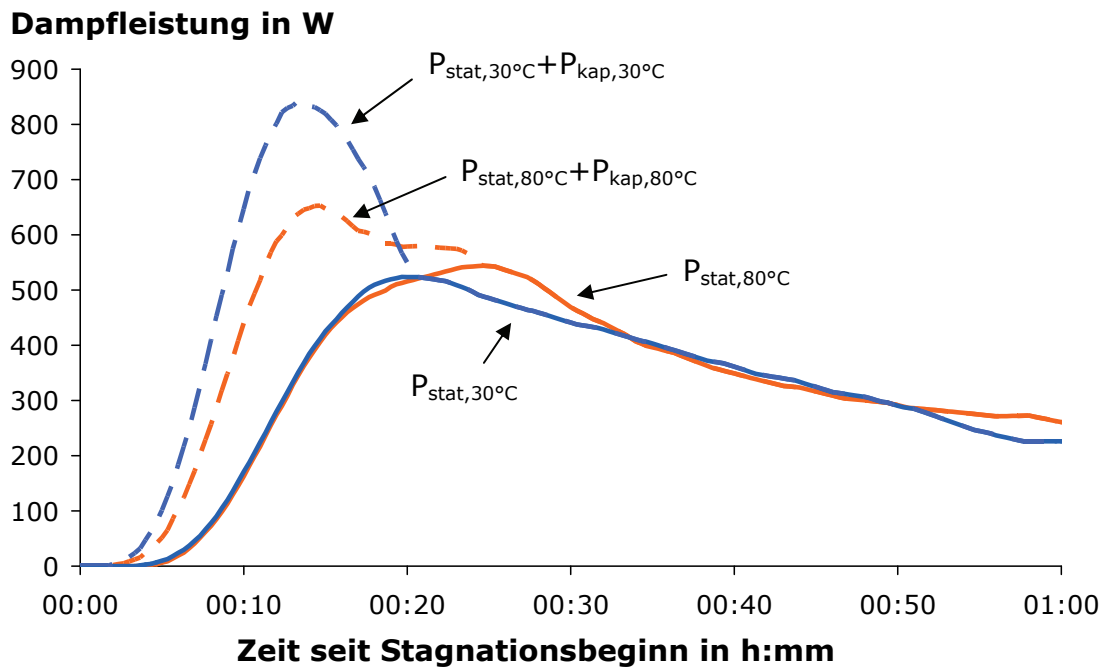


Abbildung 6.5: DPL-Messung mit heißen und kalten Rohrleitungen.

Für diese Abweichung gibt es eine anschauliche Erklärung. Bevor die erste Dampfblase entsteht, erhitzt sich die Flüssigkeit innerhalb des Kollektors, bis ein Teil durch die Dampfbildung aus dem Kollektor gedrückt wird. Diese heiße Flüssigkeit schiebt der Dampf durch die Rohrleitungen vor sich her. So erwärmen sich die Rohrleitungen, bevor der Dampf diese Stellen erreicht. Der hier gemessene geringe Einfluss der Rohrleitungskapazität stimmt auch mit den Erfahrungen der Stagnationsmessungen des Fraunhofer ISE überein. Rommel (2006b) beziffert den Unterschied in der maximalen DPL bei Versuchen mit kalten und heißen Rohrleitungen auf unter 10%.

#### 6.1.4 Folgerungen für das Messverfahren

Die bisher gängige Ableitung der Dampfproduktionsleistung aus der maximalen Dampfreichweite und den Rohrleitungsverlusten stellt ein gutes Messverfahren dar und bedarf keiner grundlegenden Änderung. Weder die Restdampfströmung, noch die Kapazität der Rohrleitungen hat einen großen Einfluss auf die DPL und kann somit unberücksichtigt bleiben. Bei Indoor-Versuchen sollte lediglich darauf geachtet werden, dass zu Versuchsbeginn immer eine annähernd gleiche Rohrtemperatur gegeben ist. Bei Outdoor-Versuchen muss eine zusätzliche Messunsicherheit berücksichtigt werden.

Zwar hat der Unterschied zwischen einer Dampfströmung und einer Flüssigkeitsströmung innerhalb der Rohrleitung kaum einen Einfluss auf die Verlustleistung der Rohrleitungen, allerdings ist die Extrapolation der gemessenen Rohrleitungsverluste bei  $\Delta T \cong 70\text{K}$  auf den stagnationsrelevanten Bereich bei  $\Delta T \cong 115\text{K}$  schwierig. Wie Ochs et al. (2004) zeigt, ist die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit der Dämmung stark abhängig vom Feuchtegehalt des Dämmstoff-

fes. Gerade bei Outdoor-Experimenten, wie sie bei den Testdachversuchen unternommen wurden, kann dies die Wärmeverluste der Rohrleitungen vergleichsweise stark beeinflussen.

## 6.2 Bestimmung der Restflüssigkeitsmenge

Für die Berechnung der Restflüssigkeitsmenge (RFM) innerhalb des Kollektorfeldes muss das in den Rohrleitungen vorhandene Dampfvolumen bekannt sein. Bei dem Messverfahren wird vereinfachend davon ausgegangen, dass eine scharfe Phasengrenze existiert, bis zu der die Rohrleitungen komplett dampfgefüllt sind. In Abschnitt 5.2 wurde gezeigt, dass durch Kondensation ein Flüssigkeitsfilm an der Rohrrinnenseite entsteht, der das Dampfvolumen reduziert. Die hier dargestellte Berechnung gilt für den Rohrrinnendurchmesser (16 mm) und die Dämmstärke (100%), wie sie bei den Versuchen an den Outdoor-Testsystemen zum Einsatz kamen.

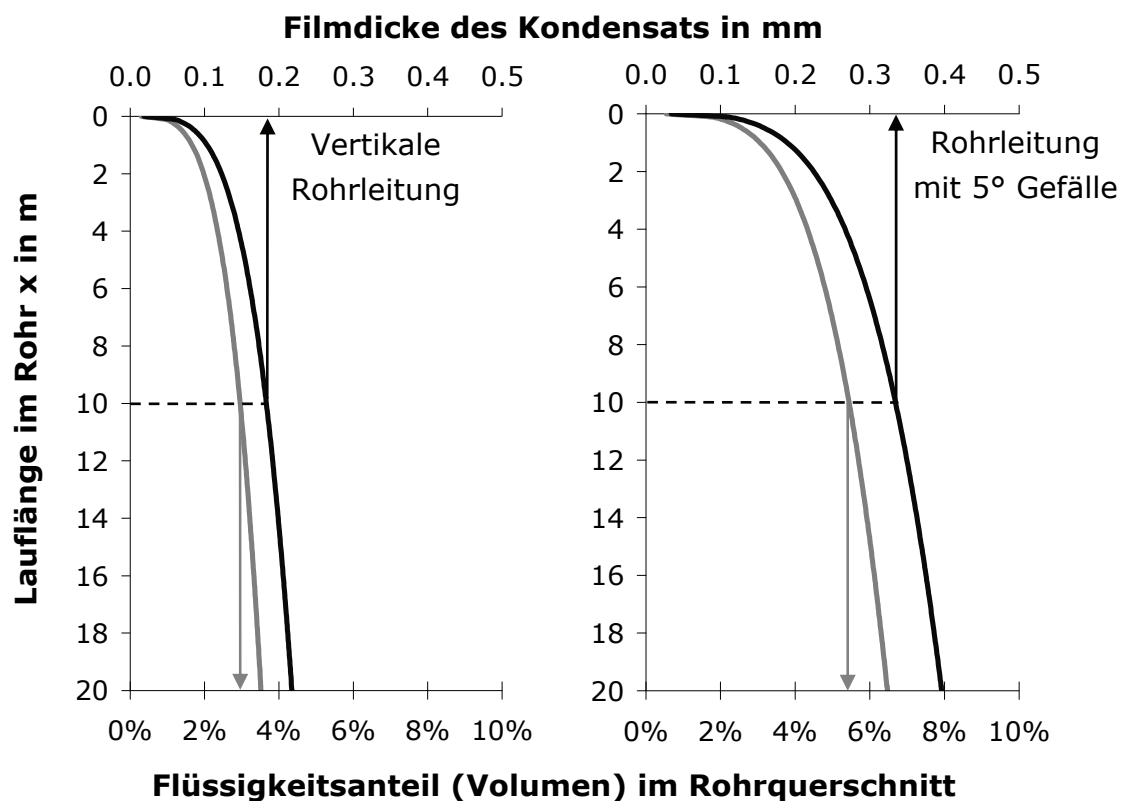


Abbildung 6.6: Filmdicke des Kondensats und Flüssigkeitsanteil in der Rohrleitung eines vertikalen und um 5° geneigten Rohres.

Die Dicke des Kondensatfilms nach (5.6) über der Lauflänge innerhalb der Rohrleitung ist in Abbildung 6.6 aufgetragen. Bei Indoor-Messungen unter dem Sonnensimulator werden meist Rohrwendeln eingesetzt, die ein Gefälle von lediglich 5° aufweisen. Für diesen Fall ist bei der Berechnung der Filmdicke die in Gleichung (5.6) auftretende Fallbeschleunigung  $g$  durch die wandparallele Komponente  $g \cos \alpha$  zu ersetzen. Innerhalb des vertikalen Rohres bildet sich nach 10 Me-

tern eine Filmdicke von 0.15 mm aus und der Dampfanteil in der Rohrleitung ist um 3.7% reduziert. In der Rohrwendel mit 5° Neigung beträgt die Filmdicke nach 10 Metern 0.27 mm und reduziert damit das Dampfvolumentum um 6.7%. Ausgehend von einer Dampfreichweite von 20 Metern summiert sich der Flüssigkeitsanteil in der Rohrleitung auf 3.5% (90° Rohrneigung) bzw. 6.4% (5° Röhrenneigung)

Diese Berechnungen wurden unter Annahme eines reinen Wasserfilms durchgeführt. Für ein Wasser-Glykol-Gemisch ergibt sich eine größere Filmdicke, vor allem durch die erhöhte Viskosität. Wenn in Stagnationsversuchen zudem noch Edelstahlwellrohre mit geringem Gefälle eingesetzt werden, ist mit einem noch größeren Flüssigkeitsanteil zu rechnen, da sich die Flüssigkeit in den Rohrrillen sammeln kann.

Die Bestimmung der RFM geschieht nach (2.13), die Bestimmung der Messunsicherheit nach (2.14). Abbildung 6.7 zeigt typische Messwerte der Simulatorversuche am Kollektor S-VRK. Die bei dem Messverfahren auftretenden Standardunsicherheiten sind Kapitel 2 entnommen. Die Standardunsicherheit des Dampfvolumentums pro Meter Rohrleitung  $\sigma V_R^*$  ergibt sich durch den Kondensatfilm innerhalb der Rohrleitung. Streng genommen handelt es sich hier nicht um eine statistische Messunsicherheit, sondern einen systematischen Fehler, der durch eine Korrektur eliminiert werden könnte, wenn der Flüssigkeitsanteil in den Rohrleitungen in jedem Versuchsmoment bekannt wäre.

Bei Druckmaximum	Messwerte	rel. $\sigma$	abs. $\sigma$
$V_{\text{koll}}$ in l	4.2	2%	0.08
$V_G$ in l	5.5	5%	0.28
$s_G$ in m	20	5%	1.00
$V_R^*$ in l/m	0.2	5%	0.01
RFM in l	1.5	<b>27%</b>	0.40
Plateauphase	Messwerte	rel. $\sigma$	abs. $\sigma$
$V_{\text{koll}}$ in l	4.2	2%	0.08
$V_G$ in l	4.5	5%	0.23
$s_G$ in m	2	50%	1.00
$V_R^*$ in l/m	0.2	5%	0.01
RFM in l	1.0	<b>31%</b>	0.31

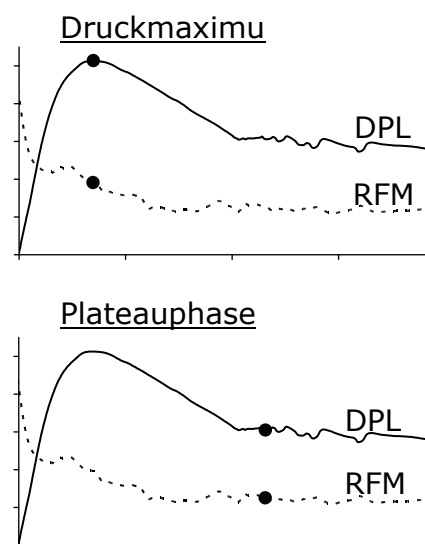


Abbildung 6.7: Standardmessunsicherheit  $\sigma$  der RFM bei typischen Messwerten am Kollektor S-VRK.

Sowohl bei Maximaldruck, also um den Zeitpunkt der maximalen Dampfproduktionsleistung herum, als auch in der Plateauphase ergeben sich erhebliche Standardmessunsicherheiten der RFM. Bei Maximaldruck beträgt die Messunsicherheit 27%, in der Plateauphase 31%. Die systematische Überschätzung des



Dampfvolumens in den Rohrleitungen führt zu einer Unterschätzung des RFM im Kollektor von 13% (Durckmaximum) bzw. 2% (Plateauphase). In der Plateauphase hat aufgrund der sehr geringen Dampfreichweite der Fehler  $\sigma V_R^*$  kaum einen Einfluss auf die Gesamtunsicherheit der RFM. Wird dieser systematische Fehler korrigiert ( $\sigma V_R^* = 0$ ), verbleibt eine Standardmessunsicherheit der RFM von 23% und 31% in den verschiedenen Phasen. Diese Fehlerrechnung führt zu der Einschätzung, dass bei den vorhandenen Messunsicherheiten die Berechnung der RFM aus den Messgrößen Dampfreichweite und Dampfvolumen nur zu bedingt belastbaren Ergebnissen führt.

## 7 Vorhersage der Dampfproduktionsleistung und des Dampf volumens

Wie die experimentellen Untersuchungen in Kapitel 3 gezeigt haben, hängen die zentralen Größen zur Charakterisierung des Stagnationsverhaltens von vielen unterschiedlichen Variablen und Parametern ab. Einige davon sind die Leistungsfähigkeit des Kollektortyps, die interne und externe Kollektorfeldhydraulik, die Einstrahlungsbedingungen und die Umgebungstemperatur, der Systemdruck sowie der Neigungswinkel. Ziel eines Vorhersagemodells sollte es sein, möglichst viele dieser Parameter zu berücksichtigen.

Von Hausner et al. (2003) gibt es einen ersten Ansatz, mittels einer Regressionsanalyse die Abhängigkeit der Dampfproduktionsleistung von den Einflussgrößen Systemdruck und Bestrahlungsstärke zu berücksichtigen. Ähnlich wie in den hier dargestellten Ergebnissen (Kapitel 3) zeigte sich auch bei Hausner eine Abnahme der DPL mit steigendem Systemdruck und ein Zunahme der DPL mit der Bestrahlungsstärke. Die Ergebnisse der Outddor-Stagnationsversuche wurden zur besseren Vergleichbarkeit auf eine Bestrahlungsstärke von  $1200 \text{ W/m}^2$  und einen Anlagenfülldruck von 3,5 bar normiert. Bei diesen Bedingungen ergaben sich für die Einzelkollektoren je nach Güte des Entleerungsverhaltens DPL-Werte zwischen  $17$  und  $103 \text{ W/m}^2$ . Der getestete, direkt durchströmte Vakuumröhrenkollektor zeigte eine DPL<sup>17</sup> von  $128 \text{ W/m}^2$ . Die Untersuchung der Kollektorfelder mit einer Bruttofläche von  $24 \text{ m}^2$  beschränkte sich auf wenige Flachkollektortypen mit gutem Entleerungsverhalten. Die gemessenen DPL lagen zwischen  $31$  und  $44 \text{ W/m}^2$ .

Im Rahmen der Stagnationsuntersuchungen der Testdachanlagen wurden insgesamt 210 Versuche an drei Kollektortypen in sieben Verschaltungsvarianten durchgeführt. Die Feldverschaltungen führten zu unterschiedlich gutem Entleerungsverhalten (vgl. Kapitel 3). Diese experimentellen Ergebnisse bilden eine gute Basis, um daraus eine allgemeine Vorhersage der Dampfproduktionsleistung und des bei Stagnation entstehenden Dampf volumens für mittelgroße Kollektorfelder bis ca.  $30 \text{ m}^2$  unter realen Bedingungen abzuleiten.

In diesem Kapitel wird ein Modell vorgestellt, das den Einfluss der Leistungsfähigkeit des Kollektorfeldes, der Wetterbedingungen (Bestrahlungsstärke und

---

<sup>17</sup> Nicht eindeutig ist in Hausner et al. (2003) die Bezugsfläche, auf welche sich die spezifische Dampfproduktionsleistung bezieht. Genannt wir hier die „Kollektorfläche“. Dieser Begriff wird allerdings an vielen Stellen synonym zur „Bruttokollektorfläche“ verwendet. Die Bruttokollektorfläche ist gerade bei Vakuumröhrenkollektoren erheblich größer als die Aperturfläche. Dies würde den vergleichsweise geringen Wert der DPL des Vakuumröhrenkollektors in Hausner et al. (2003) erklären.

Umgebungstemperatur) und des Systemdrucks integriert. Die interne und externe Kollektorhydraulik sowie der Neigungswinkel beeinflussen in erster Linie das Entleerungsverhalten des Kollektorfeldes. Es ist kaum möglich, dieses durch wenige Parameter zu beschreiben. Welche Feldverschaltungen und Hydrauliken zu einem guten oder schlechten Entleerungsverhalten führen, wurde in den dargestellten Untersuchungsergebnissen (Abschnitt 3.2) sowie u. a. in den Veröffentlichungen Hausner et al. (2003) und Lustig (2002) ausführlich diskutiert.

## 7.1 Bestimmung der theoretischen Stagnationsleistung

Das Modell zur Vorhersage der Dampfproduktionsleistung soll folgende Parameter und Variablen berücksichtigen:

- Kollektorwirkungsgrad  $\eta$
- Bestrahlungsstärke in Kollektorebene  $G_T$
- Umgebungstemperatur  $\vartheta_a$
- Systemdruck bei Stagnation  $p_{\text{sys}}$

Die Bestrahlungsstärke und Umgebungstemperatur sind im Normalbetrieb bei erzwungener Kollektordurchströmung mit flüssigem Fluid direkt mit dem Wirkungsgrad des Kollektors verknüpft (vereinfacht wird ein stationärer Zustand angesetzt).

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{\bar{\vartheta}_{\text{koll}} - \vartheta_a}{G_T} - a_2 \frac{(\bar{\vartheta}_{\text{koll}} - \vartheta_a)^2}{G_T} \quad (7.1)$$

$\eta$	Kollektorwirkungsgrad	-
$\eta_0$	Konversionsfaktor	-
$a_1$	Temperaturunabhängiger Wärmeverlustkoeffizient	W/m <sup>2</sup> K
$a_2$	Temperaturabhängiger Wärmeverlustkoeffizient	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>
$G_T$	Bestrahlungsstärke in Kollektorebene	W/m <sup>2</sup>
$\bar{\vartheta}_{\text{koll}}$	Mittlere Wärmeträgertemperatur im Kollektor	°C
$\vartheta_a$	Umgebungstemperatur	°C

Während des Verdampfungsvorgangs wird nun modellhaft angenommen, dass das gesamte Zweiphasengemisch innerhalb des Kollektorfeldes Sattedampf temperatur  $\vartheta_s$  annimmt. Somit berechnet sich die theoretische Stagnationsleistung des Kollektorfeldes im Moment der maximalen Dampfreichweite nach:

$$P_{\text{stag}} = G_{T,\text{stag}} \eta_0 - a_1 (\vartheta_s - \vartheta_a) - a_2 (\vartheta_s - \vartheta_a)^2 \quad (7.2)$$

$P_{\text{stag}}$	Theoretische Stagnationsleistung	W/m <sup>2</sup>
$G_{T,\text{stag}}$	Wirksame Bestrahlungsstärke bei Stagnation	W/m <sup>2</sup>
$\vartheta_s$	Siedetemperatur des Wärmeträgers	°C

Die wirksame Bestrahlungsstärke  $G_{T,stag}$  ist nicht identisch mit der momentanen Bestrahlungsstärke zum Zeitpunkt der maximalen Dampfproduktionsleistung. Die Berechnung dieser Größe folgt in Abschnitt 7.2. Die Siedetemperatur der gängigen Wärmeträgermischung aus Wasser und Propylenglykol im Verhältnis 60%/40% berechnet sich im Moment der maximalen Dampfreichweite nach Gleichung (2.1). Wie die Versuche an den Outdoor-Testsystemen und die Untersuchungen am Fraunhofer ISE gezeigt haben (Rommel et al., 2007), kann es im Laufe des Stagnationsvorgangs zur Aufkonzentration des Wärmeträgergemisches im Kollektor kommen. Allerdings tritt die maximale Dampfproduktionsleistung fast immer zu einem vergleichsweise frühen Zeitpunkt nach Stagnationsbeginn auf, an dem noch keine nennenswerte Aufkonzentration stattgefunden hat. Daher liefert (2.1) eine gute Abschätzung der Siedetemperatur im Moment der maximalen Dampfproduktionsleistung.

Damit ist nun der Einfluss des Systemdrucks  $p_{sys}$ , welcher das Stagnationsverhalten in erster Linie über eine veränderte Siedetemperatur beeinflusst, mit berücksichtigt. Im realen Stagnationsfall ist die Temperaturverteilung innerhalb des Kollektors meistens nicht homogen. Die Messungen haben gezeigt, dass während des Stagnationsvorgangs im Kollektorfeld Zonen weit unterhalb der Siedetemperatur existieren können, die den Kollektorwirkungsgrad erhöhen. Andere Bereiche können mit überhitztem Dampf gefüllt sein, wodurch wiederum der Wirkungsgrad des stagnierenden Feldes herabgesetzt wird.

Mit der Auftragung der Dampfproduktionsleistung über der theoretischen Stagnationsleistung wird berücksichtigt, dass z. B. leistungsstarke Vakuumröhrenkollektoren im Stagnationszustand mit einem höheren Kollektorwirkungsgrad arbeiten und somit auch tendenziell eine höhere Dampfproduktionsleistung aufweisen. Ziel ist es nun, einen Zusammenhang zwischen der theoretischen Stagnationsleistung und der realen DPL zu finden, welche darüber hinaus nur noch vom Entleerungsverhalten beeinflusst wird.

## 7.2 Randbedingungen

Zwischen der ersten Dampfbildung innerhalb des Kollektorfeldes und dem Erreichen der maximalen Dampfproduktionsleistung können zwischen wenigen Minuten und mehreren Stunden vergehen. Daher stellt sich die Frage, welche wirksame Umgebungstemperatur und Bestrahlungsstärke für die Berechnung der theoretischen Stagnationsleistung aus den Messdaten zu Grunde gelegt wird. Entscheidend hierfür ist die Kollektorkapazität und die damit verknüpfte Kollektorzeitkonstante  $\tau_{koll}$ . Diese beschreibt, wie schnell die Kollektorleistung auf Temperatur- und Strahlungsschwankungen reagiert. Nach Fricke und Borst (1984) ist die Kollektorzeitkonstante eines stagnierenden Kollektors  $\tau_{koll,stag}$  bedeutend größer als die Zeitkonstante im durchströmten Normalbetrieb, wie sie z. B. in Kollektor-

tests bestimmt wird. Wird die Kollektorkapazität berücksichtigt, lautet die Energiebilanz des Kollektors:

$$C_{\text{koll}} \frac{d\bar{\vartheta}_{\text{koll}}}{dt} + \dot{q}_n = F' \left[ (\tau\alpha) G_T - U_L (\bar{\vartheta}_{\text{koll}} - \vartheta_a) \right] \quad (7.3)$$

$C_{\text{koll}}$	Kollektorwärmekapazität	J/m <sup>2</sup> K
$\bar{\vartheta}_{\text{koll}}$	Mittlere Wärmeträgertemperatur im Kollektor	°C
$\dot{q}_n$	Flächenbezogene Nutzwärmeleistung	W/m <sup>2</sup>
$F'$	Kollektorwirkungsgradfaktor	-
$\tau\alpha$	Effektives Transmissions-Absorptionsprodukt	-
$U_L$	Gesamtwärmeverlustkoeffizient des Kollektors	W/m <sup>2</sup> K

Im durchströmten Betrieb berechnet sich die Kollektorzeitkonstante  $\tau_{\text{koll}}$  näherungsweise nach

$$\tau_{\text{koll}} \cong C_{\text{koll}} / 2c_p \dot{m} \quad (7.4)$$

Für einen stagnierenden Kollektor leitet Fricke die Zeitkonstante  $\tau_{\text{koll,stag}}$  her:

$$\tau_{\text{koll,stag}} \cong C_{\text{koll}} / F' U_L \quad (7.5)$$

Für  $F' U_L$  kann angesetzt werden:

$$F' U_L = a_1 + a_2 (\vartheta_{\text{koll}} - \vartheta_a) \quad (7.6)$$

Werden mit (7.5), (7.6) und den aus Kollektorprüfungen<sup>18</sup> bekannten Werten für  $C_{\text{koll}}$  die Zeitkonstanten der stagnierenden Kollektoren  $\tau_{\text{koll,stag}}$  berechnet (mit  $\vartheta_{\text{koll}} = 140^\circ\text{C}$  und  $\vartheta_a = 25^\circ\text{C}$ ), ergibt sich für die beiden Flachkollektoren ein Wert von ca. 18 min, und für den Vakuumröhrenkollektor von 160 min. Alternativ dazu hat Hausner et al. (2003) die Zeitkonstante  $\tau_{\text{koll,stag}}$  durch einen Fit anhand von Messdaten bestimmt. Die wirksame Bestrahlungsstärke bei Stagnation  $G_{T,\text{stag}}$  wird als gewichtetes Mittel wie folgt definiert:

$$G_{T,\text{stag}} = \frac{\sum_{t=0}^{t_{\text{stag}}} G_T(t) \exp\left[(t - t_{\text{stag}}) / \tau_{\text{koll,stag}}\right]}{\sum_{t=0}^{t_{\text{stag}}} \exp\left[(t - t_{\text{stag}}) / \tau_{\text{koll,stag}}\right]} \quad (7.7)$$

Der Zeitpunkt der maximalen Dampfreichweite wird mit  $t_{\text{stag}}$  bezeichnet. Die Zeitkonstante  $\tau_{\text{koll,stag}}$  wird so gewählt, dass sich aus dem Vergleich der Regres-

---

<sup>18</sup> Wie Eisenmann (2004) zeigte, führen die verschiedenen, nach EN 12975-2 zulässigen Verfahren zur Bestimmung der effektiven Wärmekapazität von Sonnenkollektoren zu teilweise sehr unterschiedlichen Ergebnissen. Dies muss bei der Ableitung der Kollektorzeitkonstante aus der effektiven Wärmekapazität unbedingt beachtet werden.

sionsgraden (dargestellt in Abbildung 7.1 bis Abbildung 7.3) mit den Messwerten eine minimale Abweichung ergibt. Für das Vakuumröhrenkollektorfeld und die Flachkollektorfelder ergaben sich mit dieser Methode Zeitkonstanten von ca. 5 Minuten (FK2 und FK3) und 10 Minuten (VRK1)<sup>19</sup>. Die Bestrahlungsstärke vor Stagnationsbeginn bzw. in frühen Stagnationsphasen scheint also für die Höhe der erreichten maximalen Dampfproduktionsleistung vergleichsweise unerheblich zu sein. Werden die aus dem physikalischen Ansatz (7.5) gewonnenen Zeitkonstanten verwendet, ergeben sich sehr große Abweichungen zwischen den Modellgleichungen und den Messwerten. Daher wird bei den folgenden Berechnungen auf die aus der Minimierung der Reststreuung zwischen Regression und Messdaten gewonnenen Zeitkonstanten zurückgegriffen.

Die Umgebungstemperatur  $\vartheta_a$  unterliegt während eines Stagnationszyklus meistens nur geringen Schwankungen von max. 5 K. Daher wird für (7.2) das arithmetische Mittel der Umgebungstemperatur zwischen Stagnationsbeginn und dem Moment der maximalen Dampfproduktionsleistung angenommen. Die Siedetemperatur zum Zeitpunkt der maximalen DPL wird aus (2.1) berechnet.

### 7.3 Vorhersage der Dampfproduktionsleistung

In den folgenden Diagrammen sind die gemessenen Dampfproduktionsleistungen der 7 Kollektorfeldvarianten über der theoretischen Stagnationsleistung  $P_{\text{stag}}$  nach (7.2) aufgetragen. Die Versuche wurden bei unterschiedlichen Wetterbedingungen und verschiedenen Systemdrücken durchgeführt, so dass eine möglichst breite Streuung der theoretischen Stagnationsleistung erreicht wurde. Neben Tagen mit klarer und wolkenloser Einstrahlung wurden auch Tage mit stark schwankender Einstrahlungscharakteristik in die Auswertung einbezogen.

---

<sup>19</sup> In Hausner et al. (2003) haben sich für die Flachkollektoren Zeitkonstanten im Stagnationsfall von 1.5 min und für den Vakuumröhrenkollektor von 2.15 min ergeben.

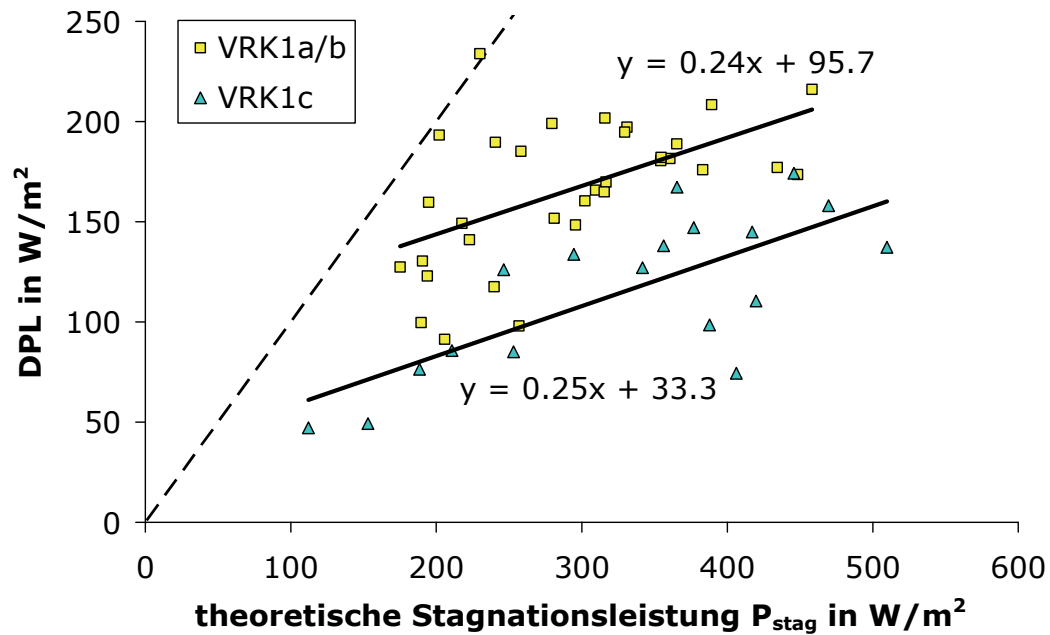


Abbildung 7.1: Gemessene Dampfproduktionsleistungen des Vakuumröhrenkollektorfeldes (VRK1) über der theoretischen Stagnationsleistung (Anzahl der Versuche: 33 und 18).

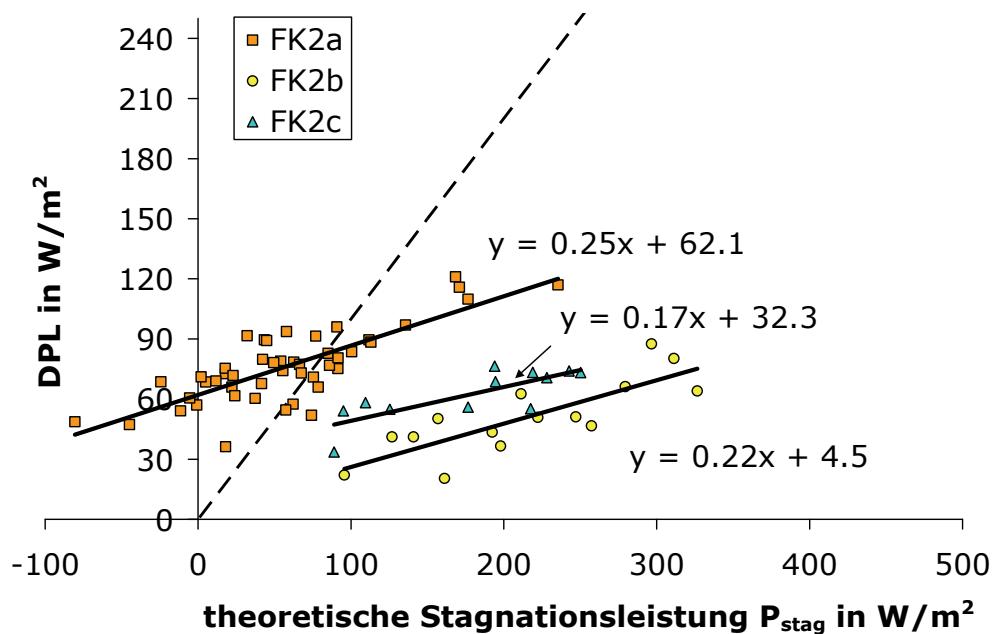


Abbildung 7.2: Gemessene Dampfproduktionsleistungen des Flachkollektorfeldes mit Harfengeometrie (FK2) über der theoretischen Stagnationsleistung (Anzahl der Versuche: 47, 15 und 12).

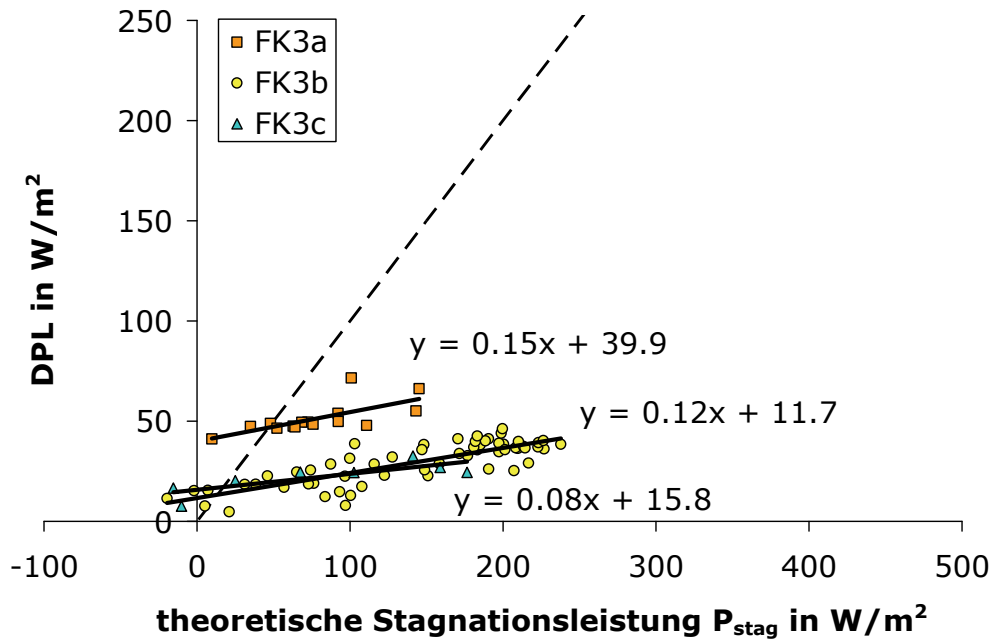


Abbildung 7.3: Gemessene Dampfproduktionsleistungen des Flachkollektorfeldes mit Mäandergeometrie (FK3) über der theoretischen Stagnationsleistung (Anzahl der Versuche: 15, 59 und 8).

Trotz der teilweise großen Schwankungsbreite der gemessenen Dampfproduktionsleistungen ist in Abbildung 7.1 bis Abbildung 7.3 ein deutlicher Trend zu erkennen. Wie zu erwarten war, steigt die Dampfproduktionsleistung mit der theoretischen Stagnationsleistung an. Darüber hinaus weisen alle linearen Ausgleichsgeraden einen nennenswerten Achsenabschnitt auf, d.h. die Felder produzieren eine nicht unerhebliche Dampfmenge, obwohl die theoretische Stagnationsleistung Null ist. Besonders deutlich ist dies anhand der Messergebnisse der Variante FK2a zu erkennen, wo es trotz negativer theoretischer Stagnationsleistung zu DPL-Werten von 60 W/m<sup>2</sup> kommt. Erklärbar ist dieser Umstand mit der modellhaften Annahme, dass bei Stagnation die Kollektortemperatur gleich der Siedetemperatur des Fluids ist. Diese Annahme ist bei schlecht entleerenden Kollektoren oft nicht erfüllt, da die relativ große Restflüssigkeitsmenge innerhalb des Feldes die mittlere Fluidtemperatur stark herabsetzen kann.

Bei Messungen am Feld FK3a wurde dies bestätigt. Während innerhalb des oberen Teilfeldes Temperaturen nahe der Siedetemperatur gemessen wurden, lag das Temperaturniveau im unteren Teilfeld, dort wo sich Flüssigkeitssäcke bildeten, teilweise weit unterhalb von 100°C (vgl. hierzu Abschnitt 3.2.1). Bei den Stagnationsuntersuchungen des Fraunhofer ISE wurde auf dem Absorber eines Flachkollektors ebenfalls eine inhomogene Temperaturverteilung gemessen (Rommel, 2006).

Neben dem Achsenabschnitt  $b$  bestimmt die in den Diagrammen dargestellte Steigung  $m$  die resultierende Dampfproduktionsleistung DPL ( $DPL = m \cdot P_{\text{stag}} + b$ ). Die Geradensteigung  $m$  gibt Auskunft darüber, wie viel Prozent der Erhöhung der



theoretischen Stagnationsleistung in einen Anstieg der Dampfproduktionsleistung umgesetzt wird. Bei den Testdachversuchen lagen diese Werte zwischen 8% und 25%.

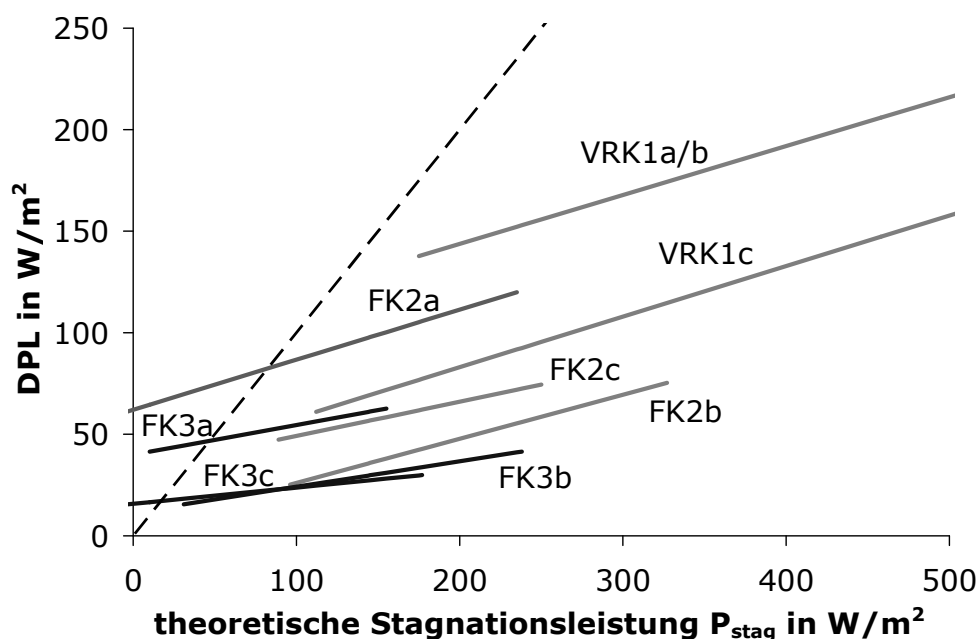


Abbildung 7.4: Regressionsgeraden der Dampfproduktionsleistungen der verschiedenen Kollektorfeldvarianten.

In Abbildung 7.4 sind die ermittelten Regressionsgeraden nochmals vergleichend dargestellt. Start- und Endpunkte der Linien grenzen den Bereich ein, in dem Messungen vorgenommen wurden.

Für eine verallgemeinernde Darstellung werden nun drei Klassen gebildet mit hoher, mittlerer und geringer Dampfproduktionsleistung. Die Einteilung hängt in erster Linie von der Güte des Entleerungsverhaltens ab, die für eine sinnvolle Anwendung des Vorhersagemodells bekannt sein sollte<sup>20</sup>. Die Varianten VRK1a/b und FK2a haben die Kollektoranschlüsse oben am Kollektorfeld und neigen daher zur Bildung von Flüssigkeitssäcken. Diese Felder werden daher Klasse C in Gleichungen (7.8) zugeordnet. Bei den Feldern VRK1c und FK2c sind die Kollektoranschlüsse an der Seite des Kollektorfeldes angebracht, was das Entleerungsverhalten verbessert. Bei Feld FK3a hemmt das ansteigende Rohrleitungsstück eine ungehinderte Entleerung des ansonsten vorteilhaft verschalteten Feldes. In Klasse B fallen daher die Felder VRK1c, FK2c und FK3a. Ein nahezu optimales Entleerungsverhalten zeigen die Felder FK2b, FK3c sowie FK3b (Klasse A). Werden nun die Regressionsgleichungen der Felder einer Klasse gemittelt, ergeben sich die folgenden Gleichungen mit gerundeten Kennwerten:

<sup>20</sup> In Hausner et al. (2003) findet sich eine Kategorisierung der Güte des Entleerungsverhaltens unterschiedlicher Kollektorhydrauliken.

$$\begin{aligned}
 \text{Klasse A: } DPL &= 15\%P_{\text{stag}} + 10 \text{ W/m}^2 \\
 \text{Klasse B: } DPL &= 20\%P_{\text{stag}} + 40 \text{ W/m}^2 \\
 \text{Klasse C: } DPL &= 25\%P_{\text{stag}} + 80 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}
 \tag{7.8}$$

Die Funktionen sind in Abbildung 7.5 nochmals graphisch dargestellt.

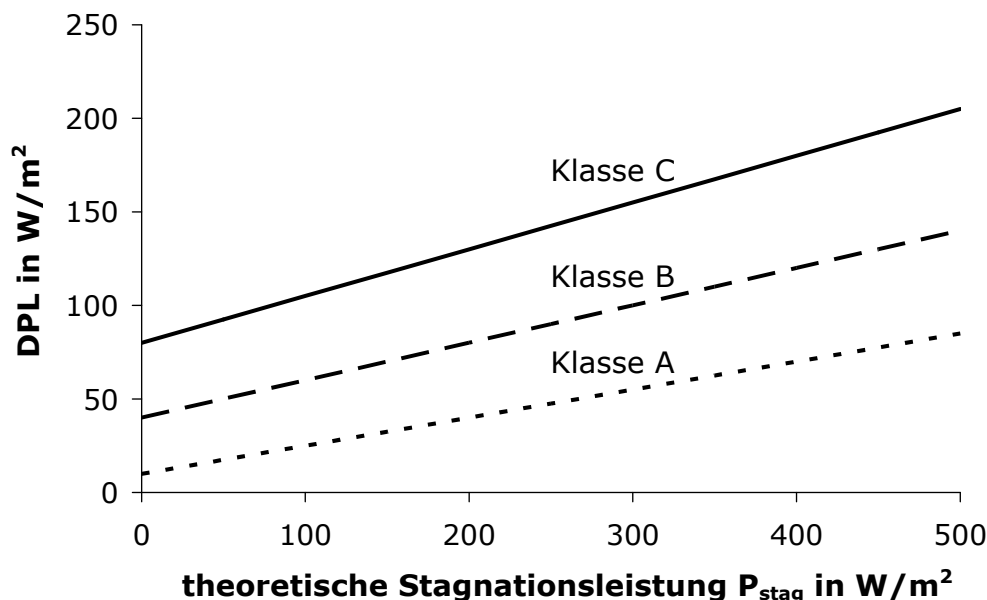


Abbildung 7.5: Zusammenhang zwischen Dampfproduktionsleistung und theoretischer Stagnationsleistung für unterschiedlich gut entleerende Kollektorfelder.

Werden für eine Vorhersage der DPL die Modellgleichungen nach (7.8) angewandt, ergeben sich dadurch Abweichungen zwischen den Messergebnissen und den Vorhersagen. Für die durchgeführten Experimente wurde diese Abweichung berechnet und in Tabelle 7.1 dargestellt.

Tabelle 7.1: Abweichung zwischen gemessenen DPL-Werten und der Vorhersage nach (7.8). Spalte 3 bezeichnet die Standardabweichung, Spalte 4 die gemessenen mittleren Dampfproduktionsleistungen.

Felder	Klasse nach (7.8)	$\sigma$ in W/m <sup>2</sup>	DPL <sub>avg</sub> in W/m <sup>2</sup>	$\sigma/\text{DPL}_{\text{avg}}$
FK2b,FK3b, FK3c	A	9	36	25%
VRK1c, FK2c, FK3a	B	20	80	25%
VRK1a/b, FK2a	C	26	113	23%

Nach Tabelle 7.1 ist also mit einer Standardunsicherheit von ca. 25% zu rechnen, wenn die DPL mit den Gleichungen nach (7.8) vorhergesagt wird.

Diese Ansätze zur groben Vorhersage der Dampfproduktionsleistung basieren auf den Ergebnissen der Stagnationsexperimente an sieben Kollektorfeldvarianten mit Kollektorflächen von maximal 25 m<sup>2</sup>. Inwieweit diese Berechnungsvorschläge auf größere Anlagen übertragen werden können, müssen weitere Stagnations-

untersuchungen zeigen. Bisher wurden nur sehr wenige Flachkollektoranlagen mit Kollektorflächen über 50 m<sup>2</sup> bezüglich ihres Stagnationsverhaltens untersucht. Die wenigen Ergebnisse lassen aber vermuten, dass die Dampfproduktionsleistung größerer Flachkollektorfelder selten 50 W/m<sup>2</sup> überschreitet (vgl. hierzu Abschnitt 3.2.4). Somit sollte, solange keine weiteren Untersuchungsergebnisse vorliegen, bei Großanlagen von einer geringen DPL nach (7.8) Klasse A ausgegangen werden. Wie sich Vakuumröhrenkollektoranlagen dieser Größe bei Stagnation verhalten, ist bisher unklar.

## 7.4 Vorhersage des produzierten Dampf volumens und der Dampf reichweite

Für eine verlässliche Dimensionierung des Membranausdehnungsgefäßes ist die Kenntnis des bei Stagnation entstehenden Dampf volumens nötig. Einige Planungsanleitungen schlagen eine Abschätzung des Dampf volumens vor, welche sich in erster Linie am Fluidinhalt des Kollektorfeldes orientiert. Der Dampfanteil in den Rohrleitungen muss abgeschätzt werden. Bereits die ersten Stagnationsuntersuchungen des ISFH haben gezeigt, dass dieses Vorgehen zu Fehldimensionierungen führen kann (vgl. Scheuren et al., 2005), da kaum eine Korrelation zwischen dem Fluidinhalt des Kollektorfeldes und dem bei Stagnation entstehenden Dampf volumens zu erkennen ist. Wie aber eine sinnvolle Prognose mit einer ausreichenden Genauigkeit aussehen kann, wurde bisher nicht befriedigend geklärt. Das MAG-Nennvolumen  $V_{\text{MAG}}$  wird in Anlehnung an VDI (2004) wie folgt berechnet:

$$V_{\text{MAG}} = (\Delta V_L + V_{\text{WV}} + V_G) \frac{p_{\text{end}}}{p_{\text{end}} - p_{\text{anf}}} \quad (7.9)$$

$\Delta V_L$	Wärmeausdehnung der Flüssigkeit im Solarkreis	Liter
$V_{\text{WV}}$	Wasservorlage des MAG	Liter
$V_G$	Dampf volumen im Stagnationsfall	Liter
$p_{\text{end}}$	Enddruck des MAG <sup>21</sup>	bar
$p_{\text{anf}}$	Anfangsdruck des MAG	bar

Die Stagnationsuntersuchungen haben gezeigt, dass in vielen Fällen das Dampf volumen neben dem Druckterm für die Bestimmung des MAG-Volumens die maßgebliche Größe ist. Die Wasservorlage und Flüssigkeitsausdehnung fallen bei Kollektorfeldern mit hoher DPL kaum ins Gewicht. Sowohl Hausner et al. (2003) als auch Eismann (2004) haben die Verfahren zur Dimensionierung von Ausdeh-

<sup>21</sup> Der Enddruck innerhalb des Solarkreises ist begrenzt durch den am Sicherheitsventil eingestellten maximalen Anlagendruck. Üblicherweise wird ein Enddruck gewählt, der 0.5 bar unterhalb des Ansprechdrucks des Sicherheitsventils liegt.

nungsgefäßen zwar erweitert und verbessert, aber auch hier wird das bei Stagnation entstehende Dampfvolumen als bekannt vorausgesetzt. Bisher existiert kein Rechenverfahren zur Vorhersage des Dampfvolumens.

Ziel ist es, das Dampfvolumen über die Dampfproduktionsleistung berechnen zu können. Anders als die DPL ist das entstehende Dampfvolumen kein fester Kennwert des Kollektorfeldes, sondern zusätzlich abhängig vom Durchmesser und den Wärmeverlusten der Solarkreisverrohrung. In den meisten Fällen liegt das Auftreten der maximalen DPL und des maximalen Dampfvolumens zeitlich eng beieinander. Der entstandene Dampf  $V_G$  verteilt sich in diesem Moment auf einen Teil des Kollektorstadiums  $V_{G,koll}$  und das dampfgefüllte Rohrleitungsvolumen  $V_{G,R}$  bis zur Dampfreichweite  $s_G$ :

$$V_G = V_{G,koll} + V_{G,R} \quad \text{mit} \quad V_{G,R} = s_G V_R^* \quad (7.10)$$

Die Größe  $V_R^*$  bezeichnet das Innenvolumen der Solarkreisrohre auf einer Länge von einem Meter. Eine stark vereinfachte schematische Darstellung der Dampfverteilung bei Stagnation ist in Abbildung 7.6 dargestellt.

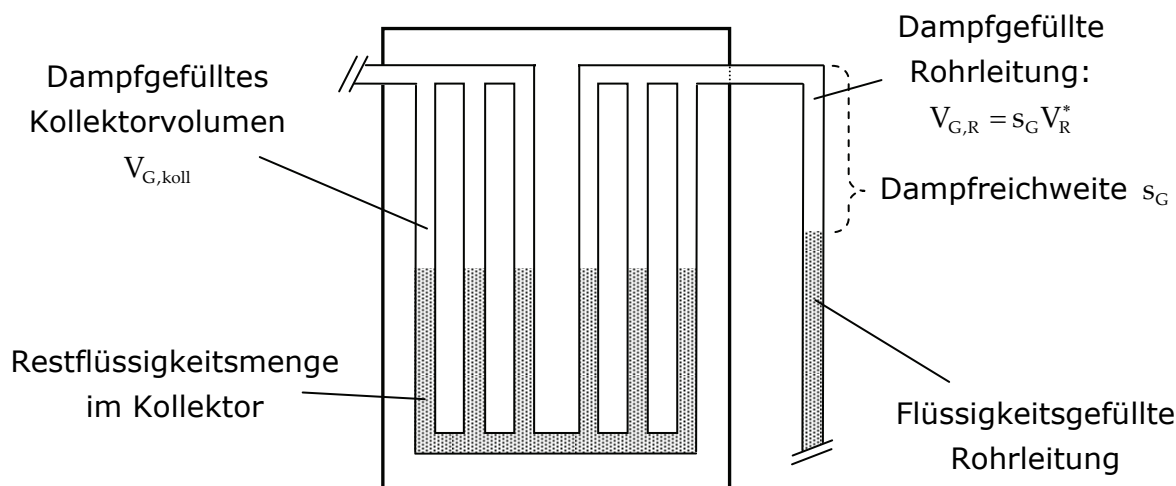


Abbildung 7.6: Schematische Darstellung der Dampfverteilung im Solarkreis.

Für sehr gut entleerende Kollektoren und Kollektorfelder kann die DPL sehr klein oder sogar gleich Null sein. Der Dampf bleibt in diesem Fall auf den Kollektorstadium beschränkt. Im Minimum ist das Dampfvolumen also gleich dem Kollektorstadiuminhalt  $V_{koll}$ .

Neben der Messung der DPL wurde bei vielen Testdachversuchen auch das Dampfvolumen bestimmt. Hierzu wurden die MAGs an dem in Abschnitt 2.5.2 beschriebenen Prüfstand kalibriert, um während der Versuche aus der Änderung des Systemdrucks und der korrespondierenden Volumenänderung im Solarkreis das Dampfvolumen bestimmen zu können. Mit (2.5) und (7.10) ergibt sich für den Zusammenhang von DPL und spezifischem Dampfvolumen pro  $m^2$  Kollektorstadiumaperturfläche  $v_G$ :

$$v_G = \text{Max} \left( \frac{V_R^*}{\dot{Q}_R^*} \text{DPL} + v_{G,\text{koll}}; v_{\text{koll}} \right) \quad (7.11)$$

$v_G$	Dampf volumen im Solarkreis pro Aperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>
$\dot{Q}_R^*$	Wärmeverluste pro Rohrleitungslänge	W/m
$v_{G,\text{koll}}$	Dampf volumen im Kollektor pro Aperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>
$v_{\text{koll}}$	Gesamtinhalt des Kollektors pro Aperturfläche	Liter/m <sup>2</sup>

Neben der Dampfproduktionsleistung, den spezifischen Rohrleitungsverlusten und dem Innendurchmesser der Rohrleitungen muss also zusätzlich das im Moment der maximalen DPL im Kollektorfeld vorhandene Dampf volumen pro Aperturfläche  $v_{G,\text{koll}}$  bekannt sein. Die Auswertung der Stagnationsversuche lieferte mit (7.11) hierzu folgende Messergebnisse:

Die dargestellten Dampf volumina in Tabelle 7.2 sind die Mittelwerte aller durchgeführten Messungen. Die Standardabweichung der Mittelwerte liegt bei maximal 0.2 l/m<sup>2</sup>. Im ungünstigen Fall muss bei der Berechnung des maximalen Dampf volumens also mit einem spezifischen Dampf volumen im Kollektorfeld von ca. 1 l/m<sup>2</sup> gerechnet werden. Im Normalfall liegt dieser Wert bei ca. 0.5 l/m<sup>2</sup>.

Tabelle 7.2: Mittelwerte der gemessenen spezifischen Dampf volumina in den Kollektorfeldern im Moment der maximalen DPL.

Feldtyp	$v_{G,\text{koll}}$ in l/m <sup>2</sup>	Versuchsanzahl
VRK1a	1.1	8
VRK1c	0.7	20
FK2a	0.4	43
FK2b	0.4	19
FK3a	0.6	15

Tabelle 7.3: Innenvolumen und Wärmeverluste von einem Meter gedämmter Rohrleitung ( $\lambda=0.05$  W/mK) unter Stagnationsbedingungen ( $\Delta T=115$ K), sowie der sich daraus ergebene Quotient aus Wärmeverlusten und Rohrrinnenvolumen. Die Zahlenkombination der Rohrmaße bezeichnet den Außendurchmesser  $d_a$  und die Wandstärke  $s_R$  in mm.

Rohrmaß: $d_a \times s_R$ in mm	18x1	22x1	28x1.5	35x1.5	42x1.5	54x2	76.1x2	88.9x2	108x2.5	Einheit
$V_R^*$	0.20	0.31	0.49	0.80	1.19	1.96	4.08	5.66	8.33	Liter/m
$\dot{Q}_R^* (d_{WD} = 50\%)$	36.5	38.4	40.5	42.3	43.6	45.1	46.9	47.5	48.3	W/m
$\dot{Q}_R^* (d_{WD} = 100\%)$	27.6	28.3	29.2	29.8	30.3	30.8	31.4	31.6	31.8	W/m
$\dot{Q}_R^* (d_{WD} = 50\%) / V_R^*$	182	122	83	53	37	23	12	8	6	W/Liter
$\dot{Q}_R^* (d_{WD} = 100\%) / V_R^*$	139	91	60	37	25	16	8	6	4	W/Liter

Tabelle 7.3 liefert neben den in Abschnitt 4.3.1 berechneten spezifischen Rohrleitungsverlusten bei Stagnationsbedingungen den Quotienten aus Wärmeverlusten

und Rohrrinnenvolumen. Mit größer werdendem Rohrdurchmesser fällt dieser stark ab. Somit erhöht sich bei konstanter Dampfproduktionsleistung das entstehende Dampfvolumen, was bei der Auslegung des MAGs berücksichtigt werden muss. Es muss beachtet werden, dass reale Wärmeverluste gedämmter Rohrleitungen durch Wärmebrücken und nachlässige Ausführung der Dämmung größer als die hier berechneten sein können. Rohrleitungen, die mit einer Dämmstärke von 100% versehen sind, weisen u. U. Wärmeverluste auf, die den theoretischen Wärmeverlusten einer 50%-Dämmung entsprechen.

Der Zusammenhang von Dampfvolumen und Dampfproduktionsleistungen ist für unterschiedliche Rohrdimensionen und Wärmeverluste gemäß (7.11) in Abbildung 7.7 aufgetragen. Die Darstellung beschränkt sich auf eine Dämmstärke von 50% und Rohrleitungen mit Außendurchmessern von maximal 54 mm. Angenommen wurde ein Dampfvolumen im Kollektorfeld  $v_{G,koll}$  von 0.5 Liter/m<sup>2</sup> zum Zeitpunkt der maximalen DPL. Dass im günstigsten Fall nur das Kollektorfeld unter Dampf steht, wurde in dieser Darstellung nicht berücksichtigt.

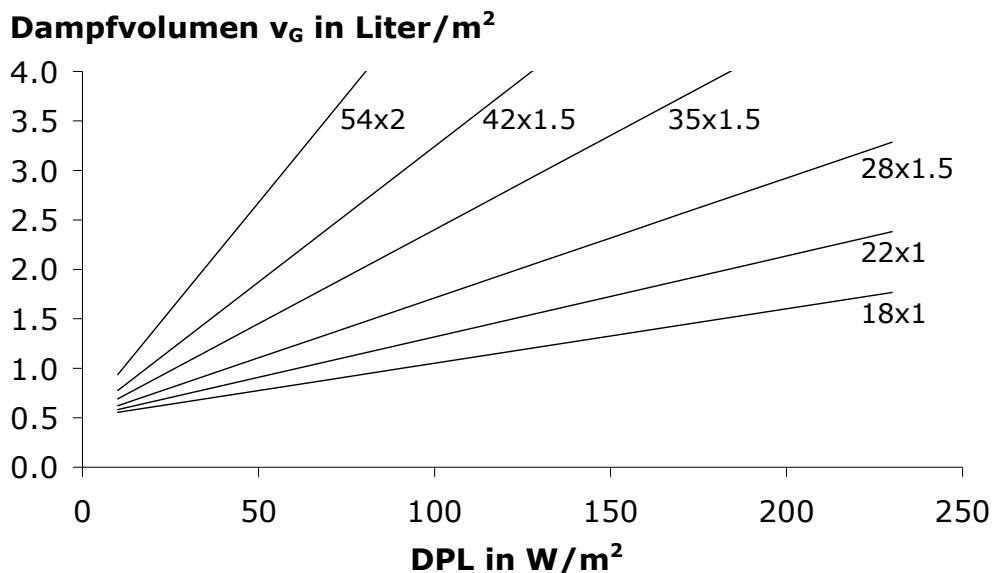


Abbildung 7.7: Zusammenhang von spezifischem Dampfvolumen (Bezugsgröße Kollektoraperturfläche) und Dampfproduktionsleistung nach (7.11) und Tabelle 7.3 bei verschiedenen Durchmessern der Solarkreisverrohrung (Dämmstärke 50%,  $\lambda = 0.05$  W/mK).

Der in Abbildung 7.7 dargestellte Zusammenhang zwischen Dampfproduktionsleistung und Dampfvolumen im Solarkreis gilt nur für den Fall, dass kein Kühlkörper zur Dissipation des Dampfes in den Solarkreis integriert ist. Sollte dies der Fall sein, müssen die längenspezifischen Rohrleitungsverluste  $\dot{Q}_R^*$  in Gleichung (7.11) entsprechend angepasst werden. Bei Integration eines Kühlkörpers ändert sich zwar die Dampfproduktionsleistung nicht, das entstehende Dampfvolumen im Solarkreis kann aber effektiv reduziert werden.

Im Gegensatz zum Dampf volumen zeigt die aus der Dampfproduktionsleistung resultierende Dampfreichweite eine geringere Abhängigkeit vom Innenvolumen der Rohrleitungen. Hier ist die längenspezifische Wärmeabgabe der gedämmten Rohrleitung die entscheidende Größe. Wie Tabelle 7.3 zeigt, nimmt bei gleichbleibender relativer Dämmstärke die Verlustleistung mit größer werdendem Rohrinwendurchmesser nur leicht zu. Wichtiger ist hier die relative Dämmstärke. Der Zusammenhang von Dampfproduktionsleistung und Dampfreichweite ist für zwei unterschiedliche Rohrdurchmesser und zwei Dämmstärken in Abbildung 7.8 aufgetragen. Wie schon aus der Definition (2.5) hervorgeht, nimmt die Dampfreichweite mit höheren Wärmeverlusten der Solarkreisverrohrung ab.

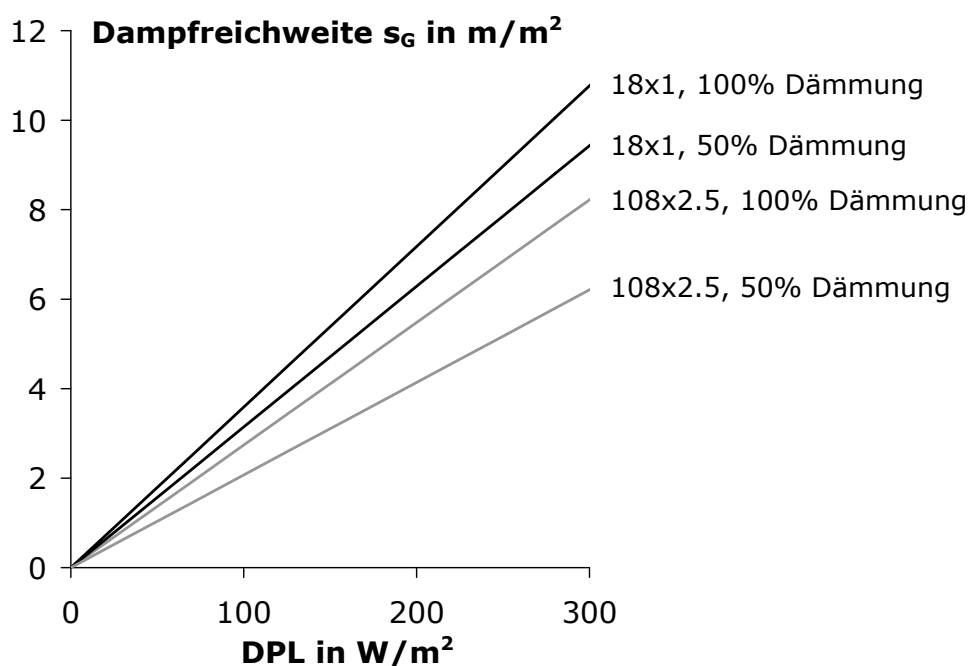


Abbildung 7.8: Zusammenhang von spezifischer Dampfreichweite (Bezugsgröße Kollektoraperturfläche) und Dampfproduktionsleistung für zwei Innendurchmesser der Solarkreisverrohrung (Außendurchmesser x Wandstärke in mm) und zwei relative Dämmstärken.

## 7.5 Durchführung des Berechnungsverfahrens

Für eine einfache Abschätzung der Dampfproduktionsleistung und des Dampf volumens eines Kollektorfeldes muss zunächst entschieden werden, in welche der drei Klassen aus (7.8) das Kollektorfeld einzuordnen ist. Das dann folgende Berechnungsverfahren soll anhand eines Beispiels deutlich gemacht werden. Gesucht ist die DPL eines 30- $\text{m}^2$ -Flachkollektorfeldes, welches eine mittlere Dampfproduktionsleistung aufweist (Klasse B). Folgende Randbedingungen werden angenommen<sup>22</sup>:

<sup>22</sup> Bei Annahme konstanter (stationärer) Einstrahlung gilt  $G_{T,\text{stag}} = G_T$ .

Kollektorkenndaten:	$\eta_0 = 0.8; a_1 = 3.5 \text{ W/m}^2\text{K}; a_2 = 0.015 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
Fluidinhalt des Kollektors:	$v_{\text{koll}} = 0.8 \text{ Liter / m}^2$
Wetterbedingungen:	$G_T = 1000 \text{ W/m}^2; \vartheta_a = 25^\circ\text{C}$
Systemdruck bei Stagnation:	$p_{\text{sys}} = 5 \text{ bar} \Rightarrow \vartheta_s = 146^\circ\text{C}$
Rohrleitungen:	22x1; Dämmstärke 50%

Mit diesen Werten sowie (7.2) ergibt sich eine theoretische Stagnationsleistung  $P_{\text{stag}}$  von  $156 \text{ W/m}^2$ . Nach Gleichung (7.8) Klasse B folgt damit bei den gegebenen Randbedingungen eine prognostizierte Dampfproduktionsleistung von  $71 \text{ W/m}^2$ . Tabelle 7.3 liefert das Verhältnis von Rohrvolumen zu den spezifischen Wärmeverlusten ( $0.314 \text{ Liter/m} / 38.4 \text{ W/m} = 0.0082 \text{ Liter/W}$ ), eingesetzt in Gleichung (7.11) folgt daraus mit  $v_{G,\text{koll}} = 0.5 \text{ Liter / m}^2$  ein spezifisches Dampfvolumen  $v_G$  von  $1.1 \text{ Liter/m}^2$ . Dieser Wert übersteigt den spezifischen Fluidinhalt des Feldes von  $0.8 \text{ Liter/m}^2$ . Daher ist bei Stagnation des  $30\text{-m}^2$ -Feldes also mit einem Dampfvolumen  $V_G$  von 33 Litern zu rechnen.

Tabelle 7.4 gibt einen Anhaltspunkt, welche Dampfreichweiten und Dampfvolamina bei den verschiedenen Dampfproduktionsleistungen zu erwarten sind. Bei der Berechnung wurden konstante Wärmeverluste der Solarkreisverrohrung von  $40 \text{ W/m}^2$  angenommen. Die Berechnung der maximalen Dampfreichweite erfolgt nach (2.5), die des maximalen Dampfvolumens nach (7.11) auf Basis von Tabelle 7.3.

Tabelle 7.4: Maximale Dampfreichweite (DR) und maximales Dampfvolumen (DV) bei verschiedenen Dampfproduktionsleistungen (DPL) und Kollektorflächen. Angenommen wurden konstante, realistische Wärmeverluste der Solarkreisverrohrung von  $40 \text{ W/m}$ . Die Rohrmaße bezeichnen den Außendurchmesser der Solarkreisverrohrung in mm und die Wandstärke der Leitung in mm.

$A_{\text{koll}}$ und Rohrmaße	10 m <sup>2</sup> , 18x1		20 m <sup>2</sup> , 18x1		30 m <sup>2</sup> , 22x1		50 m <sup>2</sup> , 28x1.5	
DPL in W/m <sup>2</sup>	DR in m	DV in l	DR in m	DV in l	DR in m	DV in l	DR in m	DV in l
10	3	6	5	11	8	17	13	31
20	5	6	10	12	15	20	25	37
50	13	8	25	15	38	27	63	55
100	25	10	50	21	75	40	125	85
150	38	13	75	26	113	52	188	115
200	50	16	100	32	150	64	250	145



Das Vorgehen zur Abschätzung der Dampfproduktionsleistung und des Dampf volumens ist in Abbildung 7.9 anhand eines Schemas verdeutlicht.

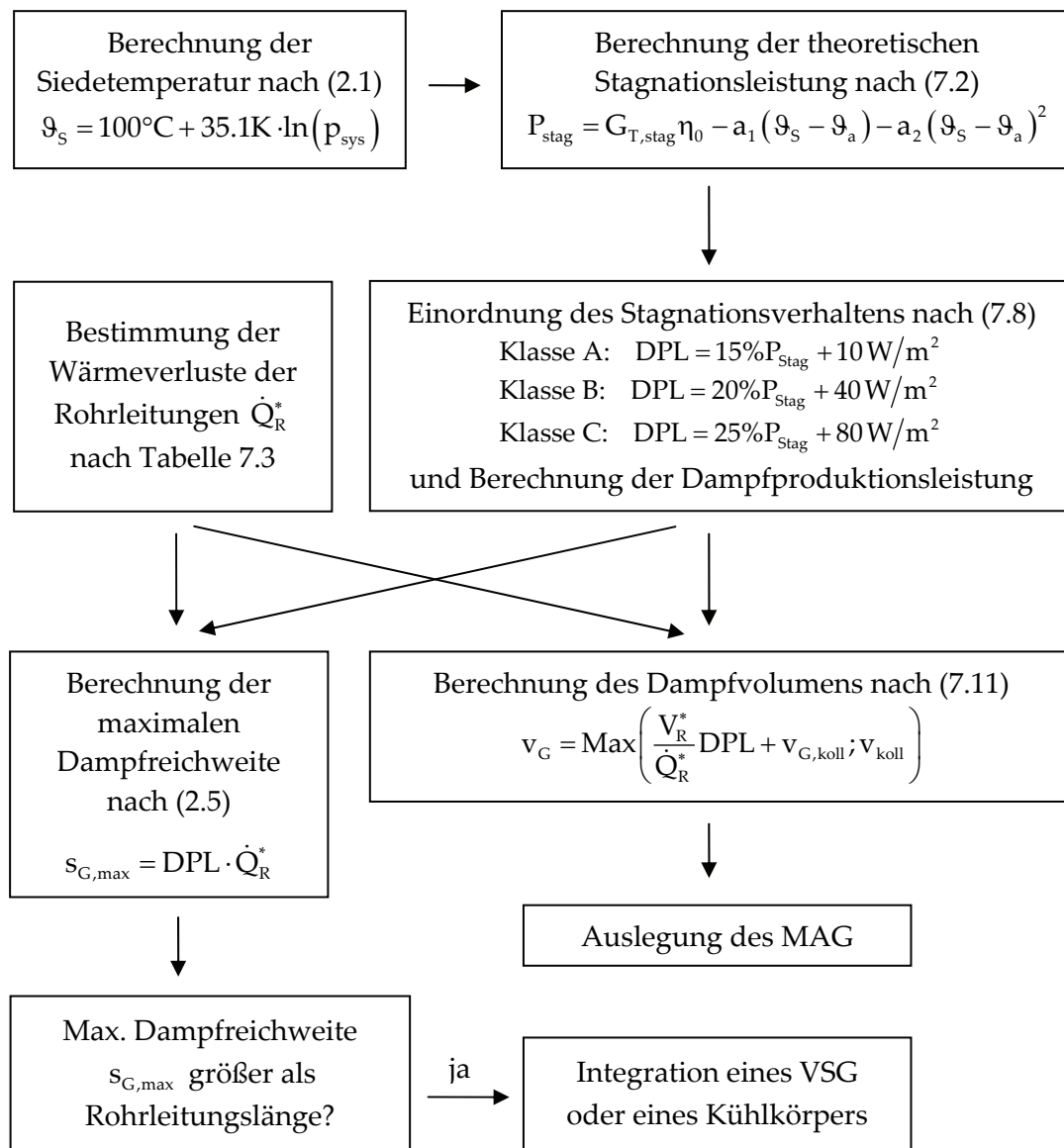


Abbildung 7.9: Schema zur Abschätzung der Dampfproduktionsleistung, des Dampf volumens und der Dampf reichweite im Stagnationsfall.

## 7.6 Beurteilung des Vorhersageverfahrens

Bisher existierte kein auf Messungen beruhendes Vorhersagemodell, mit dem die Dampfproduktionsleistung, das resultierende Dampf volumen und die Dampf reichweite auf einfache Weise abgeschätzt werden können. In der Praxis wird von jedem Hersteller bzw. Installateur das bei Stagnation entstehende Dampf volumen grob abgeschätzt, was nicht selten zu Fehldimensionierungen des Ausdehnungsgefäßes und Unterschätzung der Dampf reichweite führt. Gängige Faustformel ist

hier, dass im Stagnationsfall das Kollektorfeld und zusätzlich ein Teil der Anschlussleitungen unter Dampf steht, wobei Letzteres abgeschätzt wird.

Das hier hergeleitete Vorhersagemodell beruht hingegen auf den Stagnationsexperimenten an sieben verschiedenen Feldvarianten mit Kollektorflächen bis 25 m<sup>2</sup>. Inwieweit diese Ergebnisse auf größere Kollektorfelder übertragen werden können, ist schwer abzuschätzen, da die Datenbasis bei diesen Anlagen noch völlig unzureichend ist. Die Messungen an den größeren Betreiberanlagen mit Kollektorflächen bis 90 m<sup>2</sup> (vgl. Abschnitt 3.2.4) deuten darauf hin, dass mit zunehmender Kollektorfläche die flächenspezifische Dampfproduktionsleistung abnimmt. Um allerdings eine belastbare Aussage treffen zu können, sind weitere Stagnationsuntersuchungen an Großanlagen notwendig. Wird eine Vorhersage des Dampf Volumens und der Dampfreichweite nach Abbildung 7.9 vorgenommen, sollte ein Sicherheitsaufschlag berücksichtigt werden, da die Standardunsicherheit des Modells mit ca. 25% vergleichsweise hoch ist.

Für Kollektorfelder bis ca. 30 m<sup>2</sup> liegt nun erstmals ein empirisch abgesicherter und physikalisch begründeter Ansatz vor, mit dem die Dampfproduktionsleistung, die Dampfreichweite und das Dampf volumen innerhalb des Solarkreises vorhergesagt werden kann.

## 8 Simulation von Regelungsstrategien

In diesem Kapitel sollen anhand von Simulationsrechnungen die Auswirkungen von belastungsmindernden Regelungsstrategien auf das Stagnationsverhalten von solaren Kombisystemen untersucht werden. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen (Kapitel 3) haben gezeigt, dass eine Speicherdurchmischung in Kombination mit einer Nachtkühlung über das Kollektorfeld im Prinzip zu einer verminderten Stagnationsbelastung führen kann. Mit den im vorherigen Kapitel entwickelten Modellgleichungen ist es möglich, nicht nur die reine Stagnationsdauer, sondern zusätzlich die auftretenden Dampfproduktionsleistungen als Bewertungsgröße zu berücksichtigen. Durchgeführt werden die Simulationen mit der vom Task 32 des Programms „Solar Heating and Cooling (SHC)“ der „International Energy Agency“ (IEA) entwickelten Standardsimulationsumgebung.

Von Lustig (2002) wurden bereits Simulationsrechnungen zu belastungsmindernden Regelungsstrategien in der Simulationsumgebung ColSim (Wittwer, 1999) durchgeführt. Bewertet wurden hierbei die Stillstandshäufigkeit (Dauer mit  $T_{\text{koll}} > 120^\circ\text{C}$ ), die Pumpenvolllaststunden (Primärenergieverbrauch) sowie die Energiemenge im Speicher um 6 Uhr morgens. Die Simulationen wurden für den Zeitraum 01.06. bis 01.10. durchgeführt<sup>23</sup>. Im Simulationszeitraum wurde die Anlage komplett ohne Last, d.h. ohne Warmwasserverbrauch und Heizbedarf, betrieben. Dieser Zustand tritt in realen Anlagen nur in besonderen Ausnahmefällen auf.

In den von Lustig durchgeführten Simulationen zeigte sich, dass eine Nachtauskühlung des Speichers in Kombination mit einer Durchmischung das Auftreten von Stagnation komplett verhindert. Demgegenüber steht allerdings eine Verfünfachung des Pumpenstromverbrauchs im Vergleich zum Referenzsystem ohne stagnationsverhindernde Maßnahmen. Ertragseinbußen sind ebenfalls vorhanden, können aber durch den durchgeführten Vergleich der morgendlichen Speichertemperaturen nur schwer beziffert werden. Lustig empfiehlt die Verwendung von drehzahlgeregelten Pumpen, mit denen die Kollektoraustrittstemperatur auf  $110^\circ\text{C}$  begrenzt werden kann (Primärkreispumpe), und die Speichereintrittstemperatur der Temperatur im oberen Speicherbereich entspricht (Sekundärkreispumpe). Hierdurch sind nur geringe Ertragseinbußen, kaum erhöhte Pumpenverbräuche und dabei eine komplette Vermeidung von Verdampfung im Kollektor zu erwarten.

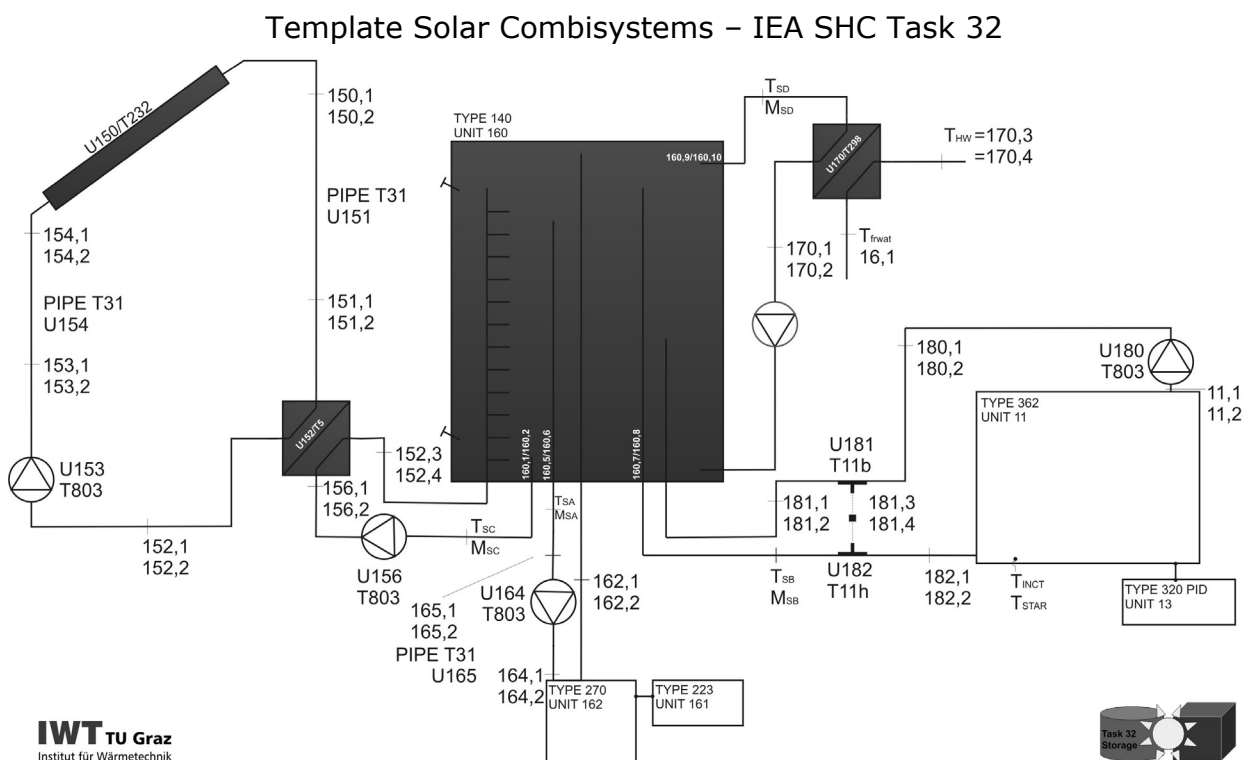
---

<sup>23</sup> Weitere Randbedingungen: Wetterdaten „Test Reference Year“ (TRY) 13 (Freiburg), keine Zirkulationsverluste.

## 8.1 Simuliertes System

Aufgrund der Vielzahl frei wählbarer Parameter und Randbedingungen ist es oft schwierig, die Ergebnisse verschiedener Simulationsrechnungen miteinander zu vergleichen. Um eine solche Vergleichbarkeit und Reproduzierbarkeit in Zukunft zu ermöglichen, wurde vom Task 32 des Programms „Solar Heating and Cooling“ (SHC) der „International Energy Agency“ (IEA) in der Simulationsumgebung TRNSYS (Klein, 1994) ein standardisiertes Gebäude mit ebenfalls standardisiertem solarem Heizsystem entwickelt. Eine detaillierte Beschreibung des Simulationsdecks liefert Heimrath und Haller (2007). Viele der verwendeten Randbedingungen wurden bereits vom Task 26 erarbeitet und sind in Weiss (2003) dokumentiert.

Zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit war die Entwicklung des Simulationsdecks innerhalb des Tasks 32 zwar weitgehend abgeschlossen, eine endgültige Veröffentlichung wird allerdings erst zu einem späteren Zeitpunkt stattfinden. Die Daten und Dokumente wurden vorab von Richard Heimrath zur Verfügung gestellt. Das in dieser Arbeit verwendete Deck trägt die Nummer 45. Alle wichtigen Größen wie zum Beispiel die Größe und Ausrichtung der Kollektorfläche sind frei wählbar; alle weiteren, davon abhängigen Komponenten wie der Wärmeübertrager oder Rohrleitungen, werden durch Parametrisierungsfunktionen automatisch angepasst. Ein schematisches Schaltbild der simulierten solaren Kombianlage liefert Abbildung 8.1.



Das Deck hält die Möglichkeit bereit, Simulationen für vier verschiedene Gebäudestandards an vier europäischen Standorten (Stockholm, Zürich, Barcelona und Madrid) durchzuführen. Für die hier dargestellten Simulationsrechnungen wurde der Standort Zürich als Repräsentant des mitteleuropäischen Klimas gewählt. Das Gebäude ist ein Einfamilienhaus mit einer Wohnfläche von 140 m<sup>2</sup> und einem mittleren Heizenergiebedarf von 60 kWh/m<sup>2</sup>a. Es sind drei weitere Gebäudestandards mit einem Heizenergiebedarf zwischen 15 und 100 kWh/m<sup>2</sup>a wählbar. Im Jahresdurchschnitt bewohnen 3.3 Personen das Gebäude.

Das simulierte solare Heizsystem besteht aus 25 m<sup>2</sup> Flachkollektoren<sup>24</sup> (Neigung 45°, Südausrichtung) und einem 3 m<sup>3</sup> Pufferspeicher. Der Speicher ist mit einer 30 cm dicken Dämmschicht versehen. Die Regelung stoppt die Pufferspeicherbeladung ab einer oberen Speichertemperatur von 90°C; die Solarkreispumpe schaltet ab einer Kollektorausstrittstemperatur von 110°C ab. Der Trinkwasserbedarf wird auf Basis des von Jordan und Vajen entwickelten Programms berechnet (Jordan und Vajen, 2000 und 2001), wodurch Urlaubszeiten mit berücksichtigt werden. Das tägliche Zapfvolumen beträgt 200 Liter bei einer Temperatur von 45°C. Alle weiteren Einstellungen und Randbedingungen können Heimrath und Haller (2007) entnommen werden. Die wichtigsten Kenngrößen des simulierten Systems sind zusammenfassend in Tabelle 8.1 dargestellt.

Tabelle 8.1: Kennwerte des simulierten Systems.

Beschreibung	Wert oder Art
Kollektortyp	Flachkollektor
Kollektorfläche	25 m <sup>2</sup>
Kollektorneigung	45° (Südausrichtung)
Speichervolumen	3 m <sup>3</sup>
Speicherdämmung	0.3 m
Speichermaximaltemperatur	90°C
Standort	Zürich
Heizenergiebedarf	60 kWh/m <sup>2</sup> a

## 8.2 Bewertungsgrößen

Zur Bewertung der Regelungsstrategien werden verschiedene Zielfunktionen herangezogen. Neben der Beurteilung der Belastungsminderung ist es nötig, auch eine etwaige Abnahme der Leistungsfähigkeit des solaren Heizsystems zu berücksichtigen. Hierzu wird auf die im Task 26 eingeführten Größen „Fractional thermal energy savings“ und „Extended energy savings“ zurückgegriffen. Für

<sup>24</sup> Benutzt wird der Type 832 von Bengt Perers und Chris Bales in der Version 2.06, der die effektive Wärmekapazität des Kollektors berücksichtigt (Perers und Bales, 2002).

eine detaillierte Beschreibung dieser und weiterer Zielgrößen sei auf Weiss (2003) verwiesen.

### 8.2.1 Fractional thermal energy savings

Die Größe „fractional thermal energy savings“ ( $f_{\text{sav,therm}}$ ) ist ein Maß für die Einsparung an fossilen Energieträgern des solaren Heizsystems (SHS) gegenüber einem konventionellen Referenzsystem (RS). Mit NH wird der Begriff Nachheizung abgekürzt. Die Definition lautet:

$$f_{\text{sav,therm}} = 1 - \frac{\frac{Q_{\text{boiler}}}{\eta_{\text{boiler}}} + \frac{Q_{\text{el.heater}}}{\eta_{\text{el.heater}}}}{\frac{Q_{\text{boiler,ref}}}{\eta_{\text{boiler,ref}}}} = 1 - \frac{E_{\text{aux}}}{E_{\text{ref}}} \quad (8.1)$$

$Q_{\text{boiler}}$	Wärmebereitstellung der fossilen Nachheizung des SHS	kWh
$Q_{\text{el.heater}}$	Wärmebereitstellung der elektrischen Nachheizung des SHS	kWh
$Q_{\text{boiler,ref}}$	Wärmebereitstellung des RS	kWh
$\eta_{\text{boiler}}$	Primärenergetischer Wirkungsgrad der fossilen NH des SHS	-
$\eta_{\text{el.heater}}$	Primärenergetischer Wirkungsgrad der el. NH des SHS	-
$\eta_{\text{boiler,ref}}$	Primärenergetischer Wirkungsgrad der Wärmeversorgung des RS	-
$E_{\text{aux}}$	Primärenergiebedarf der Wärmeversorgung des SHS	kWh
$E_{\text{ref}}$	Primärenergiebedarf der Wärmeversorgung des RS	kWh

### 8.2.2 Extended energy savings

Die Größe „extended energy savings“ ( $f_{\text{sav,ext}}$ ) berücksichtigt neben dem rein thermischen Systemwirkungsgrad auch den Strombedarf von Referenzsystem und solarem Kombisystem.

$$f_{\text{sav,ext}} = 1 - \frac{\frac{Q_{\text{boiler}}}{\eta_{\text{boiler}}} + \frac{Q_{\text{el.heater}}}{\eta_{\text{el.heater}}} + \frac{W_{\text{par}}}{\eta_{\text{el}}}}{\frac{Q_{\text{boiler,ref}}}{\eta_{\text{boiler,ref}}} + \frac{W_{\text{par,ref}}}{\eta_{\text{el}}}} = 1 - \frac{E_{\text{total}}}{E_{\text{total,ref}}} \quad (8.2)$$

$\eta_{\text{el}}$	Primärenergetischer Wirkungsgrad der Stromerzeugung	-
$W_{\text{par}}$	Strombedarf des solaren Heizsystems	kWh
$W_{\text{par,ref}}$	Strombedarf des Referenzsystems	kWh
$E_{\text{total}}$	Primärenergiebedarf des solaren Heizsystems	kWh
$E_{\text{total,ref}}$	Primärenergiebedarf des Referenzsystems	kWh

Diese Größe  $f_{\text{sav,ext}}$  ist für die hier durchgeführten Simulationen sehr wichtig, da sie den erhöhten Pumpenstrombedarf der getesteten Regelungsstrategien berücksichtigt. Eine genaue Auflistung der angesetzten Pumpenstromverbräuche liefert Heimrath und Haller (2007).

Eine weitere Zielfunktion nach Weiss (2003) ist der „fractional savings indicator“  $f_{si}$ , der sogenannte Straffunktionen integriert, wenn die benötigte Warmwasser- oder Raumtemperatur vom Heizsystem nicht bereitgestellt werden kann. Da dies in keiner durchgeführten Simulation der Fall war, bleibt diese Zielfunktion unberücksichtigt.

### 8.2.3 Stagnationsstunden

Innerhalb des Simulationsjahres werden die Zeitspannen aufaddiert, in denen es zur Dampfbildung im Kollektorkreis gekommen wäre ( $TKOL > 110^\circ\text{C}$ ). Diese Zeitdauer gibt in erster Linie Aufschluss darüber, wie groß die Belastung des Fluids innerhalb des Kollektorfeldes ist.

### 8.2.4 Maximale Dampfproduktionsleistung

Mit den im vorherigen Kapitel experimentell hergeleiteten Modellgleichungen ist es möglich, für jeden Simulationszeitschritt die maximale Dampfproduktionsleistung zu bestimmen. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Dauer zwischen Pumpenstillstand und dem Erreichen der maximalen Dampfreichweite und damit auch der maximalen DPL von System zu System unterschiedlich sein kann. In den Simulationen wird von einer Zeitspanne zwischen erster Dampfbildung und maximaler DPL von 30 Minuten ausgegangen. Wenn nach dieser Zeit die Stagnationsbedingungen immer noch gegeben sind ( $TKOL > 110^\circ\text{C}$ ), wird diesem Ereignis die maximale Dampfproduktionsleistung zugeordnet. Stagnationsereignisse mit einer Zeitdauer von weniger als 30 Minuten werden nicht gewertet. Je höher die maximale DPL ist, desto größer ist die DR und damit auch das Risiko von Komponentenschäden.

In den Simulationen werden die Höhe und Häufigkeit der auftretenden DPL für die drei verschiedenen Klassen aus (7.8) miteinander verglichen. Für die Klasse mit der höchsten DPL wird zudem die Wirksamkeit der belastungsmindernden Regelungsstrategien analysiert.

## 8.3 Untersuchte Regelungsstrategien

In Ergänzung der experimentellen Ergebnisse werden in den Jahressimulationen die Auswirkungen der nächtlichen Speicheraus Kühlung über das Kollektorfeld auf das Systemverhalten untersucht. Das Regelungsschema der belastungsmindernden Maßnahmen ist in Abschnitt 4.2 beschrieben. Für die Simulation der Strategien ist eine Erweiterung der implementierten Standardregelung notwendig. Wie im Schema in Abbildung 8.1 zu erkennen ist, lässt die Schichtbeladung des Pufferspeichers keine Auskühlung über das Kollektorfeld zu, wenn nur die Solarkreispumpe betrieben wird. Bei einem Nachtbetrieb dieser Pumpe wird das kalte Speicherwasser aus dem unteren Speicherbereich entnommen und an gleicher Stelle wieder eingeschichtet. Zusätzlich ist also eine Speicherdurchmischung

(SDM) notwendig, die durch den synchronisierten, nächtlichen Betrieb der Pumpe für die Warmwasserversorgung erreicht wird. Für diese Betriebsart werden ein Massenstrom von 500 kg/h und eine Leistungsaufnahme von 50 W festgelegt.

Zur Umsetzung dieser Strategie im TRNSYS-Deck erhalten die beiden Pumpen ein zusätzliches Regelungssignal „BoCoolAB“:

$$\text{BoCoolAB} = \text{GT}(\text{TKOL}-5, \text{TAMB}) * \text{GT}(\text{TSP}, \text{TMAX1})$$

Es wurden zwei Jahressimulationen mit einem TMAX1-Wert von 65°C (Sim A) und 80°C (Sim B) durchgeführt. Darüber hinaus wurden die Auswirkungen einer reinen Speicherdurchmischung getestet. Wenn die obere Speichertemperatur TSPo einen Wert von 65°C überschreitet und zusätzlich um 5 K wärmer als die untere Speichertemperatur TSPu ist, wird die Speicherdurchmischung aktiviert (Fall C, Signal BCoolC).

$$\text{BoCoolC} = \text{GT}(\text{TSPo}, 65) * \text{GT}(\text{TSPo}-5, \text{TSPu})$$

Um diese Speicherdurchmischung nur in den Nachtstunden durchzuführen, wird dieser Ausdruck noch mit einer „time dependent forcing function“ multipliziert, die zwischen 0 und 4 Uhr den Wert 1 und sonst 0 annimmt.

Auf die Simulation der im experimentellen Teil untersuchten Kollektorkühlfunktion wird verzichtet, da eine sinnvolle Wahl der Temperaturwerte in der Praxis sehr schwierig ist und u. U. zur Dampfbildung bei Normalbetrieb der Solarkreispumpe führen kann.

## 8.4 Ergebnisse

Anhand der folgenden Tabellen sollen die Ergebnisse der Jahressimulationen miteinander verglichen und diskutiert werden. Tabelle 8.2 liefert die Zahlenwerte der Bewertungsgrößen und Tabelle 8.3 den relativen Vergleich der getesteten Regelungsstrategien mit dem Normalbetrieb. Spalte 3 der ersten Tabelle bezeichnet die Anzahl der aufgetretenen Stagnationsereignisse und Spalte 4 den Gesamtzeitraum mit Dampf im Kollektorkreis. In Spalte 5 ist die Betriebszeit der Regelungsstrategie dargestellt. Es folgen die Spalten mit dem Strombedarf der Solarkreispumpe und der zusätzliche Strombedarf, der für die Speicherdurchmischung benötigt wird ( $W_{\text{SDM}}$ ). Alle weiteren Größen wurden bereits definiert.



Tabelle 8.2: Vergleich der Ergebnisse der Jahressimulationen.

Fall	Beschreibung	Stag Ereig	Stag h	SDM/Cool h	$W_{\text{pump,sol}}$ kWh	$W_{\text{SDM}}$ kWh	$W_{\text{par}}$ kWh	$f_{\text{sav,therm}}$ -	$f_{\text{sav,ext}}$ -
Ref	Normalbetrieb	62	277	0	139.2	0.0	680.4	45.5%	40.5%
A	Kühlung/SDM ab TSP>80°C	52	231	127	147.6	6.4	695.1	45.4%	40.2%
B	Kühlung/SDM ab TSP>65°C	10	46	805	184.9	40.3	766.6	44.5%	38.3%
C	SDM nachts ab TSP>65°C	57	267	304	139.9	15.2	696.4	45.3%	39.9%

Tabelle 8.3: Relativer Ergebnisvergleich der Regelungsfälle A bis C mit dem Normalbetrieb.

Fall	Beschreibung	Stag Ereig	Stag h	$W_{\text{pump,sol}}$ kWh	$W_{\text{par}}$ kWh	$f_{\text{sav,therm}}$ -	$f_{\text{sav,ext}}$ -
A	Kühlung/SDM ab TSP>80°C	-16%	-17%	6%	2%	-0.2%	-0.7%
B	Kühlung/SDM ab TSP>65°C	-84%	-84%	33%	13%	-2.1%	-5.5%
C	SDM nachts ab TSP>65°C	-8%	-3%	0%	2%	-0.5%	-1.4%

Im Normalbetrieb finden im Jahr 62 Stagnationsereignisse statt, die sich zu 277 Stunden mit Dampfbildung im Kollektorkreis aufsummieren. Strategie A kann diese Werte um 16 % reduzieren, gleichzeitig sinkt die  $f_{\text{sav,ext}}$  um 0.7% (0.3 Prozentpunkte). Wird mit der Kühlung und der Speicherdurchmischung bereits ab einer Speichertemperatur von 65°C begonnen (Fall B), kommt es nur noch zu 10 Stagnationszuständen im simulierten Jahr; die Leistungsfähigkeit der Anlage, charakterisiert durch den Wert  $f_{\text{sav,ext}}$ , reduziert sich dadurch aber um 5.5% (2.2 Prozentpunkte). Der Stromverbrauch der Solarkreispumpe erhöht sich dabei um 33%. Die nächtliche Speicherdurchmischung ab einer Temperatur von 65°C ohne Kühlung über das Kollektorfeld (Fall C) hat nur einen geringen Effekt auf das Systemverhalten: Die Dauer der Dampfbildung reduziert sich um 3% und gleichzeitig sinkt  $f_{\text{sav,ext}}$  um 1.4%. Die Regelungsstrategien haben keinen negativen Einfluss auf die rein thermische Leistungsfähigkeit der Anlagen: Die Größe  $f_{\text{sav,therm}}$  bleibt nahezu unverändert.

Neben der Dauer und Häufigkeit von Stagnationszuständen wurde zusätzlich die bei einem Stagnationsereignis auftretende maximale Dampfproduktionsleistung bestimmt. Abbildung 8.2 liefert die Häufigkeitsverteilung der auftretenden maximalen Dampfproduktionsleistungen für die drei Klassen der Modellgleichungen (7.8) für das simulierte Referenzsystem.

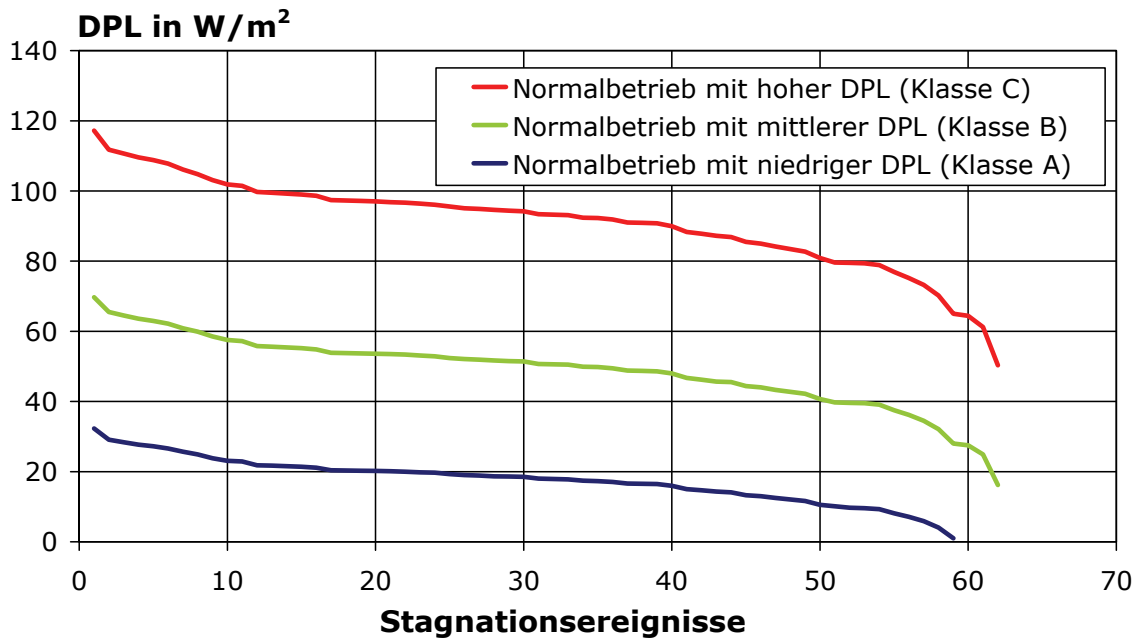


Abbildung 8.2: Häufigkeitsverteilung der auftretenden maximalen DPL bei Normalbetrieb für die drei unterschiedlichen DPL-Klassen nach (7.8).

Die Kurvenverläufe in Abbildung 8.2 zeigen, dass es etwa 10 Stagnationszustände gibt, bei denen es zu vergleichsweise hohen Dampfproduktionsleistungen kommt. Bei der Anlage mit dem schlechtesten Entleerungsverhalten traten im Mittel über alle Stagnationsfälle DPL-Werte von  $91 \text{ W/m}^2$  auf. Die Mittelwerte für die beiden anderen Varianten lagen bei  $49$  und  $18 \text{ W/m}^2$ . Im Maximum wurden DPL-Werte von  $117$ ,  $70$ , und  $32 \text{ W/m}^2$  für die unterschiedlichen Klassen erreicht. Wird für die längenspezifischen Wärmeverluste der gedämmten Rohrleitungen ein Wert von  $40 \text{ W/m}$  angenommen, so ergeben sich daraus für das simulierte System ( $A_{\text{koll}} = 25 \text{ m}^2$ ) maximal auftretende Dampfreichweiten von  $73 \text{ m}$  (Klasse C),  $44 \text{ m}$  (Klasse B) und  $20 \text{ m}$  (Klasse A).

Die rechten Kurvenenden in Abbildung 8.2 markieren auf der x-Achse die Stagnationshäufigkeit für das gesamte Jahr, die sich erwartungsgemäß bei den verschiedenen Klassen kaum unterscheidet, und auf der y-Achse die minimal auftretende Dampfproduktionsleistung. Für den folgenden Vergleich der Regelungsvarianten wird als Referenzsystem die Variante mit der höchsten DPL (Klasse C) ausgewählt.

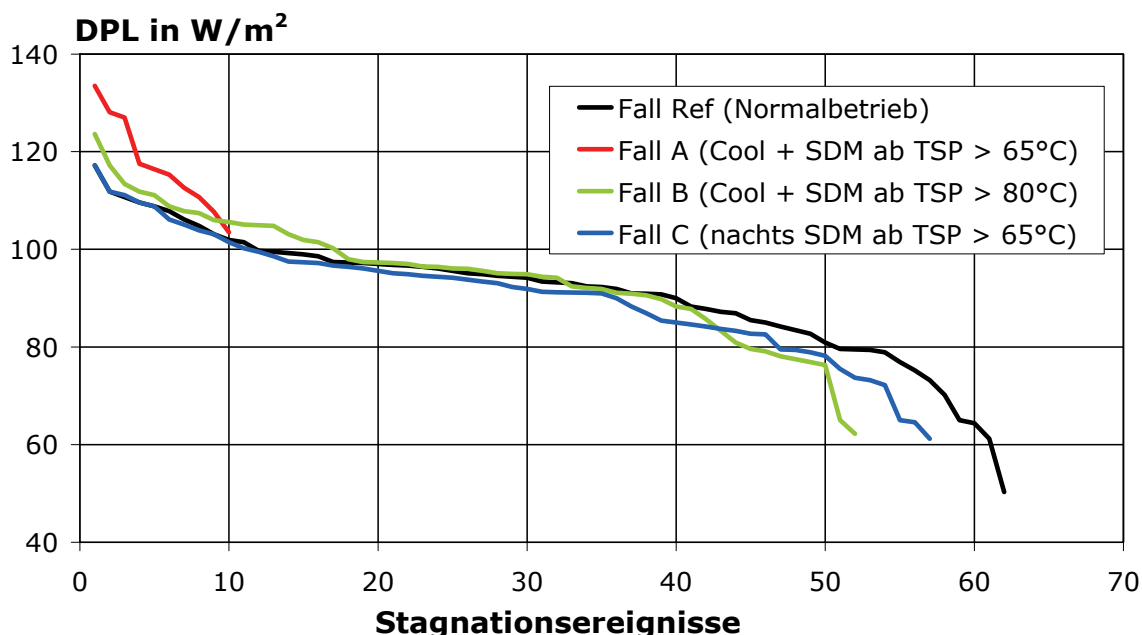


Abbildung 8.3: Häufigkeitsverteilung der auftretenden maximalen DPL für die simulierten Regelungsvarianten zur Entschärfung der Stagnationsproblematik.

Wie aus Tabelle 8.2 bereits ersichtlich ist, treten beim Regelungsfall B die wenigsten Stagnationszustände auf (10). Dieses erfreuliche Ergebnis wird dadurch relativiert, dass diese Stagnationszustände zu den höchsten Dampfproduktionsleistungen führt: Die maximale DPL liegt bei Variante B bei  $134 \text{ W/m}^2$ , der durchschnittliche Wert dieser 10 Stagnationsfälle bei  $117 \text{ W/m}^2$  (Abbildung 8.3). Auch alle weiteren Regelungsstrategien schaffen es im Vergleich zum Normalbetrieb nicht, die maximal auftretenden DPL-Werte zu reduzieren; es wird lediglich eine leichte Abnahme der Stagnationshäufigkeit erreicht. Die maximalen DPL-Werte liegen bei den Varianten A und C im Bereich des bei Normalbetrieb erreichten Wertes (ca.  $120 \text{ W/m}^2$ ). Die Durchschnittswerte liegen bei  $91 \text{ W/m}^2$  (Normalfall und Fall C) sowie  $95 \text{ W/m}^2$  (Fall A).

Durch die getesteten Regelungsstrategien werden vor allem die Stagnationszustände mit geringen Dampfproduktionsleistungen vermieden. Die Regelungsvariante B führt dazu, dass Stagnation zwar nur noch selten auftritt, die dann erreichten Dampfproduktionsleistungen sind dann aber sehr hoch, da der Zeitpunkt des Pumpenstillstands zu Zeiten hoher Bestrahlungsstärke eintritt.

## 8.5 Bewertung

Sowohl die experimentellen Tests als auch die Simulationsrechnungen haben gezeigt, dass die nächtliche Kühlung des Speichers über das Kollektorfeld in Verbindung mit einer Speicherdurchmischung die Stagnationshäufigkeit reduziert oder zumindest das Eintreten des Stagnationszustandes verzögern kann. Negativ zu bewerten sind der erhöhte Pumpenstrombedarf, der die Leistungsfähigkeit der

Anlage in der Simulation um bis zu 5.5% reduziert, und die Tatsache, dass die Höhe der maximal auftretenden Dampfproduktionsleistungen durch die Regelungsstrategien nicht reduziert, sondern eher erhöht wird. Die Kühlung über das Kollektorfeld ist bei Vakuumröhrenkollektoren oder sehr leistungsfähigen Flachkollektoren aufgrund der geringen Wärmeverluste nur sehr begrenzt möglich. Zusätzlich bleibt das Problem, dass Regelungsstrategien nur den Zustand einer Speicherübertemperatur verhindern oder verzögern können. Im Fall eines Anlagendefekts sind diese Strategien meist ohne Wirkung.

Unter Berücksichtigung der hier gewonnenen Simulationsergebnisse scheint es also nicht sinnvoll, sich bei stagnationskritischen Systemen einzig auf den Einsatz belastungsmindernder Regelungsstrategien zu verlassen. Wenn ein vorteilhaftes Entleerungsverhalten eines Kollektorfeldes nicht erreicht werden kann, sollte wie in Abschnitt 4.3 beschrieben der Einsatz von Stagnationskühlern erwogen werden. Durch den Einsatz der beschriebenen Regelungsstrategien könnten dann ggf. die Kühlerlaufzeiten reduziert werden.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung des Stagnationsverhaltens verschiedener Einzelkollektoren und Kollektorfelder bis 90 m<sup>2</sup>. Diese wurden indoor unter dem Sonnensimulator, outdoor an den Testständen des ISFH oder in situ vermessen. Zahlreiche Komponenten dieser Anlagen wurden anschließend einer eingehenden Untersuchung unterzogen, um stagnationsbedingte Schäden zu identifizieren. Ferner wurden Maßnahmen entwickelt und getestet, welche die Stagnationshäufigkeit verringern und so die Belastungen für das System mindern können. Die eingesetzten Messverfahren zur Bestimmung der stagnationsrelevanten Kenngrößen wurden einer kritischen Überprüfung unterzogen. Auf Basis der gewonnenen Messdaten zum Stagnationsverhalten der unterschiedlichen Feldvarianten wurde ein Modell entwickelt, mit dem die Dampfproduktionsleistung und das bei Stagnation entstehende Dampfvolumen abgeschätzt werden können. Abschließend wurden in Simulationsrechnungen die Auswirkungen von belastungsmindernden Regelungsstrategien auf die Stagnationshäufigkeit, die Höhe der auftretenden Dampfproduktionsleistungen und die Leistungsfähigkeit des simulierten Systems analysiert.

Für die Bestimmung des bei Stagnation entstehenden Dampfvolumens wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Verfahren entwickelt, das über die permanente Messung der Zustandsgrößen des Stickstoffvolumens innerhalb des Membranausdehnungsgefäßes das Dampfvolumen ableitet. Gegenüber dem herkömmlichen Verfahren (Messung der MAG-Masse auf einer Präzisionswaage) ist bei dieser Methode der messtechnische Aufwand sehr gering und kann daher bei der In-situ-Vermessung von Betreiberanlagen eingesetzt werden. Hierzu sind lediglich die Aufnahme der Druck-Volumen-Kennlinie des MAG, sowie die Messung des Systemdrucks innerhalb des Kollektorkreises und der MAG-Temperatur notwendig. Die Verfahrensunsicherheit liegt bei etwa 10%.

Die experimentellen Untersuchungen der Testkollektorfelder haben gezeigt, dass sowohl die interne als auch die externe Kollektorfeldhydraulik einen entscheidenden Einfluss auf das Stagnationsverhalten hat. Die optimierte Verlegung der Anschlussleitungen (Vermeidung von Flüssigkeitssäcken) führte zu einer Abnahme der Dampfproduktionsleistung von bis zu 35%. Bei den Flachkollektorfeldern zeigte sich zudem eine Abnahme der Dampfproduktionsleistung bei erhöhtem Anlagendruck um bis zu 54%. Durch die erhöhte Verdampfungstemperatur ist allerdings die Belastung für den Wärmeträger und die Dichtungen innerhalb des Solarkreises höher. Daher kann ein erhöhter Systemdruck bei Flachkollektorfeldern nicht ohne weiteres empfohlen werden.

In den Versuchen an einem direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorfeld, welches im Durchschnitt die höchsten Dampfproduktionsleistungen aufwies, war ein sehr sensitives Verhalten bei horizontaler Röhrenausrichtung zu erkennen. Die Indoor-Versuche an diesem Kollektortyp zeigten, dass ein leicht negativer Neigungswinkel (Sammler unterhalb der Röhren) des Kollektors zu einer Begrenzung des Dampf Volumens auf den Kollektor führt ( $DPL = 0 \text{ W/m}^2$ ). Wenn eine gute Entlüftbarkeit des Kollektorkreises gewährleistet ist, sind negative Neigungswinkel von direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren aufgrund des optimalen Entleerungsverhaltens sehr empfehlenswert.

Bei den Indoor-Versuchen zeigte sich auch eine Abhängigkeit der DPL vom Neigungswinkel eines Flachkollektors: Je steiler der Neigungswinkel, desto schlechter war das Entleerungsverhalten und desto größer war die Dampfproduktionsleistung ( $30^\circ$ :  $43 \text{ W/m}^2$ ;  $60^\circ$ :  $65 \text{ W/m}^2$ ). Zusätzliche Versuche an einem baugleichen Kollektor mit größeren Querschnitten des internen Rohrregisters lieferten eine erhöhte DPL als dies mit kleinen Rohrleitungsquerschnitten der Fall war. Ein größerer Fluidinhalt des Kollektors wirkte sich hier somit negativ auf das Stagnationsverhalten aus.

In den untersuchten Betreiberanlagen wurden maximale Dampfreichweiten zwischen 26 und 68 m gemessen. Die Dampfproduktionsleistungen lagen zwischen 25 und  $82 \text{ W/m}^2$ . Diese Ergebnisse sind allerdings mit einer hohen Messunsicherheit versehen. Auffällig ist, dass in den meisten Fällen ein Reglerfehler oder Undichtigkeiten am Solarkreis Ursache für die Stagnationszustände waren, und nicht – wie es bei Kombianlagen zu erwarten wäre – einen Übertemperatur des Speichers.

Die Wärmeträger der Outdoor-Testsysteme zeigten sich nach drei Jahren mit erhöhter Stagnationsbelastungen in einem vergleichsweise guten Zustand. Die niedrigste gemessene Reservealkalität lag bei 58 %. Viel gravierender waren die Schäden, die an Betreiberanlagen durch die beschleunigte Alterung des Wärmeträgers ausgelöst durch das Zusammenspiel von hohen Temperaturen und in den Solarkreis eingedrungenen Luftsauerstoffs festgestellt wurden. Die polymeren Zersetzungsprodukte führten zu Verklebungen in den Kollektoren, in der Pumpe und im Wärmeübertrager. Aber auch im Normalbetrieb ohne das Eindringen von Sauerstoff in den Solarkreis haben große Dampfreichweiten die Membrane einiger Ausdehnungsgefäße thermisch stark belastet und so feuchtigkeitsdurchlässig gemacht. Alle weiteren untersuchten Komponenten waren trotz hoher Temperaturbelastung in einem guten Zustand.

Bei der Anlagenplanung sollte in jedem Fall auf ein gutes Entleerungsverhalten des Kollektorfeldes geachtet werden. Wenn diese Empfehlung nicht umgesetzt werden kann, sollten belastungsmindernde Regelungsstrategien, Vorschaltgefäße oder dampfdissipierende Kühlkörper eingesetzt werden. Durch die experimen-

tellen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die Kollektorkühlfunktion nur sehr begrenzt belastungsmindernd wirkt. Bei den Flachkollektorfeldern wurde der Stagnationsbeginn lediglich um 30 Minuten verzögert, bei dem untersuchten Vakuumröhrenkollektorfeld war keine Wirkung zu erkennen. Zudem führte der Pumpenbetrieb bei sehr hohen Kollektoraustrittstemperaturen in einigen Fällen zur Dampfbildung während der Kollektordurchströmung und in der Folge zum Transport des Dampfes zu den temperaturempfindlichen Komponenten. Eine Nachtauskühlung des Speichers über das Kollektorfeld war lediglich bei den Flachkollektoren sinnvoll. Die Kühlung über das Vakuumröhrenkollektorfeld konnte aufgrund der geringen Wärmeverluste die Speichertemperatur kaum reduzieren.

Durch Simulationsrechnungen wurde gezeigt, dass sich die Stagnationshäufigkeit um 84% reduziert, wenn in den Nachtstunden eine Kühlung über das Kollektorfeld ab einer Speichertemperatur von 65°C durchgeführt wird. Allerdings führen diese wenigen Stagnationszustände allesamt zu sehr großen Dampfproduktionsleistungen und Dampfreichweiten. Gleichzeitig reduziert sich auch die anteilige fossile Endenergieeinsparung unter Berücksichtigung der Pumpenstromverbräuche um 5.5%. Beim Einsatz von Regelungsstrategien zum Schutz vor Stagnationsschäden ist zu beachten, dass diese nur bei einer Übertemperatur des Speichers funktionieren. Die in den Betreiberanlagen häufig als Stagnationsursache vorgefundenen Regelungsfehler und Undichtigkeiten am Solarkreis können mit Regelungsstrategien nicht verhindert werden.

Die Integration von Kühlkörpern bildet hingegen eine einfache und zuverlässige Methode zum Schutz der temperaturempfindlichen Komponenten. Die Experimente und Berechnungen zeigten, dass vor allem Heizleistenelemente für diese Anwendung sehr gut geeignet sind. Wird eine höhere Kühlleistung benötigt und soll zudem eine Überhitzung des Heizungsraums verhindert werden, empfiehlt sich der Einsatz eines wasserbetriebenen Stagnationskühlers.

Auch unter Beachtung der Kondensationseffekte innerhalb der Rohrleitungen stellt die Ableitung der Dampfproduktionsleistung aus der Messung von Dampfreichweite und Rohrleitungsverlusten ein geeignetes Verfahren dar. Die Verfahrensunsicherheit hängt entscheidend vom Abstand der Temperatursensoren ab. Weitere Effekte, die sich aus der Bewegung der Dampffront während des Stagnationsvorgangs ergeben, können vernachlässigt werden. Die Restflüssigkeitsmenge innerhalb des Kollektors unterliegt bei dieser Methode allerdings einer Messunsicherheit von ca. 30%.

Auf Basis der experimentellen Untersuchungen an den Outdoor-Kollektorfeldern wurde ein Vorhersagemodell entwickelt, mit dem es möglich ist, die Dampfproduktionsleistung und das Dampfvolumen im Solarkreis mit einer Verfahrensunsicherheit von etwa 25% abzuschätzen. Dieses Verfahren ist bedeutend genauer

als die Ableitung des Dampf Volumens aus dem Fluidinhalt des Feldes und der Abschätzung des unter Dampf stehenden Teils der Rohrleitungen.

Inwieweit die in den Testdachuntersuchungen gewonnen Erkenntnisse auf Kollektorfelder größer als 30 m<sup>2</sup> übertragen werden können, ist unklar. Schon bei den untersuchten Betreiberanlagen mit Kollektorflächen über 45 m<sup>2</sup> ergaben sich deutlich geringere Dampfproduktionsleistungen als die Kollektorfeldverschaltungen erwarten ließen. Eine genaue Kenntnis der auftretenden Dampfreichweiten und Dampfproduktionsleistungen ist allerdings sehr wichtig für dieses zukunftssträchtige Marktsegment.

Darüber hinaus fehlen vor allem Untersuchungen zum Stagnationsverhalten von Kollektorfeldern größer 100 m<sup>2</sup>. Bei diesen Systemen kommt eine grundsätzlich andere Sicherheitstechnik zum Einsatz als bei kleinen und mittleren Anlagen. Eine zentrale Frage ist hier, ob es durch das automatische Abblasen und Wiederbefüllen im Stagnationsfall zu einer vermehrten Sauerstoffanreicherung im Solarkreis kommt und das Solarfluid dadurch frühzeitig altert. Hinzu kommt, dass große Anlagen bisher fast ausschließlich so ausgelegt wurden, dass keine Stagnation durch eine Übertemperatur des Speichers auftritt. Wie die Untersuchungen an den Betreiberanlagen allerdings gezeigt haben, ist häufig ein Anlagendefekt für das Auftreten der Stagnationszustände verantwortlich und somit auch bei den solaren Trinkwassersystemen nicht auszuschließen. Ferner geht auch im Marktsegment der Großanlagen der Trend zu Kombianlagen, wodurch es in Zukunft unbedingt notwendig ist, das Stillstandsverhalten dieser Systeme zu untersuchen.



# Anhang

## A.1 Abstände der Temperatursensoren der Anlagen VRK1, FK2 und FK3

In den dargestellten Tabellen zeigen die Spalten 2 und 3 die Abstände der Temperatursensor untereinander. Der Wert in der Zeile „T1“ bezeichnet den Abstand vom Kollektoranschluss bis zum Sensor „T1“, der Wert der Zeile „T1a“ den Abstand der Sensoren „T1“ und „T1a“, usw. Spalte 4 und 5 zeigen die Abstände vom Kollektoranschluss bis zum jeweiligen Sensor.

### Anlage VRK1

Sensor	VL-Leitung in m	RL-Leitung in m	VL-Leitung (kumuliert) in m	RL-Leitung (kumuliert) in m
T1	1.43	1.15	1.4	1.2
T1a	6.60	4.90	8.0	6.1
T1b	3.00	3.00	11.0	9.1
T1c	3.00	3.00	14.0	12.1
T1d	3.00	3.00	17.0	15.1
T2	3.10	3.00	20.1	18.1
T3	2.95	2.98	23.1	21.0
T4	3.00	4.48	26.1	25.5
T5	4.10	3.93	30.2	29.4
T6	3.12	3.29	33.3	32.7
T6a	1.18	-	34.5	-
T7	3.44	2.31	37.9	35.0
T8	-	2.54	-	37.6

Anlage FK2

Sensor	VL-Leitung in m	RL-Leitung in m	VL-Leitung (kumuliert) in m	RL-Leitung (kumuliert) in m
T1	0.18	0.13	0.2	0.1
T1a	10.59	8.92	10.8	9.1
T1b	2.80	3.00	13.6	12.1
T1c	2.80	3.00	16.4	15.1
T1d	2.90	3.00	19.3	18.1
T1e	3.10	3.07	22.4	21.1
T2	2.85	3.10	25.2	24.2
T3	2.86	2.78	28.1	27.0
T4	2.94	2.93	31.0	29.9
T5	3.00	3.00	34.0	32.9
T6	4.08	4.08	38.1	37.0
T7	2.89	2.24	41.0	39.3

Anlage FK3

Sensor	VL-Leitung in m	RL-Leitung in m	VL-Leitung (kumuliert) in m	RL-Leitung (kumuliert) in m
T1	0.10	0.10	0.1	0.1
T1a	8.38	2.35	8.5	2.5
T1b	3.00	2.75	11.5	5.2
T1c	3.15	2.78	14.6	8.0
T1d	2.97	2.97	17.6	11.0
T1e	2.83	2.65	20.4	13.6
T2	2.83	2.74	23.3	16.3
T3	3.12	2.82	26.4	19.2
T4	3.12	2.87	29.5	22.0
T5	3.65	2.90	33.2	24.9
T6	3.81	3.17	37.0	28.1
T7	4.16	8.4	41.1	36.5

## A.2 Kenndaten der untersuchten Heizleiste

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Hersteller		Variotherm	
Liefergröße eines Elements		2.5	m
Rippenlänge	$l_R$	0.078	m
Rippenbreite	$b_R$	0.056	m
Rippenabstand	$t_R$	0.005	m
Blechdicke der Rippe	$s$	0.00045	m
Rohrinnendurchmesser	$d_i$	0.0167	m
Rohraußendurchmesser	$d$	0.018	m
Abstand Rohrende – 1. Rippe		0.04	m
Material des Rohrs		Kupfer	
Material der Rippe		Aluminium	

## A.3 Dimensionierung der Solarkreisverrohrung

Die dargestellte Tabelle basiert auf Remmers (2001).  $A_i$  ergibt aus  $d_i$  über  $A_i = \frac{1}{4} \pi d_i^2$ . Die Größe der Rohrleitungen wird in Abhängigkeit vom Volumenstrom so gewählt, dass sich immer eine Strömungsgeschwindigkeit  $w_L$  des Fluids von etwa 0.35 m/s ergibt.

$A_{\text{koll}} / \text{m}^2$	$d_i$ in m bei High-flow 30 l/m <sup>2</sup> h	$d_i$ in m bei Low-flow 15 l/m <sup>2</sup> h	$d_i$ in m bei Low-flow 12 l/m <sup>2</sup> h
20	0.025	0.016	0.016
30	0.032	0.020	0.020
50	0.039	0.025	0.025
80	0.050	0.032	0.032
130	0.072	0.039	0.032
160	0.072	0.050	0.039
200	0.085	0.050	0.050
250	0.085	0.072	0.050
300	0.103	0.072	0.072
400	0.103	0.085	0.072
$w_L$	0.33 m/s	0.37 m/s	0.35 m/s
$A_{\text{koll}} / A_i$	$3.95 \cdot 10^4$	$8.94 \cdot 10^4$	$1.09 \cdot 10^5$

#### A.4 Stoffwerte von Wasser

Dargestellt sind die Stoffwerte von Wasser bei einer Umgebungstemperatur von 25°C und einem Druck von 1 bar sowie die Stoffwerte von Wasser bzw. Dampf im Sättigungszustand bei 140°C (3.615 bar) nach VDI (2002).

Bezeichnung	Symbol	Werte bei 140°C	Werte bei 25°C	Einheit
Dichte Wasser	$\rho_L$	926.13	997.05	kg/m <sup>3</sup>
Dichte Dampf	$\rho_G$	1.9665	-	kg/m <sup>3</sup>
Kinematische Viskosität Wasser	$\nu_L$	0.2122*10 <sup>-6</sup>	0.893*10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup> /s
Kinematische Viskosität Dampf	$\nu_G$	6.940*10 <sup>-6</sup>	-	m <sup>2</sup> /s
Dynamische Viskosität Wasser	$\eta_L$	196.5*10 <sup>-6</sup>	890.1*10 <sup>-6</sup>	kg/ms
Dynamische Viskosität Dampf	$\eta_G$	13.65*10 <sup>-6</sup>	-	kg/ms
Spezif. isobare Wärmekap. Wasser	$c_{p,L}$	4286	4182	J/kgK
Spezif. isobare Wärmekap. Dampf	$c_{p,G}$	2311	-	J/kgK
Wärmeleitfähigkeit Wasser	$\lambda_L$	683.3*10 <sup>-3</sup>	607.2*10 <sup>-3</sup>	W/mK
Wärmeleitfähigkeit Dampf	$\lambda_G$	30.14*10 <sup>-3</sup>	-	W/mK
Oberflächenspannung Wasser	$\sigma_L$	50.86*10 <sup>-3</sup>	71.97*10 <sup>-3</sup>	N/m
Verdampfungsenthalpie	$\Delta h_v$	2144.2*10 <sup>-3</sup>	-	J/kg
Prandtl-Zahl Wasser	$Pr_L$	1.233	6.130	-
Prandtl-Zahl Dampf	$Pr_G$	1.046	-	-

## Literaturverzeichnis

- Baehr, H.D.; Stephan, K. (2006): Wärme- und Stoffübertragung. 5. Auflage. Berlin u.a.: Springer.
- Becker, R. (2005): Regelungstechnische Untersuchungen zur Vermeidung von Stillstandssituationen bei großen solarthermischen Anlagen. In: Tagungsband 15. Symposium Thermische Solarenergie 2005. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- BSW (2007): Solaratlas 2007. 2. Auflage. Berlin: Bundesverband Solarwirtschaft (BSW).
- Collier, J.G.; Thome, J.R. (1994): Convective Boiling and Condensation. 3. Auflage. Oxford Engineering Science Series. Oxford u.a.: Clarendon Press.
- Croy, R.; Wirth, H.P. (2006): Analyse und Evaluierung großer Kombianlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung. Abschlussbericht zum BMU-Forschungsvorhaben 0329268B. Hilden. Bezug: [www.solarkombianlagen-xl.info](http://www.solarkombianlagen-xl.info).
- Eckhoff, S. (1995): Zur Anwendung von Vakuumröhrenkollektoren mit integriertem Gravitationswärmerohren in Hochtemperatur-Solarherden. Diplomarbeit. Philipps-Universität Marburg. Fachbereich Physik. Marburg.
- Eggert, D. (2005): Experimentelle Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Anlagen. Diplomarbeit. Fachhochschule Münster. Fachbereich Energie, Gebäude, Umwelt. Münster.
- Eisenmann, W. (2003): Untersuchungen zu Leistungsfähigkeit und Materialaufwand von Sonnenkollektoren mit serpentinen- und harfenartiger Rohrverlegung. Fortschritt-Berichte-VDI. Reihe 6. Energietechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Eisenmann, W. (2004): Zur Bedeutung und Bestimmung der effektiven Wärmekapazität von Sonnenkollektoren. In: Tagungsband 14. Symposium Thermische Solarenergie 2004. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Eismann, R. (2004): Neues Verfahren zur Dimensionierung von Membranausdehnungsgefäßen. In: Tagungsband 14. Symposium Thermische Solarenergie. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Fricke, J.; Borst, W.L. (1984): Energie. Ein Lehrbuch der physikalischen Grundlagen. Energiequellen, Energiespeicherung, Energietransport, Energiekonservierung. 2. Auflage. München u.a.: Oldenbourg.
- Gränicher, W.H.H. (1996): Messung beendet - was nun? Einführung und Nachschlagewerk für die Planung und Auswertung von Messungen. 2. Auflage. Zürich: vdf. Stuttgart: Teubner.

- Grimley, L.S. (1945): Liquid Flow Conditions in Packed Towers. In: Chemical Engineering Research and Design, vol. 23a, 1945, p. 228-235.
- Hausner, R.; Fink, C. (2000): Stagnation Behaviour of Thermal Solar Systems. In: Proceedings of the ISES Europe Solar Congress 2000. Copenhagen.
- Hausner, R.; Fink, C.; Wagner, W.; Riva, R.; Hillerns, F. (2003): Entwicklung von thermischen Solarsystemen mit unproblematischem Stagnationsverhalten. Berichte aus Energie- und Umweltforschung, 9/2003. Wien: BMVIT. Bezug: [www.energytech.at/hdz\\_pdf/endbericht\\_fink\\_id1804.pdf](http://www.energytech.at/hdz_pdf/endbericht_fink_id1804.pdf)
- Heimrath, R.; Haller, M. (2007): Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System. IEA SHC - Task 32. Institute of Thermal Engineering. Graz.
- Henderson, T.R.; Clark, C.R.; Marshall, T.C.; Hanson, R.L.; Hobbs, C.H. (1981): Heat Degradation Studies of Solar Heat Transfer Fluids. In: Solar Energy, vol. 27, no. 2, 1981, p. 121-128.
- Hillerns, F. (2003): Untersuchungen zur Wärmebelastung von Solarfluiden. In: Tagungsband 13. Symposium Thermische Solarenergie 2003. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Holzenberger, K. (1989): Kreispumpen-Lexikon. 3. Auflage. Frankenthal (Pfalz): KSB.
- Huhn, J.; Wolf, J. (1975): Zweiphasenströmung - gasförmig/flüssig. 1. Auflage. Leipzig: Fachbuchverlag.
- Incropera, F.P.; DeWitt, D.P. (2002): Introduction to Heat Transfer. 4. Auflage. New York u.a.: Wiley.
- Jordan, U.; Vajen, K. (2000): Influence of the DHW profile on the Fractional Energy Savings: A Case Study of a Solar Combi-System. In: Solar Energy, vol. 69, Suppl. 6, 2000, p. 197-208.
- Jordan, U.; Vajen, K. (2001): Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales, V.2.0. Universität Marburg. D-35032 Marburg. 2001.
- Khartchenko, N.V. (1995): Thermische Solaranlagen: Grundlagen, Planung und Auslegung. 1. Auflage. Berlin u.a.: Springer.
- Kirchner, M.; Scheuren, J.; Eisenmann, W. (2006): Zum Einfluss des Neigungswinkels auf das Stagnationsverhalten eines Vakuumröhrenkollektors. In: Tagungsband 16. Symposium Thermische Solarenergie 2006. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Kirkup, L.; Frenkel, B. (2006): An Introduction to Uncertainty in Measurement: Using the GUM (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement). Cambridge u.a.: Cambridge University Press.

- Klein, S.A. (1994): TRNSYS - A Transient System Simulation Program. Version 16. Solar Energy Laboratory. University of Wisconsin-Madison. Madison.
- Kutateladze, S.S.; Gogonin, I.I. (1979): Heat Transfer in Film Condensation of Slowly Moving Vapor. In: International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 22, 1979, p. 1593-1599.
- Lange, D.; Keilholz, C. (2005): Leistungssteigerung von Kollektoren - Vertriebliche, rechtlich und werkstofftechnische Grenzen. In: Tagungsband 15. Symposium Thermische Solarenergie 2005. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Lintz, A. (2006): Erprobung eines Verfahrens zur Dampfvolumenbestimmung im Solarkreis solarthermischer Anlagen im Stagnationsfall. Projektarbeit. Universität Hannover. Institut für Thermodynamik. Hannover.
- Lustig, K. (2002): Experimentelle Untersuchungen zum Stillstandsverhalten thermischer Solaranlagen. Dissertation. Universität Karlsruhe. Fakultät für Maschinenbau. Karlsruhe. Bezug: [www.ubka.uni-karlsruhe.de/vvv/2002/maschinenbau/5/5.pdf](http://www.ubka.uni-karlsruhe.de/vvv/2002/maschinenbau/5/5.pdf).
- Mersmann, A.; Kind, M.; Stichlmair, J. (2005): Thermische Verfahrenstechnik. Grundlagen und Methoden. 2. Auflage. Berlin u.a.: Springer.
- Ochs, F.; Stumpp, H.; Mangold, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. (2004): Bestimmung der feuchte- und temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffen. In: Tagungsband 14. Symposium Thermische Solarenergie 2004. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Perers, B.; Bales, C. (2002): A Solar Collector Model for TRNSYS Simulation and System Testing – A Report of IEA SHC – Task 26 Solar Combisystems. Solar Energy Research Center SERC. Borlänge. Bezug: [www.aee-intec.at/0uploads/dateien55.pdf](http://www.aee-intec.at/0uploads/dateien55.pdf).
- Recknagel, H.; Schramek, E.-R. (2005): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik. Ausgabe 2005/06. 72. Auflage. München u.a.: Oldenbourg.
- Remmers, K.-H. (2001): Große Solaranlagen. Einstieg in Planung und Praxis. 2. Auflage. Berlin: Solarpraxis AG.
- Rommel, M. (2006b): Persönliche Mitteilung am 8.11.06 in Freiburg.
- Rommel, M.; Siems, T.; Schüle, K. (2006): Aufkonzentration und thermische Belastung des Wärmeträgers. Vortrag auf dem Abschlussworkshop des Verbundprojekts "Systemuntersuchungen großer solarthermischer Kombianlagen". 08.11.06. Freiburg. Bezug: [www.solarkombianlagen-xl.info](http://www.solarkombianlagen-xl.info).
- Rommel, M.; Siems, T.; Schüle, K.; Mehnert, S.; Thoma, C. (2007): Entwicklung von Techniken zur Beherrschung des Stillstandsbetriebs. Abschlussbericht des

- BMU-Forschungsvorhabens 0329268C. Freiburg. Bezug: [www.solarkombianlagen-xl.info](http://www.solarkombianlagen-xl.info).
- Rossiter, W.J. (1985): An Investigation of the Degradation of Aqueous Ethylene Glycol and Propylene Glycol Solutions Using Ion Chromatography. In: Solar Energy Materials, vol. 11, 1985, p. 455-467.
- Schäfer, A.; Rommel, M.; Schmidt, V. (2003): Anforderungen an Rohrverbindungstechniken im Solarkreis von Thermischen Solaranlagen. In: Tagungsband 13. Symposium Thermische Solarenergie 2003. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Scheuren, J.; Eisenmann, W.; Rockendorf, G. (2006): Vorrichtung zur Minderung der Stagnationsbelastung in thermischen Solaranlagen durch Kühlung mit Wasser. Patentanmeldung 10 2006 009 112.4-15. Deutsches Patent- und Markenamt.
- Scheuren, J.; Eggert, D.; Eisenmann, W. (2005): Zum Verdampfungsverhalten größerer Kollektorfelder im Stagnationsfall. In: Tagungsband 15. Symposium Thermische Solarenergie 2005. Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg.
- Schulenberg, F.J. (1969): Wärmeübergang und Druckänderung bei der Kondensation von strömendem Dampf in geneigten Rohren. Dissertation. Universität Stuttgart.
- Senczek, R.-W. (2007): Persönliche Mitteilung am 02.04.2007. Produktmanager, Fa. Grundfos.
- Siems, T. (2006): Thermische Belastung von Komponenten des Solarkreises. Vortrag auf dem Stagnationsworkshop des Verbundprojektes „Systemuntersuchungen großer solarthermischer Kombianlagen“. 15.02.06. Freiburg.
- Siems, T.; Rommel, M.; Mehnert, S.; Thoma, C. (2006b): Untersuchungen zur Dampfdissipationsleistung eines Vorschaltgefäßes. Vortrag auf dem Abschlussworkshop des Verbundprojektes "Systemuntersuchungen großer solarthermischer Kombianlagen". 08.11.06. Freiburg.
- Siodla, R. (2006): Experimentelle Untersuchung von Lösungsstrategien zur Minderung der Stagnationsbelastungen in solarthermischen Anlagen. Diplomarbeit. Fachhochschule Wolfsburg/Wolfenbüttel, Fachbereich Versorgungstechnik. Wolfenbüttel.
- Stephan, K. (1988): Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden. Wärme- und Stoffübertragung. Berlin u.a.: Springer.
- VDI (2002): VDI-Wärmeatlas. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. 9. Auflage. Verein Deutscher Ingenieure. Berlin u.a.: Springer.
- VDI (2004): VDI 6002. Solare Trinkwassererwärmung. Allgemeine Grundlagen, Systemtechnik und Anwendung im Wohnungsbau. Verein Deutscher Ingenieure. Berlin: Beuth-Verlag.



- Wedel, S.; Bezzel, E. (2000): Heat Transfer Fluids for Solar DHW Systems. 2. Auflage. Solar Energy Centre Denmark. Danish Technological Institute. Bezug: [www.solenergi.dk/rapporter/sec-r-8.pdf](http://www.solenergi.dk/rapporter/sec-r-8.pdf).
- Weiss, W. (2003): Solar Heating Systems for Houses. A Design Handbook for Solar Combisystems. IEA Solar Heating and Cooling Programme. 1. Auflage. London: James & James.
- Wittwer, C. (1999): ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen. Dissertation. Universität Karlsruhe. Fakultät für Architektur. Karlsruhe.