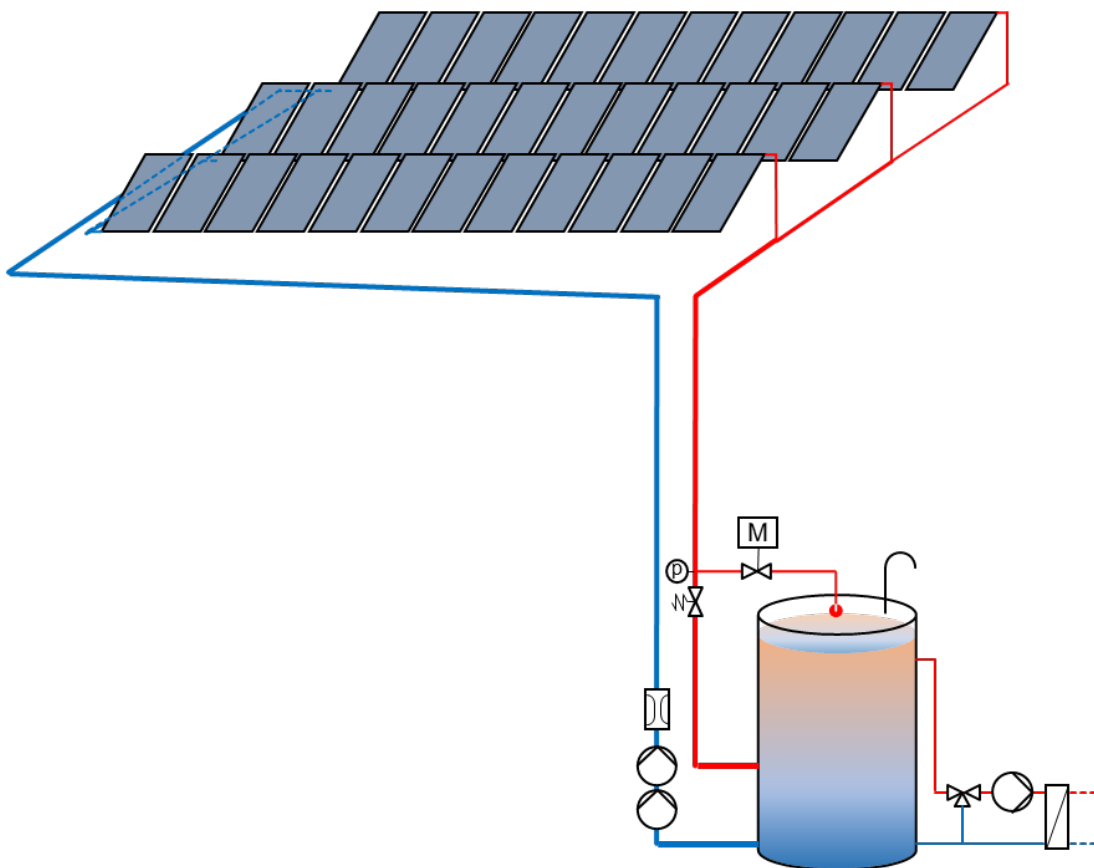




Schlussbericht vom 10. Oktober 2025

SimplyDrain2

Einfachste Solarwärmeanlagen mit Drainback-Prinzip als Ergänzung für Warmwassererzeuger in Mehrfamilienhäusern





INSTITUT FÜR
SOLARTECHNIK



OST
Ostschweizer
Fachhochschule



Fachhochschule Nordwestschweiz
Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik

Datum: 10. Oktober 2025

Ort: Rapperswil SG

Subventionsgeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Subventionsempfänger/innen:

SPF Institut für Solartechnik
Ostschweizer Fachhochschule OST
Oberseestr. 10, CH-8640 Rapperswil
www.spf.ch

Institut Energie am Bau
Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW
Hofackerstrasse 30, CH-4132 Muttenz
www.fhnw.ch

Autoren:

Daniel Philippen, SPF, daniel.philippen@spf.ch
Ralph Eismann, FHNW, ralph.eismann@fhnw.ch
Andreas Genkinger, FHNW, andreas.genkinger@fhnw.ch

BFE-Projektbegleitung:

Andreas Eckmanns (bis Juni 2025), andreas.eckmanns@bfe.admin.ch
Elena Lavinia Niederhäuser (ab Juli 2025), elena-lavinia.niederhaeuser@bfe.admin.ch,
Stephan Mathez, stephan.a.mathez@solarcampus.ch

BFE-Vertragsnummer: SI502537-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.



Zusammenfassung

Ein Drainback-Anlagenkonzept zur solarthermischen Nachrüstung von Warmwasser-Boilern in Mehrfamilienhäusern wurde entwickelt. Das System ist so konzipiert, dass der bestehende Boiler weiterhin genutzt werden kann. Die Solaranlage ist atmosphärisch offen, was einen drucklosen Speicher ermöglicht. Alle Rohrleitungen werden mit Gefälle montiert. Somit können Wasser als Wärmeträgermedium und kostengünstige Rohrleitungen aus Kunststoff- und Kunststoffverbund eingesetzt werden. Weitere Vorteile des Anlagenkonzepts sind ein geringer Platzbedarf, einfache Montage, hohe Betriebssicherheit sowie Effizienz- und Umweltvorteile. Das Konzept wurde durch Laborversuche und thermohydraulische Simulationen mit den Softwares HYDRA und TRACE erfolgreich getestet und ist detailliert für Planer:innen beschrieben. Die Software HYDRA (Neueste Version mit Anleitung in deutscher Sprache: [Solar Thermal Pipe Network Analysis download | SourceForge.net](#)) wurde um ein Drainback-Modell erweitert. Untersucht wurde die Anlage bei hohen Temperaturen bis 95 °C und bis Anlagenhöhen von 13 m, für die ein sicherer Betrieb demonstriert werden konnte. Es wurden die Grundlagen für eine Markteinführung geschaffen.

Résumé

Un concept d'installation auto-écoulement (dit «drainback») a été développé pour la modernisation solaire thermique des chauffe-eaux dans les immeubles collectifs. Le concept permet toutefois garder le chauffe-eau en service sur place. L'installation solaire est ouverte à l'atmosphère, permettant d'utiliser un réservoir sans pression. Toutes les conduites sont installées avec une pente. Il est donc possible d'utiliser de l'eau comme fluide caloporteur et des conduites en plastique ou en composite peu coûteuses. Ce concept présente d'autres avantages: forme compacte, montage simple, et haute fiabilité du fonctionnement, efficacité et rendement environnemental. Il a été testé avec succès dans le cadre d'essais en laboratoire ainsi que simulations thermohydrauliques à l'aide des logiciels HYDRA et TRACE, et est décrit en détail visant aux exigences de concepteurs. Le logiciel HYDRA (dernière version avec mode d'emploi en allemand: [Solar Thermal Pipe Network Analysis download | SourceForge.net](#)) a été développé davantage par un modèle «drainback». L'installation a été testée à des températures pouvant atteindre 95 °C et à des hauteurs pouvant atteindre 13 m, pour lesquelles un fonctionnement sûr a pu être démontré. Les bases d'une mise sur le marché ont été posées.

Summary

A drainback system concept has been developed to retrofit conventional hot water boilers in multi-family buildings with solar thermal heating. The retrofit concept preserves the existing boiler. Also, the solar system is open to the atmosphere, allowing the use of a non-pressurized storage tank. All pipes are installed with a gradient: this means that water can be used as heat transfer medium and pipes can be constructed of inexpensive plastic composite or plastic. Further advantages of the system concept are compact form, simple installation, and high operational reliability, efficiency and environmental performance. The concept has been successfully tested through laboratory experiments and thermohydraulic simulations using the HYDRA and TRACE software. The concept is described in detail for planners. The HYDRA software (newest version and manual in German: [Solar Thermal Pipe Network Analysis download | SourceForge.net](#)) was expanded with a drainback model. The system was tested at high temperatures up to 95 °C and at system heights of up to 13 m, for which safe operation could be demonstrated. The foundations for a market launch have been laid.



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
1.1	Ausgangslage und Hintergrund	7
1.2	Motivation des Projekts	7
1.3	Projektziele	8
2	Planung und Bau der Laboranlage	8
2.1	Anlagenschema zu Beginn der Versuche	8
2.2	Kollektorfeld	9
2.3	Solarkreis	11
2.4	Anlagensteuerung	13
2.5	Solarspeicher	15
2.6	Umbau bestehender Boiler	15
2.7	Fertiggestellte Laboranlage	17
3	Laborversuche	18
3.1	Kollektorfeldverrohrung	18
3.2	Betrieb der Laboranlage	18
3.2.1	Dampfaustritt bei Entleerung mit hohen Kollektortemperaturen	18
3.2.2	Steamback-Versuche	19
3.2.3	Solarkreiskühlung	20
3.2.4	Speicherumladung	22
3.3	Angepasstes Anlagenkonzept	25
4	Methoden der thermohydraulischen Modellierung	26
4.1	Kollektormodelle	26
4.1.1	Kollektormodell für TRACE	26
4.1.2	Kollektormodell für trockene Stagnation	30
4.2	Modelle für die Beurteilung des Stagnationsverhaltens	35
4.2.1	Restmenge und Dampfleistung aus Modellrechnungen	35
4.2.2	Effektive Restmenge und Dampfleistung – Kalibrierung durch Experiment	37
4.2.3	Integral der Dampfleistung und Dauer der Verdampfung	39
4.2.4	Wasseranteil im Gasaustausch an der Belüftungsöffnung des Speichers	40
4.2.5	Dissipationsvermögen des Kreislaufes	40
4.2.6	Beurteilung des Stagnationsverhaltens – stationäre Rechnung	42
4.2.7	Beurteilung des Stagnationsverhaltens – transiente Rechnung	42
4.3	Rohrwand und Wärmedämmung für die Modellierung in TRACE	44
4.4	Atmosphärendruck und Dampfdruck	45
4.5	Modell für die Selbstentlüftung	45
4.6	Strömungswiderstand von Pumpen bei der Entleerung	46
4.7	Erweiterungen von HYDRA zur Dimensionierung von DBS	48



4.7.1	Kreislauf, Druckverlust und Selbstentlüftung	48
4.7.2	Stagnationsverhalten	50
5	Simulation der Versuchsanlage mit TRACE	51
5.1	TRACE-Modell - Anschluss des Kollektorfeldes nach Tichelmann	51
5.1.1	Modellvalidierung anhand des Messdatensatzes vom 29. August 2024	52
5.1.2	Einfluss der Bestrahlungsstärke auf das Stagnationsverhalten	60
5.1.3	Stagnationsverhalten ohne Turbinenbetrieb der Pumpe	64
5.1.4	Befüllen bei einseitigem Anschluss des Kollektorfeldes	65
5.2	Diskussion	71
6	Fallbeispiel für die Dimensionierung einer Drainback-Anlage	72
6.1	Minimaler Volumenstrom für sichere Entlüftung	74
6.2	Strömungsdruckverluste beim minimal erforderlichem Durchfluss	75
6.3	Bemessung des Überströmventils zu Druckhochhaltung	77
6.4	Bemessung der Pumpe	78
6.5	Berechnung des stationären Betriebs	80
6.5.1	Betriebspunkt bei Maximal- und Minimaldrehzahl	80
6.5.2	Druck am Hochpunkt	81
6.5.3	Stagnation	83
6.6	Simulation des Fallbeispiels mit TRACE	85
6.7	Befüllen der Anlage	86
6.8	Stagnation	88
7	Gestaltungshinweise für das Drainback-Konzept mit atmosphärisch offenem Speicher	91
7.1	Kollektoren und Kollektorfeld	91
7.2	Gestaltung des Kreislaufes	92
7.3	Betrieb/Steuerung	93
7.4	Vorgehen bei der Anlagenplanung	93
7.4.1	Geometrischer Aufbau der Anlage	94
7.4.2	Feldanordnung und Rohrführung	94
7.4.3	Dimensionieren des Kreislaufes	95
7.4.4	Nachweis der Stagnationssicherheit	96
8	Schlussfolgerungen und Ausblick	96
9	Literaturverzeichnis	98
Annex	100



Abkürzungsverzeichnis

DB	Drainback
DBS	Drainback-System(e)
Pri	Primärseite des Plattenwärmetauschers
PWT	Plattenwärmetauscher
Sek	Sekundärseite des Plattenwärmetauschers
T	Temperatur
z	Höhe im thermischen Speicher (z1 = unterste Position)



1 Einleitung

1.1 Ausgangslage und Hintergrund

Im Projekt SimplyDrain2 wurden kostengünstige Konzepte für grössere solar-thermische Drainback-Systeme (DBS) entworfen und mittels Laborversuche und Simulationen analysiert. Das Projekt baut auf den vorangegangenen BFE-Projekte ReSoTech1 und ReSoTech2 sowie SimplyDrain auf¹. Der Forschungsschwerpunkt wurde mit SimplyDrain2 auf grosse DBS mit mehreren parallel geschalteten Kollektorreihen erweitert.

Im Vorgängerprojekt SimplyDrain1 war ein kleines DBS mit 9 m² Kollektorfläche im Labor betrieben worden. Der Solarkreislauf wurde mit vorgedämmten Kunststoffrohren und Steckfittings aufgebaut. Als Wärmeträgermedium kam Wasser ohne Frostschutzmittel zum Einsatz. Der Solarkreislauf war ohne Wärmetauscher direkt an einen vereinfachten, aber schichtungseffizienten solaren Pufferspeicher angeschlossen, der das Drainback-Volumen enthielt. Prinzipielle Auslegungs- und Betriebsregeln für kleine DBS mit einer Kollektorreihe wurden mit thermohydraulischen Simulationen gewonnen. Da sich SimplyDrain1 auf eine kleine Solaranlage mit nur einer Kollektorreihe konzentrierte, kann keine Aussage über grössere Hydrauliken mit verzweigten Solarkreisläufen gemacht werden, bei denen die Druckverhältnisse in den verschiedenen Verzweigungen einen signifikanten Einfluss auf die Entleerung und Entlüftung haben. Auch Effekte wie die Dampfausbreitung in den Kreislauf nach der Entleerung, beeinflusst durch die im Kollektor verbleibende Wassermenge, und die Löslichkeit nicht-kondensierbarer Gase, die den Systemdruck und die Verdampfungstemperatur beeinflussen, konnten nicht ausreichend untersucht werden.

1.2 Motivation des Projekts

Das Projekt SimplyDrain2 untersucht grosse Drainback-Systeme mit mehreren Kollektorreihen anhand von Experimenten und validierten thermohydraulischen Simulationen. Verwendet werden drainback-fähige Mäanderkollektoren, da diese im Gegensatz zu Harfenkollektoren aufgrund des relativ hohen Druckverlusts auch bei mehreren Kollektoren pro Kollektorfeldreihe eine gute Strömungsverteilung gewährleisten. Es werden Massnahmen zur Gewährleistung einer vollständigen Entlüftung des verzweigten Hydraulikkreislaufs nach dem Pumpenstart analysiert und sichere Systemauslegungen definiert. Die Ausbreitung von Dampf nach der Entleerung wird gemessen und mit Simulationen modelliert. Es werden prinzipielle Systemauslegungen von grösseren DBS für Mehrfamilienhäuser abgeleitet, die eine kostengünstige Auslegung mit hoher Betriebssicherheit ermöglichen.

Neben Kostenreduktionen beim Solarkreis sollen auch kostengünstige Konzepte für den Anschluss des Solarspeichers an bestehenden Boiler gefunden werden. Die Herausforderung ist hier, dass Standard-Boiler in der Regel über keine freien Anschlüsse verfügen.

Die Ergebnisse des Projekts SimplyDrain2 sollen dazu dienen, das Vertrauen der Solarthermie-Branche in die Drain-Back-Technologie und die

¹ ReSoTech1: Philippen et al., 2016, ReSoTech2 : Philippen et al., 2020, SimplyDrain: Philippen et al., 2021



Verwendung von kostengünstigen Standardkomponenten, wie vorisolierten Kunststoffrohren, zu stärken.

1.3 Projektziele

Ziele des Projekts SimplyDrain2 sind:

- Analyse der Entlüftung und Entleerung eines grossen DB-Systems durch Experimente im Labor mit zwei oder drei parallelen Kollektorreihen.
- Entwicklung und Erprobung einfacher Konzepte für die Wärmeübertragung zwischen der Solaranlage und dem bestehenden Warmwasserspeicher, die bei Sanierungen leicht anwendbar sind und zu einer hohen Speichereffizienz führen.
- Erweiterung und Validierung der thermohydraulischen Simulationsumgebung für zwei und mehr Kollektorreihen.
- Definition von Design-Grundlagen für einen zuverlässigen Systembetrieb in Bezug auf Entlüftung, Entleerung und Schutz von Material und Komponenten (Überhitzungs- und Frostschutz).
- Detaillierte Auslegungs- und Dimensionierungshilfe von DB-Grossanlagen.
- Verbesserung des Bekanntheitsgrades und des Vertrauens in DB-Systeme auf dem Markt durch Kommunikation der Projektergebnisse.

2 Planung und Bau der Laboranlage

Die Planung der Laboranlage, die Interpretation der Ergebnisse der Experimente und die benötigten Anpassungen von Hydraulik und Anlagensteuerung wurden mit Vertretern der beiden Firmen Equans (Michael Santo) und Frei Energietechnik (Ulrich Frei) wiederholt besprochen. Dadurch konnten wertvolle und langjährige Erfahrungen in das Projekt einfließen.

2.1 Anlagenschema zu Beginn der Versuche

Die Solaranlage im Laborgebäude des Instituts SPF enthält zwei parallel angeschlossene und auf einem Schrägdach übereinander montierte Kollektorreihen von je drei Kollektoren (Abbildung 1). Der Solarspeicher ist atmosphärisch offen und beinhaltet das Drainback-Volumen des Solarkreises. Die Druckhochhaltung in den Kollektoren während des Betriebs erfolgt, indem die Solarkreisumpen gegen ein Druckhochhalteventil arbeiten müssen, das im Vorlauf des Solarkreises nahe des Solarspeichers eingebaut ist. Die Entleerung der Anlage findet statt, wenn die Solarkreisumpen abstellen und das Schliesser-Ventil oberhalb des Drainback-Speichers öffnet. Entsprechend kann die Anlage befüllt bleiben, wenn es die Temperatur im Kollektorfeld zulässt. Die Anlagensicherheit im Falle eines Stromausfalls ist gewährleistet, da das Schliesser-Ventil bei Stromausfall mechanisch öffnet und die Anlage somit automatisch entleeren kann. Beide Speicher haben zwei Anschlusshöhen zur Beladung, um eine schnelle solare Aufheizung des Boilers auf Brauchwarmwassertemperaturen zu



ermöglichen. Das Mischventil auf der Primärseite der Umladestation zwischen den Speichern verhindert Temperaturen über 60 °C im Plattenwärmetauscher und somit zu starke Kalkausfällung aus dem Trinkwasser auf der Sekundärseite.

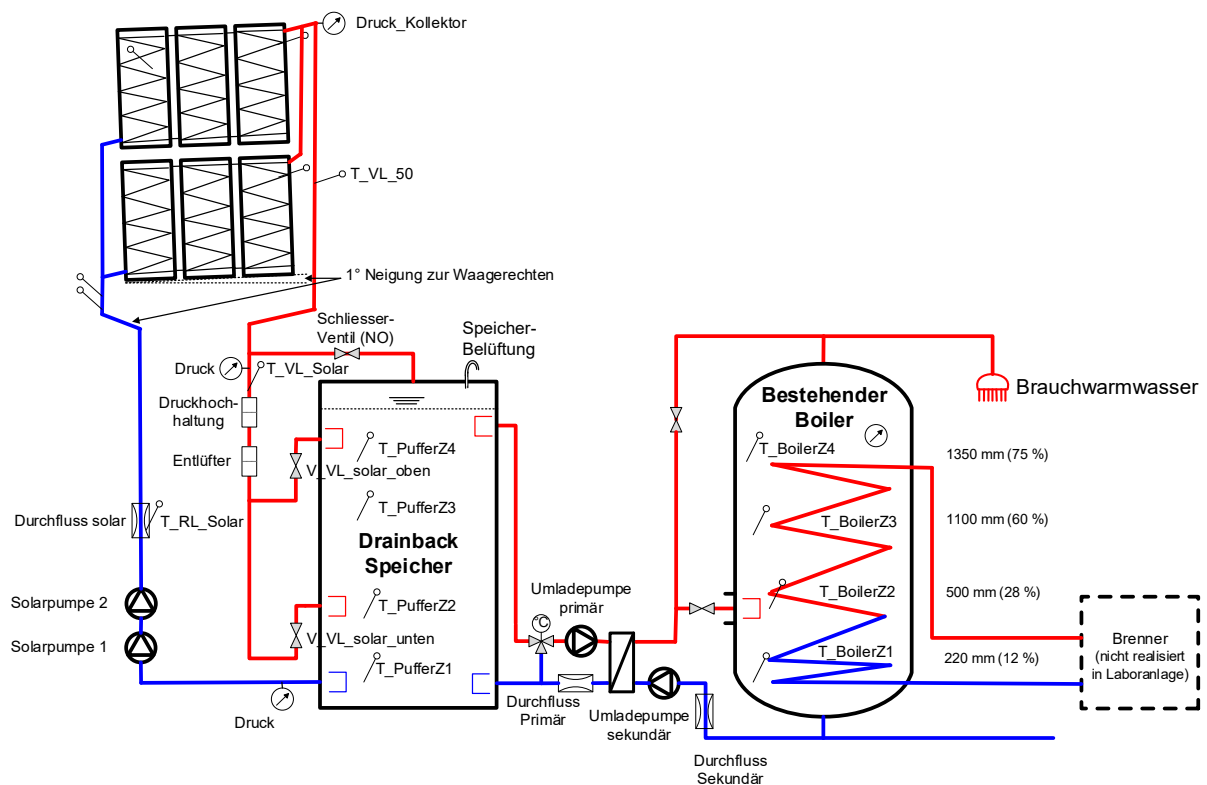


Abbildung 1: Hydraulikschema der Laboranlage zu Beginn der Versuche inkl. Messtellen.

2.2 Kollektorfeld

Gemäss Anlagenkonzept wird Wasser als Wärmeträgermedium eingesetzt. Entsprechend müssen die Kollektoren entleerbar sein, andernfalls drohen Frostschäden im Winter. Um die Entleerung zu gewährleisten, wurden die in der Laboranlage verwendeten Mäanderkollektoren mit Neigung produziert, d.h. die Mäander haben keine parallel zur Sammelleitung verlaufenden Abschnitte (Abbildung 2). Neben den Mäandern müssen auch die Sammelleitungen in den Kollektoren entleerbar sein, weswegen die Kollektorreihen mit kleiner Neigung installiert werden (siehe z.B. Abbildung 3). Das Kollektorfeld und die Feldverrohrung sind im vorliegenden Projekt so ausgeführt, dass alle Rohrabschnitt eine Mindestneigung von 1° aufweisen.

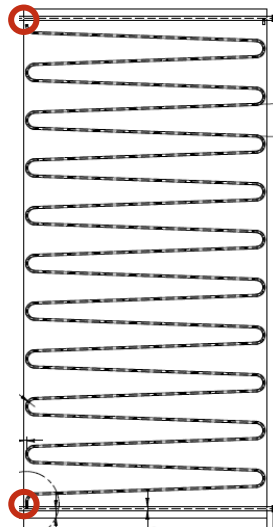


Abbildung 2: Schema des verwendeten drainback-fähigen Kollektors mit geneigtem Mäander. Markiert sind die Anschlüsse des Mäanders an die Sammelleitungen.

Je nach Kollektorfeldverrohrung ist bei Planung und Montage die Lage der Mäanderanschlüsse an den kollektorinternen Sammelleitungen zu beachten, da bei ungünstiger Lage «tote Enden» in den Sammelleitungen einer Kollektorreihe entstehen (Abbildung 3 und Abbildung 4).

Falls die Kollektorfeldverrohrung gemäss Tichelmann² erfolgt, muss der unterste Kollektor einer Reihe derart montiert sein, dass der obere Mäanderanschluss am Ende der oberen Sammelleitung liegt (siehe Abbildung 4, links).

Falls die Kollektorreihe einseitig angeschlossen wird, ist die Lage der Mäanderanschlüsse egal. Wie die späteren Untersuchungen gezeigt haben (Kapitel 3.1), kann eine einseitige Feldverrohrung jedoch nicht empfohlen werden, da die Entlüftung beim Anlagenstart dann nur unzureichend abläuft (Entlüftung mit Dauer von einer halben Stunde und länger mit Lufteintrag in den Solarpuffer, Möglichkeit der Teilstagnation von nicht entlüfteten Kollektoren). Eine gute Entlüftung fand nur bei Verrohrung nach Tichelmann statt. Zudem ist bei einem einseitigen Anschluss eine gute Entlüftung nicht gewährleistet, da die Luft in der oberen Sammelleitung gegen ein Gefälle nach unten gebracht werden muss und einzelne Kollektoren deswegen mglw. nicht entlüften.

² Eine Verrohrung nach Tichelmann liegt vor, wenn die Längen resp. Druckverluste sämtlicher parallel verlaufender Fluidwege gleich sind.

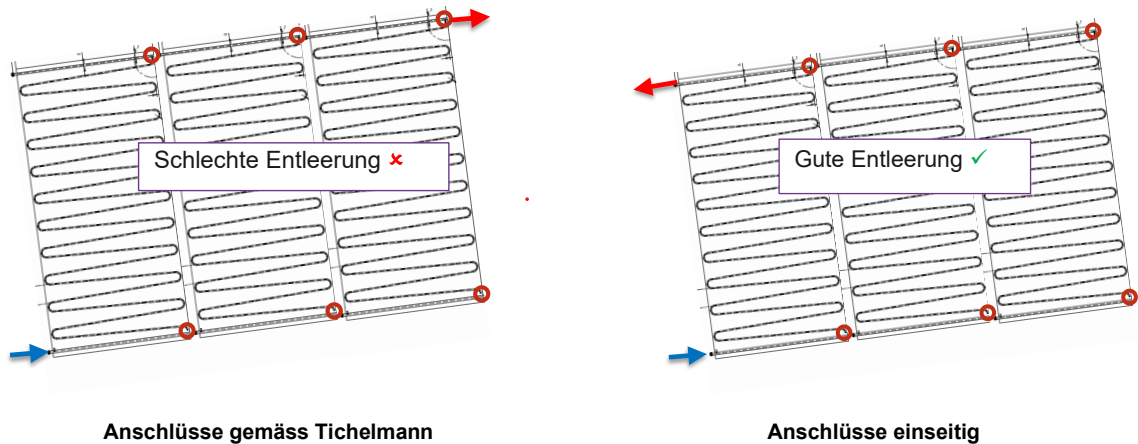


Abbildung 3: Orientierung der Mäanderanschlüsse (siehe rote Ringe) an der höher orientierten Seite der Kollektoren und daraus folgende Konsequenzen für die Entleerung der Kollektorreihe. Reihenanschluss gemäss Tichelmann bzw. einseitig (siehe Pfeile). Neigung des Kollektorfelds zur Waagerechten überzeichnet.

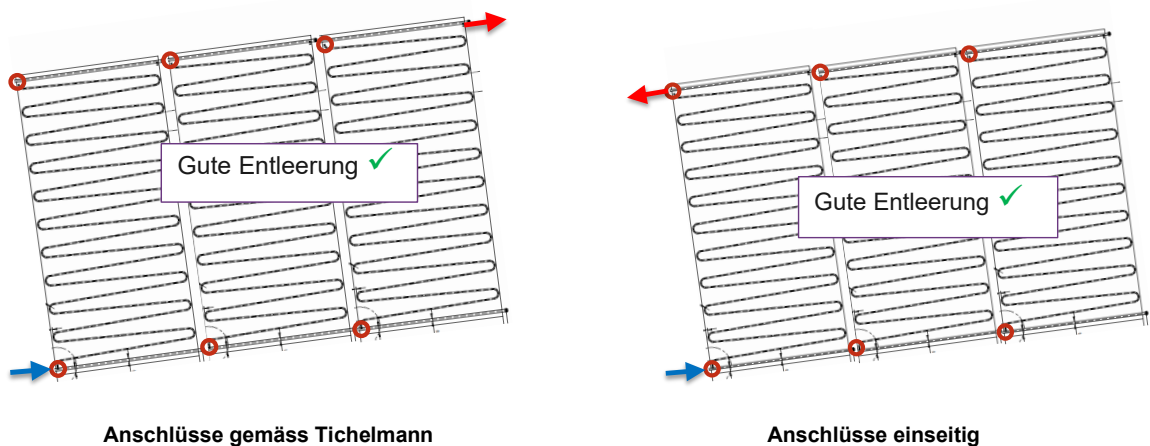


Abbildung 4: Orientierung der Mäanderanschlüsse (siehe rote Ringe) an der tiefer orientierten Seite der Kollektoren und daraus folgende Konsequenzen für die Entleerung der Kollektorreihe. Reihenanschluss gemäss Tichelmann bzw. einseitig (siehe Pfeile). Neigung des Kollektorfelds zur Waagerechten überzeichnet.

2.3 Solarkreis

Die Verrohrung des Solarkreises soll bis auf ca. 1 Meter vor den Anschlüssen der Kollektorreihen grundsätzlich mit Vollkunststoffrohren (ausserhalb des Dämmperimeters des Gebäudes) bzw. mit Alu-Kunststoff-Verbundrohren (innerhalb des Dämmperimeters) ausgeführt werden. Für den Anschluss an den Kollektor müssen Metallrohre verwendet werden, da Kunststoffrohre wegen der Wärmeleitung zerstört würden, wenn die Kollektoren in Stagnation sind und auf sehr hohe Temperaturen erwärmt werden.

Die Verrohrung der Laboranlage auf dem Dach wurde mit Inox-Rohren ausgeführt, um sicherzustellen, dass das Wasser in den Rohrleitungen bei Entleerung problemlos abfließt und somit für die Validierung der thermohydraulischen Simulationen (Kapitel 5) eindeutige Systemzustände vorliegen.



Abbildung 5 zeigt ein vereinfachtes 3D-Schema des Solarkreises (mit nur einer Leitung zwischen Speicher und Kollektorfeld). Die Gesamthöhe der Verrohrung der Laboranlage beträgt rund 13.5 Meter. Die Neigung der Rohrleitungen zur Horizontalen beträgt 1° oder mehr.

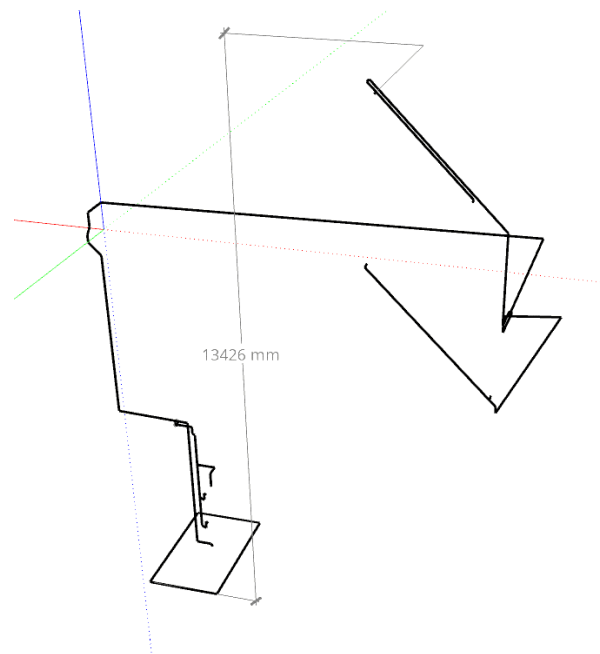


Abbildung 5: 3D-Zeichnung des Solarkreises mit Gesamthöhe von rund 13.5 m. Zwischen dem Speicher resp. Kellerboden (als Rechteck skizziert) und dem Kollektorfeld (rechts oben) ist nur ein Rohr gezeichnet.

Wegen des atmosphärisch offenen Anlagenkonzepts ist in der Vorlaufleitung des Solarkreises auf Speicherhöhe eine Druckhochhaltung eingebaut (Abbildung 1). Das dafür verwendete Überströmventil sorgt dafür, dass der Druck im Solarkreis manuell eingestellt werden kann, mit dem Ziel, dass im Betrieb auf Höhe der Kollektoren circa Atmosphärendruck herrscht mit entsprechend hohem Verdampfungspunkt des Wassers in den Kollektoren. In Abhängigkeit der Anlagenhöhe und der Förderleistung der Solarpumpen muss das Druckhochhalteventil bei der Inbetriebsetzung der Anlage manuell passend eingestellt werden.

Im ursprünglichen Aufbau der Laboranlage war im Vorlauf zudem ein Entlüfter eingebaut, mit dem Luft bzw. Gase abgetrennt wurden, welche im Anschluss an die automatische Befüllung und Entlüftung der Anlage (bei Betriebsstart via oberstem Speicheranschluss) Richtung Speicher gepumpt werden. Mit der Abtrennung der Gase soll verhindert werden, dass diese im Solarspeicher Verwirbelungen erzeugen, welche dann die Temperaturschichtung beeinträchtigen. Bei den Versuchen mit unterschiedlicher Kollektorfeldverrohrung hat sich gezeigt, dass mit einer Verrohrung gemäss Tichelmann die Entlüftung sehr gut funktioniert und der Einsatz des Entlüfters nicht nötig ist.

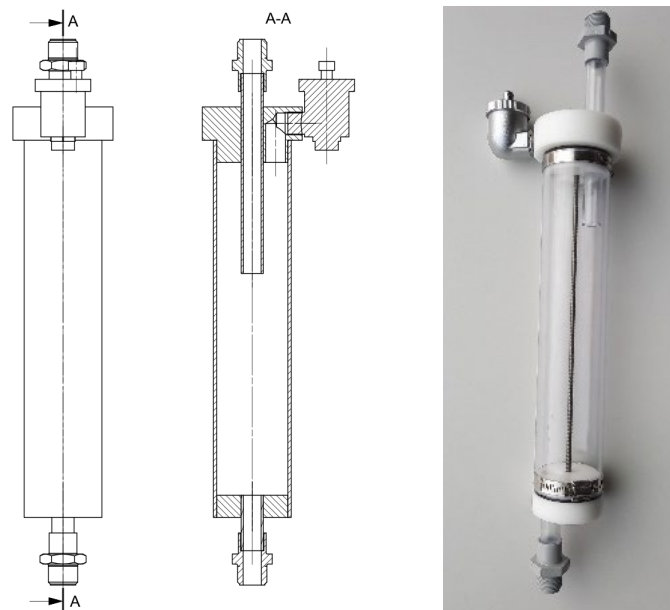


Abbildung 6: Zeichnung und Foto des Prototyps eines automatischen Entlüfters, welcher zur Abscheidung von Gasblasen eingesetzt wurde, die vom Kollektorfeld Richtung Solarspeicher gepumpt werden.

2.4 Anlagensteuerung

Besonderheiten der Steuerungslogik, welche für das Anlagenkonzept benötigt werden, sind nachstehend aufgeführt.

Solarkreisumpen:

- Start (Befüllen inkl. Entlüften des Solarkreises): 4 Minuten 100% Pumpenleistung, um Luft in das Drainback-Gefäss, also den solaren Pufferspeicher, zu befördern. Anschliessend PID-Regelung mit Sollwerten für obere resp. untere Speicherbeladung.
- Betrieb:
 - o Möglichst Beladung via oberen Speicheranschluss mit 65 °C für rasche Bereitstellung hoher Temperaturen im Boiler. PID regelt Pumpen entsprechend.
 - o Wenn in oberster Schicht des Puffers der Sollwert des Mischventils der Speicherumladung erreicht ist (hier: 70 °C), wird Beladung via oberen Anschluss gesperrt, damit der Speicher dann via unteren Anschluss und mit ggf. höherem Volumenstrom und höherer Kollektoreffizienz beladen wird.
- Spülen des Solarkreises (Entlüften während des Betriebs): falls die Pumpen längere Zeit heruntergeregelt sind, um die Solltemperaturen für die Speicherbeladung zu erreichen, kann der Durchfluss unter dem für die Selbstentlüftung minimal benötigten Wert liegen (Kapitel 4.5). Damit allfällige Gasansammlungen in diesem Betriebsmodus entfernt werden, werden die Pumpen regelmässig hochgeregelt. In der Laboranlage werden die Pumpen, wenn sie auf niedriger Leistung laufen, jede 45 Minuten für 1 Minute auf 100 % Leistung geregelt (falls zuvor Regeldifferenz der PID-Regler der Solarbeladungen negativ, d.h. Sollwerte des Kollektorvorlaufs nicht erreicht). Ab Beginn des Spülens bis 4 Minuten danach wird der Wert des Kollektorfühlers numerisch fixiert, damit die Steuerung den Solarkreis weiter betreibt, auch wenn durch das Spülen die Ausschaltbedingung kurzfristig erreicht wird.
- Pumpenstopp:



- falls Ausschaltbedingungen der Solarkreisregelung erreicht (Puffer zu warm zum Befüllen mit aktueller Temperatur der Kollektoren)
- wenn Kollektorfühler 100 °C über- oder 5 °C unterschreitet (Schutz vor Überhitzung bzw. Vereisung, dann auch Öffnen des Drain-Ventils)

Drain-Ventil:

- Schliesst erst 1 Minute nach neuer Befüllung des Solarkreises (Start Solarpumpen), um das Gros der Luft aus den Kollektoren via Be-/Entlüftungsventil in den Solar-speicher zu befördern. Dadurch wird verhindert, dass viel Luft in das Speicherwasser geführt wird, was dort zu starken Verwirbelungen führen würde.
- Öffnet, wenn Kollektorfühler 100 °C über- oder 5 °C unterschreitet (Schutz vor Überhitzung bzw. Vereisung)

Solarkreiskühlung:

- Um die Dampfbildung während der Entleerung zu verringern, kann der Solarkreis, wenn er auf hohen Temperaturen betrieben wird, direkt vor Beginn der Entleerung mit kühlerem Fluid gespült werden (Kapitel 3.2.3). Zur Solarkreiskühlung wird Wärme bei hohen Durchflussraten via Solarspeicher und Umladestation in die unteren Schichten des Boilers eingebracht (siehe Abbildung 17). Als Resultat sinkt die RL-Temperatur im Solarkreis stark, die Kollektoren werden gekühlt, und bei anschliessender Entleerung verbleibt mehr Zeit, bevor langsam abfliessendes Wasser in den Kollektoren verdampft und zu störendem starkem Dampfaufkommen führt. Mischventil Umladestation auf 100% (keine Tiefhaltung der Temperatur auf 60 °C), damit der Solar-RL die Temperatur aus dem Boiler ungemischt erhält.
- Die Solarkreiskühlung mit anschliessender Entleerung des Solarkreises wird bei folgenden Bedingungen gestartet:
 - Falls die Kollektortemperatur 95 °C erreicht (während 4 Minuten), mit dem Ziel, eine Verdampfung des Wassers während des Betriebs des Solarkreises zu verhindern. (Bei Installation der Anlage in hohen Lagen, sollte ggf. eine niedrigere Temperatur gewählt werden, siehe Kapitel 4.4 zur Abhängigkeit des Atmosphärendrucks und des Dampfdrucks des Wassers von der Höhe bzw. der Temperatur)
 - Falls der unterste Bereich des Boilers 45 °C überschreitet, da bei Temperaturen über 50 °C keine ausreichende Wärmekapazität im Boiler für eine erfolgreiche Kühlung des Solarkreises vorhanden wäre (falls während des Kühlvorgangs diese Temperatur wieder unter 50 °C sinkt, wegen Warmwasserzapfungen, wird die Kühlung abgebrochen und die anschliessende Entleerung des Solarkreis unterbunden). Diese Begrenzung ist anlagenspezifisch und muss entsprechend der vorhandenen Wärmekapazitäten im Solarkreis (inkl. Kollektoren) und in der untersten Boiler-Schicht gewählt werden.

Speicherumladung – spezielle Einstellungen sind hier:

- Damit das Erreichen der Einschaltbedingung für eine Boilerladung mit Gas rascher verhindert wird (bei z.B. 50 °C), unterbindet die Steuerung die Boilerbeladung durch den Solarteil via unterem Boileranschluss (bei Temperaturen unter 50 °C) für 30 Minuten, falls die Beladung des Solarpuffers via oberen Anschluss beginnt (und somit voraussichtlich bald heisses Wasser für die Boilerbeladung zur Verfügung steht). Durch den Stopp der Speicherumladung auf niedrigem Temperaturniveau wird also



eine Wartezeit gestartet, nach der möglicherweise die Speicherumladung auf hohem Niveau erfolgen kann.

- Damit für die Solarkreiskühlung ausreichend Kühlkapazität im Boiler vorhanden ist, wird die Speicherumladung gesperrt, falls der Solarkreis befüllt ist und der Anlegefühler des untersten Bereichs des Boilers (unterhalb Eintritt der Wendel des Gas-Brenners) eine Temperatur von 45 °C überschreitet. Entsprechend kann der Solarkreis auch nur starten, wenn diese Temperatur im Boiler unterschritten ist.

2.5 Solarspeicher

Der Solarspeicher ist als druckloser, atmosphärisch offener Edelstahlspeicher ausgeführt (Abbildung 7). Der Deckel wird mit einer abgedichteten Flanschverschraubung an den Speicher montiert. Die gebeizte und passivierte Speicherhülle und Anschlüsse sind aus Werkstoff 1.4301 gefertigt (V2A-Edelstahl, X5 CrNi 18-10). Die Hülle hat eine Blechstärke von 1.5 mm. Als Dämmung ist ein 120 mm Faservlies mit Polypropylenmantel eingesetzt. Das Gewicht des Speichers beträgt 85 kg.

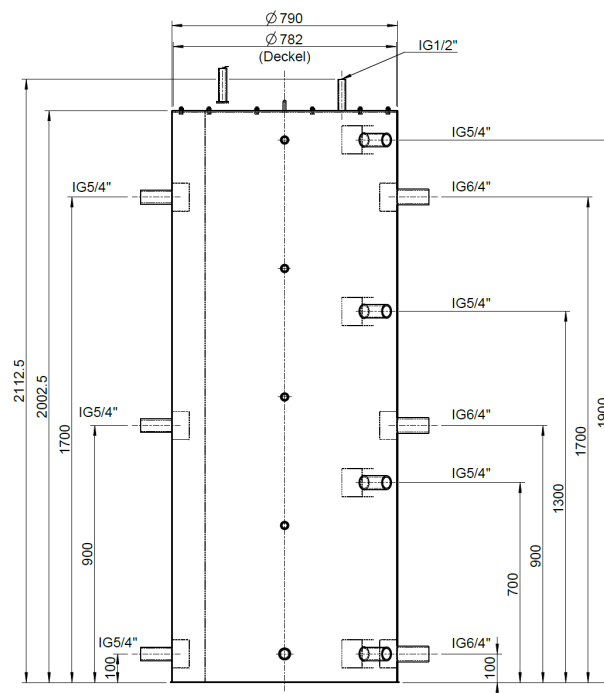


Abbildung 7: Zeichnung des solaren Pufferspeichers. Anschlüsse des Solarkreises links und der Speicherumladung rechts. Der Belüftungsanschluss und die Öffnung zur Atmosphäre sind im abschraubbaren Speicherdeckel integriert.

2.6 Umbau bestehender Boiler

In der Laboranlage wird ein gebrauchter Warmwasserspeicher/Boiler aus emailliertem Stahl mit 800 Liter Fassungsvermögen eingesetzt. Wie bei solchen Speichern üblich, sind keine freien Anschlüsse vorhanden, an welchen eine Speicherumladung angeschlossen werden kann.



Die Speicherumladung soll mit lediglich einem neuen Anschluss erfolgen, der in der Platte des Wartungsflansches integriert wird. Die weiteren Anschlüsse (siehe Abbildung 1) wurden ausserhalb des Boilers in die vorhandene Verrohrung integriert. Auf diese Weise kann der vorhandene Boiler nach einem geringfügigen Umbau weiterverwendet werden.

In den vorhandenen Flanschdeckel wurde mit einem Wasserstrahl-Schneidegerät eine 1 ½ Zoll Öffnung hineingeschnitten. Da die Emaille-Beschichtung des Flanschdeckels um die Öffnung nicht beschädigt wurde (keine Absplitterungen u.ä.), ist eine lange Standzeit auch nach dem Umbau wahrscheinlich. Der Anschlussstutzen wurde mit einer Schottverschraubung realisiert. Der Anschluss wurde aussen mit einem Wellrohr verbunden, damit der Flansch zu Wartung des Boilers (Entkalkung etc.) entfernt werden kann, ohne dass der Anschluss vom Flansch entfernt werden muss.

Zur Beruhigung der Eintrittsströmung am unteren Boiler-Anschluss der Umladung (also im umgebauten Flansch) wurde eine Beruhigungsstrecke entworfen und eingebaut (Abbildung 8).

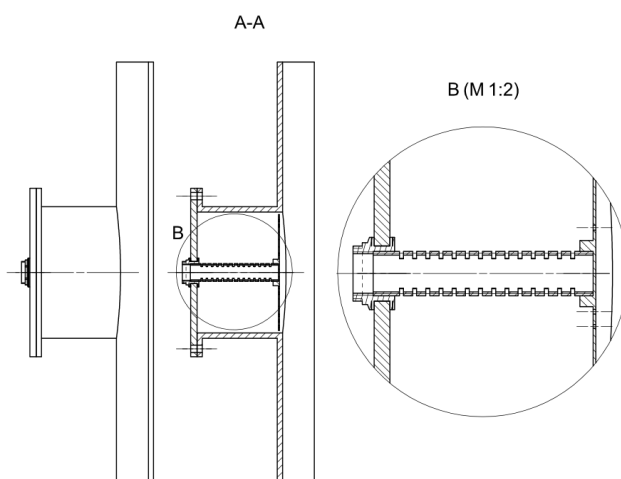


Abbildung 8: Vorrichtung im umgebauten Flansch des Boilers zur Beruhigung der Eintrittsströmung. Die Vorrichtung besteht aus einem geschlitztem Rohrstück, aus dem das Wasser in das Volumen des Wartungsflanschs eintritt, und einem Lochblech mit Gummidichtung, welches die Strömung weiter beruhigen soll, bevor sie in den Speicher eintritt.



2.7 Fertiggestellte Laboranlage

Die folgenden Abbildungen zeigen die fertiggestellte Laboranlage.



Abbildung 9: Laboranlage mit Solarspeicher (grau) und Boiler (grün). Zwischen den Speichern ist die Umladestation und die Anlagensteuerung montiert, links vom Solarspeicher die Verrohrung des Solarkreises.



Abbildung 10: Kollektorfeld mit zwei parallel verschalteten und übereinander montierten Reihen à drei Kollektoren.



3 Laborversuche

Die Laborversuche dienen dazu, das Anlagenkonzept und die Anlagensteuerung zu optimieren und Messdaten relevanter Betriebszustände zu generieren, mit welchen die thermohydraulischen Simulationen validiert werden.

3.1 Kollektorfeldverrohrung

Um den Einfluss der Kollektorfeldverrohrung auf die erfolgreiche Entlüftung der Anlage zu untersuchen, wurden zwei unterschiedliche Arten der Kollektorfeldverrohrung getestet: eine Verrohrung gemäss Tichelmann und eine Verrohrung, bei der die Kollektorreihen zwar beidseitig angeschlossen werden, der Vorlauf der unteren Reihe aber nicht nach oben geführt, sondern auf seiner Höhe mit dem Vorlauf der oberen Reihe kombiniert und von dort Richtung Keller geführt wird.

Der zweite Fall mit einer Feldverrohrung mit ungleich langen Strängen ergab ein schlechtes Entlüftungsverhalten bei Anlagenstart mit sehr langem Lufteintrag aus dem Kollektorfeld in die Vorlaufleitung während 30 Minuten und darüber. Es kann davon ausgegangen werden, dass nicht alle Kollektoren rasch entlüften konnten. Der starke Lufteintrag in den Solarspeicher führt zudem potentiell zu einer Störung der Speicherschichtung.

Mit einer Verrohrung nach Tichelmann läuft die Entlüftung beim Anlagenstart innerhalb weniger Minuten erfolgreich ab. Diese Art der Verrohrung ist also zu bevorzugen.

3.2 Betrieb der Laboranlage

3.2.1 Dampfaustritt bei Entleerung mit hohen Kollektortemperaturen

Die Solaranlage wurde bis zur vorgegebenen Maximaltemperatur (90 °C) betrieben und im Anschluss entleert. Zur Entleerung werden die Solarkreisumpen von der Steuerung automatisch gestoppt und das Entlüftungsventil auf dem Deckel des Pufferspeichers geöffnet.

Mit dem Stopp der Solarkreisumpen sinkt der Druck in den Kollektoren stark ab, da das Wasser im Solarkreis nicht mehr gegen das Druckhochhalteventil gepumpt wird und die Wassersäulen in der Vor- und Rücklaufleitung nun frei hängen. Kurzzeitig gemessen wurden Absolutdrücke im Solarkreis auf Höhe der Kollektoren zwischen 0.2 und 0.4 bar bei 80 - 90 °C. Der Dampfdruck bei diesen Temperaturen liegt im Gleichgewichtszustand um 0.5 bar (Abbildung 11), also über dem gemessenen Bereich. Entsprechend muss eine starke Verdampfung des Wassers im Kollektor und in den oberen Bereichen der Rohrleitungen stattgefunden haben.

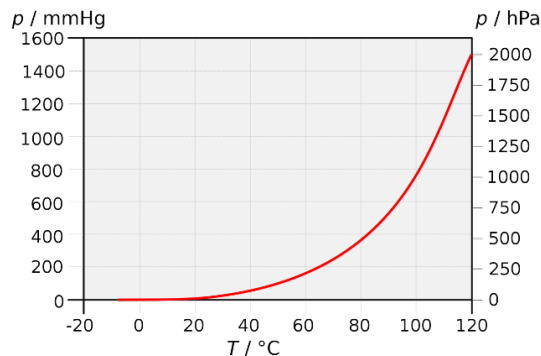


Abbildung 11: Dampfdruckkurve von Wasser.

Diese Dampfbildung konnte auch festgestellt werden: der Dampf erreicht bei der Entleerung mit hohen Temperaturen den Solarspeicher und tritt dort durch die Druckausgleichsöffnung des Speichers aus. Dieser Austritt von Dampf findet während rund 2 bis 3 Minuten statt.

Diese Art von Entleerung führt also zu Dampfaustritt an der Öffnung des solaren Pufferspeichers, welcher eine Öffnung für den Druckausgleich mit der Atmosphäre hat, und somit zu einem Wassereintrag in den Keller und zu einem Wasserverlust der Solaranlage. Folglich ist dieser Betrieb der Anlage nicht praktikabel.

3.2.2 Steamback-Versuche

Um den Dampfaustrag aus dem System via der Luftöffnung am Solarspeicher zu verhindern, wurde die Regelung der Anlage geändert. Ziel war es, die Anlage befüllt zu lassen und die Dampfbildung in den Kollektoren zu akzeptieren. Die Anlage sollte also in ein «Steamback»-Zustand gehen. Vor dem Hintergrund, dass nach dem Stopp der Solarpumpen ein niedriger Absolutdruck in den Kollektoren herrscht und das Wasser in der Vor- und der Rücklaufleitung von der Schwerkraft nach unten gezogen wird, wurde erwartet, dass in Folge der Dampfbildung der Grossteil des Wassers aus den Kollektoren herausfliessen kann resp. vom Dampf verdrängt wird. Die Dampfbildung und -reichweite sollte dadurch begrenzt sein. Die Verdrängung des Wassers kann dabei ausschliesslich über die Rücklaufleitung erfolgen, da die Vorlaufleitung nach Pumpenstopp durch das Druckhochhalteventil gesperrt wird.

Bei den Steamback-Versuchen (Abbildung 12) sind rund 6 Minuten nach dem Pumpenstopp Dampfschläge im Speicher zu hören gewesen. Das Kondensationsvermögen der Rücklaufleitung hat folglich nicht ausgereicht, um den Dampf vor Erreichen des Speichers zu kondensieren.

Um zu testen, ob der Dampfeintrag in den Speicher dann verhindert werden kann, wenn das Wasser über beide Anschlussleitungen des Solarkreises verdrängt werden kann, wurde am Vorlauf ein Bypass installiert, der das Druckhochhalteventil überbrückt, und der manuell bedient werden kann. Auch dieser Aufbau hat zu Dampfschlägen im Speicher geführt.

Die Steamback-Versuche waren also nicht erfolgreich. Der Dampfaustrag aus dem Speicher konnte zwar verhindert werden, die Dampfschläge im Speicher während der Entleerung bei



hohen Fluid-Temperaturen werden aber als ein zu grosser Nachteil dieser Betriebsart eingeschätzt.

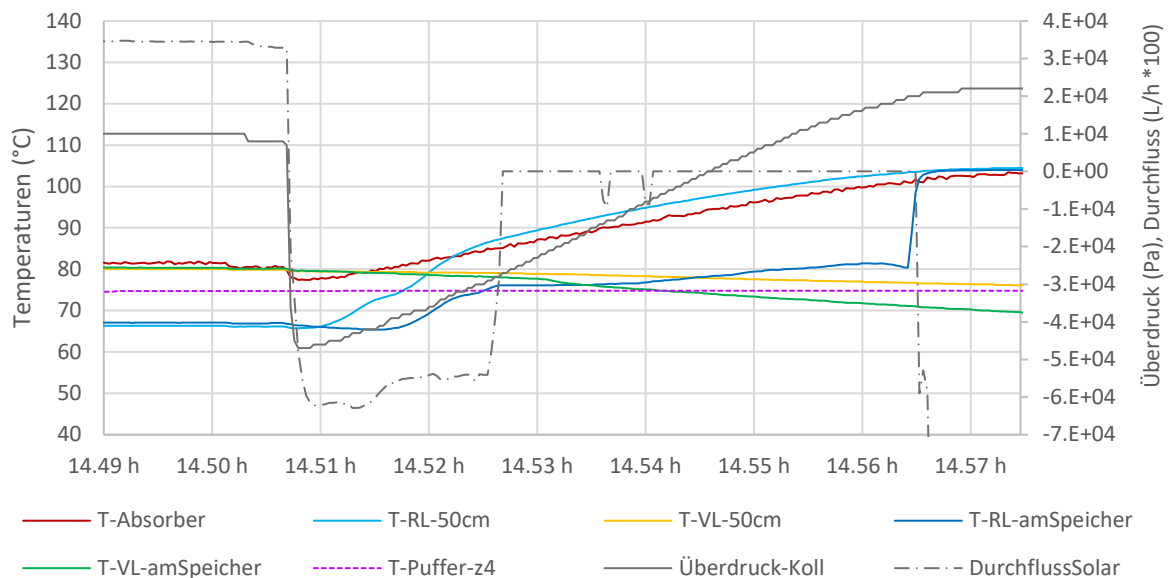


Abbildung 12: Steamback-Versuch bei dem die Anlage befüllt bleibt trotz hoher Temperaturen. Kurz nach 14.56 Uhr wird in der RL-Leitung Durchfluss (negativ angezeigt) und Dampf bei 104 °C (blaue Kurven) detektiert und im Pufferspeicher sind Dampfschläge zu hören.

3.2.3 Solarkreiskühlung

Indem das Kollektorfeld kurz vor der Entleerung auf Temperaturen um 60 °C abgekühlt wurde, konnte eine erfolgreiche Entleerung ohne bzw. mit nur geringem Dampfeintrag in den unteren Bereich des Solarkreises realisiert werden. Für die Abkühlung des Solarkreises wurden die tiefen Temperaturen aus den unteren Schichten des Boilers genutzt, die von der Speicherbeladung durch den Brenner unberührt und somit kalt bleiben. Durch Aktivieren der Pumpen der Umladestation und durch Hochregeln der Solarkreisumpen tritt nach wenigen Minuten kühles Wasser in den Rücklauf des Solarkreises ein. Die Versuche haben gezeigt, dass das Kollektorfeld innerhalb von rund 5 Minuten von ca. 100 °C auf Temperaturen um 60 °C abgekühlt werden und die Entleerung gestartet werden konnte.

Um die Abkühlung des Solarkreises zu verbessern und die Dampferzeugung weiter zu reduzieren, wurde die Anlage umgebaut. Mit dem Umbau wurde der primärseitige Rücklauf der Speicherumladung mit einem T-Stück an den Rücklauf des Solarkreises angeschlossen (Abbildung 13). Da nun während der Abkühlung des Solarkreises kühles Wasser vom Plattenwärmetauscher direkt in den Solarkreis gelangt und nicht mehr im Pufferspeicher vermischt und dadurch erwärmt wird, kann das Kollektorfeld nach dem Umbau bei gegebener Temperatur im Boiler stärker gekühlt und dadurch die Dampfbildung weiter eingedämmt werden.

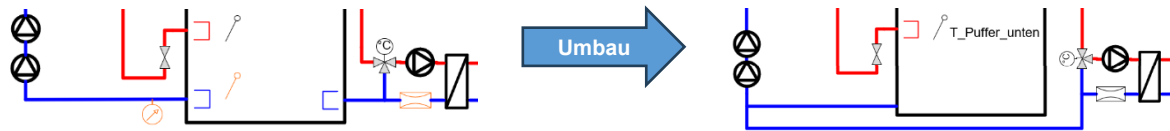


Abbildung 13: Ausschnitt aus dem Anlagenschema – Umbau des Rücklaufs des Plattenwärmetauschers der Speicherumladung vom Anschluss an den solaren Pufferspeicher (links) hin zur Einbindung in den Rücklauf des Solarkreises (rechts).

Im alten Boiler, der in der Laboranlage verwendet wird, ist unterhalb der Wendel ein Volumen von circa 100 Litern verfügbar. Dieses Volumen bleibt also bei einer Beladung des Boilers durch die Hauptheizung kalt und steht somit bei hohen Temperaturen im Solarkreis für seine Kühlung vor einer Entleerung zur Verfügung. Es kann davon ausgegangen werden, dass marktübliche Boiler unterhalb der Wendel über Volumen ähnlicher Grösse verfügen und folglich auch andere Boiler über ein Volumen zu Kühlung des Solarkreises verfügen.

Um die Abkühlung des Kollektorfelds sicherstellen zu können, kann im unteren Bereich des Boilers ein weiterer Anlegefühler platziert werden. Falls die Temperatur auf dieser Speicherhöhe über ca. 50 °C steigt, kann die Speicherumladung gestoppt werden. Durch Warmwasserzapfungen im Gebäude sinkt die Speichertemperatur anschliessend wieder.

Die Entleerungsversuche mit vorherigem Kühlen des Solarkreises haben gezeigt, dass trotz sehr ähnlichen Startbedingungen vor den Entleerungen ein sehr unterschiedliches Verhalten bzgl. Dampfbildung auftritt. Gemäss Durchflussmessung in der RL-Leitung des Solarkreises³ traten während den verschiedenen Entleerungsversuchen sehr unterschiedliche durchschnittliche Durchflussgeschwindigkeiten auf. Die Labor-Experimente konnten keine Hinweise geben, welche Ursachen zur Entstehung unterschiedlicher Durchflüsse und somit Dampfaufkommen während der Entleerung führen. Möglicherweise tritt ein chaotisches Verhalten auf, das durch kleine Unterschiede in den Anfangs- bzw. Randbedingungen bei der Entleerung entsteht und welches zu einem unterschiedlichen Verhalten der Anlage führt. Im Annex des Berichts sind die mutmasslichen Prozesse und Wege bei der Entleerung beschrieben.

Die TRACE-Simulationen in Kapitel 5.2 geben einen Hinweis darauf, dass die Solareinstrahlung einen relevanten, nicht-linearen Einfluss hat mit deutlich erhöhter Dampfbildung bei 900 W/m² Einstrahlung – im Gegensatz zu 800 W/m².

Mit einem Dampfaustritt aus dem solaren Pufferspeicher via Belüftungsöffnung ist ein Wasserverlust der Anlage verbunden, was nachteilig für den Betrieb sein kann (falls häufiges Nachfüllen von Wasser notwendig ist). Die Versuche haben gezeigt, dass nur bei stärkerem Dampfaufkommen ein leichter Dampfaustritt aus der Anlage zu erkennen war, ohne hörbar zu sein. Ein stärkeres Dampfaufkommen korreliert dabei mit einem langen Dampfaufkommen um 8 Minuten oder mehr. Mittels Kühlfalle wurde während mehrerer Sommermonate austretender Dampf kondensiert und das Kondensat gesammelt. Die 35 durchgeführten Entleerungen mit Dampfaufkommen haben gezeigt, dass pro Entleerung durchschnittlich 1 g Wasser in Form

³ Die Durchflussmessung wurde bidirektional durchgeführt.



von Dampf aus der Anlage austritt. Dieser Wasserverlust ist vernachlässigbar, da der solare Pufferspeicher mit 800 Litern Wasser gefüllt ist.

3.2.4 Speicherumladung

Mit den Versuchen zur Speicherumladung soll gezeigt werden, wie bestehende Warmwasserspeicher (Boiler) ohne freie Anschlussstutzen auf einfache Weise baulich angepasst werden können, damit sie zusätzlich zur Beladung durch den Brenner auch solar beladen werden können. Dabei werden auch Vergleichsmessungen vorgenommen, um die Schichtungseffizienz verschiedener Beladungsstrategien beurteilen zu können.

Analysiert wurde die Schichtungseffizienz mit den neu erstellten Anschlüssen am Boiler, über die das in der Umladestation erwärmte Brauchwarmwasser in den Boiler zurückgeführt werden kann (Abbildung 1, Abbildung 9). Ausserdem wurde der Nutzen der Strömungsberuhigung bewertet, welche am neuen Anschluss im Wartungsflansch eingebaut wurde (Abbildung 8).

Die Boiler-Beladung erfolgt in den Versuchen mit Vorlauftemperaturen von 55 - 60 °C. Höhere Temperaturen werden vom Mischventil auf der Primärseite des Plattenwärmetauschers verhindert, damit Kalkausfällungen im Plattenwärmetauscher auf der Trinkwasserseite reduziert werden.

Am Boiler wurden vier Anlegefühler installiert. Diese sind in etwa gleichverteilt über die Höhe des Boilers. In den nachstehenden Abbildungen wird mit Zusatz «z1» der Fühler der untersten Position bezeichnet. Das Wasser im Boiler wurde vor der Messung konditioniert, sodass die Temperaturen der unteren Schichten bei ca. 20 °C und diejenigen der oberen Schichten bei ca. 50 °C liegen.

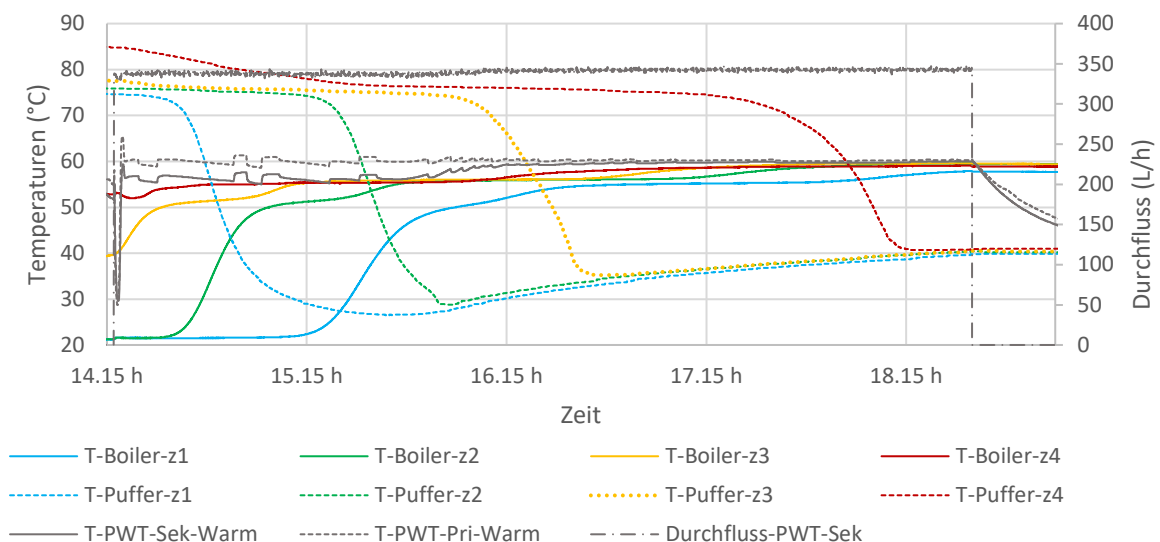


Abbildung 14: Speicherumladung mit Verwendung des oberen Anschlusses am Boiler. Boiler zu Beginn geschichtet zwischen 20 und ca. 50 °C.

Abbildung 14 zeigt die Beladung des Boilers via oberen Anschluss. Wie zu erwarten, steigen die Temperaturen im Boiler sehr gleichmässig an, was zeigt, dass eine sehr gute



Schichtungseffizienz erreicht wird. Die Schicht auf Höhe z3 (Temperaturmessung «T-Boiler-z3») liegt circa auf der Höhe, auf der die Steuerung des Brenners die Speichertemperatur misst. Auf dieser Höhe sollte also möglichst rasch Solarwärme mit Temperaturen eingebracht werden, die oberhalb der Einschaltgrenze der Brenner-Steuerung liegen. Auf diese Weise kann vermieden werden, dass der Brenner das Warmwasser erwärmen muss. Es wird hier davon ausgegangen, dass dafür 55 °C überschritten werden müssen. Die Messung zeigt, dass 55 °C auf Höhe z3 nach ca. 1 Stunde erreicht werden. Am Ende der Beladung liegt die Durchschnittstemperatur des Boilers bei 59 °C und diejenige des Puffers bei ca. 40 °C.

Eine Boiler-Beladung via unteren Anschluss im Wartungsflansch mit eingebauter Strömungsberuhigung und ähnlicher Konditionierung des Boilers wie in der vorangehenden Messung zeigt Abbildung 15. Anders als bei der Beladung via oberen Anschluss ist hier ersichtlich, dass kurz vor der Erwärmung der Schichten z3 und z4 jeweils eine leichte Abkühlung dieser Schichten um ca. 5 K stattfindet. Ursache dürften Turbulenzen im Speicherwasser sein, die durch die Beladung verursacht werden. Die Schichtungseffizienz ist somit etwas verringert im Vergleich zur Beladung via oberem Anschluss. Schicht z3 erreicht 55 °C nach ca. 3 h, also nach der dreifachen Dauer verglichen mit der Beladung via oberem Anschluss. Am Schluss der Beladung ist die Durchschnittstemperatur im Boiler rund 2 K tiefer und diejenige des Puffers ca. 4 K höher als bei der Beladung mit dem oberen Anschluss. Dies wirkt sich leicht negativ auf die Systemeffizienz aus.

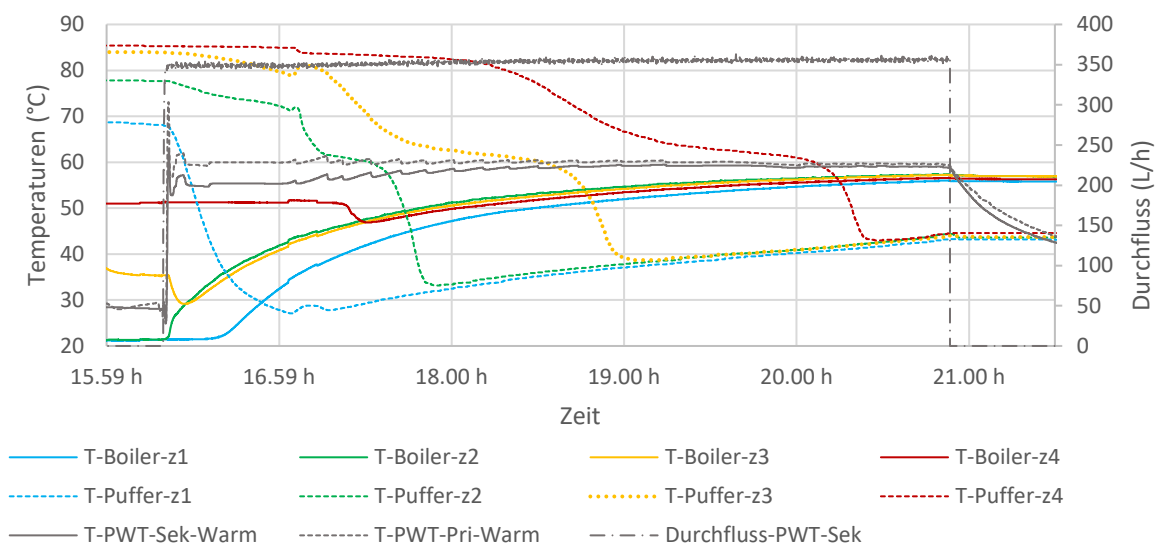


Abbildung 15: Speicherumladung mit Verwendung des unteren Anschlusses am Boiler inkl. Strömungsberuhigung. Boiler zu Beginn geschichtet zwischen 20 und ca. 50 °C.

Die Beladung des Boilers via unteren Anschluss wurde mit und ohne eingebauter Strömungsberuhigung im Wartungsflansch getestet. Ohne Strömungsberuhigung tritt das Wasser durch ein Rohr mit 30 mm Innendurchmesser in den Speicher ein. Der Vergleich (Abbildung 16) zeigt keinen Vorteil der Strömungsberuhigung: ohne eingebautes Lochblech ist die Heruntermischung der Temperaturen der Schichten sogar geringer. Anders als erwartet, scheint die in den Speicher eintretende Strömung durch das Lochblech zu stark aufgefächert zu werden. Ohne das Lochblech bleibt die eintretende Strömung vermutlich kompakter und schichtet sich



mit geringerer Verwirbelung besser auf die ihrer Temperatur entsprechenden Speicherhöhe ein.

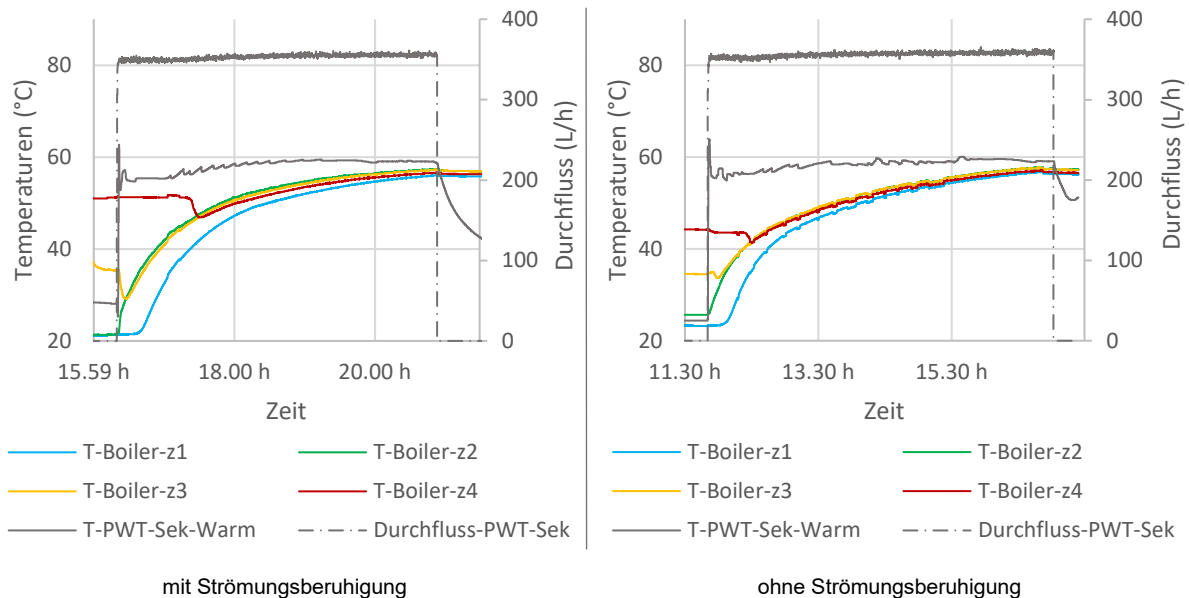


Abbildung 16: Vergleich der Speicherumladung via unteren Anschluss mit und ohne Verwendung der Strömungsberuhigung.

Zusammenfassend zeigen die Messungen der Speicherumladung, dass mit dem oberen Speicheranschluss hohe Temperaturen deutlich schneller durch die Solaranlage im Bereitschaftsvolumen des Boilers bereitgestellt werden können als mit dem unteren Anschluss. Das ermöglicht eine rasche Weiterleitung von hohen Temperaturen im Solar-speicher in das Bereitschaftsvolumen des Boilers und somit eine rasche Unterbindung des Einsatzes des Brenners, falls die Solaranlage Temperaturen über ca. 60 °C bereitstellen kann. Der untere Einlass ist dennoch wichtig, um bei geringer Einstrahlung das Brauchwarmwasser vorwärmen zu können und somit den Einsatz des Brenners zu reduzieren. Wie die Messungen gezeigt haben, kann mit den geringen Durchflussraten, die für die Speicherumladung benötigt werden, auf eine Strömungsberuhigung verzichtet werden.

Durch den Einsatz der Umladestation wird Brauchwarmwasser durch zusätzliche Rohrleitungen und einen Plattenwärmetauscher gepumpt. Dadurch entsteht prinzipiell das Risiko einer Besiedlung durch Legionellen. Das Risiko kann jedoch als vernachlässigbar eingeschätzt werden, wenn entsprechende Voraussetzungen gelten (hoher solarer Deckungsgrad) oder andernfalls passende Massnahmen getroffen werden:

- Für Anlagen mit hohem solarem Deckungsgrad (grosse Kollektorfläche im Vergleich zum Warmwasserverbrauch), kann davon ausgegangen werden, dass im Sommer sämtliche Komponenten der Umladestation regelmässig auf 70 °C erhitzt werden, was Legionellen abtötet. Gemäss SIA 385 ist eine Erwärmung auf mindestens 70 °C aus hygienischen Gründen erforderlich. Ausreichend ist gemäss Norm, wenn dies jährlich erfolgt.



- Für Anlagen mit geringem solaren Deckungsgrad kann ggf. nicht davon ausgegangen werden, dass Temperaturen von 70 °C erreicht werden (was mittels Simulation oder Messung festzustellen ist). Um ein Ausbreiten von Legionellen zu verhindern, kann die Sekundärseite der Umladestation mit dem Brenner erwärmt werden. Hierzu muss die Steuerungslogik derart ergänzt werden, dass die Pumpe im Sekundärkreis der Umladestation während einer Beladung des Boilers durch den Brenner anläuft, der untere Boiler-Anschluss geöffnet wird und heisses Wasser aus dem Boiler durch den Plattenwärmetauscher gepumpt wird. Diese Legionellenschutzfunktion kann gestartet werden, wenn eine bestimmte Dauer überschritten wird (z.B. 12 Monate, siehe SIA 385), während der kein Schutz durch die solare Beladung des Boilers erreicht werden konnte.

3.3 Angepasstes Anlagenkonzept

Basierend auf den Ergebnissen der Laborversuche wurde das Anlagenkonzept angepasst (Abbildung 17). Das Konzept konnte im Vergleich zur Ausgangslage (Abbildung 1) vereinfacht werden, in dem der Entlüfter im Solar-VL und die Strömungsberuhigung im Boiler weggelassen werden. Ihre erwartete Notwendigkeit für einen effizienten Betrieb konnte im Labor nicht bestätigt werden (siehe Kapitel 2.3 resp. 3.2.4).

In Abbildung 17 sind zudem nur Monitoring-Komponenten aufgeführt, die für die Regelung der Anlage im Feld benötigt werden würden.

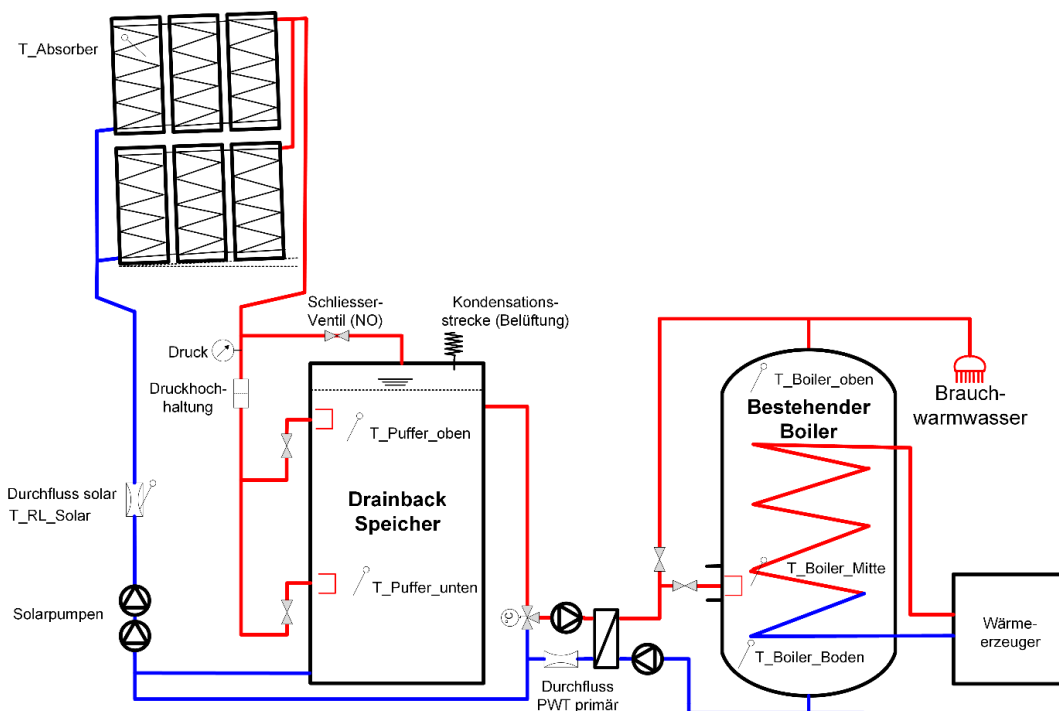


Abbildung 17: Angepasstes Anlagenkonzept.



4 Methoden der thermohydraulischen Modellierung

Die dynamischen Simulationen werden, wie bereits im Vorgänger-Projekt, mit dem Programm TRACE (TRAC-RELAP Advanced Computational Engine) (U. S. NRC, 2007) durchgeführt. Für den Aufbau des Modells wurde die grafische Benutzeroberfläche SNAP (Symbolic Nuclear Analysis Packet) (Jones et al., 2009) genutzt. Die thermohydraulische Modellierung und Simulation ermöglicht einen tiefen Einblick in die Phänomene, die beim Befüllen, im Betrieb und bei der Entleerung von DBS auftreten.

Für die Dimensionierung von DBS muss HYDRA (Eismann & Genkinger, 2018) mit entsprechenden Erweiterungen versehen werden.

Damit DBS in TRACE und HYDRA abgebildet werden können, sind geeignete Modelle für Kollektoren und Pumpen sowie für die Phänomene Stagnation und Selbstentlüftung erforderlich. Diese Modelle werden in den folgenden Abschnitten hergeleitet.

4.1 Kollektormodelle

Damit der Bericht leicht und ohne Rückgriff auf den Schlussbericht des vorangegangenen Projektes lesbar ist, wurden die für diesen Abschnitt wesentlichen Inhalte übernommen. Bei dieser Gelegenheit wurde die Darstellung des Modells durch die quantitative Gegenüberstellung der Wirkungsgrade des empirischen Kollektormodells, dessen Linearisierung und dessen Transformation in ein zylindrisches Kollektormodell für TRACE wesentlich verbessert und vervollständigt.

4.1.1 Kollektormodell für TRACE

Basierend auf dem Prüfbericht für den Standardkollektor des Typs Cobra wurde ein analytisches Kollektormodell hergeleitet und anhand des empirischen Modells kalibriert. Die Absorbergeometrie wurde entsprechend der Zeichnung des Prototyps geändert. Die mit dem Modell berechneten Leistungsdaten sind zusammen mit den Daten des Prüfberichts in der Tabelle 1 dargestellt.

$$\dot{Q}_u = GA_P \eta_0 - a_1 A_P (T_{fav} - T_a) - a_2 A_P (T_{fav} - T_a)^2 \quad (1)$$

Ebenfalls dargestellt sind die Daten bei trockener Stagnation. Ausserdem wurden mit Hilfe des analytischen Modells die Wärmeverlustkoeffizienten für die Oberseite des Kollektors bestimmt. Diese sind abhängig von den Temperaturdifferenzen. Für die Abschätzung des Aufheizverhaltens reichen jedoch konstante Werte bei einer Absorbtemperatur von 76 °C.

Für die Modellierung in TRACE muss das empirische Modell zunächst linearisiert werden:

$$\dot{Q}_u = GA_P \eta_0 - U_L A_P (T_{fav} - T_a) \quad (2)$$

Zuerst wird gemäss Eismann et al. (2021) eine gewichtete Stagnationstemperatur T_S ermittelt, basierend auf der Temperatur bei trockener Stagnation $T_{S,dry}$, die sich gemäss Prüfbericht bei einer Bestrahlungsstärke von $G_S=1000 \text{ W/m}^2$ einstellt, und der mittleren Fluidtemperatur $T_{fav,0}$, bei welcher mit Gleichung (1) ein spezifischer Ertrag von null resultiert:

$$T_S = 0.35 \cdot T_{fav,0} + 0.65 \cdot T_{S,dry} \quad (3)$$



Tabelle 1: Leistungskenndaten für den Standardkollektor und den Prototyp.

		Kollektortyp:	Original	Prototyp
Mittlere Rohrdistanz		mm	90.4	102.7
Konversionsfaktor	η_0	-	0.857	0.849
Wärmeverlustkoeffizient	a_1	W/Km ²	4.160	3.894
Wärmeverlustkoeffizient	a_2	W/K ² m ²	0.0089	0.012
Stagnationstemperatur $T_{S,dry}$ bei 1000 W/m ² und $T_{a,S} = 30^\circ\text{C}$				195 °C
Mittlere Fluidtemperatur in °C, für $\dot{q}_0 = 0 \text{ W/m}^2$ bei 1000 W/m ² und $T_a = 30^\circ\text{C}$				179.3 °C
Annahme für das Transmissionsvermögen der Abdeckung				0.91 -
Annahme für das Absorptionsvermögen der Absorberschicht				0.95 -
Wärmeverlustkoeffizient Glas – Umgebung U_{c-a} bei einer mittleren Temperatur des Absorberbleches von $T_p = 76^\circ\text{C}$ und $T_a = 20^\circ\text{C}$				26.2 W/Km ²

Der Konversionsfaktor wird mit $\eta'_0 = 0.91$ – so festgelegt, dass die Wirkungsgrade des empirischen Modells (1) und des linearisierten Modells (2) bei Betriebszuständen, wie sie in den Versuchen auftreten, nicht mehr als 10% abweichen. Nun kann der Wärmeverlustkoeffizient berechnet werden:

$$U_L = \frac{G_S \eta'_0}{T_S - T_a} = 5.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (4)$$

Abbildung 18 zeigt die Wirkungsgradkennlinie für den Prototyp nach dem empirischen Modell zweiten Grades sowie nach dem linearisierten Modell, basierend auf den Leistungsparametern in Tabelle 1.

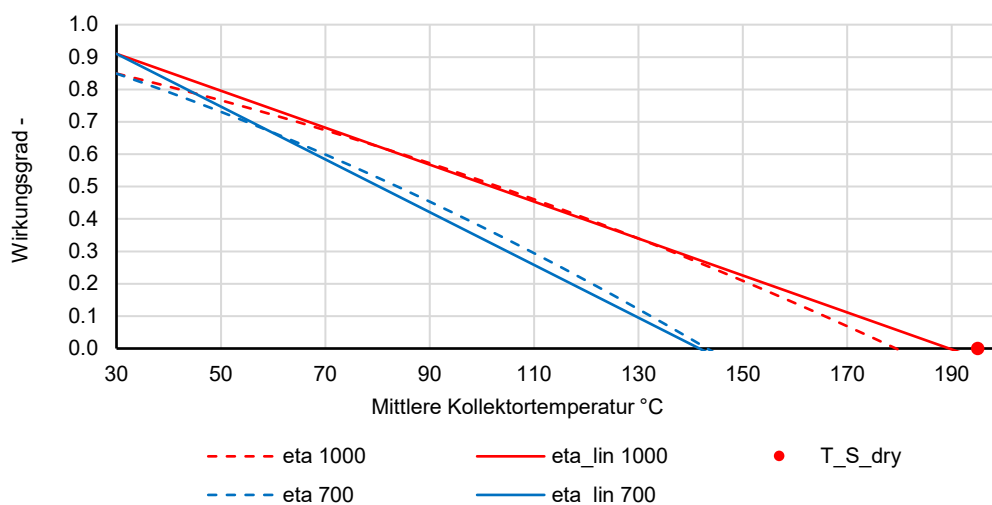


Abbildung 18: Wirkungsgradkennlinie für den Prototyp nach dem empirischen Modell und nach dem linearisierten empirischen Modell.



Für die Modellierung in TRACE wird der Prototyp durch ein eindimensionales, zylindrisches Modell nach Abbildung 19 abgebildet. Das Absorberblech und die zugeordnete Rohrwand werden als Rohrelement mit derselben Wärmekapazität abgebildet.

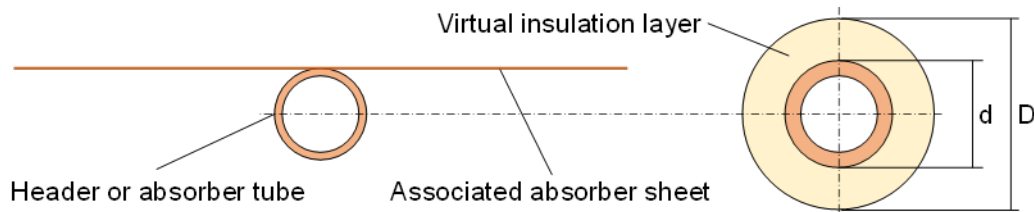


Abbildung 19 Repräsentation eines Tube-and-Fin Absorbers durch ein zylindrisches Modell (aus SimplyDrain1)

Die Definition der Strahlungsrandbedingung wäre mittels Rechenschaltung zwar möglich, aber sehr aufwändig. Stattdessen wird die Strahlungsrandbedingung mit Hilfe einer virtuellen, wärmeleitenden Schicht in eine entsprechende Oberflächentemperatur T_P der zylindrischen Aussenfläche transformiert. Die Aussenfläche der virtuellen Schicht entspricht der Fläche des zugehörigen Absorberblechs. Die Innenfläche der virtuellen Schicht entspricht der Aussenfläche des Rohrelementes. Das Temperaturgefälle in der Rohrwand, bedingt durch endliche Werte der Wärmeleitfähigkeit und des Wärmeübergangs, wird vernachlässigt. Entsprechend wird die Temperatur an der Innenfläche der virtuellen Schicht gleich der Fluidtemperatur gesetzt. Bei Stagnation ist die Temperatur der Rohrwand gleich der Temperatur der Aussenfläche der virtuellen Schicht. Diese Situation wird durch das linearisierte empirische Modell ausgedrückt:

$$\dot{Q}_u = GA_P \eta_0 - U_L A_P (T_P - T_a) = 0 \quad (5)$$

Durch Auflösen erhält man die Oberflächentemperatur bei Stagnation in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Bestrahlungsstärke:

$$T_P = T_a + \frac{G \eta_0}{U_L} \quad (6)$$

Die nutzbare Leistung wird nun als Wärmestrom durch die wärmeleitende Schicht dargestellt. Weil sich die Dimension der virtuellen Schichten des Absorberrohres von jener der Verteil- und Sammelleitung unterscheiden, muss die nutzbare Leistung für den jeweiligen Bereich X des Absorbers separat berechnet werden:

$$\dot{Q}_{u,X} = \frac{\lambda_X 2\pi l_X}{\ln(D_X/d_X)} (T_P - T_{fav}) \quad (7)$$

Die Wärmeleitfähigkeit wird bestimmt für den Fall, dass die mittlere Fluidtemperatur der Umgebungstemperatur entspricht. Mit den Gleichungen (2) und (7) erhält man zunächst:

$$\dot{Q}_{u,X} = GA_X \eta_0 = \frac{\lambda_X 2\pi l_X}{\ln(D_X/d_X)} (T_P - T_a) \quad (8)$$

Schliesslich erhält man die Wärmeleitfähigkeit der virtuellen Schicht:



$$\lambda_X = \frac{GA_X \eta_0 \ln(D_X/d_X)}{2\pi l_X (T_P - T_a)} \quad (9)$$

Um die Modellierung in TRACE zu vereinfachen, weichen die Längen des Absorberrohres und der Verteil- und Sammelleitungen geringfügig von den Längen des Prototyps ab. Die Aussenfläche der virtuellen Schichten wurden jedoch so bestimmt, dass sich die entsprechenden Flächen der Absorberbereiche ergeben.

Tabelle 2: Modellparameter des Prototyps und des zylindrischen Modells.

		Total	Sammelleitungen	Absorberrohr
Absorberfläche	m ²	2.435	0.17	2.265
Blechdicke	mm	0.2		
Länge	Prototyp	m	1.135	21.622
	Modell	m	1.136	23.226
d_i	Prototyp/Modell	mm	20	9
d_a	Prototyp	mm	22	10
	Modell	mm	22.49	11.11
D	Modell	mm	25.12	32.62
Wärmeleitfähigkeit virtuelle Schicht		W/Km ²	0.00772	0.09512

Das zylindrische Modell wurde durch Vergleichsrechnungen bei Randbedingungen nach Tabelle 3/Tabelle 3 validiert.

Tabelle 3: Randbedingungen für die Validierung des zylindrischen Kollektormodells.

Bestrahlungsstärke	W/m ²	700, 800, 900, 1000
Mittlere Fluidtemperatur	°C	50, 70, 90, 110
Umgebungstemperatur	°C	20, 30

Abbildung 20 zeigt die unter den Randbedingungen nach Tabelle 3 berechneten Kollektorleistungen. Das linearisierte Modell nach Gleichung (5) liefert dasselbe Resultat wie das zylindrische Modell nach (7), was die Gültigkeit des zylindrischen Modells bestätigt.

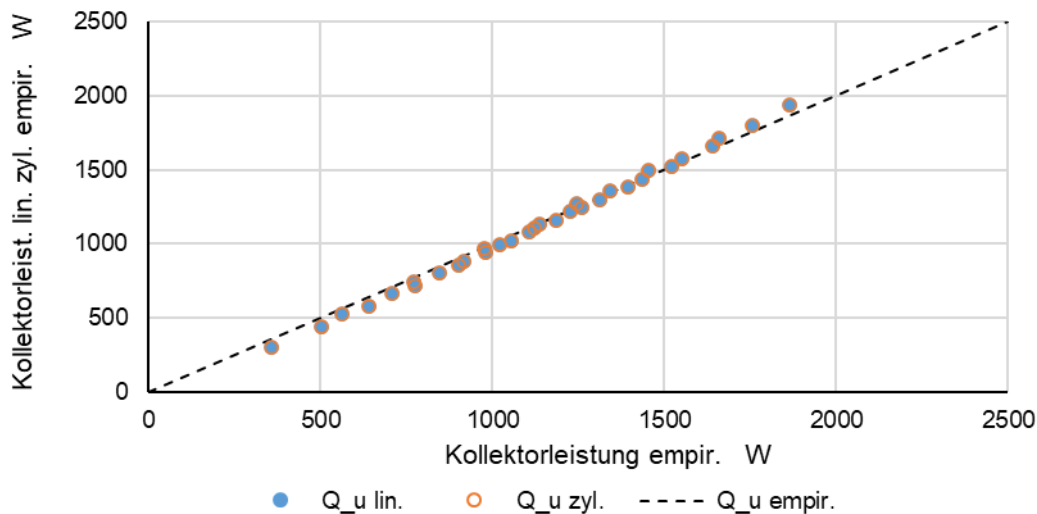


Abbildung 20: Kollektorleistungen nach dem linearisierten und zylindrischen Modell im Vergleich zum empirischen Modell.

4.1.2 Kollektormodell für trockene Stagnation

Nach der etablierten Praxis darf die Pumpe nicht gestartet werden, wenn die Temperatur der Absorberrohre die Siedetemperatur überschritten hat. Es ist daher vorteilhaft, die Absorberrtemperatur direkt beim Absorberrohr zu messen und als Regelkriterium zu verwenden. Wobei die Dauer zwischen Pumpenstart und gefülltem Kollektorfeld berücksichtigt werden muss. Bei druckbefüllten Anlagen bildet der Fluidinhalt des Absorbers den grössten Teil der Wärmekapazität. Die thermische Trägheit ist daher recht hoch. Die Siedetemperatur liegt durch den Überdruck am Hochpunkt weit über der Sättigungstemperatur bei Atmosphärendruck und weit über der Maximaltemperatur von beispielsweise $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, die als Einschaltkriterium für den Pumpenstart auftreten kann. Ausserdem wird der Absorber nach dem Pumpenstart sofort durch nachströmendes Fluid gekühlt. In der Praxis besteht daher keine Gefahr, eine druckbefüllte Anlage im Siedezustand zu starten.

Bei einem DBS sind die Absorber vor dem Pumpenstart hingegen leer und deren Wärmekapazität entsprechend klein. Zwischen Pumpenstart und vollständiger Befüllung können einige Minuten verstreichen. In dieser Zeitspanne nimmt die Temperatur der nicht gefüllten Absorberrbereiche weiter zu, dürfen aber die Siedetemperatur nicht erreichen. Die Frage lautet daher: Welches ist die Grenztemperatur des Absorbers in der Aufheizphase, ab der die Pumpe nicht mehr eingeschaltet werden darf? Man braucht daher zusätzlich ein Modell, das die Zeitentwicklung der Temperatur des entleerten Absorbers als Funktion der Umgebungstemperatur und der Bestrahlungsstärke beschreibt. Ziel dieses Abschnittes ist, ein geeignetes Modell herzuleiten und seine Eigenschaften zu diskutieren.

Bei einem nicht durchströmten Absorber sind die Wärmeströme im Absorberblech vernachlässigbar. Der Wirkungsgrad mit dem ein nicht durchströmter Absorber aufgeheizt wird, hängt daher nur vom Transmissionsvermögen τ der transparenten Abdeckung und vom Absorptionsvermögen α der Absorberrschicht ab. Für diese Eigenschaften wurden die Werte $\alpha = 0.95$ und $\tau = 0.91$ angenommen. Vereinfachend lässt sich der Wirkungsgrad bei trockener Stagnation durch ein lineares Modell darstellen:



$$\eta_{stag} = \tau\alpha - \frac{U_L}{G}(T_p - T_a) \quad (10)$$

Den Wärmeverlustkoeffizienten erhält man nach Umformen und durch Einsetzen der Stagnationsbedingungen aus dem Prüfbericht:

$$\tau\alpha - \frac{U_L}{G_{stag}}(T_{stag} - T_{a,stag}) = 0 \Rightarrow U_L = \frac{\tau\alpha G_{stag}}{T_{stag} - T_{a,stag}} = \frac{0.91 \cdot 0.95 \cdot 1000}{195 - 30} = 5.24 \frac{\text{W}}{\text{Km}^2} \quad (11)$$

Abbildung 21 zeigt die Wirkungsgradkennlinie nach dem empirischen Modell (η_{op}) und nach dem linearen Modell für trockenen Absorber (η_{stag}). Der Wirkungsgrad bei trockenem Absorber bestimmt den zeitlichen Verlauf der Absorberrtemperatur.

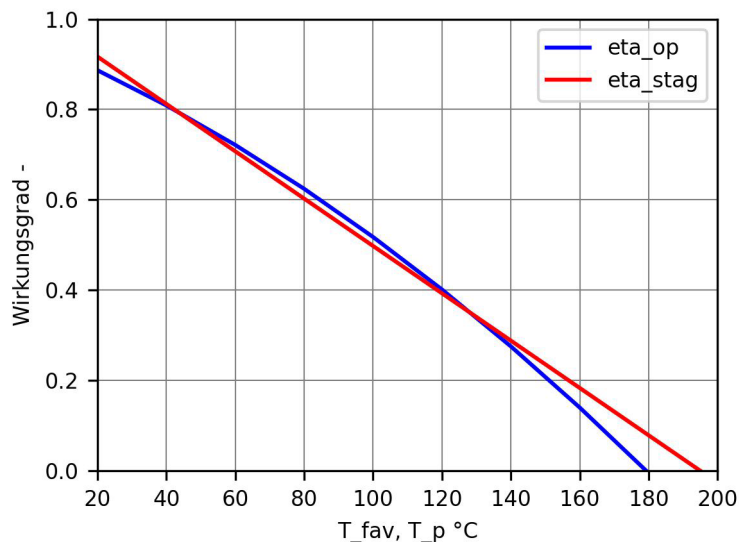


Abbildung 21 Wirkungsgradkennlinie nach dem empirischen Modell (η_{op}) und nach dem linearen Modell für trockenen Absorber (η_{stag}).

Nun kann die Bestrahlungsstärke berechnet werden, bei der der Absorber im stationären Zustand eine vorgegebene Temperatur annimmt, beispielsweise die Sättigungstemperatur bei Atmosphärendruck T_{sat} :

$$\tau\alpha G_{sat} - U_L(T_{sat} - T_a) = 0 \Rightarrow G_{sat} = \frac{U_L(T_{sat} - T_a)}{\tau\alpha} \quad (12)$$

Durch Umformen der Gleichung (12) erhält man die Gleichgewichtstemperatur des Absorbers als Funktion der Bestrahlungsstärke und der Umgebungstemperatur.

$$T_p = T_a + \frac{G_{sat}\tau\alpha}{U_L} \quad (13)$$

Die Bestrahlungsstärke für eine Gleichgewichtstemperatur von 100 °C ist in Abbildung 22 als Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Sofern Daten über die Bestrahlungsstärke in



der Kollektorebene verfügbar sind, erhält man durch Vergleich mit Gleichung (12) ein einfaches Kriterium für die Zeitfenster, in denen ein Pumpenstart erlaubt ist.

Wie diese Abbildung zeigt, wird die Sättigungstemperatur bereits bei recht niedrigen Bestrahlungsstärken erreicht. Möglicherweise beinhaltet dieses Kriterium zu grosse Sicherheiten. Eine transiente Rechnung scheint daher zielführender. Dazu muss die wirksame Wärmekapazität des nicht befüllten Kollektors bekannt sein. Diese wird unter vereinfachenden Annahmen wie folgt abgeschätzt:

Ein periodischer Ausschnitt des Absorbers hat die Fläche $A_0 = 0.226 \cdot 1.08 = 0.244 \text{ m}^2$ und enthält zwei gerade Absorberrohre mit 10 mm Aussendurchmesser und 0.4 mm Wanddicke und die zugehörigen Rohrbogen. Seine Wärmekapazität im leeren Zustand beträgt rund 244 J/K.

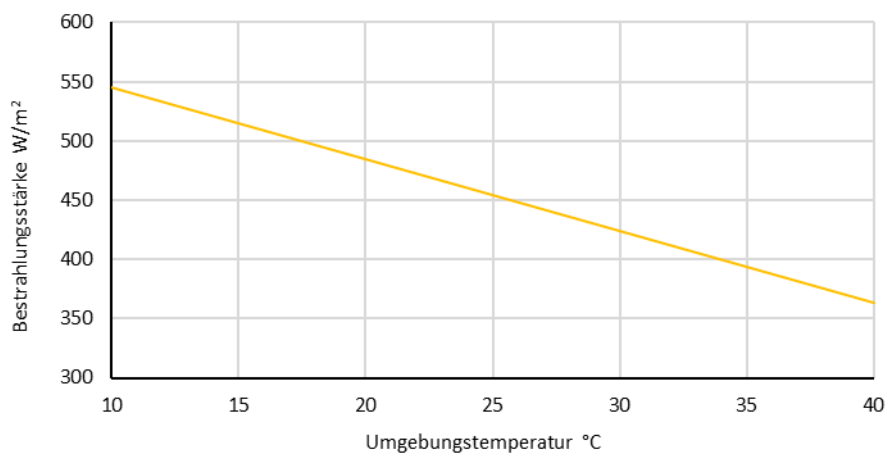


Abbildung 22: Bestrahlungsstärke, bei welcher der nicht durchströmte Absorber eine Gleichgewichtstemperatur von 100°C erreicht.

Der darüberliegende Ausschnitt der Glasscheibe hat dieselben Abmessungen. Die Glasdicke beträgt 3.2 mm. Mit einer Dichte von 2480 kg/m³ und einer spezifischen Wärmekapazität von 840 J/kgK resultiert eine Wärmekapazität von 1507 J/K. Die Wärmekapazität der Bodenisoliation und weitere Effekte werden vernachlässigt.

Die wirksame Wärmekapazität wird nach Duffie and Beckman (2013), Seite 165, folgendermassen bestimmt. Es wird vereinfachend angenommen, dass das Verhältnis der Temperaturdifferenzen zwischen Absorber und Umgebung sowie zwischen Abdeckung und Umgebung konstant sind. Unter dieser Annahme sind auch das Verhältnis der Wärmeverlustkoeffizienten zwischen Absorber und Umgebung U_L und der Wärmeübergangskoeffizient von der Abdeckung an die Umgebung U_{c-a} konstant.

$$T_c - T_a = \frac{U_L}{U_{c-a}} (T_p - T_a) \quad (14)$$

Die Ableitung nach der Zeit liefert



$$\frac{T_c}{dt} = \frac{U_L}{U_{c-a}} \frac{T_p}{dt} \quad (15)$$

Diese Gleichung drückt aus, in welchem Verhältnis sich die Temperaturen des Absorbers und der Abdeckung ändern. Der Wärmeübergangskoeffizient U_{c-a} setzt sich aus den Anteilen der Konvektion und der Strahlung zusammen. Er wurde mit Hilfe eines Mehrknotenmodells (siehe Duffie und Beckmann (2020, S. 249) für den Betriebspunkt $(T_m - T_{amb})G^{-1} = 0.05$ zu 26 W/Km^2 bestimmt. Die Temperaturabhängigkeit wurde vernachlässigt. Schliesslich kann die wirksame Wärmekapazität aus den Einzelkapazitäten berechnet werden:

$$C = C_p + \frac{U_L}{U_{c-a}} C_c = 244 + \frac{5.23}{26} 1507 = 548 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad (16)$$

Das Aufheizen des Absorbers wird durch folgende Differentialgleichung beschrieben:

$$C \frac{dT_p}{dt} = A_0 [G\tau\alpha - U_L(T_p - T_a)] \quad (17)$$

Bei konstanten Koeffizienten kann die Differentialgleichung analytisch gelöst werden. Mit den Definitionen,

$$B_0 = \frac{A_0 U_L}{C} \quad ; \quad B_1 = \frac{A_0 G\tau\alpha}{C} \quad : \quad B_2 = B_0 + B_1, \quad (18)$$

der Substitution

$$\tilde{T}_p = B_0 T_p + B_2 \quad (19)$$

und dem Ansatz

$$\tilde{T}_p = K \exp(-B_1 t) \quad (20)$$

Erhält man mit der Anfangsbedingung $T_{p,0}$ die Lösung

$$T_p(t - t_0) = T_a + B_1 + (T_{p,0} - T_a - B_1) \exp[-B_0(t - t_0)] \quad (21)$$

In der Praxis ändern sowohl die Bestrahlungsstärke als auch die Umgebungstemperatur mit der Zeit. Es ist daher sinnvoll, diese Differentialgleichung numerisch zu lösen. Das Verfahren nach Euler ist hinreichend genau und liefert für die Absorbtemperatur im Zeitschritt n+1:

$$T_p^{n+1} = T_p^n + \Delta t \frac{A_0}{C} [G\tau\alpha - U_L(T_p^n - T_a)] \quad (22)$$

Abbildung 23 zeigt den Anstieg der Absorbtemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 und einer Umgebungstemperatur von 30 °C , berechnet mit Gleichung (21) und mit Gleichung (22), wobei eine Zeitschrittweite von 60 Sekunden verwendet wurde. Bei einer Zeitschrittweite von 1 Sekunde sind die numerischen und analytischen Resultate praktisch identisch. Bei einer Zeitschrittweite von 60 Sekunden weicht die numerische Lösung von der analytischen ab. Die Differenz ist jedoch aus praktischer Sicht vernachlässigbar. Im Beispiel mit 600 Sekunden ist das Euler-Verfahren instabil und die Lösung unbrauchbar. Das einfache Verfahren nach Euler ist für die Berechnung der Absorbtemperatur bei trockener Stagnation gut geeignet, sofern die Zeitschrittweite klein genug gewählt wird.

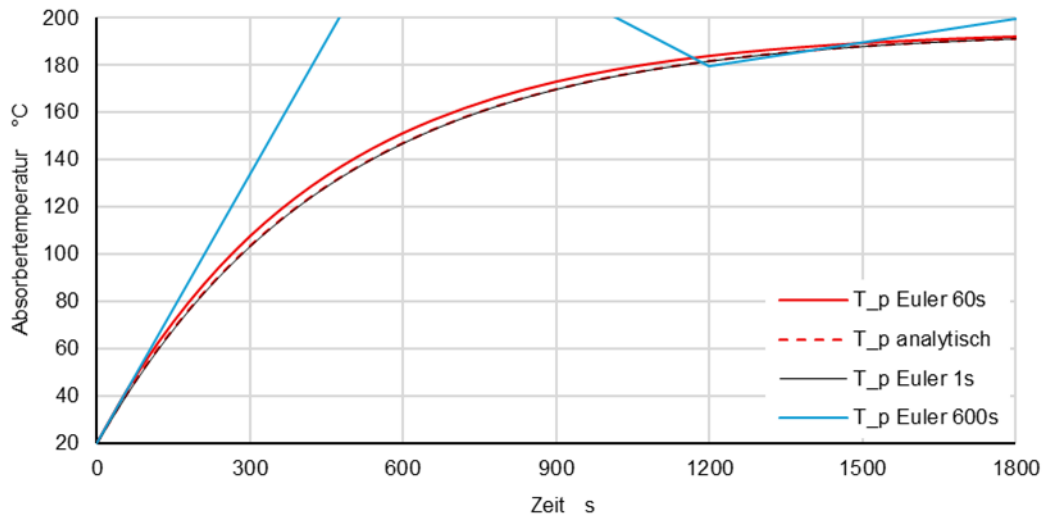


Abbildung 23: Anstieg der Absorbtemperatur bei trockener Stagnation unter $G = 1000 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30^\circ\text{C}$.

Abbildung 24 zeigt den zeitlichen Verlauf der Absorbtemperatur bei trockener Stagnation bei an einem wolkenlosen Sommertag. Die Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene eines nach Süden ausgerichteten Kollektors mit 45° Neigung und die Umgebungstemperatur wurden am Institut für Solartechnik SPF gemessen und gelten für den 29.06.2025.

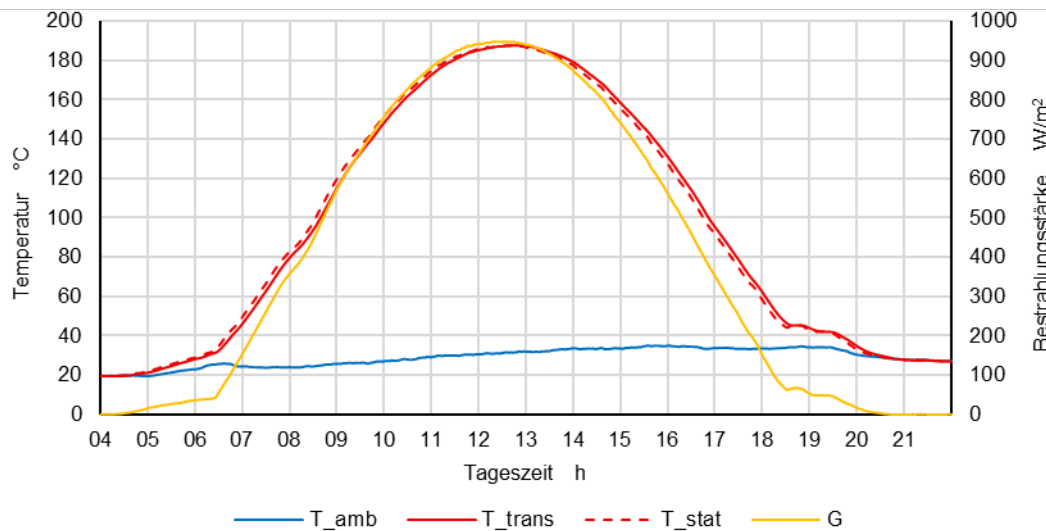


Abbildung 24: Zeitlicher Verlauf der Absorbtemperatur bei trockener Stagnation.

Der Temperaturverlauf der transienten Rechnung (T_{trans}) ist gegenüber dem Verlauf der Gleichgewichtstemperatur (T_{stat}) Rechnung um rund 10 Minuten nach späteren Zeiten verschoben. Als regeltechnisches Kriterium können daher in guter Näherung die Gleichungen (12) und (13) für den stationären Fall verwendet werden.



Abbildung 25 zeigt die Temperaturänderung pro Minute bei einem trockenen Absorber, berechnet unter den Randbedingungen desselben Datensatzes. Die maximale Temperaturänderungsrate beim Aufheizen beträgt knapp $r = 0.8 \text{ K/min}$ bzw. 0.0013 K/s . Die obere Grenztemperatur, bis zu der ein Pumpenstart zulässig ist, hängt von der Temperaturänderungsrate und vom Zeitintervall τ_F zwischen Pumpenstart und vollständiger Befüllung des Kollektorfeldes ab.

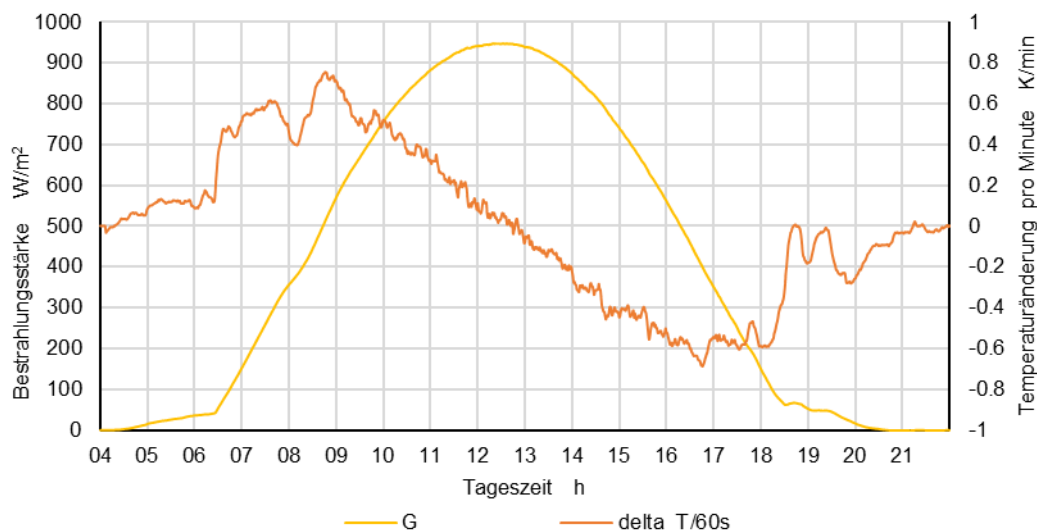


Abbildung 25: Temperaturänderung pro Minute bei einem trockenen Absorber.

Dieses Zeitintervall ist anlagenspezifisch. Es wurde anhand der Massenstromverläufe aus den TRACE-Simulationen bestimmt. Bei der Versuchsanlage mit 14 m^2 Kollektorfläche beträgt das Zeitintervall nach Abbildung 39 rund 210 Sekunden. Beim Fallbeispiel nach Abschnitt mit 86 m^2 Kollektorfläche beträgt das Zeitintervall nach Abbildung 82 rund 360 Sekunden. Die obere Grenztemperatur $T_{start,max}$ kann nun mit Gleichung (23) berechnet werden. Es wird empfohlen mit einem Sicherheitszuschlag von beispielsweise $\Delta T_{Sicherheit} = 5 \text{ K}$. Indem man mit dem Zeitintervall des Fallbeispiels rechnet, liegt die Rechnung für alle kleineren Anlagen auf der sicheren Seite.

$$T_{start,max} = T_{Siede} - \tau_F \cdot r - \Delta T_{Sicherheit} = 100 - 360 \cdot 0.0013 - 5 = 90 \text{ °C} \quad (23)$$

4.2 Modelle für die Beurteilung des Stagnationsverhaltens

4.2.1 Restmenge und Dampfleistung aus Modellrechnungen

Die Absorberrohre und Sammelleitungen enthalten nach der Entleerung eine Restmenge Wasser. Diese Restmenge verdampft und breitet sich als Dampf im Kreislauf aus. In Eismann et al. (2021) wurde durch Vergleich mit Messdaten gezeigt, dass die Restmenge bei druckbefüllten Kollektorfeldern, bei denen weder Verteil- und Sammelleitungen noch Absorberrohre ein konstruktionsbedingtes Gefälle aufweisen, sehr gut mit Hilfe der Drift-Flux



Korrelation nach Choi et al. (2012) berechnet werden kann. Bei solchen Kollektorfeldern wird die Restmenge hauptsächlich durch die Reibung zwischen der Flüssigkeit und dem strömenden Dampf bestimmt. Bei DBS kommt die Gravitation als treibende Kraft hinzu, wodurch die Restmenge stark zeitabhängig wird. Daher kann der stationäre Ansatz über Drift-Flux Korrelationen nicht verwendet werden. Stattdessen wird versucht, ein einfaches, empirisches Modell zu formulieren und anhand der Daten aus Experiment und Simulation zu kalibrieren.

In den Experimenten wurde jedoch eine grössere und länger dauernde Dampfausbreitung festgestellt als in den TRACE-Simulationen. Offenbar ist das Entleerungsverhalten in der Realität schlechter als im Modell. Nach der Analyse im Abschnitt 4.2.2 ist die Restmenge Wasser rund zweimal grösser als in der TRACE-Simulation. Für diese Unterschiede gibt es mehrere Ursachen:

- Die Absorber sind nicht vollkommen eben. Aufgrund der thermomechanischen Spannungen, die beim Laserschweissen auftreten können, und aufgrund der Inhomogenität der Temperaturverteilung, die ebenfalls thermomechanischen Spannungen verursacht, weisen die Absorberrohre und die Verteil- und Sammelleitungen leichte Biegungen auf. Es ist möglich, dass der Neigungswinkel der Absorberrohre und der Verteil- und Sammelleitungen an gewissen Stellen kleiner ist als der Neigungswinkel, der sich aus der Konstruktionszeichnung des Absorbers und der Montagesituation ergibt. Aus diesen Gründen kann das Wasser weniger gut abfliessen als im Modell. Ausserdem ist mit Montagetoleranzen zu rechnen, die im Modell nicht abgebildet sind.
- Die Restmenge in geneigten Rohren wird durch die Grenzflächenspannung zwischen Wasser und Rohrwand und den zeitlichen Verlauf des Abfliessens bestimmt. Gleichzeitig findet Verdampfung statt. Die Reibung zwischen der Dampfströmung und dem Wasser beeinflusst die Restmenge ebenfalls.

Der Effekt der Grenzflächenspannung wird in TRACE zwar abgebildet. Weil die für das Stagnationsverhalten massgebliche Restmenge klein ist, kann sie nur mit erheblichen relativen Unsicherheiten bestimmt werden. Um die Grössenordnungen bei Mäanderabsorbern zu veranschaulichen, wurde die Entleerung eines 25 m langen, um 1 Grad geneigten Rohres mit 9.2 mm Innendurchmesser in einem numerischen Experimente nach Abbildung 26 simuliert. Das Modell besteht aus 25 Zellen von 1 m Länge. Die Zellen sind von 1 bis 25 nummeriert. Das Rohr ist am Anfang vollständig mit Wasser von 100 °C gefüllt. Sattedampf mit einer Temperatur von 100 °C bildet die Randbedingungen an beiden Enden.



Abbildung 26: TRACE-Modell für die Entleerung eines 25 m langen, um 1 Grad geneigten Rohres mit 9.2 mm Innendurchmesser.



Abbildung 27 zeigt den Verlauf der Gesamtmasse bei der Entleerung des Rohres im logarithmischen Massstab. Nach 300 s beträgt die Gesamtmasse des Rohrinhaltes 0.0231 kg. Im Lauf von insgesamt einer Stunde sinkt die Gesamtmasse auf 3.41 Gramm ab. Diese setzt sich aus 2.42 Gramm Wasser und 0.99 Gramm Dampf zusammen. Ebenfalls dargestellt sind die Gasvolumenanteile in jeder vierten Zelle.

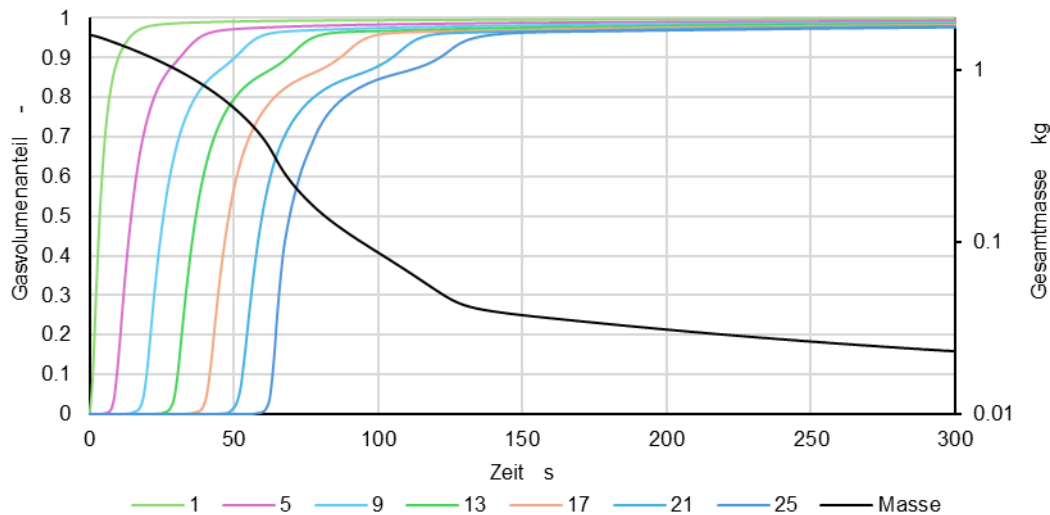


Abbildung 27: Verlauf der Gesamtmasse (schwarze Linie, logarithmischer Massstab) und der Gasvolumenanteile in den durch Nummern 1 bis 25 bezeichneten Zellen bei der Entleerung eines 25 m langen, um 1 Grad geneigten Rohres mit 9.2 mm Innendurchmesser.

4.2.2 Effektive Restmenge und Dampfleistung – Kalibrierung durch Experiment

Aufgrund der genannten Schwierigkeiten wurde die für das Stagnationsverhalten massgebende Restmenge auf folgendem Weg abgeschätzt, wobei die einzelnen Schritte anhand der Abbildung 28 erläutert werden. Diese zeigt die qualitativen Verläufe der Dampfleistung P_v und der Rohrtemperatur an einem der Kollektoranschlüsse.

Weil das Volumen der dampfgefüllten Bereiche des Kollektorfeldes klein ist und der Partialdruck des Wasserdampfes nur wenig unter dem Atmosphärendruck liegt, kann der Massenstrom der Luft, die aus dem Kollektorfeld in die Feldverrohrung strömt, vernachlässigt werden. Folglich kann der Gesamtmassenstrom der Gasphase, der aus dem Datensatz der Simulation gewonnen werden kann, als Massenstrom des Dampfes interpretiert werden.

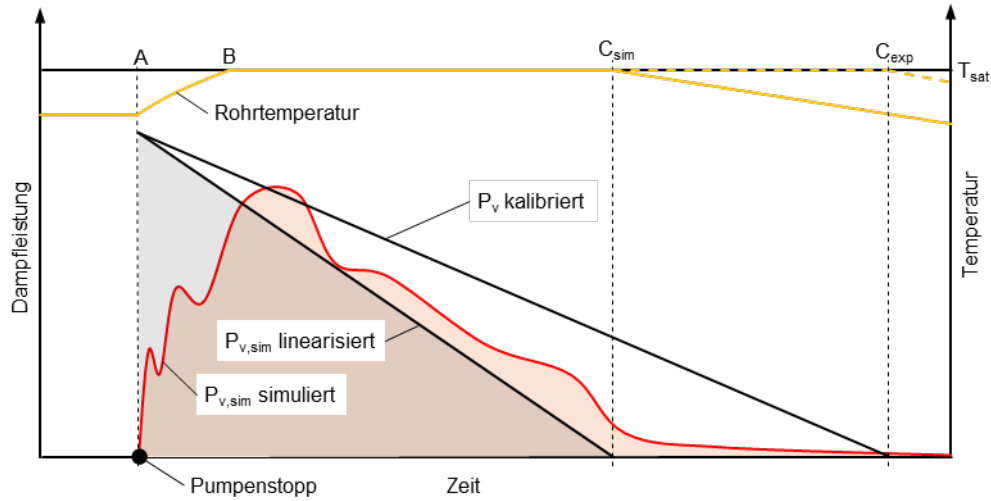


Abbildung 28: Qualitative zeitliche Entwicklung der Dampfleistung und der Rohrtemperatur.

Praktisch gleichzeitig mit dem Pumpenstopp beginnt die Verdampfung des Wassers in den Kollektoren und der Eintritt des Dampfes in die Rohrleitungen des Kollektorkreises. Die Dampfleistung steigt rasch an und sinkt nach Erreichen des Maximums langsamer ab. In den Simulationen treten oft lokale Maxima auf. Die Dampfleistung ist definiert als Produkt aus Massenstrom und spezifischer Enthalpie des Dampfes.

$$P_v = \dot{m}_v h_v \quad (24)$$

Zur Vereinfachung wird die Temperaturabhängigkeit vernachlässigt und mit der spezifischen Enthalpie bei der Sättigungstemperatur von 100 °C gerechnet. Das Integral der Dampfleistung ist die Wärmemenge, die während des Simulationszeitraumes zwischen A und C_{sim} dem Kreislauf zugeführt wird.

$$Q_{v, sim} = \int_A^{C_{sim}} \dot{m}_v h_v \quad (25)$$

Im Verlauf von A nach B heizt der kondensierende Dampf die Rohrwand bis zur Sättigungstemperatur auf. Ab dem Zeitpunkt C_{sim} in der Simulation überwiegen die Wärmeverluste die Dampfleistung, und die Temperatur der Rohrwand beginnt wieder zu sinken. Im Experiment tritt dasselbe Phänomen zu einem späteren Zeitpunkt und C_{exp} im Experiment auf. Die Dampfleistung in der Simulation ist zu diesem Zeitpunkt klein und nimmt rasch weiter ab. Es ist anzunehmen, dass die Dampfleistung im Experiment analog verläuft. Weil die Zeitpunkte C_{sim} bzw. C_{exp} sowohl in den Messdaten als auch in der Simulation leicht identifiziert werden können, werden sie als Ende der Verdampfungsphase interpretiert.

Für das praktisch anwendbare Modell wird der Verlauf der simulierten Dampfleistung linearisiert:

$$P_{v, sim} = P_{v0} - R_{sim} t \quad ; \quad P_{v0} = \frac{2Q_{v, sim}}{\tau_{v, sim}} \quad ; \quad \tau_{sim} = t_{C, sim} - t_A \quad ; \quad R_{sim} = \frac{P_{v0}}{\tau_{sim}} = \frac{P_{v0}^2}{2Q_{v, sim}} \quad (26)$$

Die Dampfleistung im Experiment wird ebenfalls durch einen linearen Verlauf approximiert. Hierbei wird angenommen, dass zum Zeitpunkt A die Anfangswerte der linearisierten



Dampfleistungen aus Simulation und Experiment gleich sind. Unter dieser Annahme können die effektiven Wärmemengen und Restmengen folgendermassen berechnet werden:

$$Q_v := Q_{v,\text{exp}} = Q_{v,\text{sim}} \frac{t_{C,\text{exp}} - t_A}{t_{C,\text{sim}} - t_A} = Q_{v,\text{sim}} \frac{\tau_v}{\tau_{v,\text{sim}}} \quad (27)$$

Die realistisch anzunehmende Restmenge ist folglich:

$$m_r := m_{r,\text{exp}} = \frac{Q_{v,\text{sim}}}{h_v} \left(\frac{t_{C,\text{exp}} - t_A}{t_{C,\text{sim}} - t_A} \right) = \frac{Q_{v,\text{sim}}}{h_v} \frac{\tau_v}{\tau_{v,\text{sim}}} \quad (28)$$

Analog zur Gleichung (26) erhält man:

$$P_v = P_{v0} - Rt \quad ; \quad P_{v0} = \frac{2Q_v}{\tau_v} \quad ; \quad \tau_v = t_{C,\text{exp}} - t_A \quad ; \quad R = \frac{P_{v0}}{\tau_v} = \frac{P_{v0}^2}{2Q_{v,\text{exp}}} \quad (29)$$

Das Verhältnis der beiden Verdampfungszeitspannen kann als Kalibrierwert für die Anpassung des Modells an reale Situationen verwendet werden. Durch den Vergleich von Messung und Simulation wurde ein Kalibrierwert von

$$K = \frac{\tau_v}{\tau_{v,\text{exp}}} = 2.01 - \quad (30)$$

ermittelt. Dieser Wert gilt für den Kollektortyp und die Feldkonfiguration der Versuchsanlage. Es stellt sich die Frage, inwieweit dieser Kalibrierwert auf andere Feldgrössen und Konfigurationen übertragen werden kann. Hierzu wurde das Entleerungsverhalten anhand einer TRACE-Simulation studiert, deren Resultate in Abbildung 45 dargestellt sind. Weil das Kollektorfeld nach Tichelmann verrohrt ist, gibt es bei der Entleerung kaum Wechselwirkung zwischen den beiden Reihen. Auch zwischen den Absorbern einer Kollektorreihe gibt es kaum Wechselwirkung. Dies rechtfertigt die Annahme, dass der Kalibrierwert auch für mehrreihige Anlagen gilt, bei denen die Kollektorreihen beispielsweise auf einem Flachdach angeordnet sind.

4.2.3 Integral der Dampfleistung und Dauer der Verdampfung

Bei der Dimensionierung eines DBS muss rechnerisch nachgewiesen werden, dass das Dissipationsvermögen des Kreislaufes ausreicht. Dazu muss das Integral der Dampfleistung an der Belüftungsöffnung des Speichers bzw. die entsprechende Kondensatmenge berechnet werden. Ein praktisch anwendbares Modell wird im Abschnitt 4.2.7 hergeleitet. Wichtige Parameter in diesem Modell sind die Dauer der Verdampfungsphase und das Integral der Dampfleistung Q_v . Diese Parameter wurden anhand von TRACE-Simulationen von frei aufgeständerten Kollektorfeldern bestimmt. Weil parallel geschaltete Kollektorreihen auf derselben Höhe angeordnet sind, ist ihre Wechselwirkung bei der Entleerung vernachlässigbar. Daher ist die Dampfleistung zu Beginn der Verdampfungsphase proportional zur Anzahl gleichartiger Reihen n_R .

Das Integral der Dampfleistung ist eine Funktion der verdampfenden Restmenge Wasser. Diese wird nicht nur durch das Ausfliessen unter der Wirkung der Schwerkraft bestimmt, sondern auch durch die Reibung zwischen Wasser und dem strömenden Dampf. Die Zwischenphasenreibung ist abhängig von der Dampfgeschwindigkeit und steigt mit der Anzahl



Kollektoren pro Reihe. Aus diesem Grund ist das Integral der Dampfleistung nicht proportional zur Anzahl Kollektoren n_M pro Reihe, sondern nimmt mit einer kleineren Potenz zu.

Für die Anlagenplanung genügt es, den Nachweis für die Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 und eine Umgebungstemperatur von 30 °C zu führen. Für diese Randbedingungen lautet das Modell für das Integral der Dampfleistung:

$$Q_v = Q_{v,0} \cdot n_R \cdot n_M^a \quad \text{mit} \quad Q_{v,0} = 312411 \text{ J} \quad \text{und} \quad a = 0.852 - \quad (31)$$

Diese Werte wurden aus dem Datensatz der Simulationen nach Abschnitt 6.8 bestimmt. Die Verdampfungszeit ist abhängig von der Anzahl Kollektoren pro Reihe, aber unabhängig von der Anzahl Reihen, weil praktisch keine Wechselwirkung besteht. Die Auswertung desselben Datensatzes liefert für die Verdampfungszeit:

$$\tau_v = 723 + 20n_M \quad (32)$$

Das Modell nach Gleichung (31) gilt für den untersuchten Kollektortyp und kann näherungsweise für andere Kollektoren mit ähnlichen Leistungskennzahlen und denselben Dimensionen und Neigungswinkeln der Absorberrohre und der Verteil- und Sammelleitungen genutzt werden. Für Kollektoren mit abweichenden Dimensionen müssen die Parameter erneut durch Simulationen oder Experimente ermittelt werden.

4.2.4 Wasseranteil im Gasaustausch an der Belüftungsöffnung des Speichers

Der Druck des Gasvolumens im Speicher ist über die Druckrandbedingung praktisch auf den Umgebungsdruck festgelegt. Die Druckrandbedingung wird durch einen entsprechenden Gasaustausch mit der Umgebung erfüllt. Der geringe Druckverlust beim Gasaustausch ist vernachlässigbar. Hier ist jedoch der Luftanteil nicht zu vernachlässigen. Daher muss der Massenstrom des Dampfes aus dem Gesamtmassenstrom der Gasphase \dot{m}_g und dem Partialdruck der nicht-kondensierbaren Gase berechnet werden. Vereinfachend wird angenommen, dass der nicht-kondensierbare Anteil aus reinem Stickstoff besteht. Die Gasphase kann in guter Näherung als ideal betrachtet werden. Folglich ist das Modell des idealen Gases und das Daltonsche Gesetz anwendbar. Aus diesen erhält man den Massenstrom des Dampfes:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_g \frac{p - p_{N_2}}{p_{N_2} M_{N_2} + (p - p_{N_2}) M_{H_2O}} \quad (33)$$

In dieser Formel sind \dot{m} der Gesamtmassenstrom, p der Gesamtdruck p_{N_2} der Partialdruck des Stickstoffs und M_{N_2}, M_{H_2O} die Molmassen.

4.2.5 Dissipationsvermögen des Kreislaufes

Das Dissipationsvermögen der Kreislaufkomponenten beinhaltet die Wärmemenge, die durch das Aufheizen bis zur Sättigungstemperatur in den Kreislaufmaterialien gespeichert wird, und den Wärmeverlusten, die zwischen den Zeitpunkten A und C_{exp} auftreten.

Die Wärmekapazität des Rohrabschnittes k ist:

$$C_k = l_k A_{w,k} \rho_k c_k \quad (34)$$



Das Speichervermögen des Gasraumes, der obersten Wasserschicht und der begrenzenden Wände werden in vereinfachter Weise berücksichtigt. Die Wärmekapazität der 1.5 mm dicken Wandung aus Edelstahl wird analog zur Wärmekapazität eines Rohrabschnittes berechnet. Durch die Kondensation des Dampfes an der Oberfläche des Wassers entwickelt sich ein Temperaturprofil, während die Oberflächentemperatur ansteigt. Um die wirksame Wärmekapazität abzuschätzen, wurde eine transiente Rechnung unter den Randbedingungen des Versuchs vom 29.08.2024 durchgeführt. Der Wärmeübergangskoeffizient bei direkter Kondensation von Satttdampf über einer dicken Wasserschicht kann gemäss Ramamurthi und Kumar (2001) Werte von einigen 1000 W/Km^2 erreichen. Für die Abschätzung im Rahmen dieser Arbeit wurde ein tieferer Wert von 500 W/m^2 angenommen, weil die Kondensationsrate wahrscheinlich durch die Anwesenheit von Atmosphäregasen abgeschwächt ist. Abbildung 29 zeigt die Temperaturentwicklung in der obersten Wasserschicht des Speichers. Die Simulationszeit von 180 Sekunden entspricht etwa der Zeitspanne vom Eintritt des Dampfes in den Speicher bis zur maximalen Dampfausbreitung. Die zu diesem Zeitpunkt im Wasser akkumulierte Kondensationsenthalpie wurde auf die Temperaturdifferenz zwischen initialer Speichertemperatur von 75 °C und Satttdampf mit 100 °C und bezogen. Daraus wurde die wirksame Dicke der Wasserschicht zu 6 mm berechnet. Mit diesem Wert wurden alle weiteren Rechnungen durchgeführt.

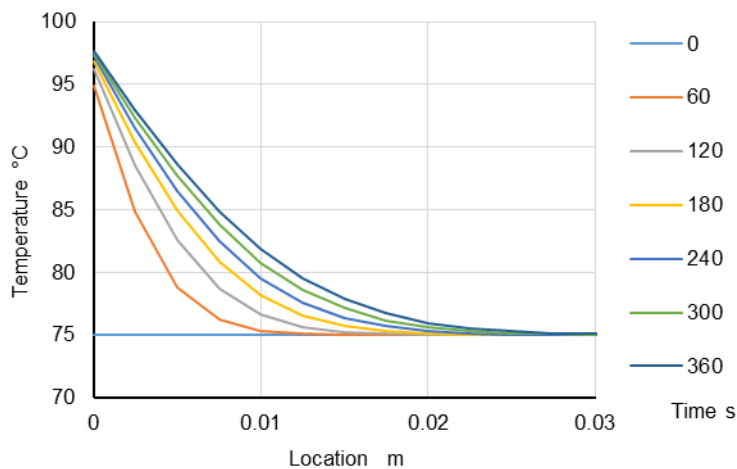


Abbildung 29: Aufheizen der obersten Wasserschicht im Speicher durch kondensierenden Dampf.

Wird jedes Teilvolumen von seiner initialen Betriebstemperatur T_k auf die Sättigungstemperatur des Wassers bei Umgebungsdruck aufgeheizt, so enthalten die Materialien des Kreislaufs insgesamt folgende Wärmemenge:

$$Q_C = \sum_k C_k (T_{sat} - T_k) \quad (35)$$

Sind alle Abschnitte des Kreislaufes vollständig mit Dampf gefüllt, so enthält das Volumen die Enthalpie des Dampfes:

$$H_v = \rho_v h_v \sum_k l_k A_k \quad (36)$$



Wärmeverluste tragen ebenfalls zum Dissipationsvermögen des Kreislaufes bei. Die Verlustleistung aller Rohrabschnitte, die mit Dampf gefüllt sein können, setzt sich aus den Verlustleistungen der einzelnen Abschnitte k zusammen:

$$\dot{Q}_U = \sum_k U_k l_k (T_{sat} - T_a) \quad (37)$$

Der Beitrag der mit Dampf beaufschlagten Speicherwand wird analog berechnet.

Für die Beurteilung des Stagnationsverhaltens nach der stationären Methode wird die Wärmemenge berechnet, die während der Verdampfungsphase an die Umgebung abgegeben wird. Hierbei wird angenommen, dass alle Abschnitte des Kreislaufes während der ganzen Verdampfungsphase zum Wärmeverlust beitragen.

$$Q_U = \sum_k U_k l_k (T_{sat} - T_a) (t_{C,exp} - t_A) \quad (38)$$

Dies ist eine sehr grobe Vereinfachung, die in der anschliessend dargestellten transienten Methode aufgehoben wird.

4.2.6 Beurteilung des Stagnationsverhaltens – stationäre Rechnung

Die Rohrwerkstoffe und Komponenten müssen gegenüber Dampf bei den auftretenden Temperaturen beständig sein. Weil der Druck in den Rohrleitungen während der Verdampfungsphase in guter Näherung dem Atmosphärendruck entspricht, wird die Rohrwandtemperatur im Wesentlichen die Sättigungstemperatur des Wassers bei Atmosphärendruck erreichen. Eine Ausnahme bilden die Anschlussrohre der Kollektoren, wo kurzzeitig überhitzter Dampf auftreten kann.

Das Dissipationsvermögen der Rohre muss hinreichend gross sein, damit der Dampf innerhalb des Kreislaufs kondensiert. Andernfalls würde Dampf aus der Belüftungsöffnung des Speichers strömen, wodurch eine entsprechende Menge Wasser an die Umgebung verloren ginge.

Eine sehr grobe Beurteilung ist möglich durch den Vergleich des maximalen Dissipationsvermögens der Rohre mit der gesamten Wärmemenge, die während der Verdampfungsphase in den Kreislauf gelangt:

$$\begin{aligned} Q_{v,exp} < (Q_C + H_v + Q_U) &\Rightarrow \text{Dampfaustritt unbedeutend} \\ Q_{v,exp} > (Q_C + H_v + Q_U) &\Rightarrow \text{Masseverlust } m_v = \frac{Q_{v,exp} - (Q_C + H_v + Q_U)}{h_v} \end{aligned} \quad (39)$$

4.2.7 Beurteilung des Stagnationsverhaltens – transiente Rechnung

Ein besseres Modell erhält man, indem man die Bewegung einer virtuellen Dampffront mathematisch beschreibt, wobei der Ort der Dampffront durch die dimensionslose Grösse x gekennzeichnet ist.

Die Wärmekapazität der Rohrwände macht sich bei der Ausbreitung des Dampfes bemerkbar, nicht aber, wenn das Dampfvolmen in den Leitungen wieder abnimmt. Dies wird durch folgenden Koeffizienten berücksichtigt:



$$\delta = \begin{cases} 1 & ; \dot{x} \geq 0 \\ 0 & ; \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (40)$$

Die Wärmeverlustleistung des vollständig dampfgefüllten Kreislaufes ist

$$\dot{Q}_U = \sum_k U_k l_k (T_{sat} - T_a) \quad (41)$$

Mit diesen Vorbereitungen kann die Differentialgleichung formuliert werden:

$$\dot{x}(H_v + \delta Q_C) + x \dot{Q}_U = P_{v0} - Rt \quad (42)$$

Dies ist eine gewöhnliche, inhomogene Differentialgleichung erster Ordnung. Die Lösung der homogenen Gleichung lautet:

$$x_h = A \cdot \exp(-Bt) \quad ; \quad B = \frac{\dot{Q}_U}{H_v + \delta Q_C}, \quad (43)$$

Die Konstante A wird später durch Einsetzen der Anfangsbedingung bestimmt. Die partikuläre Lösung der inhomogenen Gleichung erhält man durch einen Polynomansatz:

$$x_p = C + Dt \quad (44)$$

Einsetzen in die Differentialgleichung liefert:

$$D(H_v + \delta Q_C) + C \dot{Q}_U + Dt \dot{Q}_U = P_{v0} - Rt \quad (45)$$

Durch Koeffizientenvergleich der mit t behafteten Terme erhält man die Konstante D:

$$D = -\frac{R}{\dot{Q}_U}, \quad (46)$$

Der Koeffizientenvergleich der konstanten Terme liefert die Konstante C:

$$C = \frac{P_{v0} - D(H_v + \delta Q_C)}{\dot{Q}_U}. \quad (47)$$

Die allgemeine Lösung lautet,

$$x = x_h + x_p = A \cdot \exp(-Bt) + C + Dt \quad (48)$$

Durch Einsetzen der Anfangsbedingung $x = 0$ bei $t = 0$ erhält man die Konstante A:

$$A = -C \quad (49)$$

Die maximale Dampfausbreitung $x = x_{max}$ wird zum Zeitpunkt t_{max} erreicht. Ab diesem Zeitpunkt ist $\dot{x} < 0$ und daher, gemäss Gleichung (40), $\delta = 0$. Folglich ändern die Koeffizienten B und C ihren Wert. Dies wird durch das Symbol $\tilde{}$ kenntlich gemacht:

$$\tilde{B} = \frac{\dot{Q}_U}{H_v} \quad ; \quad \tilde{C} = \frac{P_{v0} - DH_v}{\dot{Q}_U} \quad (50)$$

Daher muss die Konstante A neu bestimmt werden, mit $x = x_{max}$ als neuer Anfangsbedingung bei t_{max} .



$$\tilde{A} = \frac{x_{\max} - \tilde{C} - Dt_{\max}}{\exp(-\tilde{B}t_{\max})} \quad (51)$$

Als Lösung erhält man die Dampfausbreitung als dimensionslose Grösse, die folgendermassen zu interpretieren ist:

- Bei einem Wert von $x = 1$ ist der Kreislauf vollständig mit Dampf gefüllt.
- Bei einem Wert von $x < 1$ ist der Kreislauf nur teilweise mit Dampf gefüllt, und der Dampfaustritt beim Speicher ist unbedeutend.
- Bei einem Wert von $x > 1$ tritt Dampf aus der Belüftungsöffnung des Speichers aus, wodurch die entsprechende Menge Wasser verloren geht.

Das in diesem Abschnitt definierte Modell wurde zur praktischen Anwendung in HYDRA implementiert.

4.3 Rohrwand und Wärmedämmung für die Modellierung in TRACE

Die fluidführenden Rohre sind in TRACE durch eindimensionale, masselose Modellelemente abgebildet. Der materielle Aufbau der Rohre wird durch zylindrischen Wärmeleitungsstrukturen abgebildet. Diese definieren gleichzeitig die thermischen Randbedingungen zum Fluid und zur Umgebung. Die Modellierung der natürlichen Konvektion an die Umgebungsluft würde umständliche Rechenschaltungen erfordern, während eine Temperaturrandbedingung sehr einfach definiert werden kann. Daher wird der konvektive Wärmeübergang an die Umgebung durch eine korrigierte Wärmeleitfähigkeit λ' der Wärmedämmung berücksichtigt. Zunächst werden die längenbezogenen Wärmeverluste gleichgesetzt:

$$\frac{\dot{q}}{T_1 - T_2} = 2r_2\pi \left[\frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right]^{-1} = 2r_2\pi \left[\frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{\lambda'} \right]^{-1} \quad (52)$$

Auflösen nach der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit liefert:

$$\lambda' = r_2 \ln(r_2/r_1) \left[\frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right]^{-1} \quad (53)$$

Nach Glück (1989), Seite 400, kann näherungsweise mit einer Wärmeübergangszahl von $\alpha = 23 \text{ W/m}^2\text{K}$ gerechnet werden. Mit diesen Vorbereitungen können die Wärmeleitfähigkeiten berechnet werden:

Tabelle 4: Wärmeleitfähigkeiten mit Berücksichtigung des konvektiven Wärmeübergangs.

Rohrtyp		Verbund unisoliert	Verbund	Stahl
Rohrdurchmesser	mm	20	20	18
Dämmstärke	mm	6	6	13
Wärmeleitfähigkeit der Dämmung	W/Km	∞	0.04	0.045
Wärmeleitfähigkeit inkl. Wärmeübergang	W/Km	0.173	0.032	0.041



4.4 Atmosphärendruck und Dampfdruck

Gemessene Drücke sind Überdrücke gegenüber dem Atmosphärendruck. Damit die Experimente interpretiert werden können, muss der Atmosphärendruck bekannt sein. Ausserdem braucht man den Atmosphärendruck bei der Dimensionierung. Für die Modellierung der Versuchsanlage wird der Atmosphärendruck für eine Höhe von $h = 430$ m über Meeresniveau berechnet (International Organization for Standardization, 1999) :

$$p_{Atm} = p_{Atm,N} \left(1 - \frac{C \cdot h}{T_N} \right)^{5.255} = 96258 \text{ Pa} \quad (54)$$

Hierin sind $p_{Atm,N} = 101325$ Pa, $T_N = 288.15$ K und $C = 0.00651$.

Für die Dimensionierung von DBS wird auch der Dampfdruck benötigt. Dieser kann in der Einheit Pascal mit der Gleichung (55) als Funktion der Temperatur T in °C berechnet werden. Die Koeffizienten wurden durch Regression von Tabellenwerten aus dem VDI-Wärmeatlas (2010) gewonnen.

$$p_v = 2.498 \cdot 10^{-11} (T + 90)^{6.8473} \text{ Pa} \quad (55)$$

4.5 Modell für die Selbstentlüftung

Bei der Befüllung des Kreislaufes und im Betrieb muss sichergestellt werden, dass die Fließgeschwindigkeit in den abwärts führenden Rohren mindestens die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit erreicht. Diese kann nach Dällenbach (2015) in Eismann (2017) als Funktion des Innendurchmessers, des Neigungswinkels und der Morton-Zahl Mo dargestellt werden:

$$w_{sv} = \sqrt{gd} \left[0.8 \cdot Mo^{0.0392} \sin(1.96\phi) + Mo^{0.0213} - 0.075 \right] \quad (56)$$

Die Morton-Zahl kann ihrerseits als Kombination der Reynoldszahl Re , der Froudezahl Fr und Weberzahl We dargestellt werden. Durch Ausmultiplizieren stellt man fest, dass die Morton-Zahl nur von der Erdbeschleunigung g , der kinematischen Viskosität ν , der Dichte ρ und der Oberflächenspannung σ abhängt:

$$Mo = \frac{We^3}{Fr^2 Re^4} = \frac{g \cdot \nu^4 \rho^3}{\sigma^3} \quad (57)$$

Abbildung 30 zeigt die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit von Wasser in Rohren als Funktion des Neigungswinkels. Bei horizontalen Rohren sammeln sich freien Gasvolumen als Lufttaschen im Rohrscheitel. Damit die Lufttaschen mobilisiert werden können, müssen die an ihr wirksamen Strömungskräfte die durch Grenzflächenspannung bewirkten Kräfte überschreiten. Daher ist die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit bei horizontalen Rohren nicht null. Bei geneigten Rohren müssen die Strömungskräfte zusätzlich die Auftriebskraft überwinden. Daher ist die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit höher als bei horizontalen Rohren. Das Maximum wird bei einer Neigung um 45° erreicht. In vertikal nach unten führenden Rohren sammeln sich Luftblasen tendenziell im Bereich der Rohrachse, wo die lokale Strömungsgeschwindigkeit am höchsten ist. Offenbar fällt die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit nahezu auf den Wert für horizontale Rohre ab.



Für Abschätzungen genügt es, die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit bei einer Temperatur von 20°C zu bestimmen. Bei höheren Temperaturen sind tiefere Werte zu erwarten, weil die Viskosität stärker abnimmt als die Oberflächenspannung.

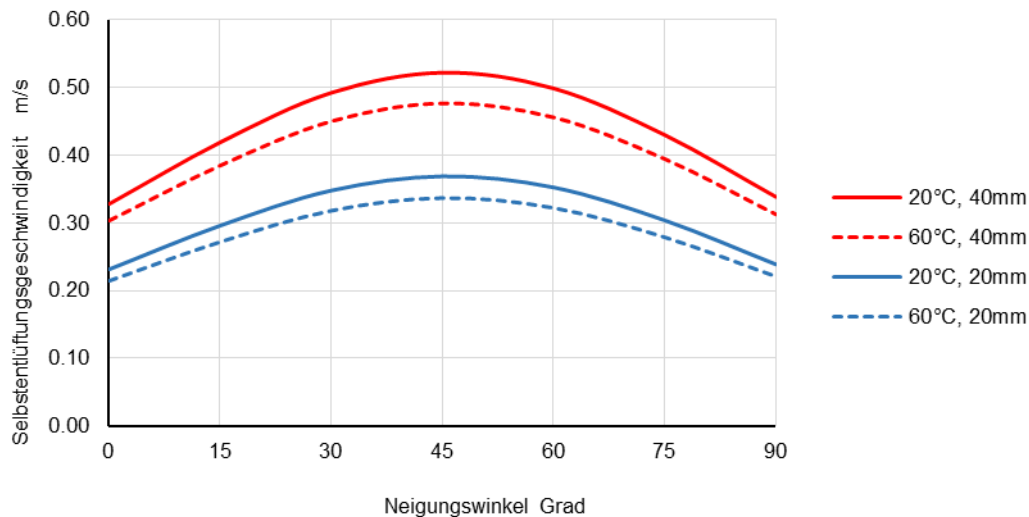


Abbildung 30: Selbstentlüftungsgeschwindigkeit von Wasser in Rohrleitungen mit Innendurchmesser von 40 mm (rot) und 20 mm (blau).

4.6 Strömungswiderstand von Pumpen bei der Entleerung

Bei der Entleerung werden die Pumpen in Gegenrichtung durchströmt. Das Laufrad dreht in Gegenrichtung und die Pumpe arbeitet im Turbinenbetrieb. Dabei wird jedoch keine Leistung abgeführt. Folglich ist das Drehmoment am Rotor gleich null. Diese Betriebsart problematisch bei Pumpen mit Synchronmotoren, deren Rotoren Permanentmagnete haben. Die Rotation mit hoher Drehzahl induziert entsprechend hohe Spannungen in der Statorwicklung. Ausserdem können mechanische Belastungen des Rotors und der Lager auftreten, für welche die Pumpen nicht gebaut sind. Daher muss beim Pumpenhersteller stets schriftlich geklärt werden, ob der Turbinenbetrieb zulässig ist und welche Massnahmen getroffen werden müssen. Nach Auskunft der Biral AG (F. P. Da Costa, persönliche Kommunikation, 29. Juli 2025) ist der Turbinenbetrieb beispielsweise bei den Pumpen der Baureihe Modula nicht zulässig.

Abbildung 31 zeigt das Vierquadrantenkennfeld einer Kreiselpumpe, das dem Buch von Güllich (2020) entnommen und um weitere Angaben ergänzt wurde. Das Kennfeld stellt in dimensionslosen Grössen die Bereiche aller Betriebszustände dar, die auftreten können. Die Drehzahl ist auf die Auslegungsdrehzahl bezogen. Die Förderhöhe und der Volumenstrom sind auf die Werte im optimalen Betriebspunkt bezogen. Die vertikale Achse stellt die dimensionslose Drehzahl dar. Die horizontale Achse stellt den dimensionslosen Volumenstrom dar. Die blaue Linie bezeichnet alle Zustände im Pumpenbetrieb mit Förderhöhe null. Das durch die positive Drehzahlachse und die blaue Linie begrenzte Dreieck stellt den Bereich des Pumpenbetriebs dar. Die horizontale grüne Linie gilt für die Auslegungsdrehzahl 100%. Diese Linie schneidet nacheinander Kurven gleicher Förderhöhe, die ebenfalls auf die Förderhöhe im optimalen Betriebspunkt bezogen sind. Die Wertepaare



aus dimensionsloser Förderhöhe und dimensionslosem Volumenstrom sind als Pumpenkennlinie (grün) in vertrauter Form rechts unten im Diagramm dargestellt.

Die rote Linie bezeichnet Zustände im Turbinenbetrieb mit freilaufendem Rotor. Das durch die negative Achse des dimensionslosen Volumenstroms und die rote Linie begrenzte Dreieck stellt den Bereich des Turbinenbetriebs dar. Bei der Entleerung des Kreislaufs wird keine Leistung abgeführt. Folglich durchläuft eine Pumpe bei der Entleerung Zustände auf der roten Linie. Die Wertepaare der Schnittpunkte von roter Linie mit den Kurven gleicher Druckhöhe bilden die Stützstellen für die Kennlinie (rot) im Turbinenbetrieb mit freilaufendem Rotor.

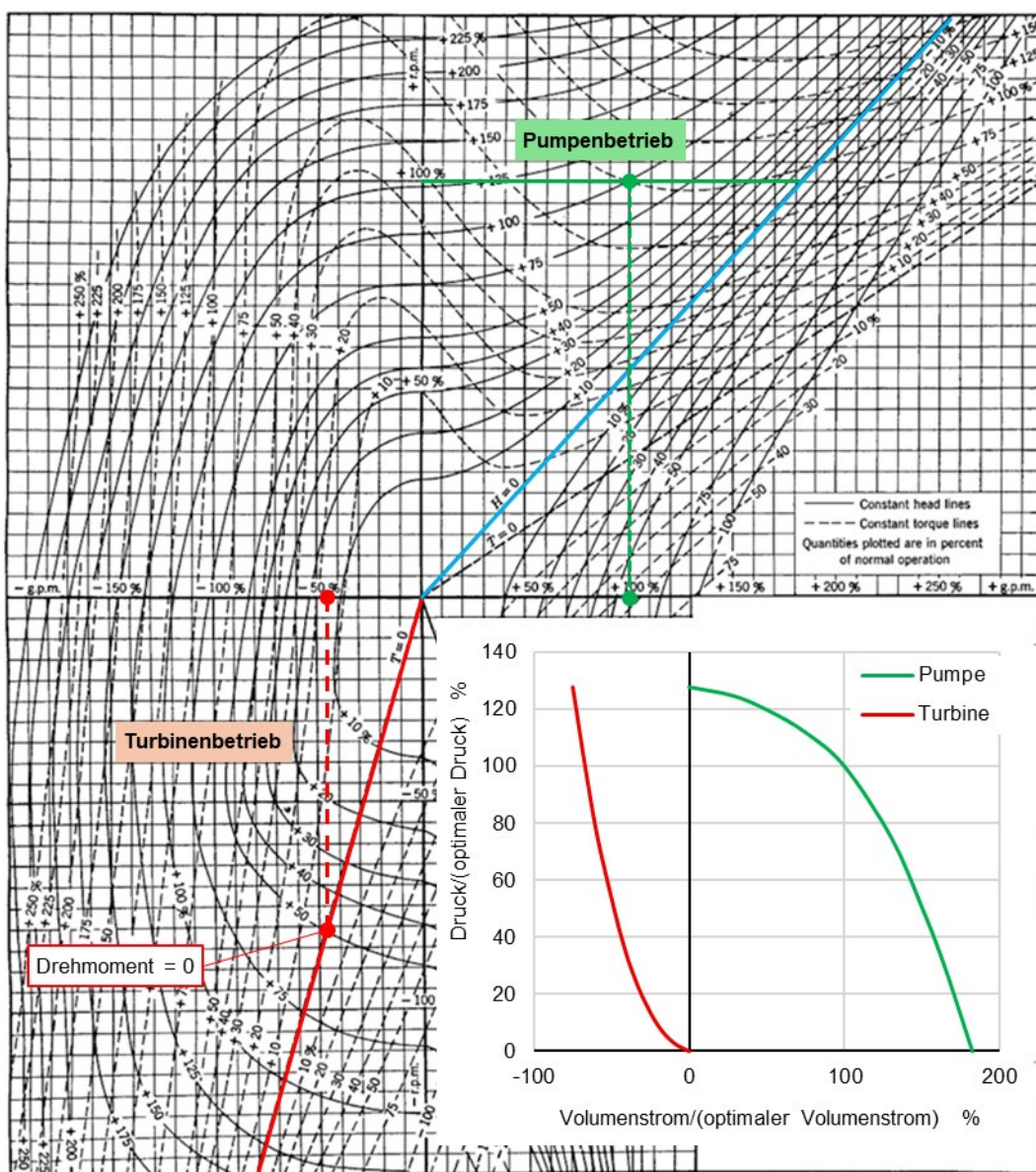


Abbildung 31: Vierquadrantenkennfeld einer Kreiselpumpe (Gülich 2020, S. 1037)



Die Versuchsanlage hat zwei in Serie geschaltete Pumpen des Typs ALPHA SOLAR xx-145-180. Die resultierende Pumpenkennlinie wurde für TRACE durch fünf Wertepaare approximiert, zwischen denen linear interpoliert wird.

Der bei der Entleerung auftretende Turbinenbetrieb wurde durch einen Druckverlustkoeffizienten von $\zeta = 118$ – dargestellt. Dieser Wert wurde durch numerische Versuche so festgelegt, dass der gemessene Durchfluss bei der Entleerung in hinreichend guter Näherung reproduziert werden kann. Abbildung 32 zeigt die Maximalkennlinie für den Pumpenbetrieb von zwei in Serie geschalteten Pumpen des Typs ALPHA SOLAR xx-145-180⁴ sowie die Kennlinie für den Turbinenbetrieb.

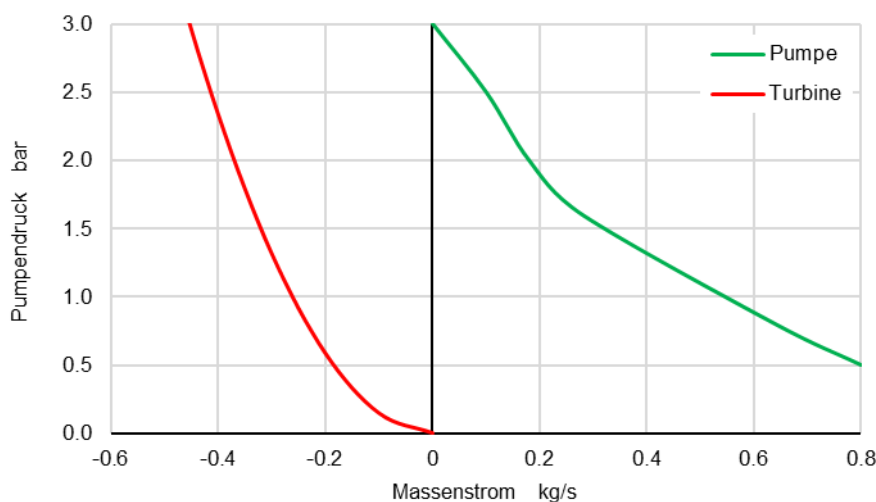


Abbildung 32: Kennlinien für den Pumpen- und Turbinenbetrieb von zwei in Serie geschalteten Pumpen des Typs ALPHA SOLAR xx-145-180.

4.7 Erweiterungen von HYDRA zur Dimensionierung von DBS

Zur thermohydraulischen Dimensionierung von klassischen, einphasig und mit Überdruck betriebenen Solaranlagen steht die Software HYDRA als Open Source Programm zur Verfügung (Eismann & Genkinger, 2018). Damit auch DBS nach dem vorgesehenen Konzept abgebildet werden können, wurden die nachfolgend beschriebenen Programmerweiterungen vorgenommen.

4.7.1 Kreislauf, Druckverlust und Selbstentlüftung

Der Betrieb von DBS mit drucklosem Speicher erfordert nach Abbildung 1 ein Drosselventil zur Druckhochhaltung in der Vorlaufleitung. Der Druckabfall über dem Ventil muss so gross sein, dass der Druck am Hochpunkt im Betrieb stets über dem Atmosphärendruck liegt. Der Programmcode und die Ein- und Ausgabefelder wurden wie folgt erweitert:

- Der Überdruck im Ausdehnungsgefäss bzw. im Speicher kann vorgegeben werden.
- Der Druckabfall über der Drossel kann eingegeben werden.

⁴ Heizungsumwälzpumpen mit grossen Förderhöhen >> 12 m haben häufig Kennlinien, die von der üblichen Parabelform abweichen.



- Der Überdruck am Hochpunkt wird berechnet, mit Berücksichtigung der Rohrreibung in der Vorlaufleitung.
- Der Rohrkatalog wurde um die im Projekt spezifizierten Kunststoffrohre ergänzt.

Abbildung 33 zeigt einen Ausschnitt des Tabellenblattes «Anlagendaten» in HYDRA als Rechenbeispiel. Die Anlagenhöhe ist definiert als Höhendifferenz zwischen dem Boden des Technikraumes und dem Hochpunkt des Kollektorfeldes und beträgt 13 m. Die Höhe des Membranausdehnungsgefäßes wird als Niveau des Wasserspiegels im Speicher interpretiert. Dieses Niveau liegt 2 m über dem Boden des Technikraumes. Zwei Pumpen werden in Serie mit 100% Drehzahl betrieben. Der Druckabfall über dem Überströmventil wird durch die Höhe einer entsprechenden Wassersäule ausgedrückt und beträgt 13 m.

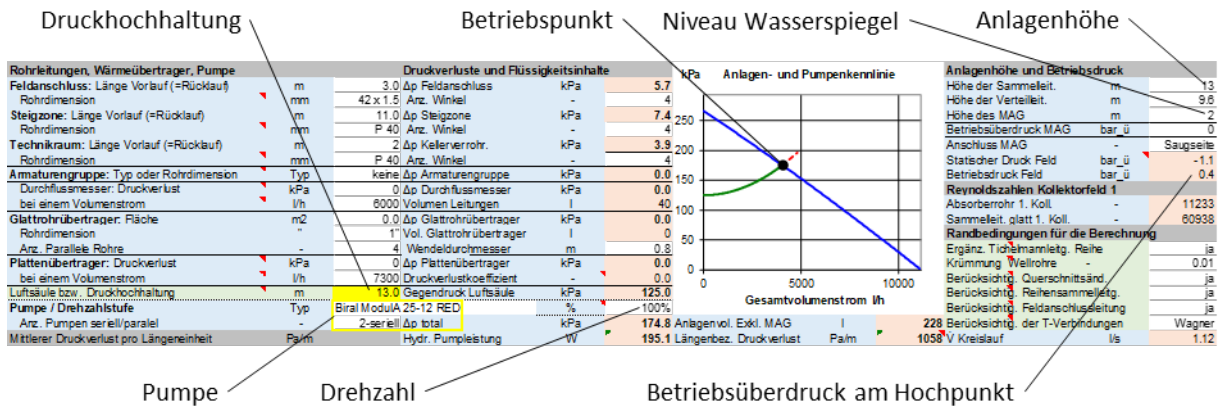


Abbildung 33: Rechnung eines Betriebspunktes mit HYDRA.

Abbildung 34 zeigt die Randbedingungen des Betriebsbedingungen, unter denen die stationäre Rechnung durchgeführt wurde. In dem darunterliegenden Bereich ist das Kollektorfeld der Versuchsanlage definiert. Es resultiert ein spezifischer Durchfluss von 54 l/hm² und eine Leistung des Kollektorfeldes von 10 kW.

Betriebsbedingungen		Kenndaten des Kollektorfeldes				Betriebszustände				
Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene	W/m ²	1'000	Anz. Koll. total	-	6	Thermische Leistung	kW	10		
Umgebungstemperatur	°C	20	Kollektorfläche total	m ²	15	" homog. Durchström.	kW	10		
Rücklauftemperatur	°C	50	Vorlauftemperatur	°C	61	Inhomog. Volumenstrom	%	1		
Wärmeträgermedium	Typ/Konz	Wasser	Vol. Feld inkl. Verrohrung	l	20	Einfluss auf Leistung	%	0,00		
Spezifischer Durchfluss	l/hm ²	54	Vol. Feldverrohrung	l	5	Max. Fließgeschw.	m/s	0,7		
Kollektorfeld 1	Reihe Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Kollektorreihe: Anz. Parall. Stränge	-	3	3							
Anzahl serielle Kollektoren pro Strang	-	1	1							
Kollektortyp	-	Cobra 4°	Cobra 4°							
Reihenanschlussleitung: Länge Vorlauf	m	0,5	0,5							
Rohrdimension: Durchmesser x Wanddicke	mm	18 x 1	18 x 1							
Anzahl Winkel im Vorlauf	-	3	3							
Anschluss in C- oder Z-Konfiguration	-	Z	Z							
Feldleitung: Reihenabstand	m	6	2,4							
Rohrdimension: Durchmesser x Wanddicke	mm	22 x 1	18 x 1							
Anschluss in C- oder Z-Konfiguration	-	C	Δp Kollektorfeld 1	kPa	19,1	V Koll.feld 1	l/h	794		

Abbildung 34: Betriebsbedingungen und Kollektorfeld.



Um die Entlüftbarkeit des Kollektorfeldes beurteilen zu können wurde die Korrelation für die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit nach Dällenbach (2015) (siehe (Eismann, 2017), Seite 165) implementiert. Diese wird für den vertikal nach unten durchströmten Abschnitt der Vorlaufleitung ausgewertet und im Tabellenblatt «Fließgeschwindigkeiten» gemäss Abbildung 35 dargestellt. Die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit beträgt im gezeigten Beispiel 0.22 m/s. Die effektive Fließgeschwindigkeit beträgt 0.7 m/s, was 317% der Selbstentlüftungsgeschwindigkeit entspricht.

Rohrleitungen, Wärmetauscher, Pumpe			Selbstentlüftungsgeschwindigkeit		
Feldanschluss	m/s	0.71			
Steigzone	m/s	0.70	0.22	%	317%
Kellerverrohrung	m/s	0.70			

Abbildung 35: Fließgeschwindigkeit und Selbstentlüftungsgeschwindigkeit in der Vorlaufleitung.

Weitere Tabellenblätter werden bei der Diskussion des Fallbeispiels im Abschnitt 5.1.3 besprochen.

4.7.2 Stagnationsverhalten

Das oben hergeleitete Modell für die Dampfreichweite wurde als Subroutine in Visual Basic for Applications (VBA) implementiert. Ausserdem wurden Funktionen beigefügt, mit denen Wärmekapazitäten und Leitungsverluste berechnet werden können. Um diese Programmteile nutzen zu können, wurde ein weiteres Tabellenblatt «Leitungsverluste» eingefügt. Dieses ist in der Abbildung 36 dargestellt. Weisse Zellen dienen der Eingabe, rosa Zellen zeigen Rechenwerte. Grau gefärbte Zellen sind Parameter, die nicht oder selten geändert werden müssen. Hinter den roten Dreiecken verbergen sich Hinweise, welche die Eingabe erleichtern. Die Daten für die unterschiedlichen Rohrabschnitte der Versuchsanlage wurden von Hand eingegeben. Auf die Verknüpfung mit dem Tabellenblatt Anlagendaten wurde aus Zeitgründen verzichtet. Die Anfangs- und Randbedingungen wurden dem Datensatz der TRACE-Simulation entnommen. Die Rohrtemperatur entspricht dem Mittelwert von Vorlauf- und Rücklaufumkehrtemperatur zum Zeitpunkt des Pumpenstopps.

Wärmekapazität und Verlustleistung der Rohre																				
Kollektorfeld 1	L	d _i	d _w	A	V	rho	c	lambda _w	m	C	T _{inl}	Q _C	S _{isol}	d _{isol}	lambda _{isol}	alpha _{is}	T _{sat}	T _a	U	Q _U
	m	m	m	m ²	m ³	kg/m ³	J/kgK	W/Km	kg	J/K	°C	J	m	m	W/Km	W/Km ²	°C	°C	W/K	W
Reihenanschlussleitungen	5	0.016	0.018	5.34E-05	5.34E-04	7800	500	20	4.2	2083	78	45197	0.013	0.044	0.04	26	100	30	1.30	91
Feldleitungen	15.3	0.016	0.018	5.34E-05	1.63E-03	7800	500	20	12.7	6357	78	137941	0.013	0.044	0.04	26	100	30	3.96	277
Feldanschlussleitung	31.9	0.016	0.018	5.34E-05	3.41E-03	7800	500	20	26.6	13280	78	288177	0.006	0.03	0.04	26	100	30	12.95	907
Steigzone	22.8	0.016	0.02	1.13E-04	5.16E-03	1100	2500	0.4	5.7	14182	78	307749	0.006	0.032	0.04	26	100	30	9.66	676
Technikraum				0.00E+00	0.00E+00					0		0					100	30	0.00	0
Total Kreislauf					1.07E-02															
Drainback-Volumen	A	d	h	s	V				m	C	T _{inl}	Q _C	S _{isol}		lambda _{isol}	alpha _{is}	T _{sat}	T _a	U	Q _U
	m ²	m	m	m	m ³				kg	J/K	°C	J	m		W/Km	W/Km ²	°C	°C	W/K	W
Wand	0.69	0.79	0.081	0.0015	0.0395	7800	500		16.1	8075	75.08	201224	0.1		0.04	8	100	30	0.28	19
wirksame Wasserschicht	0.69			0.008	0.005521	974.8	4200		5.38	22604.7	75.08	563309					100			
					Volumen				C	Q _C										Q _U
					m ³				J/K	J										W
Total					0.050226					66581		1543597								1970

Abbildung 36: Tabellenblatt «Leitungsverluste» in Hydra zur Definition der Rohrleitungen und des Drainback-Volumens.

Die fett dargestellten Zwischenresultate werden im Tabellenblatt «Stagnation» zur Berechnung der dimensionslosen Dampfreichweite genutzt. Abbildung 37 zeigt einen Ausschnitt dieses Tabellenblattes. Wenn die Datenbasis «manuell» gewählt wird, können die



Dampfleistung zu Beginn und die Verdampfungszeit manuell eingegeben werden. Falls «Modell» gewählt wird, werden die Werte mit den Gleichungen (31) und (32) berechnet. Diese sind nur gültig für frei aufgeständerte Kollektorfelder.

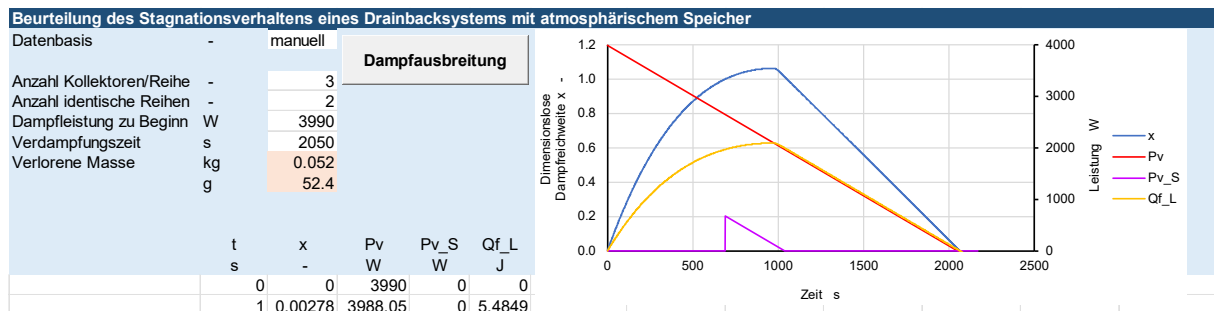


Abbildung 37: Tabellenblatt «Stagnation» zur Berechnung der dimensionslosen Dampfreichweite und des Kondensatverlustes.

5 Simulation der Versuchsanlage mit TRACE

Ziele der thermohydraulischen Simulation mit TRACE sind die Validierung des Modellierungsansatzes, damit dieser für die Untersuchung des Fallbeispiels verwendet werden kann. Zuerst wird die endgültige Verrohrungsvariante der Laboranlage untersucht, bei der das Kollektorfeld nach Tichelmann angeschlossen ist. Mit dieser Variante wurde der Grossteil der Experimente durchgeführt. Anschliessend wird die Variante mit einseitigem Anschluss des Kollektorfeldes modelliert, um die in den Experimenten aufgetretenen Probleme bei der Entlüftung zu untersuchen.

5.1 TRACE-Modell - Anschluss des Kollektorfeldes nach Tichelmann

Abbildung 38 zeigt das TRACE-Modells der Versuchsanlage. Das Kollektorfeld (1) wird durch sechs mäanderförmige Rohrelemente mit den zugehörigen Verteil- und Sammelleitungen gebildet. Bei Kollektoren des Typs Cobra ist die Orientierung bei der Montage vorgegeben. Nach Abbildung 2 ist das Absorberrohr mit dem linken Ende der Verteil- und Sammelleitung verbunden. Weil die Kollektorreihen jedoch in Z-Konfiguration, d.h. nach Tichelmann, angeschlossen sind, bildet die untere Verteilleitung des dritten Kollektors je Reihe ein nicht durchströmtes Ende, das nicht entlüftet werden kann.

Die Pumpe (2) wird anhand der Druckdifferenz und dem in (3) hinterlegten Zusammenhang von Pumpendruck und Massenstrom geregelt. Rohrlängen, Neigungswinkel und Innendurchmesser wurden nach den detaillierten Angaben zum Versuchsaufbau nachgebildet. Die thermischen Eigenschaften der Rohrwände und der Wärmedämmungen werden durch Wärmeleitungsstrukturen abgebildet. Diese definieren auch die Randbedingungen an den Rohrinhalt bzw. an die Umgebung. Die Wärmeleitfähigkeiten und spezifischen Wärmekapazitäten der im Versuchsaufbau verwendeten Materialien wurden in der Materialdatenbank hinterlegt.

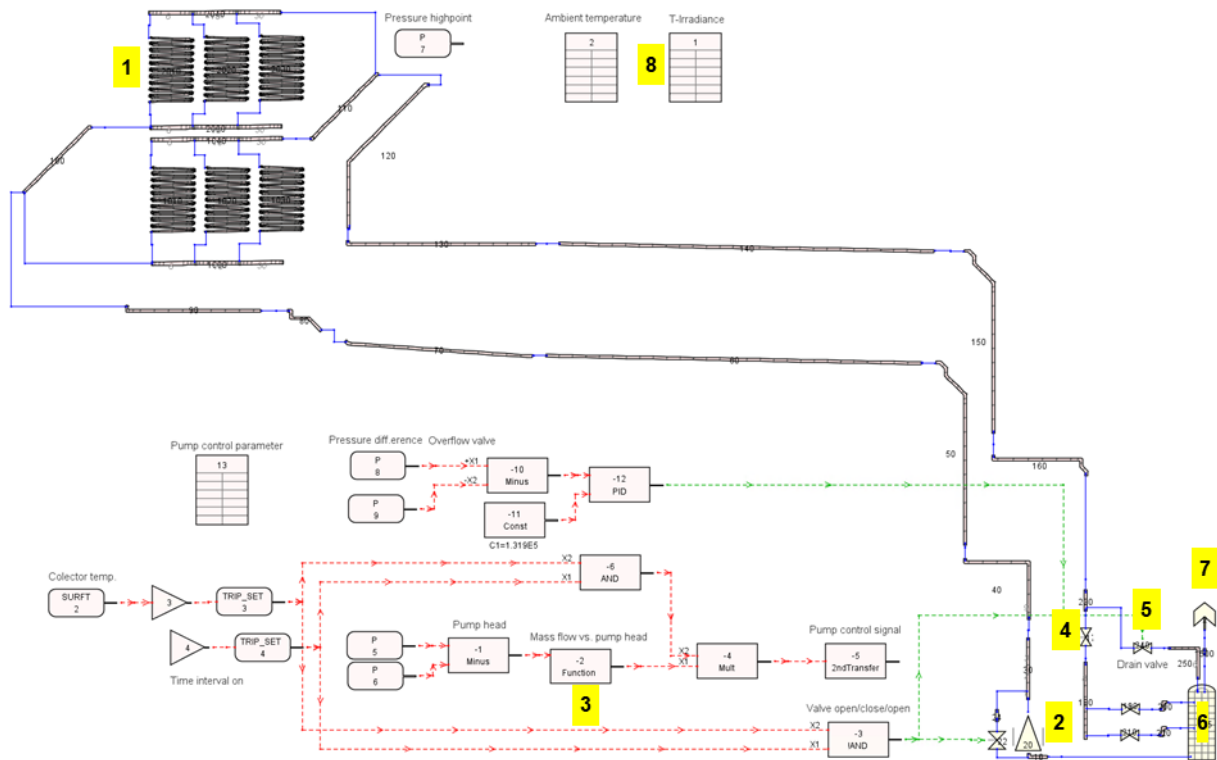


Abbildung 38: TRACE-Modell der Versuchsanlage.

Das zur Pumpe parallel geschaltete Ventil ist bei ausgeschalteter Pumpe offen, damit der Kreislaufinhalt entgegen der Förderrichtung in den Speicher zurückströmen kann. In der Versuchsanlage werden jedoch die Pumpen selbst durchströmt, die in diesem Zustand als Turbinen arbeiten, deren Drehzahl nur durch interne Reibung begrenzt ist. Die Rotation des Laufrades erzeugt einen entsprechenden Gegendruck, der bei der Durchströmung überwunden werden muss. Die Drehzahl und der erzeugte Gegendruck sind abhängig von der Geometrie von Laufrad und Gehäuse und von der Flüssigkeitsreibung und Stossverlusten. Es ist im Rahmen des Projektes nicht möglich, diesen Gegendruck theoretisch oder experimentell zu ermitteln. Stattdessen wurde der Gegendruck durch eine Druckverlustkorrelation nach Abschnitt 4.6 beschrieben.

Das Überströmventil (4) sorgt dafür, dass der Druck am Hochpunkt während des Pumpenbetriebs nicht unter den Atmosphärendruck fällt. Das Ventil (5) wird geschlossen, wenn die Entlüftung nach Anlagenstart abgeschlossen ist. Nach dem Ausschalten der Pumpe öffnet das Ventil, worauf Luft aus dem Speicher in die Vorlaufleitung aufsteigen kann. Der Speicher (6) ist durch ein dreidimensionales Element gebildet, bestehend aus 10 Schichten, 4 Segmenten mit einer radialen Unterteilung. Das Element (7) bildet die Druckrandbedingung der umgebenden Atmosphäre.

5.1.1 Modellvalidierung anhand des Messdatensatzes vom 29. August 2024

Die folgenden Diagramme zeigen Resultate von Simulationen, die mit den Randbedingungen eines Messdatensatzes vom 29. August 2024 durchgeführt wurden. Der Datensatz beginnt im



stationären Betrieb, während die Simulation auch den Befüllvorgang abbildet. Die Pumpe wird 10 Sekunden nach Simulationsbeginn gestartet.

5.1.1.1 Massenströme nach dem Pumpenstart

Abbildung 39 zeigt die Massenströme am unteren Ende der Rücklaufseite nach der Pumpe und am unteren Ende der Vorlaufleitung vor dem Überströmventil. Weil das Wasserniveau in der Rücklaufleitung und im Tank nicht exakt übereinstimmen, kommt es ab Simulationsbeginn zu einem Einschwingvorgang. Die Pumpe startet nach 10 s Simulationszeit. Der Massenstrom steigt rasch auf einen Maximalwert von etwa 5.6 kg/s und fällt dann mit zunehmendem Gegendruck der Wassersäule ab. Das Minimum von etwa 0.9 kg/s ist erreicht, wenn das Kollektorfeld mit Wasser, die Vorlaufleitung aber noch weitgehend mit Luft gefüllt ist. Mit zunehmender Füllung der Vorlaufleitung wächst auch der entsprechende Druck der Flüssigkeitssäule, die – bildlich gesprochen – am Hochpunkt hängt. Daher nimmt der Massenstrom wieder zu und erreicht nach rund 300 s den praktisch stationären Wert von 1.7 kg/s. Dieser Wert stimmt sehr gut mit den Messwerten aus dem Datensatz überein. Nach 197 Sekunden bzw. 187 Sekunden nach Pumpenstart erreicht das Wasser das untere Ende der Vorlaufleitung.

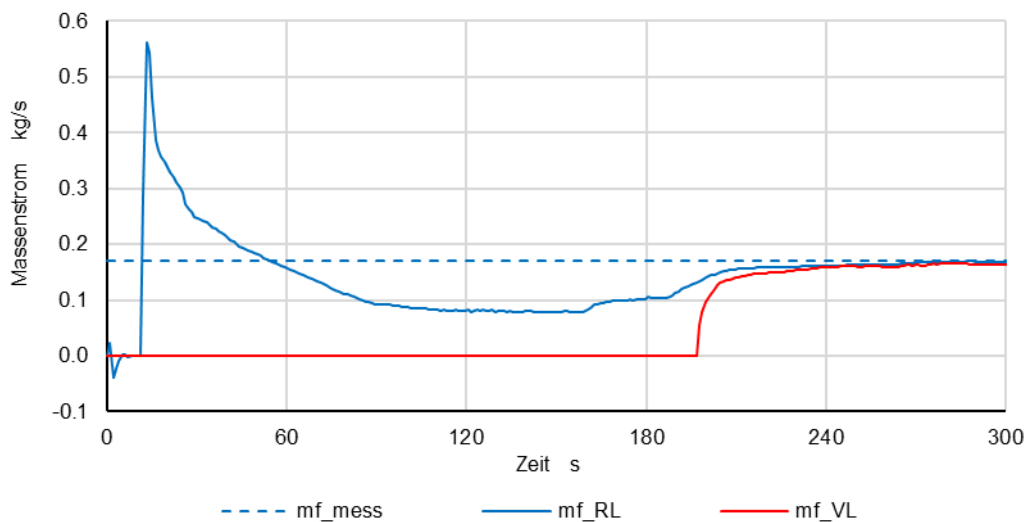


Abbildung 39: Massenströme an den unteren Enden der Rücklauf- und Vorlaufleitung beim Pumpenstart.

5.1.1.2 Befüllen und Entlüften des Kollektorfeldes

Abbildung 40 zeigt die Zeitentwicklung der Gesamtmasse in den Verteilleitungen (VL), der Sammelleitungen (SL) und der mäanderförmigen Absorberrohre (M1 bis M3) dar. Die Daten für die untere und obere Kollektorreihe sind jeweils durch den Zusatz «_u» bzw. «_o» gekennzeichnet. 28 Sekunden nach Simulationsbeginn bzw. 18 Sekunden nach Pumpenstart tritt Wasser in die Verteilleitung der unteren Reihe ein und erreicht danach der Reihe nach die Absorberrohre des ersten, zweiten und dritten Kollektors. Die Befüllung der Absorberrohre der unteren Kollektorreihe dauert rund 40 Sekunden und ist 64 Sekunden nach Pumpenstart praktisch zeitgleich abgeschlossen. Danach füllt sich die Sammelleitung der unteren Reihe.



Nach 46 Sekunden bzw. 36 Sekunden nach Pumpenstart dringt Wasser auch in die Verteilungen der oberen Kollektorreihe ein. Die Befüllung der Absorberrohre der oberen Kollektorreihe dauert mit etwa 80 Sekunden rund doppelt so lang wie bei der unteren Kollektorreihe. Die Volumina der Verteil- und Sammelleitungen sind identisch. Die Gesamtmasse in den Verteilungen ist jedoch kleiner als in den Sammelleitungen, weil in den toten Enden Luft gefangen bleibt.

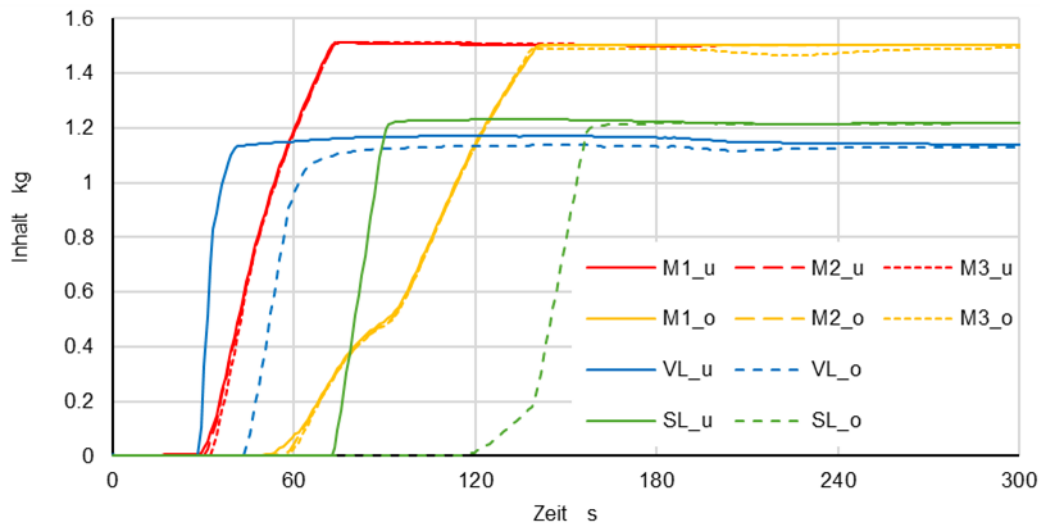
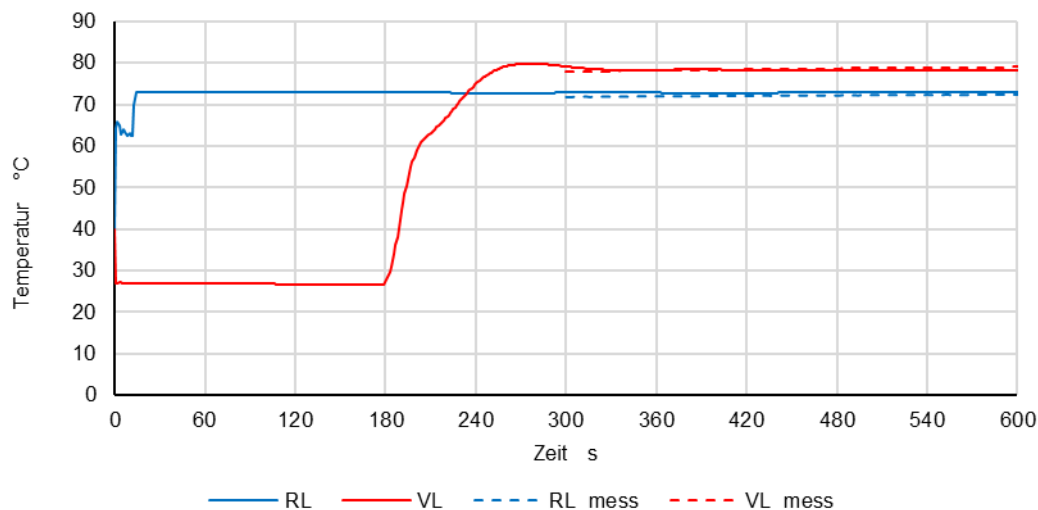


Abbildung 40: Füllen des Kollektorfeldes.

5.1.1.3 Temperaturen im Vorlauf und Rücklauf

Abbildung 41 zeigt die gemessenen und berechneten Vorlauf- und Rücklauftemperaturen. Die geringfügigen Differenzen sind bedingt durch Messunsicherheiten, durch Abweichungen in den Anfangsbedingungen (blaue Linien) und durch die Linearisierung des Kollektormodells, das die nutzbare Leistung im relevanten Temperaturbereich geringfügig unterschätzt, wie in Abbildung 20 gezeigt ist.



54/101 Abbildung 41: Vorlauf- und Rücklauftemperaturen.



5.1.1.4 Drücke am Hochpunkt sowie am Überströmventil und am Speicherboden

Abbildung 42 zeigt den Verlauf der Drücke am Hochpunkt sowie vor und nach dem Überströmventil. Solange die Vorlaufleitung mehrheitlich mit Luft gefüllt ist, steigt der Druck am Hochpunkt auf den Druck am Eintritt des Ventils. Dieses ist so geregelt, dass bei der Durchströmung ein Druckabfall von 1.32 bar entsteht. Nach rund 300 s ist die Vorlaufleitung vollständig mit Wasser gefüllt, und der Druck am Hochpunkt ist um den Druck der Wassersäule zwischen Hochpunkt und Überströmventil reduziert. Die berechneten Drücke stimmen mit den gemessenen Drücken praktisch überein.

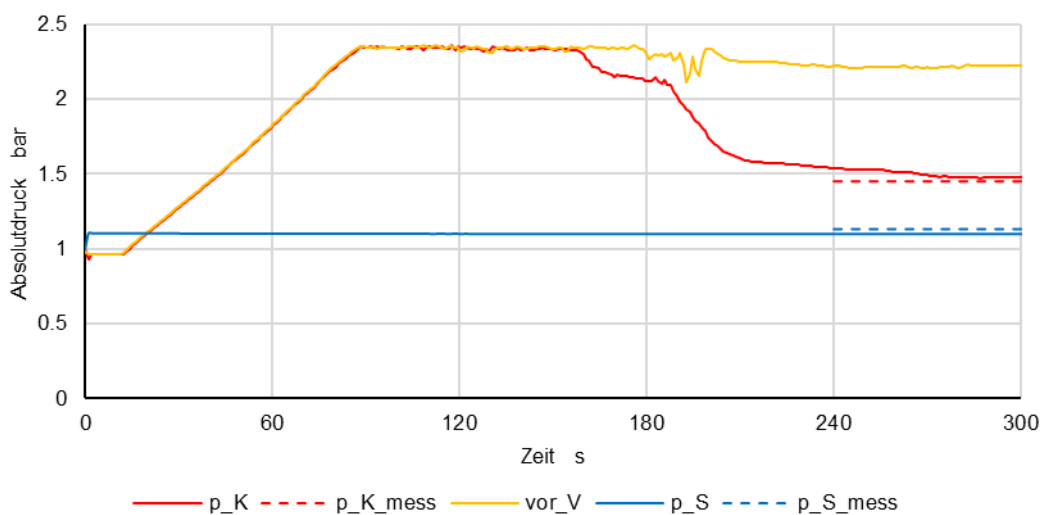


Abbildung 42: Drücke am Hochpunkt (p_K), vor dem Überströmventil (V) und am Speicherboden (p_S).

Zum Zeitpunkt 4142 Sekunden nach Messbeginn wird die Pumpe ausgeschaltet. In der Abbildung 43 ist zu erkennen, dass der Druck am Hochpunkt (p_K) auf einen Absolutdruck von 0.57 bar sinkt, der dem Dampfdruck bei 84.6 °C entspricht. Hieraus kann bereits geschlossen werden, dass die Flüssigkeitssäule durch Dampfbildung abreisst, und dass sich daher die Vorlaufleitung in normaler Fliessrichtung entleert.

Grundsätzlich stimmen Messung und Simulation gut überein. Das Modell bildet also Druckverluste und Schweredrucke korrekt ab. Es gibt jedoch kleine Unterschiede, die diskutiert werden müssen, weil sie zur Interpretation der Dampfausbreitung wesentlich sind:

Abbildung 43 zeigt den Verlauf der gemessenen und berechneten Drücke nach dem Pumpenstopp. In der Simulation steigt Druck am Hochpunkt (p_K) im Lauf von drei Minuten an, übersteigt den Atmosphärendruck um etwa 0.04 bar und fällt dann innert vier Minuten auf den Umgebungsdruck ab. Dieser Druckanstieg kann durch den Reibungsdruckverlust der Dampfströmung in der Vorlaufleitung erklärt werden.

In der Messung hingegen übersteigt der Druck am Hochpunkt (p_{K_mess}) den (gemessenen) Umgebungsdruck um 0.07 bar und bleibt länger auf diesem Niveau, bevor er ebenfalls auf den Umgebungsdruck absinkt. Der Anteil von 0.04 bar dieses Druckanstiegs kann ebenfalls durch den Reibungsdruckverlust der Dampfströmung in der Vorlaufleitung erklärt werden. Der um 0.03 bar höhere Druckanstieg korrespondiert mit einem gleichwertigen Druckanstieg am



Speicherboden (p_S). Dies kann nur die Folge eines Druckverlustes sein. Der einzige Ort, an dem dieser auftreten kann, ist das dünne Röhrchen, das den oberen Teil des Speichers mit der Atmosphäre verbindet. Daher muss im Röhrchen die Strömung einer Gasphase vorhanden sein, die mehrheitlich aus Dampf und zum kleineren Teil aus Luft besteht. In der Simulation bleibt der Druck im Speicher hingegen konstant. Dies muss so sein, weil der Druck im oberen Teil des Speichers durch die Druckrandbedingung vorgegeben ist.

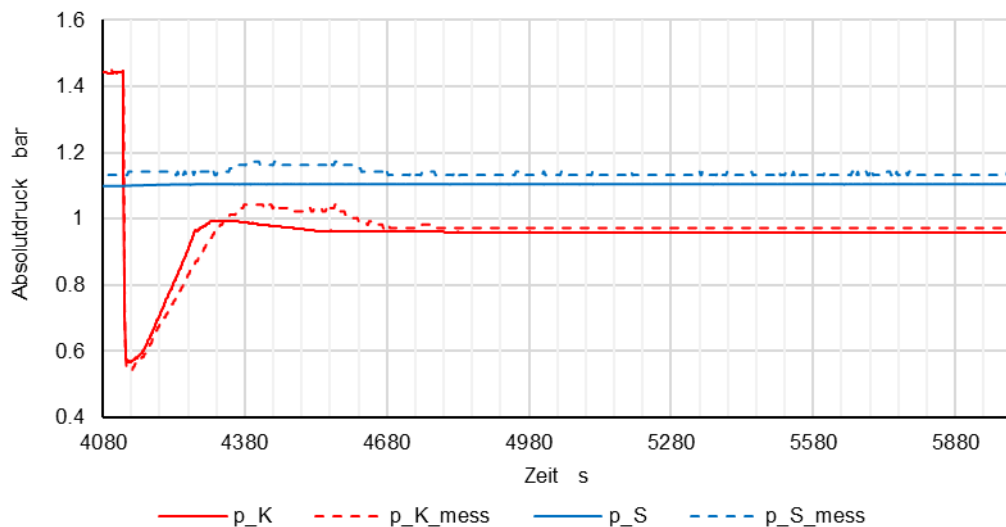


Abbildung 43: Drücke nach dem Pumpenstopp.

5.1.1.5 Massenströme nach dem Pumpenstopp

Dass die Vorlaufleitung in normaler Strömungsrichtung entleert wird, wird durch die in der Abbildung 45 dargestellten Massenströme bestätigt. In der Abbildung 44 sind die Massenströme an den unteren Enden der Rücklaufleitung (mf_{RL}) und Vorlaufleitung (mf_{VL}) mit Berücksichtigung des Turbinenbetriebs der beiden Pumpen dargestellt. Zum Vergleich sind die Massenströme (mf_{RL_0}) und (mf_{VL_0}) dargestellt, bei denen der Turbinenbetrieb vernachlässigt wurde. Der Verlauf mit Berücksichtigung des Turbinenbetriebs liegt näher beim gemessenen Massenstrom (mf_{mess}). Nach dem Pumpenstopp steigt der Massenstrom innerhalb von Sekunden vom stationären Wert von 0.17 kg/s auf das Maximum von 0.48 kg/s, um dann näherungsweise exponentiell auf null abzufallen. Die Entleerung ist rund 4 Minuten nach Pumpenstopp abgeschlossen.

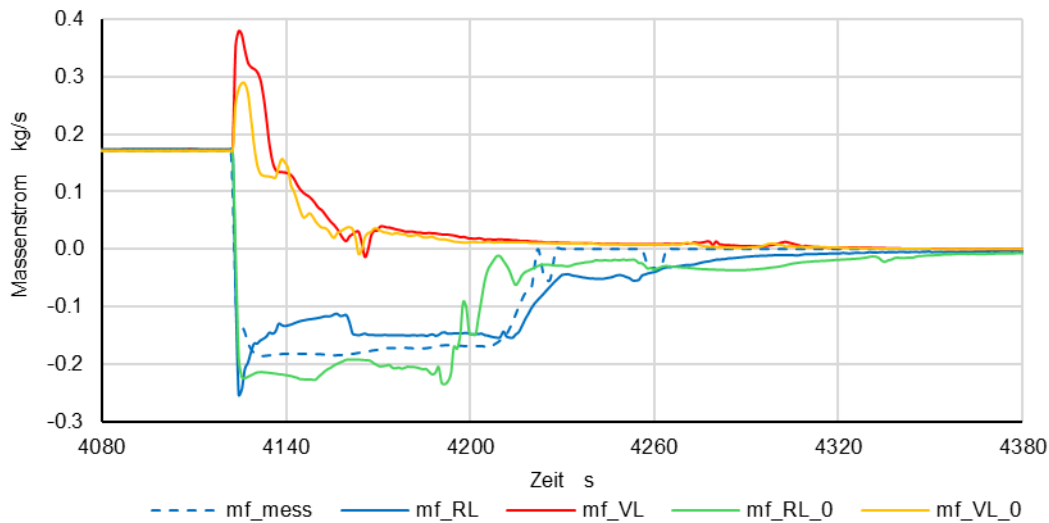


Abbildung 44: Massenströme an den unteren Enden der Rücklauf- und Vorlaufleitung beim Pumpenstopp.

Abbildung 45 zeigt den zeitlichen Verlauf der Inhalte der Absorberrohre in der unteren (M1_u bis M1_u) und oberen Kollektorreihe (M1_o bis M1_o) sowie der Verteil- und Sammelleitungen der unteren (VL_u und SL_u) und oberen Kollektorreihe (VL_o und SL_o). Die Entleerung dauert in der Simulation mit rund 4 Minuten wesentlich länger als das Befüllen. In dieser Zeit befindet sich eine beträchtliche Menge Flüssigkeit im Kollektor, die an gewissen Stellen den Siedezustand erreicht und damit zur Dampfleistung beiträgt.

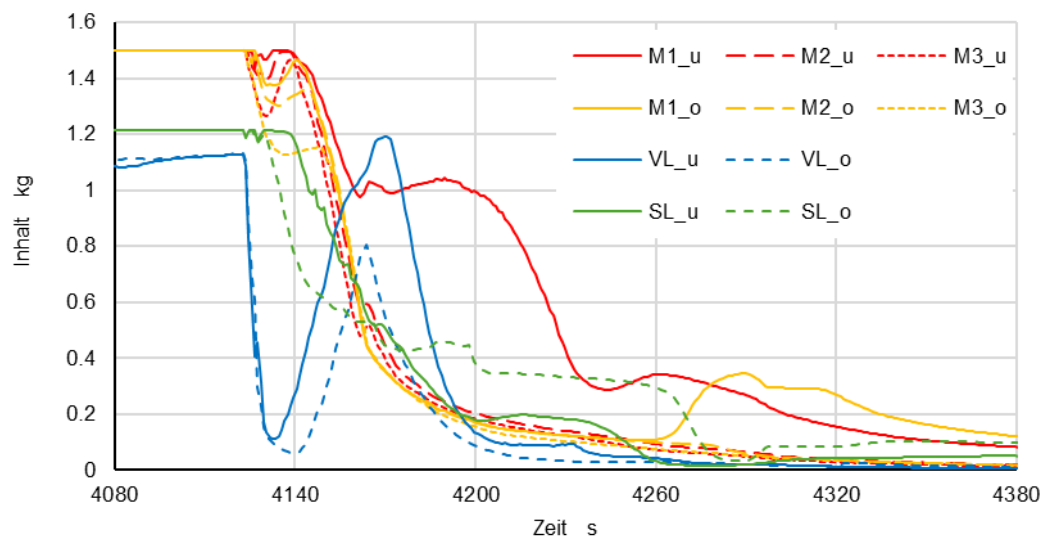


Abbildung 45: Entleerung der Absorber in der TRACE Simulation.



5.1.1.6 Temperaturen nach dem Pumpenstopp

In der Abbildung 46 sind die berechneten und gemessenen Werte der Rohrwandtemperaturen bei den Kollektoranschlüssen ($T_{w_RL_K}$, $T_{w_VL_K}$) und beim Speicher ($T_{w_RL_S}$, $T_{w_VL_S}$) dargestellt. Ebenfalls dargestellt sind die Sättigungstemperatur (T_{sat}) am Kollektorausstritt und die Bestrahlungsstärke (G), deren Mittelwert im Betrachtungszeitraum 915 W/m^2 beträgt.

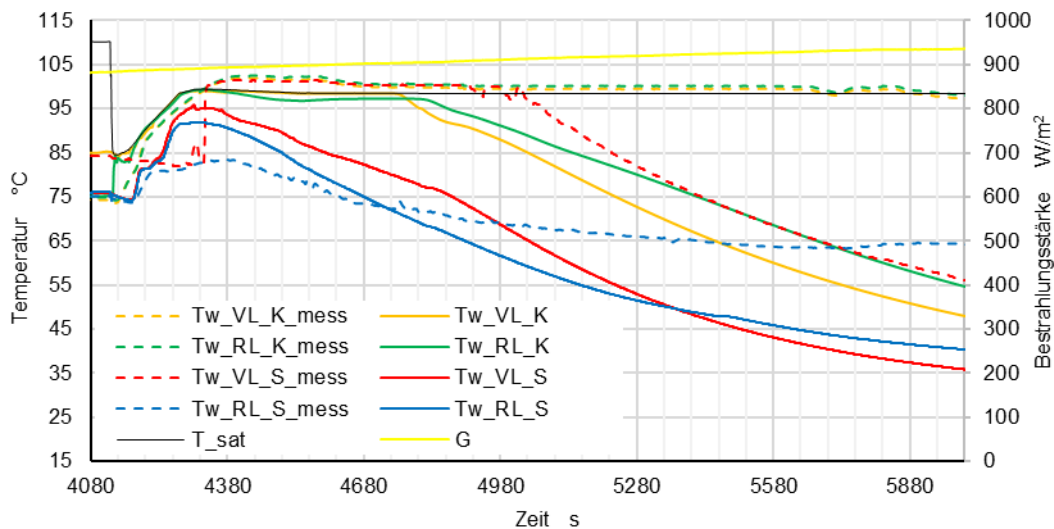


Abbildung 46: Kreislauftemperaturen bei Entleerung und Bestrahlungsstärke.

Die mehrheitlich horizontalen Bereiche können mit dem Zustand der Sättigung identifiziert werden. Vier Unterschiede zwischen Messung und Simulation sind offensichtlich:

1. Die Temperaturen am Kollektorausstritt sinken in der Simulation ab 4800 Sekunden unter den Sättigungszustand, während diese in der Messung rund 18 Minuten länger erhalten bleiben. Offenbar bleibt die Dampfströmung im Experiment viel länger erhalten. Folglich muss das Entleerungsverhalten im Experiment deutlich schlechter sein als im Modell.
2. Im Experiment erreicht die Vorlaufleitung beim Speicher während rund 11 Minuten Sättigungszustand, in der Simulation wird nur für kurze Zeit die Maximaltemperatur von 95 °C erreicht. Dies ist ebenfalls ein Indiz dafür, dass die Dampfströmung im Experiment viel länger erhalten bleibt.
3. In den Messdaten ist ausserdem erkennbar, dass die Temperaturen am Kollektorausstritt im Intervall 4380 bis 4500 Sekunden um 1.9 K höher sind als zum Zeitpunkt 4980 Sekunden. Dies korrespondiert sehr gut mit der Erhöhung des Druckes in Abbildung 43, wonach eine Erhöhung der Sättigungstemperatur um denselben Betrag zu erwarten ist. Im praktisch stationären Bereich ab etwa 4500 Sekunden liegt die berechnete Sättigungstemperatur leicht über der berechneten Wandtemperatur, weil die Wärmeverluste des Rohres ein entsprechendes Temperaturgefälle erfordern.
4. Bei 4500 Sekunden differieren die gemessenen und berechneten Temperaturen um 4.6 K . Davon werden 1.9 K durch die Druckerhöhung verursacht, wie oben dargelegt



wurde. 2.7 K können auf Messunsicherheiten im Experiment und Abweichungen zwischen Modell und realer Anlage zurückgeführt werden.

5.1.1.7 Dampfleistung und Temperaturen nach dem Pumpenstopp

Abbildung 47 zeigt die Dampfleistung beim Eintritt in die Vorlaufleitung (Pv_VL) und Rücklaufleitung (Pv_RL). Der Beginn der Verdampfungsphase bei 4127 Sekunden ist durch die vertikale, gestrichelte Linie markiert. Für das lineare Modell der Dampfleistung wurde das Ende der Verdampfungsphase bei 4980 Sekunden festgelegt. Indem das Integral (25) auf die Dampfleistungen beim Eintritt in die Vor- und Rücklaufleitungen angewendet wird und durch Benutzung von Gleichung (26) erhält man den linearen Verlauf (Pv_sim) der Dampfleistung und den Anfangswert $P_{v0} = 3814$ W.

Ebenfalls dargestellt sind Temperaturen an den Innenwänden der Vor- und Rücklaufleitungen (Tw_VL_K und Tw_RL_K) sowie die Temperatur der Gasphase an denselben Stellen (Tg_VL_K und Tg_RL_K) und die Sättigungstemperatur (T_sat). In diesem Zeitraum besteht die Gasphase praktisch vollständig aus Wasserdampf, der zeitweise um bis zu 11 K überhitzt ist.

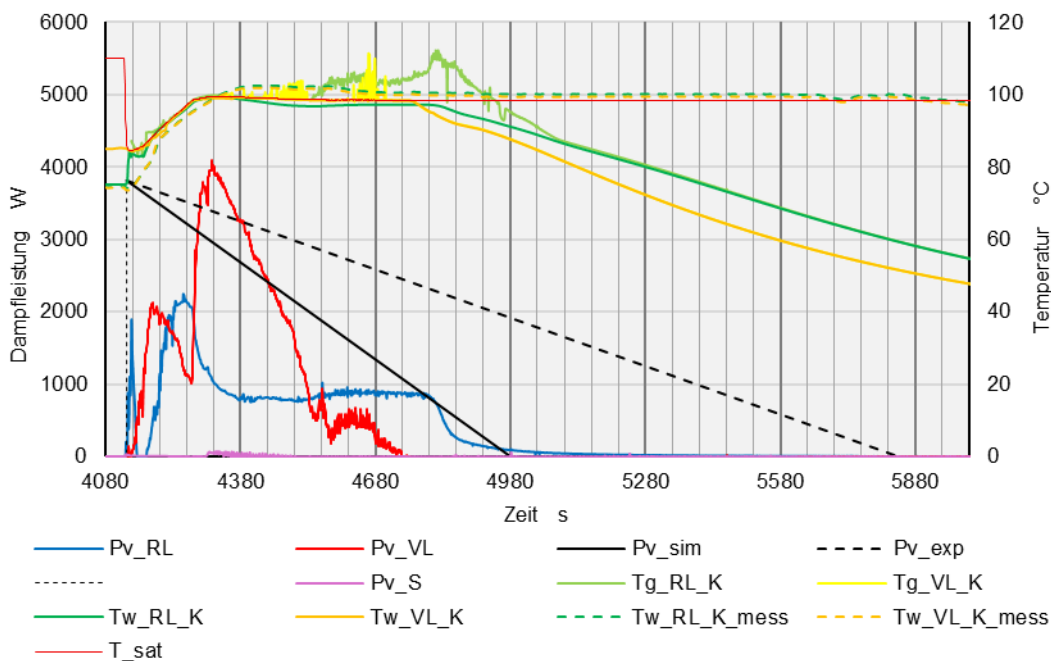


Abbildung 47: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektoraustritt im Experiment und in der Simulation.

Die gemessenen Wandtemperaturen bleiben bis zum Zeitpunkt 5842 Sekunden praktisch konstant und fallen danach langsam ab. Dieser Zeitpunkt wird als Ende der Verdampfungsphase im Experiment interpretiert. Der linearisierte Verlauf der Dampfleistung im Experiment ist durch (Pv_exp) dargestellt. Im Experiment dauert die Verdampfungsphase $K = 2.01$ -mal länger als in der Simulation. Dieser Faktor wird in allen weiteren Simulationen benutzt, um Aussagen über das Stagnationsverhalten zu machen.



In der Abbildung 47 ist auch die sehr kleine Dampfleistung (P_{v_S}) an der Belüftungsstelle des Speichers dargestellt. Das Integral von P_{v_S} entspricht einer Masse von 1.8 Gramm, die bei diesem Stagnationsereignis an die Umgebung verlorengehen. Dieser Wert ist etwa doppelt so hoch wie in den Experimenten (Kapitel 3.2.3). Hierbei muss aber berücksichtigt werden, dass sowohl der Speicher als auch das Verbindungsrohr zur Druckrandbedingung ohne materielle Wände modelliert wurden. In Wirklichkeit wird ein gewisser Teil des Dampfstromes an diesen Flächen kondensieren – insbesondere wurde das Röhrchen der Belüftungsstelle im Labor explizit als Kondensationstrecke ausgebildet (Kupferröhrchen mit ca. 3 m Länge).

5.1.1.8 Beurteilung der Validierung

Abgesehen von der Zeitdauer der Verdampfung kann die Simulation das Experiment hinreichend gut reproduzieren. Daraus lässt sich schliessen, dass das Modell gut mit dem Versuchsaufbau übereinstimmt und die Teilmodelle des Absorbers, der Pumpe und des Überströmventils korrekt implementiert sind.

Im Experiment dauert die Verdampfungsphase rund doppelt so lang. Als Hauptgrund für diese Abweichung wird vermutet, dass die Rohrneigungen lokal vom Sollwert abweichen und Strecken bilden, die nahezu horizontal verlaufen oder sogar ein Gegengefälle aufweisen. Abweichungen vom Sollwert können beispielsweise von der Durchbiegung des Absorbers aufgrund thermomechanischer Spannungen verursacht sein, oder von Montagetoleranzen.

Die Zeitdauer der Verdampfung bzw. das Integral der Dampfleistung kann jedoch mit einem Skalierungsfaktor an die Realität angepasst werden. Daher kann das TRACE-Modell sehr gut zur Analyse des Betriebs- und Stagnationsverhaltes von DBS mit atmosphärischem Speicher eingesetzt werden.

5.1.2 Einfluss der Bestrahlungsstärke auf das Stagnationsverhalten

Um die Abhängigkeit der Dampfleistung von der Bestrahlungsstärke zu ermitteln, wurden weitere Simulationen durchgeführt, diesmal jedoch mit konstanter Bestrahlungsstärke von 1000, 900, 800, 700 und 600 W/m^2 und einer Umgebungstemperatur von 30°C.

Abbildung 48 zeigt die entsprechenden Resultate bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 . Verglichen mit dem Experiment, bei dem die mittlere Bestrahlungsstärke während der Verdampfungsphase rund 915 W/m^2 betrug, tritt überhitzter Dampf über längere Zeit auf, mit Temperaturen bis zu 134 °C. Die Überhitzung ist auf der Rücklaufseite deutlich höher als auf der Vorlaufseite. Die Dampfleistung an der Belüftungsstelle des Speichers ist ebenfalls grösser. Ihr Integral entspricht einer Masse von 11.7 Gramm Wasser, das an die Umgebung verloren geht.

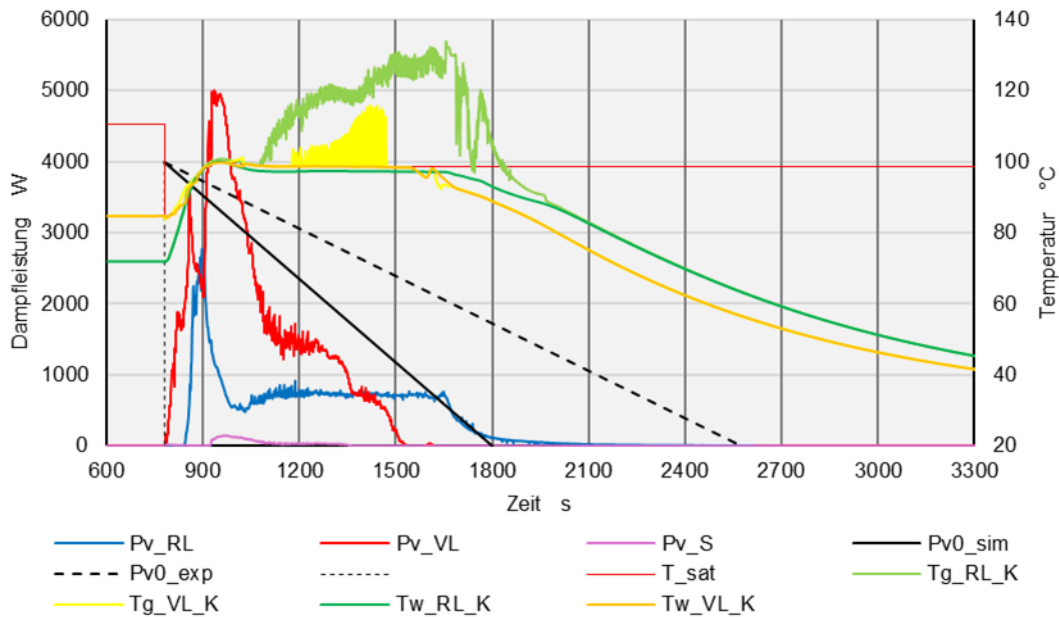


Abbildung 48: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektoraustritt bei $G = 1000 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ °C}$.

Dieses Stagnationsereignis wurde mit denselben Anfangs- und Randbedingungen mit dem in HYDRA implementierten, analytischen Modell simuliert und in Abbildung 49 dargestellt.

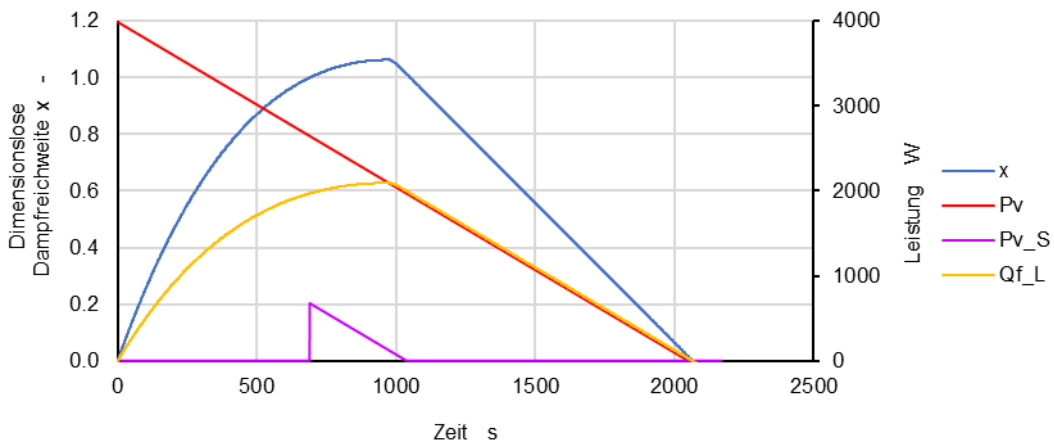


Abbildung 49: Dimensionslose Dampfreichweite (x), Dampfleistung (P_v), Leitungsverluste ($Q_{f,L}$) und Dampfleistung an der Belüftungsöffnung des Speichers ($P_{v,S}$).

Das Integral der Dampfleistung an der Belüftungsöffnung entspricht einer Kondensatmenge von 52.4 Gramm. Dieser Wert ist praktisch fünfmal so gross wie jener aus der TRACE-Simulation. Allerdings ist die Restmenge und damit die Verdampfungszeit auch um den Faktor $K = 2.01$ länger. Das System befindet sich zu keinem Zeitpunkt im thermodynamischen Gleichgewicht. Ab 975 Sekunden nimmt die dimensionslose Dampfreichweite wieder ab. Daher ist die Verlustleistung stets etwas höher als die Dampfleistung.



Abbildung 50 zeigt die Resultate bei einer Bestrahlungsstärke von 900 W/m^2 . Wie zu erwarten ist, sind die Temperaturen des überhitzten Dampfes geringer als bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 . Auch sinken die Temperaturen der vor- und rücklaufseitigen Kollektoranschlüsse rund eine Minute früher ab. Erstaunlich ist jedoch, dass sich die Verläufe der vorlaufseitigen Dampfleistung markant unterscheiden und dass die Dampfleistung an der Belüftungsstelle des Speichers praktisch unverändert ist. Ihr Integral entspricht einer Kondensatmenge von 10.8 Gramm, was nur geringfügig unter den 11.7 Gramm bei 1000 W/m^2 liegt.

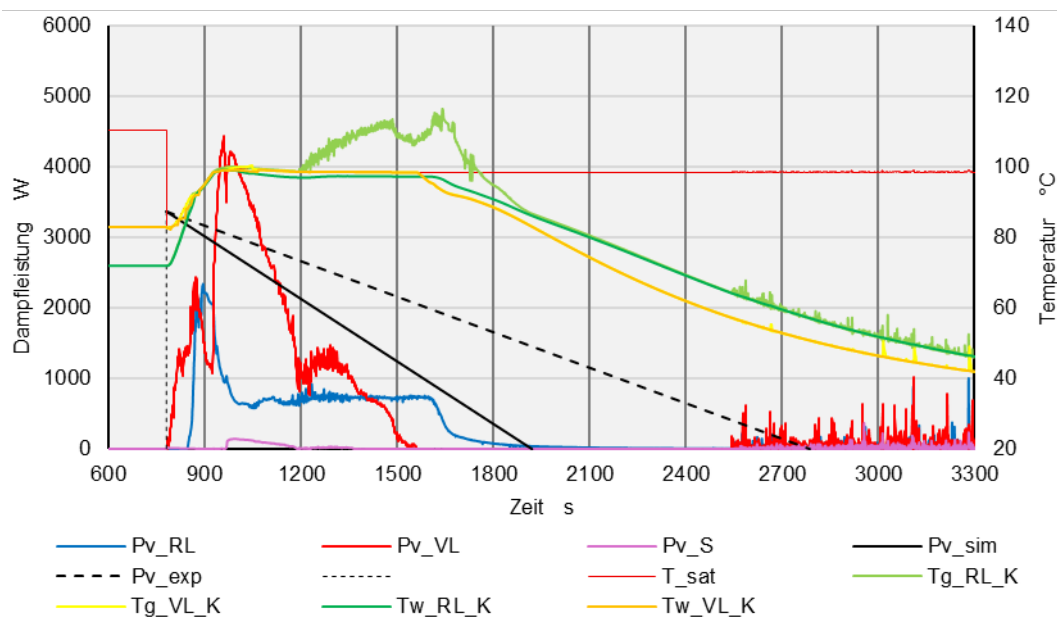


Abbildung 50: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektorausritt bei $G = 900 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ °C}$.

In Abbildung 51 sind die Resultate bei einer Bestrahlungsstärke von 800 W/m^2 gezeigt. Es tritt kaum mehr überhitzter Dampf auf. Das Integral von Pv_S entspricht einer Kondensatmenge von 1.4 Gramm, die bei diesem Stagnationsereignis an die Umgebung verlorengehen. Dies scheint im Widerspruch mit der Simulation des Experiments nach Abbildung 47 zu sein, bei dem die Dampfleistung generell grösser waren, aber nur 1.8 Gramm an die Umgebung verloren gingen. Eine Ursache ist, dass im Experiment die mittlere Umgebungstemperatur im Zeitraum der Verdampfung mit 27.8 °C um 2.2 K tiefer war. Entsprechend höher waren die Wärmeverluste. Daneben gibt es weitere Einflüsse, die den komplexen Phänomenen der Zweiphasen-Strömungsphänomenen geschuldet sind und im Abschnitt 5.2 diskutiert werden.

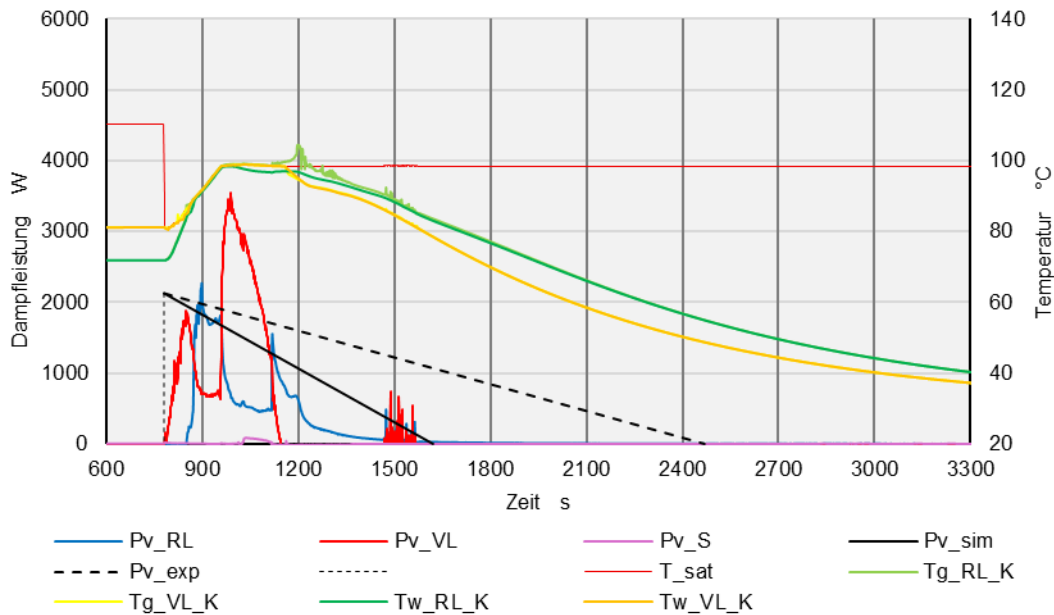


Abbildung 51: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektorausritt bei $G = 800 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ °C}$.

Abbildung 52 zeigt die Resultate bei einer Bestrahlungsstärke von 700 W/m^2 . Anhand des Vergleichs der Resultate mit Bestrahlungsstärken von 1000 und 800 W/m^2 könnte man versucht sein zu vermuten, dass an der Belüftungsöffnung des Speichers keine Dampfleistung auftritt. Es gibt jedoch bei 1200 Sekunden eine markante Spitze der Dampfleistung (Pv_S). Gemäss Simulation beträgt der Kondensatverlust 1 Gramm. Auch dies zeigt deutlich, dass bei Zweiphasen-Strömungsphänomenen mit Phasenwechsel Tendenzen nicht einfach extrapoliert werden können.

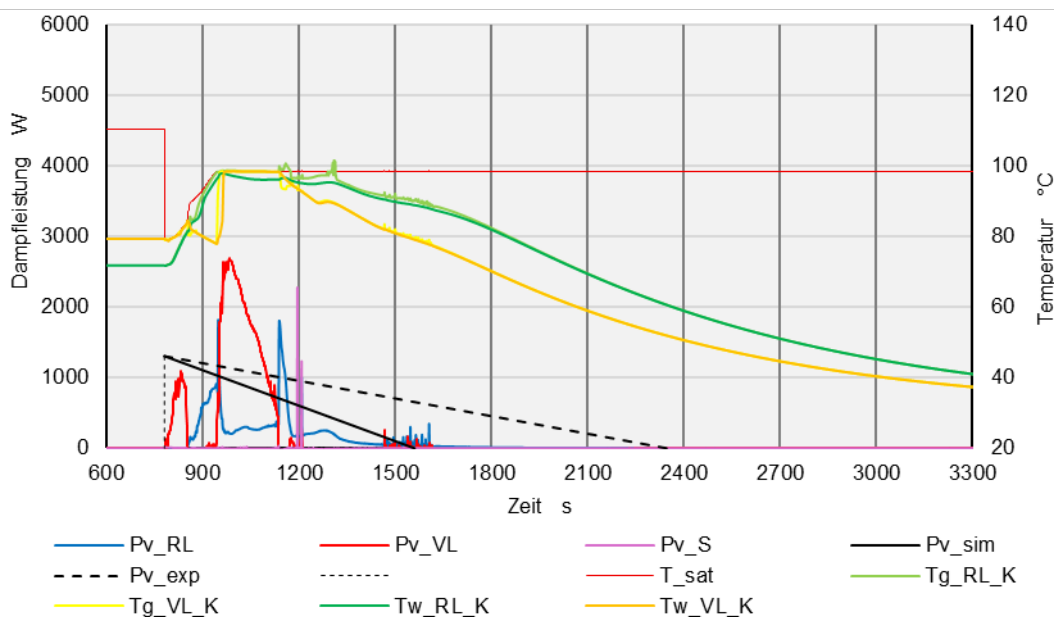


Abbildung 52: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektorausritt bei $G = 700 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ °C}$.



Abbildung 53 zeigt die Resultate bei einer Bestrahlungsstärke von 600 W/m^2 . Der Kondensatverlust ist mit 0.2 Gramm sehr klein. Die Temperaturen der Gasphase in den Anschlussleitungen sowie deren Wandtemperaturen übersteigen die Sättigungstemperatur nicht. Die Dampfleistungen sind noch geringer als bei einer Bestrahlungsstärke von 700 W/m^2 . Dies ist aufgrund der Energieerhaltung zu erwarten. Ab 1950 Sekunden treten jedoch kurzzeitige Spitzen der Dampfleistung auf. Ihr Integral ist jedoch vernachlässigbar. Dieses Phänomen tritt in geringerem Mass auch bei höheren Bestrahlungsstärken auf und kann als unvollständige Gegenstrombegrenzung interpretiert werden. Gegenstrombegrenzung ist ein Phänomen, das bei Zweiphasenströmungen auftreten kann, wobei die Gasphase – in unserem Fall der Dampf – entgegen der Fließrichtung der Flüssigphase strömt und die Flüssigphase ganz oder teilweise am Abfließen hindert. Aufgrund der geringen Bestrahlungsstärken sind die Dampfgeschwindigkeiten in den Absorberrohren so klein, dass das Kriterium der Gegenstrombegrenzung am Eintritt in die Sammelleitung nicht erfüllt ist. Daher kann das in der Sammelleitung verbliebene Wasser in die leicht überhitzten Absorber tropfen, wo es rasch verdampft.

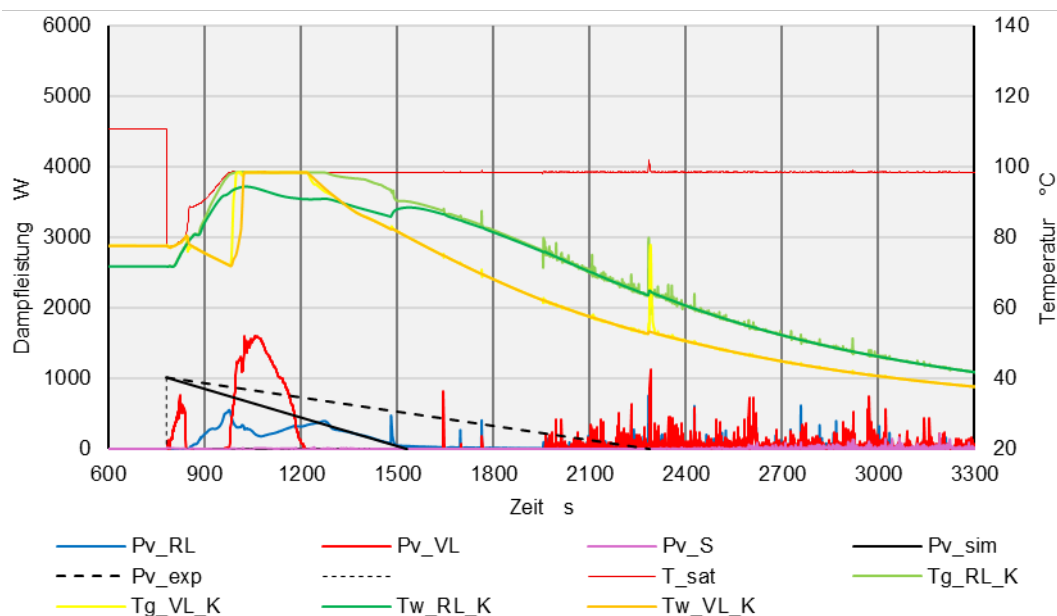


Abbildung 53: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektoraustritt bei $G = 600 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.1.3 Stagnationsverhalten ohne Turbinenbetrieb der Pumpe

Es soll geprüft werden, inwieweit der Gegendruck der Pumpe bei der Entleerung das Stagnationsverhalten beeinflusst. Dazu wurde die Simulation mit einer konstanten Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 wiederholt und in der Abbildung 54 dargestellt.

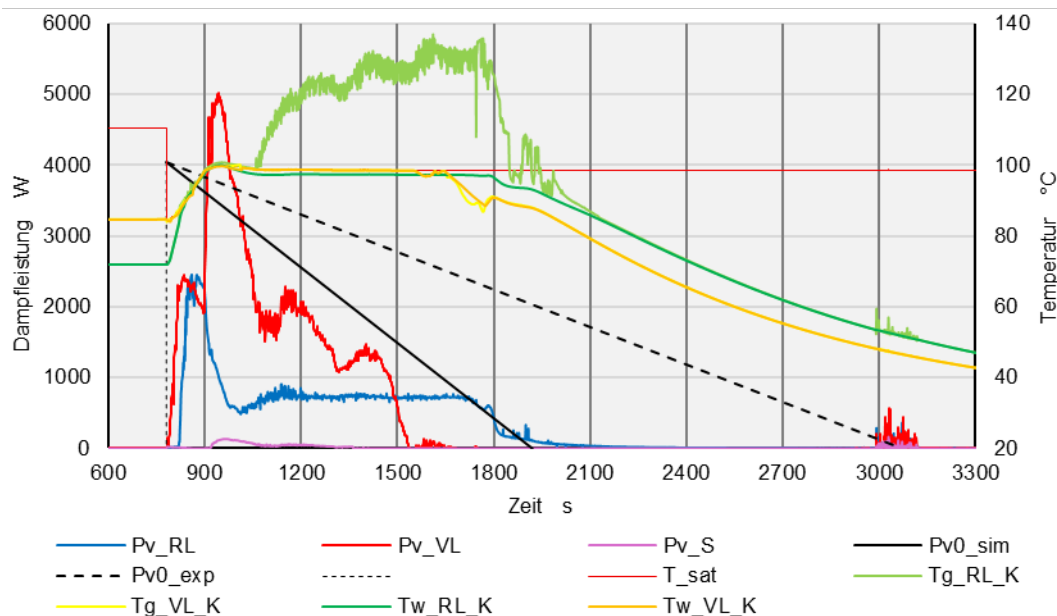


Abbildung 54: Dampfleistung und Temperaturen am Kollektorausritt bei $G = 1000 \text{ W/m}^2$ und $T_a = 30 \text{ °C}$, kein Gegendruck der Pumpe bei der Entleerung.

Weil der Gegendruck der Pumpe wegfällt, entleert das Kollektorfeld in Rücklaufrichtung viel rascher. Der Dampf im überhitzten Zustand tritt am rücklaufseitigen Anschluss mit höheren Temperaturen und über längere Zeit auf als nach Abbildung 48. Der Einfluss auf den Verlauf der Dampfleistung ist ebenfalls markant.

5.1.4 Befüllen bei einseitigem Anschluss des Kollektorfeldes

Beim einseitigen Anschluss des Kollektorfeldes ist der Verrohrungsaufwand und der Platzbedarf für die Feldverrohrung geringer, was zu tieferen Kosten führt und für dachintegrierte Anlagen vorteilhaft ist. Entsprechend war das Kollektorfeld zu Beginn einseitig angeschlossen. Bei der Befüllung zeigte sich jedoch, dass das Kollektorfeld nicht hinreichend entlüftet werden konnte. In Projektmeetings vor Ort wurde folgendes Szenario als mögliche Ursache diskutiert:

Die untere Reihe wird problemlos entlüftet. In der oberen Reihe bleibt ein Gasposter gefangen. Würde es sich dabei ausschliesslich um Luft handeln, könnte auch die obere Kollektorreihe befüllt werden, weil die Druckdifferenz zwischen der vor- und rücklaufseitigen Feldverrohrung mit Sicherheit grösser ist als die Druckdifferenz der fehlenden Wassersäule. In Wirklichkeit können die Absorberrohre und Sammelleitungen jedoch eine Restmenge Wasser aus dem vorangegangenen Betrieb enthalten. Falls die Absorber vor der Befüllung die Siedetemperatur des Wassers erreichen, entsteht während der Befüllung ein Dampfstrom in Vorlaufrichtung. Dieser Dampfstrom erzeugt einen entsprechenden Druckabfall. Ist dieser grösser als der Druckabfall über den Kollektoren der unteren Reihe, so kann dieses Gasvolumen nicht mobilisiert werden. Dieser Effekt könnte möglicherweise durch einen zu geringen Druckabfall im Überströmventil verstärkt worden sein.

Um diese Hypothese zu prüfen, wurde die Versuchsanlage gemäss Abbildung 55 modelliert.

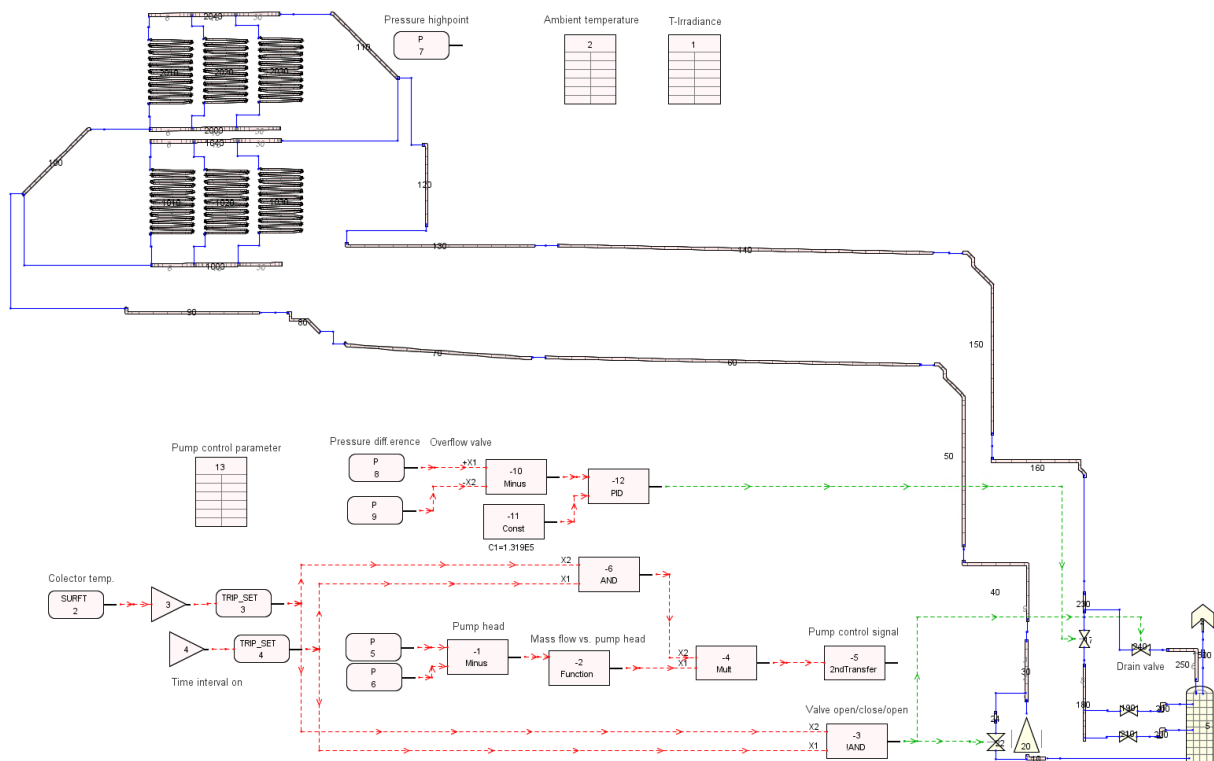


Abbildung 55: TRACE-Modell der Versuchsanlage mit einseitigem Anschluss des Kollektorfeldes.

Die Simulationen wurden mit konstanten Randbedingungen von 1000 W/m^2 Bestrahlungsstärke und 30°C Umgebungstemperatur durchgeführt. In der ersten Simulation über 1200 Sekunden wurde die Pumpe zehn Sekunden nach Simulationsbeginn gestartet. Zu diesem Zeitpunkt lag die Absorberrtemperatur noch weit unter der Sättigungstemperatur und der Dampfstrom dürfte zu gering sein, um den Befüllvorgang zu beeinflussen. Abbildung 56 zeigt die Gesamtmasse in den Verteilleitungen, Absorberrohren und Sammelleitungen des Kollektorfeldes. Wie beim einseitigen Anschluss zu erwarten, erreicht das Wasser zuerst die untere Verteilleitung (VI_u) und beginnt praktisch gleichzeitig in die Absorberrohre der Kollektoren der unteren Reihe einzuströmen (M1_u bis M3_u). Rund zehn Sekunden später erreicht das Wasser auch die obere Verteilleitung (VI_o). Etwa 80 Sekunden nach dem Pumpenstart sind die Kollektoren der unteren Reihe inklusive Sammelleitungen (SI_u) vollständig gefüllt und entlüftet. Die Absorber der oberen Reihe sind hingegen erst rund 230 Sekunden nach Pumpenstart gefüllt. Bis zur vollständigen Entlüftung der Sammelleitung dauert es weitere 240 Sekunden. In diesem Fall ist jedoch die Befüllung bei einseitigem Anschluss problemlos. Nach 900 Sekunden wird die Pumpe gestoppt und das Drain-Ventil öffnet sich. Das Kollektorfeld entleert sich grösstenteils innert zwei Minuten. Nur in der Sammelleitung der oberen Kollektorreihe dauert die Entleerung einige Minuten länger.

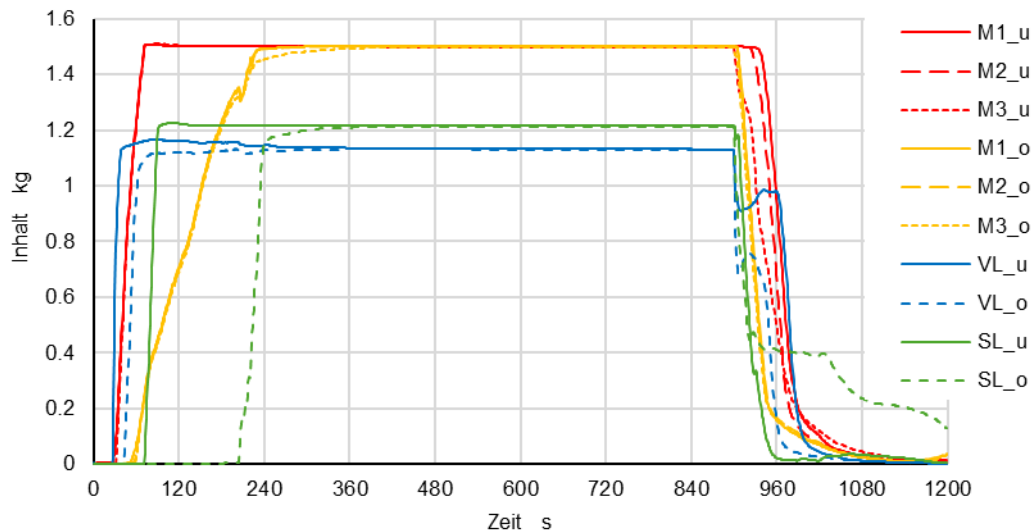


Abbildung 56: Füllen bei einer Kollektortemperatur unter der Sättigungstemperatur und Entleeren nach 900 Sekunden.

Anschliessend wurde das Modell folgendermassen modifiziert. Als Anfangsbedingung wurde in allen Verteil- und Sammelleitungen sowie in allen Absorberrohren ein Gasvolumenanteil von 0.95 – vorgegeben. Die Absorber enthalten also bereits zu Beginn eine Restmenge Wasser, die dem komplementären Flüssigvolumenanteil von 0.05 – entspricht. Der Pumpenstart wurde auf 145 Sekunden nach Simulationsbeginn verschoben. Zu diesem Zeitpunkt haben alle Bereiche des Absorbers die Siedetemperatur des Wassers erreicht.

Abbildung 57 zeigt den Verlauf der Temperaturen an der Innenwand des Absorbers und den Verlauf der Sättigungstemperatur am Austritt der oberen Sammelleitung. Um das Diagramm nicht zu überladen, wurden nur die Temperaturen der Knoten 1, 100 und 200 des ersten Kollektors der unteren Reihe und des dritten Kollektors der oberen Reihe dargestellt. Ausserdem wurden die Temperaturen des Knotens 17 der Verteil- und Sammelleitungen dargestellt. Die Verteilleitungen erreichen die Sättigungstemperatur nicht, weil sie durch Wasser gekühlt werden, das aus den Absorberrohren abfließt. Sowohl die Absorber als auch die Sammelleitungen erreichen die Sättigungstemperatur vor dem Pumpenstart. Einige Knoten sind beim Pumpenstart bereits überhitzt. Nach dem Pumpenstart steigt die Sättigungstemperatur mit zunehmendem Druck an und erreicht nach 228 Sekunden das Maximum von 123 °C. Danach beginnt sich die Vorlaufleitung zu füllen. Entsprechend sinken Druck und Sättigungstemperatur am Hochpunkt und erreichen nach 385 Sekunden stationäre Werte. Die Temperatur der Sammelleitung der oberen Reihe ist etwas höher als in der Sammelleitung der unteren Reihe, weil bei einseitigem Anschluss der Massenstrom in den Kollektoren der oberen Reihe etwas kleiner ist als in der unteren Reihe.

Nach dem Pumpenstopp fällt die Sättigungstemperatur auf den Dampfdruck des Wassers am Kollektoraustritt. Die Temperaturen der Rohrwände liegen über der Sättigungstemperatur, weil der Wärmestrom von den Rohrwänden an das verdampfende Wasser ein Temperaturgefälle erfordert. Sobald das Wasser in den jeweiligen Knoten vollständig verdampft ist, steigt die Wandtemperatur weiter an.

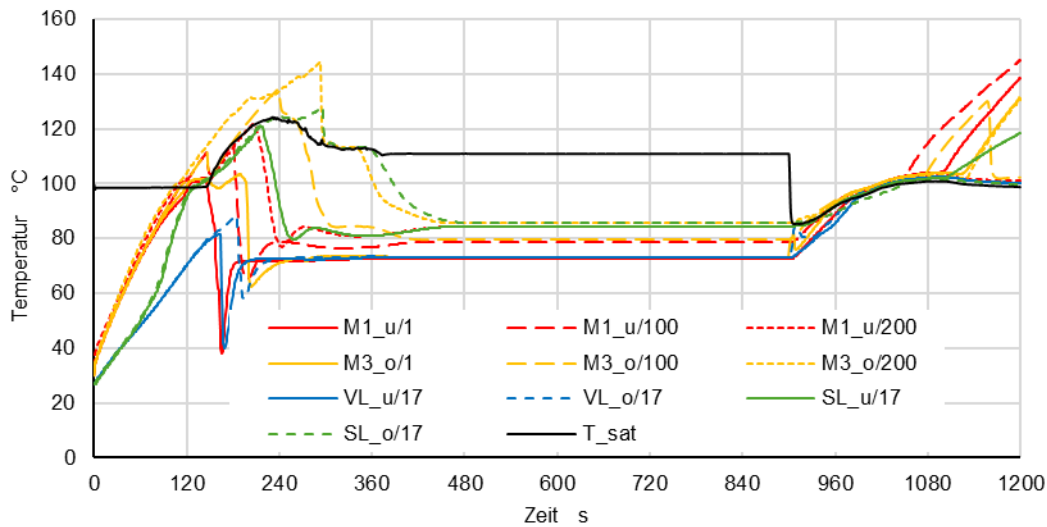


Abbildung 57: Verlauf der Absorbertemperaturen und der Sättigungstemperatur.

Die Bedingungen wurden so konstruiert, dass möglichst grosse Bereiche der Absorber eine verdampfende Restmenge beinhalten und so zu einem Dampfstrom beitragen, der möglicherweise die Befüllung erschwert. Dieser hat jedoch keine sichtbaren Auswirkungen auf die Entlüftbarkeit, wie der Vergleich der Abbildung 58 mit der Abbildung 56 zeigt.

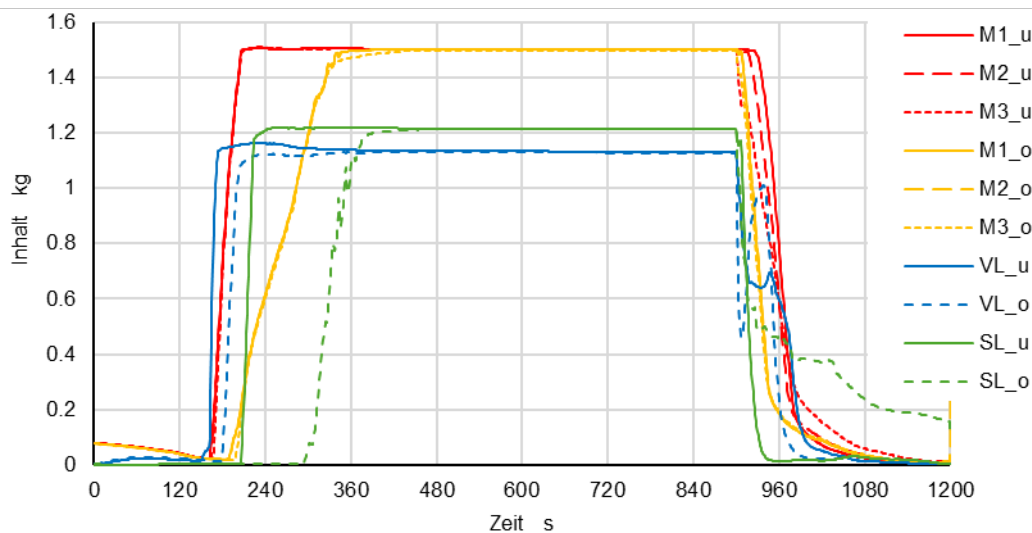


Abbildung 58: Füllen bei Kollektortemperatur grösser oder gleich der Sättigungstemperatur und Entleeren nach 900 Sekunden.

Anschliessend wurde der Gegendruck des Überströmventils auf 80 kPa reduziert. Daher ist der Druck am Hochpunkt im stationären Betrieb unter dem Atmosphärendruck, wie in der Abbildung 59 zu sehen ist.

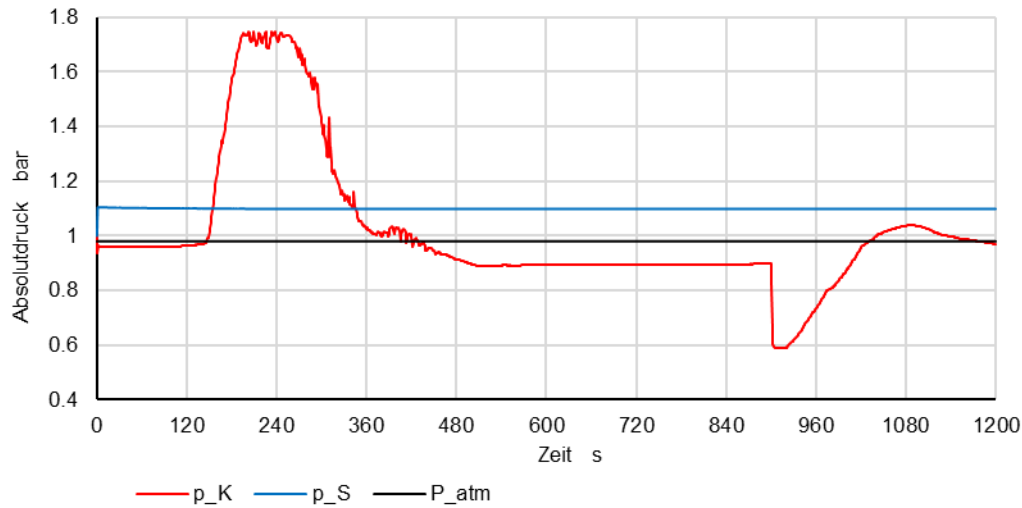


Abbildung 59: Drücke am Hochpunkt und am Speicherboden bei einem Druckabfall am Überströmventil von 80kPa.

Abbildung 60 zeigt die Gesamtmasse in den Verteilungen, Absorberrohren und Sammelleitungen des Kollektorfeldes. Das Kollektorfeldes ist bei 360 Sekunden praktisch befüllt, während der Befüllvorgang nach Abbildung 58 erst nach 480 Sekunden abgeschlossen ist. Dies wird durch den höheren Massenstrom aufgrund des kleineren Druckverlustes bewirkt. Ansonsten scheint der Unterdruck im Kollektor den Befüllvorgang nicht negativ zu beeinflussen.

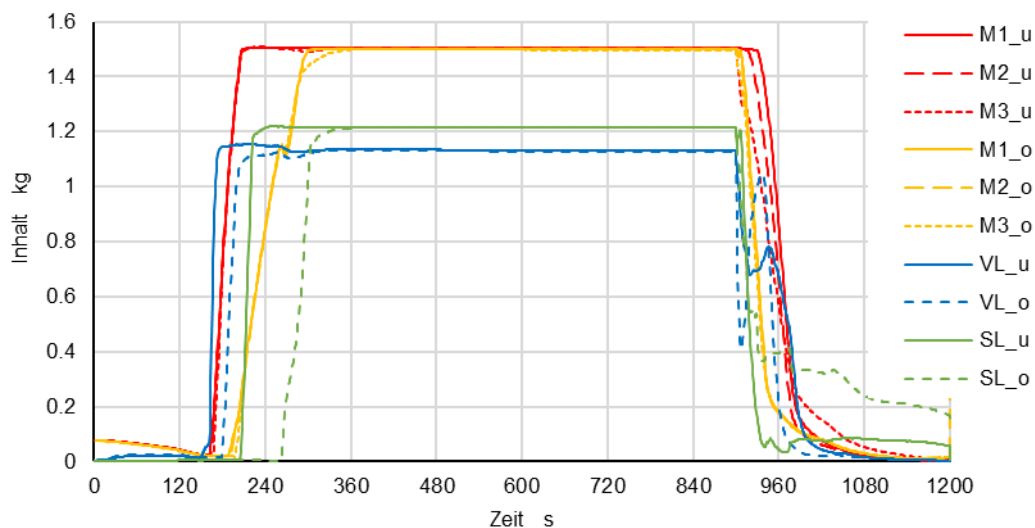


Abbildung 60: Füllen bei Kollektortemperatur grösser oder gleich der Sättigungstemperatur und Entleeren nach 900 Sekunden, sowie Druckabfall am Überströmventil von 80kPa.

In der Realität kommt jedoch ein wichtiger Effekt ins Spiel, der im Modell nicht abgebildet ist. Rohrverbindungen sind gegen Unterdruck wesentlich schwieriger abzudichten als gegen Überdruck. Es kann also sein, dass im Experiment kleine Undichtigkeiten zum Lufteintrag geführt haben, die in den transparenten Rohrstrecken der Vorlaufleitung als Blasenströmung sichtbar wurden.



Im Vergleich zur Gesamtmasse des Rohrinhaltes ist der Gasvolumenanteil ein wesentlich empfindlicherer Indikator dafür, ob ein Rohrabschnitt einphasig betrieben wird. Dieser wurde aus dem Datensatz von drei Simulationen mit folgenden Konfigurationen und Randbedingungen ausgewertet und in Abbildung 61 dargestellt:

Beim Anschluss des Kollektorfeldes nach Tichelmann (T) war der Druckabfall des Überströmventils so eingestellt, dass der Druck am Hochpunkt 0.5 bar über dem Atmosphärendruck liegt. Der Gasvolumenanteil in der Vorlaufleitung beim Feldanschluss sinkt monoton auf einen Wert von $\varepsilon = 10^{-3}$ -. In der Vorlaufleitung vor dem Überströmventil sinkt der Gasvolumenanteil nach wenigen Schwankungen auf einen noch tieferen Wert von $\varepsilon = 5.6 \cdot 10^{-4}$ -.

Beim einseitigen Anschluss des Kollektorfeldes dauert die Entlüftung rund zwei bis vier Minuten länger. Ausserdem treten starke Schwankungen des Gasvolumenanteils auf.

Der Gasvolumenanteil wird nie null, weil die vollständige Entlüftung – auch in der Praxis – sehr lange dauert und häufig nicht möglich ist. Ausserdem enthalten die toten Enden der Verteilleitung eine gewisse Gasmenge, deren Volumen sich durch Druck- und Temperaturschwankungen ändert. Infolgedessen gelangen besonders in der Anfangsphase des Betriebs immer wieder kleine Gasbläschen in die Absorberrohre und von dort über die Sammelleitungen in die Vorlaufleitung.

Besonders ausgeprägt sind Schwankungen des Gasvolumenanteils in der Situation, wo der Druck am Hochpunkt unter dem Atmosphärendruck liegt. Dort ist nach Abbildung 62 die Differenz zwischen Wassertemperatur und Sättigungstemperatur klein, und die Gasvolumen, welche auch Luft enthalten, können durch den hohen Wasserdampfpartialdruck sehr gross werden. In der Vorlaufleitung beim Kollektoraustritt bleibt ab 720 Sekunden ein deutlich höherer Gasvolumenanteil von $\varepsilon = 2.5 \cdot 10^{-3}$ - bestehen.

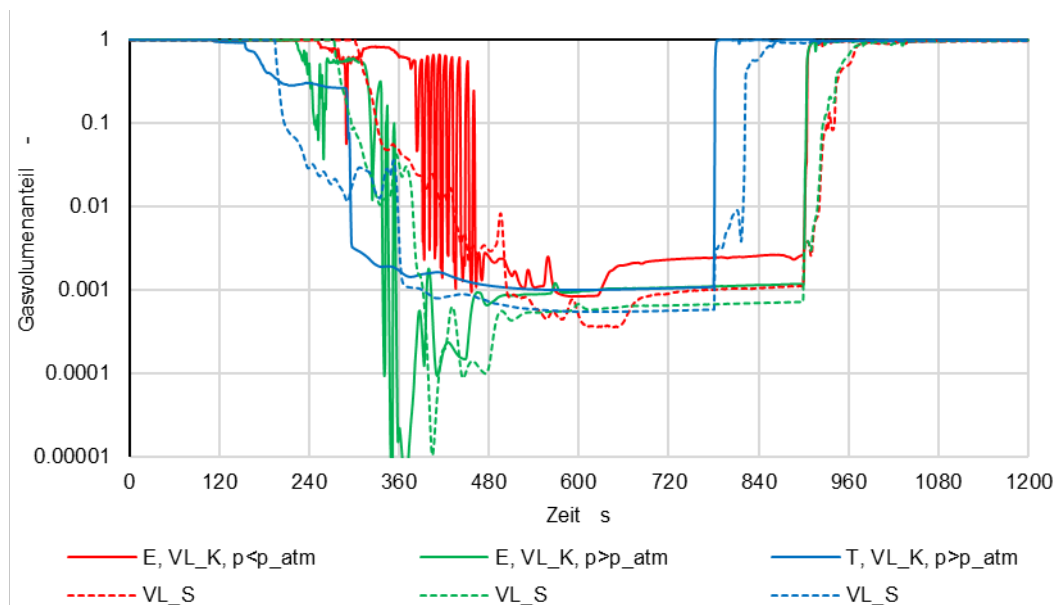


Abbildung 61: Gasvolumenanteile in der Vorlaufleitung beim Kollektoranschluss (VL_K) und vor dem Überströmventil (VL_S) für Anschluss nach Tichelmann (T) sowie Anschluss Einseitig (E).

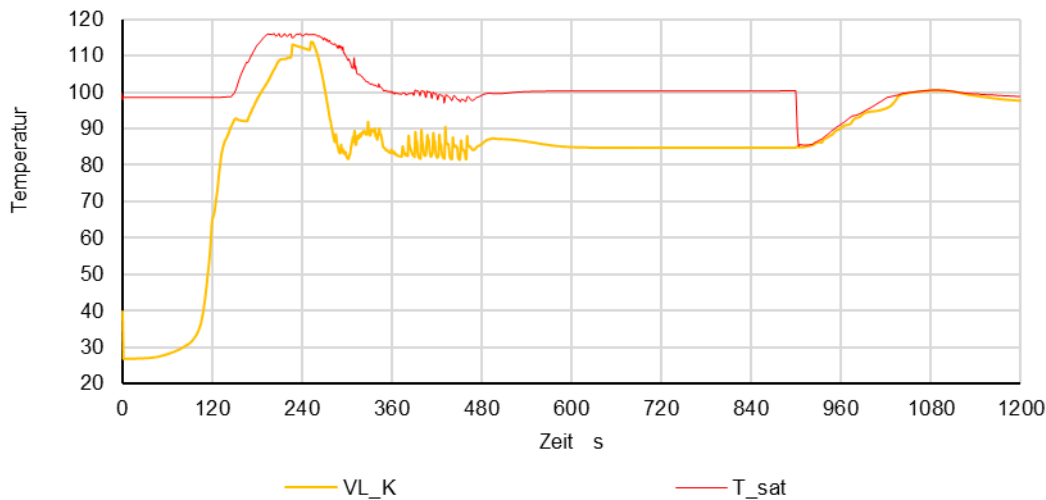


Abbildung 62: Sättigungstemperatur und Wassertemperatur am Hochpunkt bei einer Anlage mit einseitig angeschlossenem Kollektorfeld und Unterdruck am Hochpunkt.

In der Simulation können die Einflüsse von einseitigem Anschluss und Anschluss nach Tichelmann auf den Befüllvorgang gut dargestellt werden. Ebenso kann der Einfluss einer Unterdrucksituation realistisch abgebildet werden. Hingegen ist es nicht möglich, den Misserfolg nachzuvollziehen, der im Experiment beim Befüllen der Anlage mit einseitigem Anschluss auftrat.

5.2 Diskussion

Zweiphasenströmungen mit Verdampfung und Kondensation sind sehr komplexe Phänomene. Man erkennt dies daran, dass die Massen-, Energie- und Impulserhaltungsgleichungen der beiden Phasen über Austauschterme gekoppelt sind. Es darf daher nicht erwartet werden, dass sich eine Grösse proportional zur Variation eines Parameters ändert. Ein praktisch wichtiges Beispiel wird in Abbildung 63 gezeigt. Dort ist die Dampfleistung zu Beginn ($P_{v,0}$) und das Integral der Dampfleistung (Q_v) für unterschiedliche Bestrahlungsstärken aufgetragen. Zwischen 600 und 900 W/m^2 nehmen diese Grössen überproportional zu. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dem Wasser weniger Zeit bleibt um abzufließen. Es bleibt eine grössere Restmenge zurück, und ein grösserer Anteil des Absorbers ist benetzt. Bei 1000 W/m^2 sind die Werte dieser Grössen jedoch nur geringfügig höher. Offenbar kommt hier ein weiterer Mechanismus zum Tragen: Höhere Dampfleistung bedeutet höhere Dampfgeschwindigkeit und folglich höhere Zwischenphasenreibung. Diese befördert Wasser aus den Absorbern, das dann nicht mehr zur Verdampfung beitragen kann. Dazu kommt noch ein Phänomen, das mit Gegenstrombegrenzung bezeichnet wird: Die Dampfgeschwindigkeit kann so hoch sein, dass das Wasser im betreffenden Rohrabschnitt vollständig mitgerissen wird.

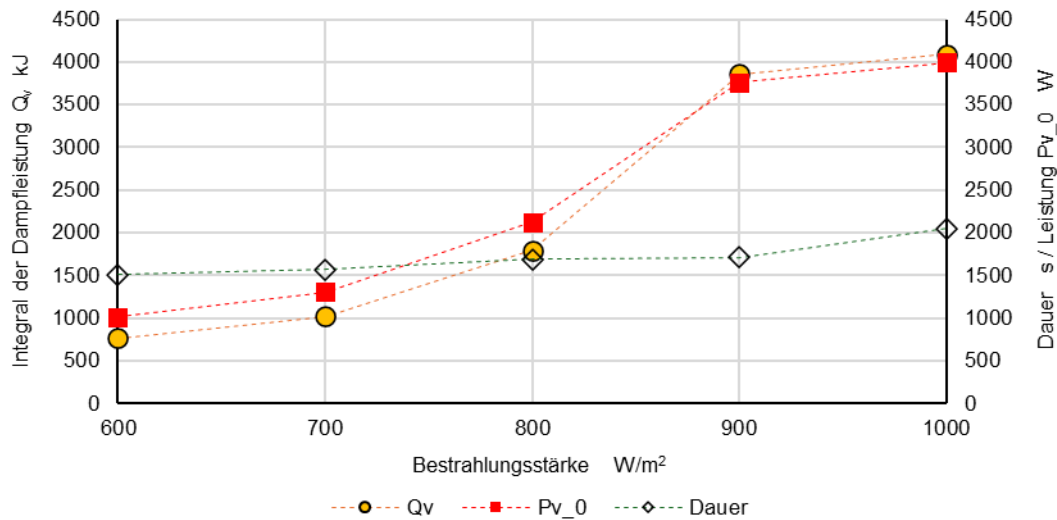


Abbildung 63: Die Verdampfungsdauer, die Dampfleistung zu Beginn (Pv_0) und das Integral der Dampfleistung (Q_v) als Funktion der Bestrahlungsstärke.

6 Fallbeispiel für die Dimensionierung einer Drainback-Anlage

In den folgenden Abschnitten werden der Prozess und das Werkzeug HYDRA für die praktische Dimensionierung anhand eines Fallbeispiels demonstriert. Dieses Beispiel wird anschliessend mit TRACE abgebildet und simuliert, um vertiefte Einblicke in die Vorgänge bei der Befüllung und Stagnation zu gewinnen, und um die Modelle für die Befüllung zu validieren

Als Fallbeispiel wird eine grosse Drainback-Anlage nach Abbildung 64 definiert.

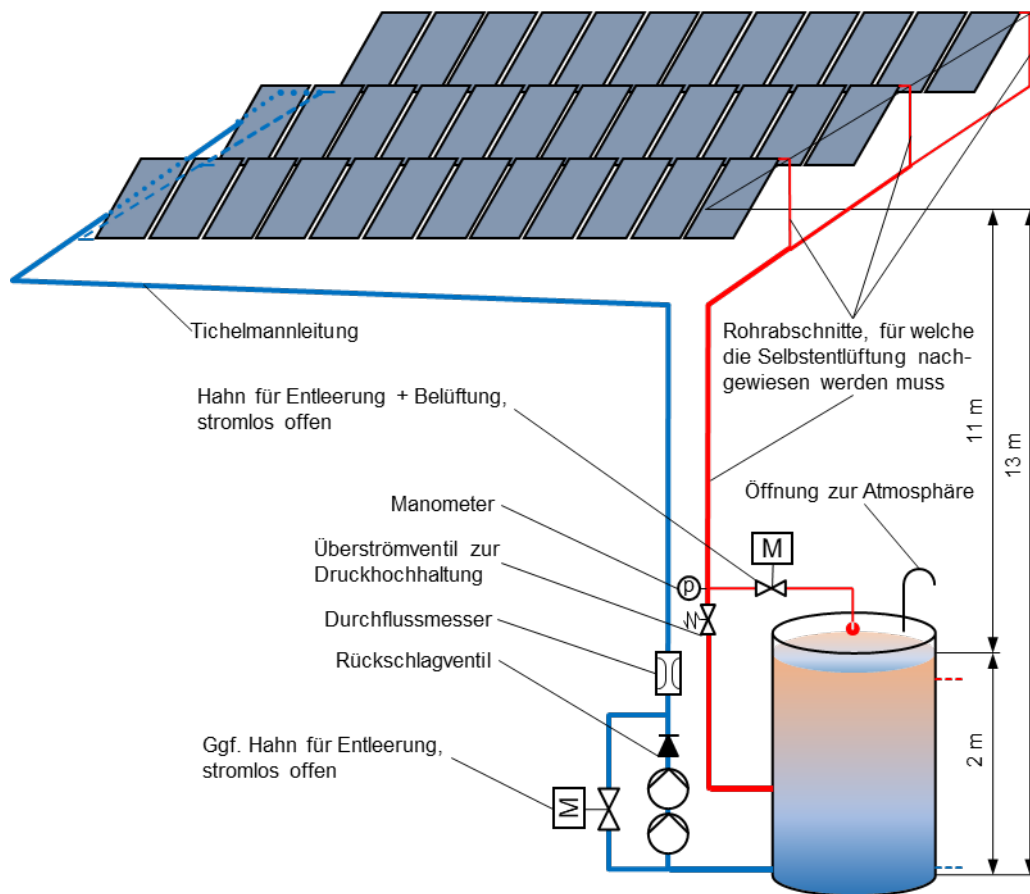


Abbildung 64: Fallbeispiel mit 36 Kollektoren.

Das Kollektorfeld besteht aus drei Kollektorreihen mit je 12 Kollektoren des Typs Cobra-4°. Der Reihenabstand beträgt 5 m.

Sowohl die einzelnen Reihen als auch das Kollektorfeld sind nach Tichelmann verschaltet. Weil der Strömungsweg über Verteilung – Absorber – Sammelleitung dem Buchstaben Z ähnelt, wird diese Verschaltungsart auch mit Z-Konfiguration bezeichnet.

Der Speicher dient gleichzeitig als Drainback-Gefäß. Der Speicher wird drucklos betrieben. Der Gasraum besitzt daher eine Verbindung zur Atmosphäre. Zur Vereinfachung und weil für die Dimensionierung nicht wesentlich, wurde nur ein vorlaufseitiger Speicheranschluss eingezeichnet.

Obwohl bei Drainback-Anlagen keine Schwerkraftzirkulation im Solarkreis auftreten kann, wird in diesem Beispiel ein federbelastetes Rückschlagventil berücksichtigt. Dieses verhindert, dass die Pumpe bei der Entleerung in negativer Richtung durchströmt werden kann. Ausserdem enthält die Armaturengruppe zwei Kugelhähne vor und nach den Pumpen (nicht eingezeichnet).

Die Höhendifferenz zwischen dem Wasserspiegel im Speicher und dem Hochpunkt des Kollektorfeldes beträgt $h = 11$ m.



Der Abstand zwischen Steigzone und erster Kollektorreihe beträgt 1 m. Der Reihenabstand beträgt 5 m. Diese Längen entsprechen den Abschnitten der vorlauf- und rücklaufseitigen Feldverrohrung. Zusätzlich wird eine rücklaufseitige Tichelmannleitung berücksichtigt. Die Länge dieser Leitung entspricht der Summe aus Reihenlänge und Reihenabständen. Die vorlaufseitigen Rohrlängen des Feldanschlusses, der Steigzone und des Technikraumes betragen 3, 11 und 2 m. Für die rücklaufseitigen Rohre in diesen drei Abschnitten werden dieselben Längen angenommen. In jedem dieser Rohrabschnitte werden die Druckverluste von je 4 Winkelstücken berücksichtigt. Der maximale flächenspezifische Durchfluss soll rund 40 l/hm² betragen.

Für die Dimensionierung dieser Anlage müssen folgende Aufgaben nacheinander gelöst werden:

- Bestimmen des minimalen Volumenstroms für sichere Entlüftung
- Bestimmen der Rohrquerschnitte des Solarkreises inklusive Feldverrohrung
- Bestimmen der erforderlichen Druckdifferenz des Überströmventils
- Festlegen des Pumpentyps und ggf. Anzahl seriell geschalteter Pumpen und Nachweis des gewünschten Durchflusses
- Nachweis der Stagnationssicherheit

6.1 Minimaler Volumenstrom für sichere Entlüftung

Bei der Befüllung des Solarkreises nach Pumpenstart muss sichergestellt sein, dass die Bedingung zur Selbstentlüftung in allen Rohrabschnitten erfüllt ist. Es genügt, diesen Nachweis für nach unten führende Rohre zu erbringen. Bei den meisten Abschnitten der Vorlaufleitung kann die Rohrdimension entsprechend gewählt werden. Eine Ausnahme bilden die vorlaufseitigen Anschlussleitungen von Kollektorreihen. Der Rohrquerschnitt ist häufig durch das Sortiment des Systemlieferanten bestimmt und daher nicht beliebig wählbar. Die kritischen Rohrabschnitte der Reihenanschlussleitungen sind in der Abbildung 64 gekennzeichnet.

Im ersten Schritt wird die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit mit Gleichung (56) für die entsprechende Anschlussleitung bestimmt. Mit der Kollektorfläche und der Anzahl Kollektoren pro Reihe kann schliesslich der erforderliche Volumenstrom bestimmt werden:

$$\dot{V}_{\min} = w_{SE} \frac{d_i^2 \pi}{4} \quad ; \quad \dot{V}_{A,\min} = \frac{\dot{V}}{nA_K} = w_{SE} \frac{d_i^2 \pi}{4nA_K} \quad (58)$$

Für die Praxis wurde ein entsprechendes Tabellenblatt «Drainback» in HYDRA erstellt. Abbildung 65 zeigt den Ausschnitt des Tabellenblattes mit den Eingabeparametern für das gewählte Beispiel (weisse Zellen) und den Rechenwerten (rosa Zellen). In der untersten Zeile wird der benötigte flächenspezifische Volumenstrom für zwei Situationen ausgegeben:

- Der Wert links gilt für Reihenanschlussleitungen, die vertikal nach unten führen. Dies ist in der Regel bei frei aufgeständerten Kollektorreihen der Fall.



- Der Wert rechts gilt für geneigt verlaufende Leitungen, wie sie bei der Integration in Schrägdächern auftreten.

Vorbereitende Rechnungen zur Dimensionierung von Drainback-Anlagen			
Minimal erforderlicher Volumenstrom zur Entlüftung der Reihenanschlussleitung			
Temperatur	°C	20	
Dichte	kg/m ³	998	
Viskosität	m ² /s	1.04E-06	
Oberflächenspannung	N/m ²	0.072	
Morton-Zahl	-	3.05E-11	
Kollektortyp	-	Cobra 4°	
Kollektorfläche	m ²	2.435	
Anzahl Reihen pro Kollektor	-	12	
Anzahl gleichartige Reihen	-	3	
Kollektorfläche pro Reihe	m ²	29.22	
Kollektorfläche total	m ²	87.66	
Dimension der Reihenanschlussleitung	Name	22 x 1	
Innendurchmesser	mm	20	
Rohrquerschnitt	m ²	3.14E-04	
Neigungswinkel	Grad	90	45
Sicherheit für Selbstentlüftung	m/s	0.1	
Selbstentlüftungsgeschwindigkeit	m/s	0.34	0.47
Erforderlicher Volumenstrom pro Reihe	l/s	0.11	0.15
Erforderlicher Gesamtvolumenstrom	l/s	0.32	0.44
Erforderlicher Gesamtvolumenstrom	m ³ /h	1.15	1.59
Erforderlicher Gesamtmassenstrom	kg/s	0.32	0.44
Erforderlicher flächenspezifischer Volumenstrom	l/hm ²	13.1	18.1

Abbildung 65: Bestimmung des erforderlichen Volumenstroms mit HYDRA. Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Drainback».

Beim Fallbeispiel verläuft der kritische Abschnitt der Reihenanschlussleitungen zwischen Kollektoraustritt und Feldleitung in vertikaler Richtung. Der minimal erforderliche, flächenspezifische Durchfluss beträgt folglich 13.1 l/hm². Der Gesamtvolumenstrom von 1.15 m³/h wird für die Suche nach der geeigneten Pumpe benötigt.

6.2 Strömungsdruckverluste beim minimal erforderlichem Durchfluss

Ein wichtiges Ziel ist die Auswahl einer geeigneten Pumpe. Als Erstes werden mit HYDRA die Druckverluste in den einzelnen Abschnitten des Kreislaufes bestimmt. Hierzu werden im Tabellenblatt «Anlagendaten» die Betriebsbedingungen definiert und das Kollektorfeld modelliert. Es genügt, diesen Fall für die Situation der Befüllung zu rechnen. Entsprechend wurde eine Bestrahlungsstärke von $G = 0 \text{ W/m}^2$ angenommen sowie 20 °C für die Rücklauf- und Umgebungstemperatur. Abbildung 66 zeigt die entsprechenden Einträge und die Modellparameter für das Kollektorfeld.



HYDRA 2025		n w		Fachhochschule Nordwestschweiz Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik			
Objektbezeichnung: SD2 - 3x12							
Betriebsbedingungen			Kenndaten des Kollektorfeldes				
Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene	W/m ²	0	Anz. Koll. total	-	36		
Umgebungstemperatur	°C	20	Kollektorfläche total	m ²	88		
Rücklaufstemperatur	°C	20	Vorlaufstemperatur	°C	20		
Wärmeträgermedium	Typ/Konz	Wasser	Vol. Feld inkl. Verrohrung	l	140		
Spezifischer Durchfluss	l/hm ²	13.1	Vol. Feldverrohrung	l	50		
Kollektorfeld 1		Reihe Nr.	1	2	3	4	5
Kollektorreihe: Anz. Parall. Stränge	▼	-	12	12	12		
Anzahl serielle Kollektoren pro Strang	▼	-	1	1	1		
Kollektortyp	▼	-	Cobra 4°	Cobra 4°	Cobra 4°		
Reihenanschlussleitung: Länge Vorlauf	▼	m	1.5	1.5	1.5		
Rohrdimension: Durchmesser x Wanddicke	▼	mm	22 x 1	22 x 1	22 x 1		
Anzahl Winkel im Vorlauf	▼	-	3	3	3		
Anschluss in C- oder Z-Konfiguration	▼		Z	Z	Z		
Feldleitung: Reihenabstand	▼	m	1	5	5		
Rohrdimension: Durchmesser x Wanddicke	▼	mm	42 x 1.5	35 x 1.5	28 x 1.5		
Anschluss in C- oder Z-Konfiguration	▼		Z Δp Kollektorfeld 1			kPa	4.1

Abbildung 66: Abbildung des Kollektorfeldes in HYDRA. Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten».

Die Zelle, die den spezifischen Durchfluss enthält, ist rosa schraffiert. Dies soll veranschaulichen, dass der spezifische Durchfluss entweder vorgegeben werden kann oder als Resultat einer Berechnung mit einem spezifizierten Pumpentyp ausgegeben wird. Damit der spezifische Durchfluss vorgegeben werden kann, muss in der Zeile 48 des Tabellenblattes anstelle eines Pumpentyps «vorgegebener Durchfluss» gewählt werden.

Für die Verschaltungsart wird die Z-Konfiguration gewählt. Die Querschnitte der Feldverrohrung wurden durch Ausprobieren so gewählt, dass die Fliessgeschwindigkeiten beim maximalen Durchfluss von 40 l/hm² mindestens 0.6 m/s und höchstens 0.9 m/s betragen. Die berechneten Fliessgeschwindigkeiten werden im gleichnamigen Tabellenblatt ausgegeben.

Anschliessend wird die Rechnung beim minimal erforderlichen Durchfluss von 13.1 l/hm² durchgeführt. Der Druckverlust des Kollektorfeldes ist $\Delta p_{K,F} = 4.1 \text{ kPa}$. Das Volumen des Kollektorfeldes inklusive Feldverrohrung beträgt $V_{K+F} = 131 \text{ l}$. Die Feldverrohrung hat ein Volumen von $V_F = 33 \text{ l}$. Folglich beträgt das Volumen der Kollektoren allein $V_K = 98 \text{ l}$.

Die Abbildung 67 zeigt, wie die Rohrleitungen des Feldanschlusses, der Steigzone und des Technikraumes modelliert werden. Für den Feldanschluss wurde ein Stahlrohr mit derselben Dimension 42x1.5 mm wie bei der Feldleitung gewählt, für die Steigzone und den Technikraum hingegen ein Kunststoffrohr mit 40 mm Innendurchmesser. Für jeden Rohrabschnitt werden je 4 Winkelstücke für die Vorlauf- und Rücklaufleitung angenommen. Durch Betätigen der Schaltfläche «Berechnen» werden die Strömungsverteilung und die Druckverluste berechnet.



Rohrleitungen, Wärmeübertrager, Pumpe		Druckverluste und Flüssigkeitsinhalte			
Feldanschluss: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	3.0	Δp Feldanschluss	kPa	0.5
Rohrdimension	mm	42 x 1.5	Anz. Winkel	-	4
Steigzone: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	11.0	Δp Steigzone	kPa	0.8
Rohrdimension	mm	P 40	Anz. Winkel	-	4
Technikraum: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	2	Δp Kellerverrohr.	kPa	0.4
Rohrdimension	mm	P 40	Anz. Winkel	-	4
Armaturengruppe: Typ oder Rohrdimension	Typ	DBS DN40	Δp Armaturengruppe	kPa	2.1

Abbildung 67: Druckverluste in den Leitungen des Solarkreises. Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA.

Die Druckverluste in den Rohrleitungen des Feldanschlusses, der Steigzone und des Technikraumes insgesamt 1.7 kPa. Massgebend ist jedoch nur der halbe Betrag für die Rücklaufseite $\Delta p_{RL,F} = 0.85$ kPa, weil in diesem Zustand der Befüllung die Vorlaufseite noch nicht durchströmt wird. Beim Minimaldurchfluss entspricht der Druckverlust in der Armaturengruppe praktisch dem Öffnungsdruck des Rückschlagventils von 2.1 kPa. Das Volumen dieser Rohrleitungen beträgt $V_{VL+RL} = 33$ l. Das Volumen der Rücklaufleitung beträgt folglich $V_{RL} = 16.5$ l. Der gesamte Strömungsdruckverlust, den die Pumpe überwinden muss, beträgt:

$$\Delta p_F = \Delta p_{K,F} + \Delta p_{RL,F} = 4.1 + \frac{0.5 + 0.8 + 0.4}{2} + 2.1 = 7 \text{ kPa} \quad (59)$$

6.3 Bemessung des Überströmventils zu Druckhochhaltung

Der Betrieb von DBS mit drucklosem Speicher erfordert nach Abbildung 1 ein Drosselventil zur Druckhochhaltung in der Vorlaufleitung. Der Druckabfall Δp_V über dem Ventil muss so gross sein, dass der Druck am Hochpunkt im Betrieb stets über dem Atmosphärendruck p_{Atm} und über dem Dampfdruck p_v bei maximal zulässiger Austrittstemperatur der Kollektoren liegt. Die Erfahrung mit der Versuchsanlage zeigt, dass die Einstellung des Druckabfalls nicht einfach ist. Die daraus resultierende Unsicherheit wird mit einem Druckzuschlag von $\Delta p_0 = 20$ kPa berücksichtigt. Ausserdem wird der Strömungsdruckverlust in der Vorlaufleitung vernachlässigt. Der Absolutdruck am Hochpunkt p_K muss folgender Bedingung genügen:

$$p_K = p_{Atm} + \Delta p_V - \rho gh \geq \max\{p_v; p_{Atm}\} + \Delta p_0 \quad (60)$$

Der Dampfdruck ist in diesem Beispiel kleiner als der Atmosphärendruck. Daher ergibt sich der am Ventil einzustellende Druckabfall wie folgt:

$$\begin{aligned} \Delta p_V &= \rho gh + \max\{p_v; p_{Atm}\} - p_{Atm} + \Delta p_0 \\ &= 998 \cdot 9.81 \cdot 11 + 20 \cdot 10^3 = 127'711 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (61)$$

Hydra verlangt die Eingabe des Druckabfalls als entsprechende Höhe der Wassersäule. Mit der Dichte von $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ und der Erdbeschleunigung von $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ erhält man:

$$h_V = \frac{\Delta p_V}{\rho g} = \frac{127'711}{998 \cdot 9.81} = 13 \text{ m} \quad (62)$$

Diese Rechnungen werden durch HYDRA im Tabellenblatt «Drainback» nach Abbildung 68 ausgeführt.



Erforderlicher Öffnungsdruck des Überströmventils					
Maximale Austrittstemperatur der Kollektoren	°C	95	p_v	kPa	83
Anlagenhöhe über Meer	m	430	p_{Atm}	kPa	96
Höhendifferenz Wasserniveau im Speicher - Hochpunkt	m	11			
Sicherheitszuschlag für den Überdruck am Hochpunkt	kPa	20			
Erforderlicher Öffnungsdruck des Überströmventils	kPa	128			
Entspricht einer Wassersäule von	m	13.0			
Erforderlicher Pumpendruck bei der Befüllung (Erf. Flächenspezifischer Volumenstrom in "Anlagendaten" vorgegeben)					
Druckverlust der Vorlaufleitung (mit Hydra berechnet)	kPa	3.0			
Druckverlust des Kollektorfeldes (mit Hydra berechnet)	kPa	4.1			
Gesamter Strömungsdruckverlust beim Befüllen	kPa	7.0			
Erforderlicher Pumpendruck	kPa	242			

Abbildung 68: Berechnung des Öffnungsdruckes des Überströmventils und des erforderlichen Pumpendruckes bei der Befüllung. Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Drainback» in HYDRA.

6.4 Bemessung der Pumpe

Nach dem Pumpenstart steigt der Flüssigkeitsspiegel bis zum Hochpunkt des Kollektorfeldes. Gleichzeitig wird die im Kreislauf befindliche Luft komprimiert. Der Luftdruck erreicht in der Regel den Öffnungsdruck des Überströmventils, bevor die Flüssigkeit den Hochpunkt erreicht hat. Die maximale Druckdifferenz, die die Pumpe überwinden muss, ist folglich:

$$\Delta p_{\max} = \rho g h + \Delta p_F + \Delta p_V = 998 \cdot 9.81 \cdot 11 + 7000 + 127'711 = 242 \text{ kPa} \quad (63)$$

Gewöhnlichen Heizungspumpen erreichen Drücke von höchstens etwa 150 kPa. Daher kann der Pumpendruck von 242 kPa bei einem Durchfluss von 1.15 m³/h nur durch Serienschaltung von zwei i.d.R. identischen Pumpen erreicht werden. Die Pumpenhersteller bieten komfortable online-Tools an, mit denen Pumpen für vorgegebene Betriebspunkte gewählt werden können. Für das Fallbeispiel wurden zwei in Serie geschaltete Pumpen des Typs Biral Modula 25-12 RED gewählt, deren Kennfeld in Abbildung 69 dargestellt ist. Ebenfalls dargestellt ist die Approximation der Maximalkennlinie durch ein Polynom zweiten Grades (grün).

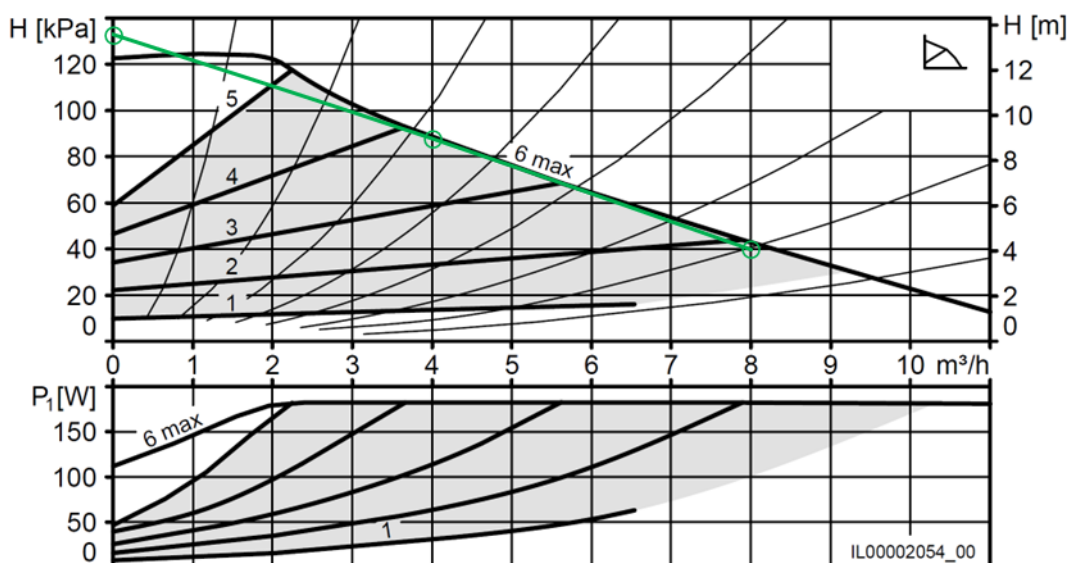


Abbildung 69: Pumpenkennlinie von zwei seriell geschalteten Pumpen des Typs Biral Modula 25-12 RED.



Tabelle 5 zeigt die numerischen Werte der drei Stützstellen für die Modellierung der Pumpe in HYDRA.

Tabelle 5 Stützstellen der Maximalkennlinie für die Pumpe Biral ModulA 25-12 RED

Aus Diagramm		Für HYDRA	
Durchfluss m ³ /h	Druck kPa	Durchfluss l/h	Druckhöhe m
0	135	0	13.79
4	88	4000	8.99
8	40	8000	4.09

Wie bei der Versuchsanlage wurde der Turbinenbetrieb – falls dieser zulässig wäre – mit einem Druckverlustkoeffizient von $\zeta = 118$ – modelliert. Die Fließgeschwindigkeit zur Berechnung des Druckverlustes wurde mit der Nennweite der Pumpe von 0.025 m berechnet.

Zur Kontrolle ist in Abbildung 70 die Maximalkennlinie von zwei in Serie geschalteten Pumpen des Typs Biral ModulA 25-12 RED (grün) dargestellt. Ebenfalls eingezeichnet sind die Kennlinie des Turbinenbetriebs (rot) und der Betriebspunkt beim Minimaldurchfluss während der Befüllung des Kollektorfeldes (orange).

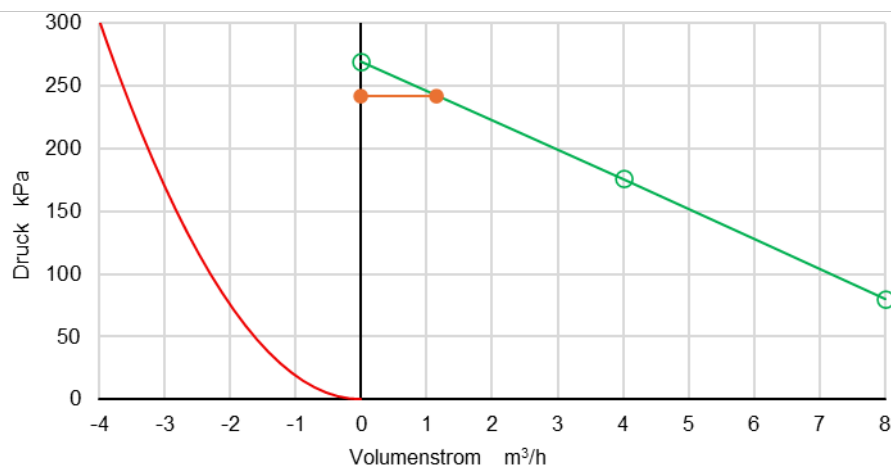


Abbildung 70: Maximalkennlinie (grün) von zwei in Serie geschalteten Pumpen Biral ModulA 25-12 RED, Kennlinie für den (für diesen Typ nicht zulässigen) Turbinenbetrieb (rot), und Betriebspunkt bei der Befüllung des Kollektorfeldes (orange).

Die Typenbezeichnung und die Werte für die drei Stützstellen werden im Pumpenkatalog von HYDRA eingetragen.

Tabelle 6 zeigt einen Ausschnitt aus dem Pumpenkatalog. Die Einträge für die Pumpe Biral ModulA 25-12 RED sind grün hinterlegt.



Tabelle 6: Ausschnitt aus dem Pumpenkatalog in HYDRA.

vorgegebener Durchfluss	p0_min mWs	p0 mWs	vs1 l/h	p1 mWs	vs2 l/h	p2 mWs
Biral PrimAX 25-4 RED		4.8	1200	2.8	2400	1
Biral PrimAX 25-6 RED		7	1000	4.9	3000	1.5
Biral Modula 25-12 RED		13.79	4000	8.99	8000	4.09
Biral Modula 32-6 RED		6	3000	5.35	6000	3.5

6.5 Berechnung des stationären Betriebs

Nun sind alle Daten bekannt und es können stationäre Berechnungen von beliebigen Betriebszuständen durchgeführt werden. Nachfolgend werden die Resultate der Berechnung bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Rücklauf­temperatur von 60 °C gemäss Abbildung 71 diskutiert.

6.5.1 Betriebspunkt bei Maximal- und Minimal­drehzahl

Die Pumpen werden mit Maximal­drehzahl betrieben und erzeugen einen spezifischen Durchfluss von 45.5 l/hm². Berechnet wird auch die Vorlauf­temperatur von 72 °C sowie die thermische Leistung von 56 kW. Der Einfluss der Inhomogenität der Strömungsverteilung ist vernachlässigbar.

Betriebsbedingungen		Kenndaten des Kollektorfeldes			Betriebszustände			
Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene	W/m ²	1'000	Anz. Koll. total	-	36	Thermische Leistung	kW	56
Umgebungstemperatur	°C	20	Kollektorfläche total	m ²	88	" homog. Durchström.	kW	56
Rücklauf­temperatur	°C	60	Vorlauf­temperatur	°C	72	Inhomog. Volumenstrom	%	2
Wärmeträgermedium	Typ/Konz	Wasser	Vol. Feld inkl. Verrohrung	l	140	Einfluss auf Leistung	%	-0.02
Spezifischer Durchfluss	l/hm ²	45.5	Vol. Feldverrohrung	l	50	Max. Fließgeschw.	m/s	1.2

Abbildung 71: Stationärer Betrieb mit zwei Pumpen bei Maximal­drehzahl. Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA.

Abbildung 72 zeigt einen Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA. Die Druckhochhaltung wurde auf 13 m festgelegt. Für die Pumpe wurde der entsprechende Typ aus dem soeben erweiterten Pumpenkatalog gewählt. Die durch zwei serielle Pumpe erzeugte Volumenstrom bewirkt einen gesamten Druckabfall von 175.3 kPa. Der Druckabfall des Kollektorfeldes beträgt 33.4 kPa. Der Beitrag des Überströmventils ist mit 125.0 kPa geringfügig tiefer als nach Gleichung (61), weil der Druck der Wassersäule mit der der geringeren Dichte bei der Rücklauf­temperatur von 60 °C berechnet wird.

Die Pumpenkennlinie (blau) und die Anlagenkennlinie (grün) schneiden sich im Betriebspunkt. Die Anlagenkennlinie beginnt nicht bei null, wie bei druckbefüllten, einphasig betriebenen Anlagen, sondern ist um den Druckabfall des Überströmventils nach oben verschoben.



Schaltung parallel / seriell	Typ	T unberück	Δp Kollektorfeld	kPa	31.6	V Kollektorfeld	l/h	3989
Rohrleitungen, Wärmeübertrager, Pumpe								
Druckverluste und Flüssigkeitsinhalte								
Feldanschluss: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	3.0	Δp Feldanschluss	kPa	5.5	Anlagen- und Pumpenkennlinie		
Rohrdimension	mm	42 x 1.5	Anz. Winkel	-	4			
Steigzone: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	11.0	Δp Steigzone	kPa	7.0			
Rohrdimension	mm	P 40	Anz. Winkel	-	4			
Technikraum: Länge Vorlauf (=Rücklauf)	m	2	Δp Kellerverrohr.	kPa	3.8			
Rohrdimension	mm	P 40	Anz. Winkel	-	4			
Armaturengruppe: Typ oder Rohrdimension	Typ	DBS DN40	Δp Armaturengruppe	kPa	2.4			
Durchflussmesser: Druckverlust	kPa	0	Δp Durchflussmesser	kPa	0.0			
bei einem Volumenstrom	l/h	6000	Volumen Leitungen	l	40			
Glattrohrübertrager: Fläche	m ²	0.0	Δp Glattrohrübertrager	kPa	0.0			
Rohrdimension	"	1"	Vol. Glattrohrübertrager	l	0			
Anz. Parallele Rohre	-	4	Wendeldurchmesser	m	0.8			
Plattenübertrager: Druckverlust	kPa	0	Δp Plattenübertrager	kPa	0.0			
bei einem Volumenstrom	l/h	7300	Druckverlustkoeffizient	-	6.2			
Luftsäule bzw. Druckhochhaltung	m	13.0	Gegendruck Luftsäule	kPa	125.0			
Pumpe / Drehzahlstufe	Typ	Biral ModulA 25-12 RED		%	100%			
Anz. Pumpen seriell/parallel	-	2-seriell	Δp total	kPa	175.3	Anlagenvol. Exkl. MAG	l	230
Mittlerer Druckverlust pro Längeneinheit	Pa/m	Hydr. Pumpleistung	W	194.3	Längenbez. Druckverlust	Pa/m		1020

Abbildung 72: Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA, mit Rohrleitungen, Pumpen sowie Pumpen- und Anlagenkennlinie.

Der gesamte Volumenstrom beträgt $\dot{V}_{tot} = 3989 \text{ l/h}$ bzw. $\dot{V}_{tot} = 1.11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Die hydraulische Leistung, die die Pumpe an das Fluid überträgt, ist folglich:

$$P_{P,hyd} = \dot{V} \cdot \Delta p_P = 1.108 \cdot 10^{-3} \cdot 175308 = 194.3 \text{ W} \quad (64)$$

Für die Programmierung der Regelung muss die Drehzahlstufe für die Minimaldrehzahl bestimmt werden. Bei der minimalen Drehzahl muss die Fließgeschwindigkeit in den Reihenanschlussleitungen und in der nach unten führenden Vorlaufleitung mindestens die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit erreichen. Dazu wird die Drehzahlstufe schrittweise reduziert und nach jeder Rechnung im Tabellenblatt «Fließgeschw» geprüft, bis diese Bedingung für die Vorlaufleitung erfüllt ist. In diesem Fallbeispiel wird die Bedingung bei einer Drehzahlstufe von 77% mit einem spezifischen Durchfluss von 17.2 l/hm² erreicht.

6.5.2 Druck am Hochpunkt

Abbildung 73 zeigt einen weiteren Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA. Die Höhe des Membranausdehnungsgefäßes (MAG) muss bei Drainback-Anlagen als Referenzhöhe des Wasserspiegels im Drainback-Gefäß interpretiert werden. Die Höhendifferenz zwischen Wasserspiegel und dem Hochpunkt der Sammelleitung in der ersten Kollektorreihe ist 11 m, wie im Fallbeispiel definiert. Der Betriebsüberdruck ist null, weil über dem Wasserspiegel Atmosphärendruck herrscht.

Könnte das Wasser weder abfließen noch verdampfen, so würde sich nach dem Ausschalten der Pumpe ein Druck von -1.1 bar einstellen. Der Druck am Hochpunkt ist nicht 20 kPa bzw. 0.2 bar, wie gefordert, sondern um den Druckabfall in den vorlaufseitigen Rohrleitungen von 0.16 bar höher. Aufgerundet erhält man einen Wert von 0.4 bar.

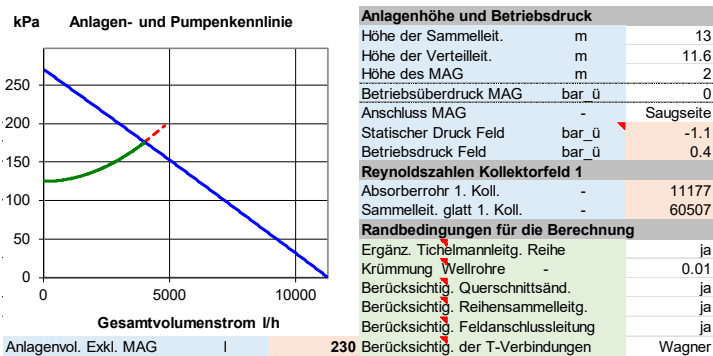


Abbildung 73: Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Anlagendaten» in HYDRA, mit Pumpen- und Anlagenkennlinie sowie Anlagenhöhe und Betriebsdruck.

6.5.2.1 Strömungs- Temperatur- und Druckverteilung

Ebenfalls in Abbildung 73 dargestellt sind die Reynoldszahlen $Re = 11177$ - im Absorberrohr und $Re = 60507$ – in der Sammelleitung des ersten Kollektors der ersten (vordersten) Reihe. Diese Werte liegen weit über der kritischen Reynoldszahl, ab der turbulente Strömung auftreten kann. Die Strömung wird daher überall turbulent sein, wie die Darstellung in Abbildung 74 bestätigt.

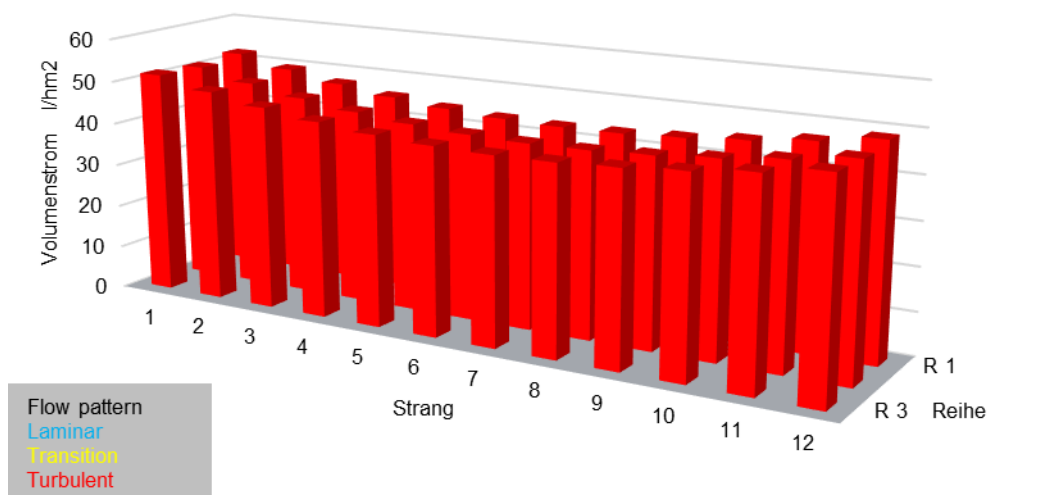


Abbildung 74: Strömungsverteilung im Kollektorfeld.

Die leichte Inhomogenität der Durchströmung führt zu einer entsprechenden Verteilung der Austrittstemperaturen, die in Abbildung 75 dargestellt ist.

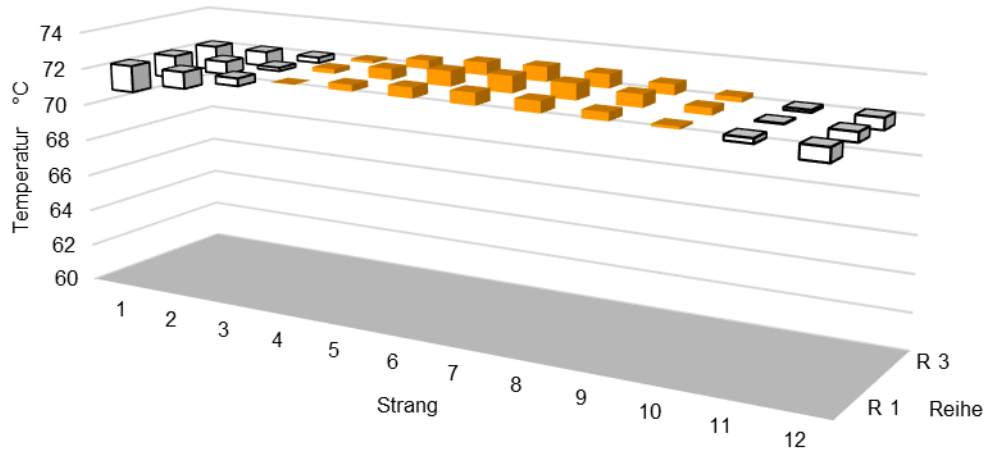


Abbildung 75: Verteilung der Austrittstemperaturen der Absorber.

Ein wichtiger Indikator für den störungsfreien Betrieb ist die Druckverteilung im Kollektorfeld nach Abbildung 76. Die blauen Balken stellen die Drücke in den Verteilleitung dar, beim Abzweig in das Absorberrohr. Die Rosa Balken stellen die entsprechenden Drücke in den Sammelleitungen dar. Der tiefste Druck von 0.36 bar wird am Austritt des ersten Kollektors (Strang 1) beim vorlaufseitigen Reihenanschluss der vordersten Reihe erreicht.

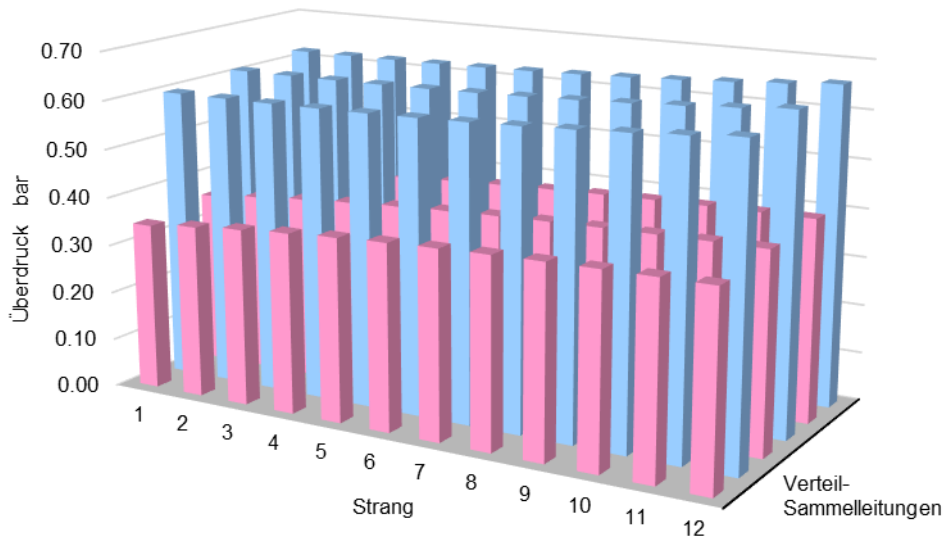


Abbildung 76: Druckverteilung im Kollektorfeld.

6.5.3 Stagnation

In Abbildung 77 sind die Daten der Rohrabschnitte und des Speichers sowie die zugehörigen Wärmekapazitäten und Verlustleistungen dargestellt.



Wärmekapazität und Verlustleistung der Rohre																										
Kollektorfeld 1	L	d _i	d _w	A	V	rho	c	lambda _w	m	C	T _{ini}	Q _C	S _{sol}	d _{isol}	lambda _{isol}	alpha _a	T _{sat}	T _a	U	Q̇ _U						
	m	m	m	m ²	m ³	kg/m ³	J/kgK	W/Km	kg	J/K	°C	J	m	m	W/Km	W/Km ²	°C	°C	W/K	W						
Reihenschlussleitungen	32	0.04	0.044	2.64E-04	1.69E-02	7800	500	20	131.7	65866	80	1317319	0.010	0.064	0.04	26	100	30	18.92	1325						
Feldleitungen	15.3	0.04	0.044	2.64E-04	8.05E-03	7800	500	20	62.8	31410	80	628196	0.010	0.064	0.04	26	100	30	9.02	632						
Feldanschlussleitung	6	0.04	0.044	2.64E-04	3.17E-03	7800	500	20	24.7	12350	80	246997	0.010	0.064	0.04	26	100	30	3.55	248						
Steigzone	22	0.04	0.046	4.05E-04	1.78E-02	1100	2500	0.4	19.6	49036	80	980713	0.010	0.066	0.04	26	100	30	13.05	914						
Technikraum	4	0.04	0.046	4.05E-04	3.24E-03	1100	2500	0.4	3.6	8916	80	176312	0.010	0.066	0.04	26	100	30	2.37	166						
Total Kreislauf																	4.92E-02									
Drainback-Volumen	A	d	h	s	V																					
	m ²	m	m	m	m ³	m	C	T _{ini}	Q _C	S _{sol}	lambda _{isol}	alpha _a	T _{sat}	T _a	U	Q̇ _U										
Wand	1.77	1.4	0.052	0.0015	0.08	7800	500	41.4	20685	80	413690	0.1	0.04	8	100	30	0.71	50								
wirksame Wasserschicht	1.77				0.006	0.010607	971.8	4200	10.31	43294.8	80	865896														
						Volumen	C	Q _C																		
						m ³	J/K	J																		
Total						0.129182	231556	4631124																		

Abbildung 77: Thermodynamische Eigenschaften des Kreislaufs.

Es wurde eine relativ dünne Isolationsschicht von nur 10 mm modelliert. Trotzdem ist nach Abbildung 78 die Dampfleistung Pv_S an der Belüftungsöffnung des Speichers sehr gross. Die Auswertung ergibt einen Verlust von 1.2 kg Kondensat.

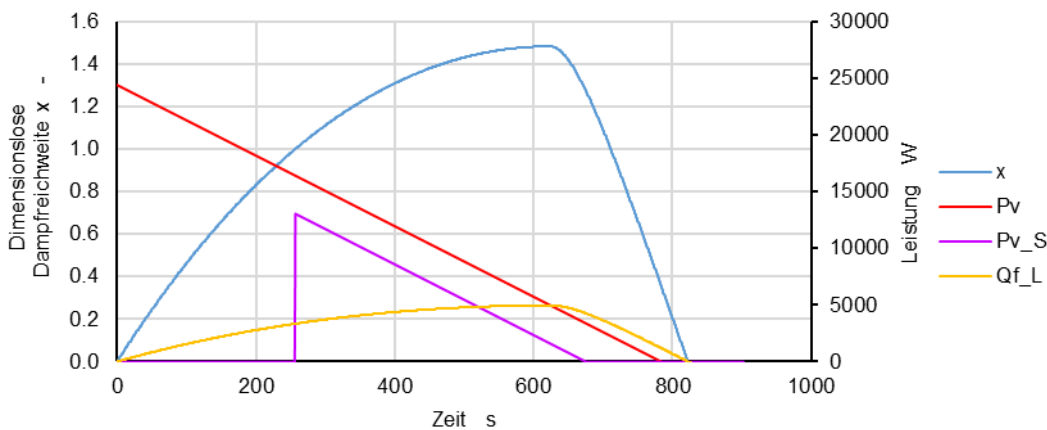


Abbildung 78: Dampfreichweite (x), Dampfleistung des Kollektorfeldes (Pv), Dampfleistung an der Belüftungsöffnung des Speichers (Pv_S) und Wärmeverlustleistung des Kreislaufs (Qf_L).

Im Unterschied zur Versuchsanlage, bei welcher nur in wenigen Fällen unbedeutender Dampfaustritt auftrat, erfordert diese Anlage Zusatzmassnahmen zur Dissipation der Dampfleistung. In Abbildung 79 ist eine mögliche Lösung dargestellt: Ein Bypass, der in einer als Kondensator dienenden Wendel endet. Die Idee dabei ist, dass das Speicherwasser im Bereich der Wendel die Kondensationsenthalpie aufnimmt. Folgende Abschätzung zeigt, dass dazu ein beträchtliches Speichervolumen erforderlich ist: Der Speicher sei zum Zeitpunkt des Pumpenstopps im oberen Bereich auf 80 °C erwärmt. Nach Aufnahme der Kondensationsenthalpie soll die mittlere maximale Temperatur im Bereich der Wendel 90 °C nicht überschreiten. Das erforderliche Speichervolumen kann wie folgt berechnet werden:

$$V = \frac{m_v h_v}{\rho c_p \Delta T} = \frac{1.2 \cdot 2257 \cdot 10^3}{965 \cdot 4205 \cdot 10} = 0.067 \text{ m}^3 \quad (65)$$

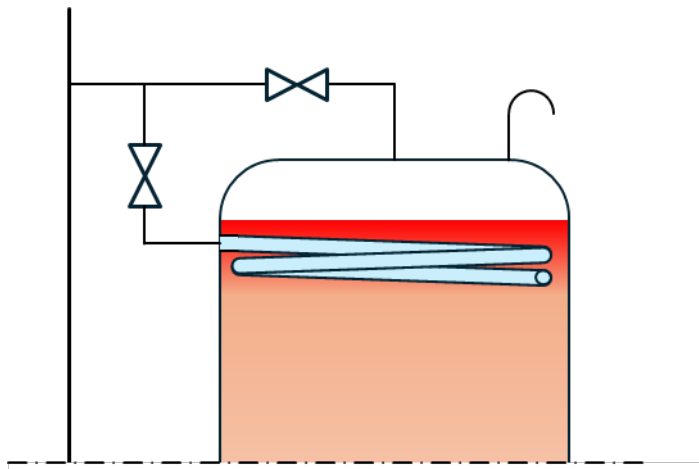


Abbildung 79: Rohrwendel als Kondensator.

6.6 Simulation des Fallbeispiels mit TRACE

Abbildung 80 zeigt das TRACE-Modell des Fallbeispiels. Bereits die Simulation der Versuchsanlage über eine Stunde erfordert rund 12 Stunden Rechenzeit. Um die Rechenzeit bei der Simulation des Fallbeispiels zu minimieren, wurde das Modell wie folgt vereinfacht:

- Auf die Modellierung der Rohrwände und deren Wärmeverluste wurde verzichtet
- Das Überströmventil und dessen Regelung wurde durch zwei vertikale, mit Wasser gefüllte Rohre ersetzt. Nach dem Pumpenstart wird Luft aus dem Kreislauf in das linke Rohr verdrängt. Die aufsteigenden Luftblasen würden eine Druckabsenkung am Rohrboden bewirken. Um dies zu vermeiden, ist ein zweites Rohr mit derselben Randbedingung parallelgeschaltet. Die Höhe der Wassersäule erzeugt einen Schweredruck, der dem Öffnungsdruck des Ventils entspricht.
- Der Speicher wurde durch zwei entsprechende Randbedingungen ersetzt.

Die Simulation wurde bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 durchgeführt. Die Anfangstemperatur aller Elemente wurde auf 60°C gesetzt. Die Pumpe wird 100 s nach Simulationsbeginn gestartet und zum Simulationszeitpunkt 840 s wieder gestoppt. Die Simulationsdauer beträgt 1320 s.

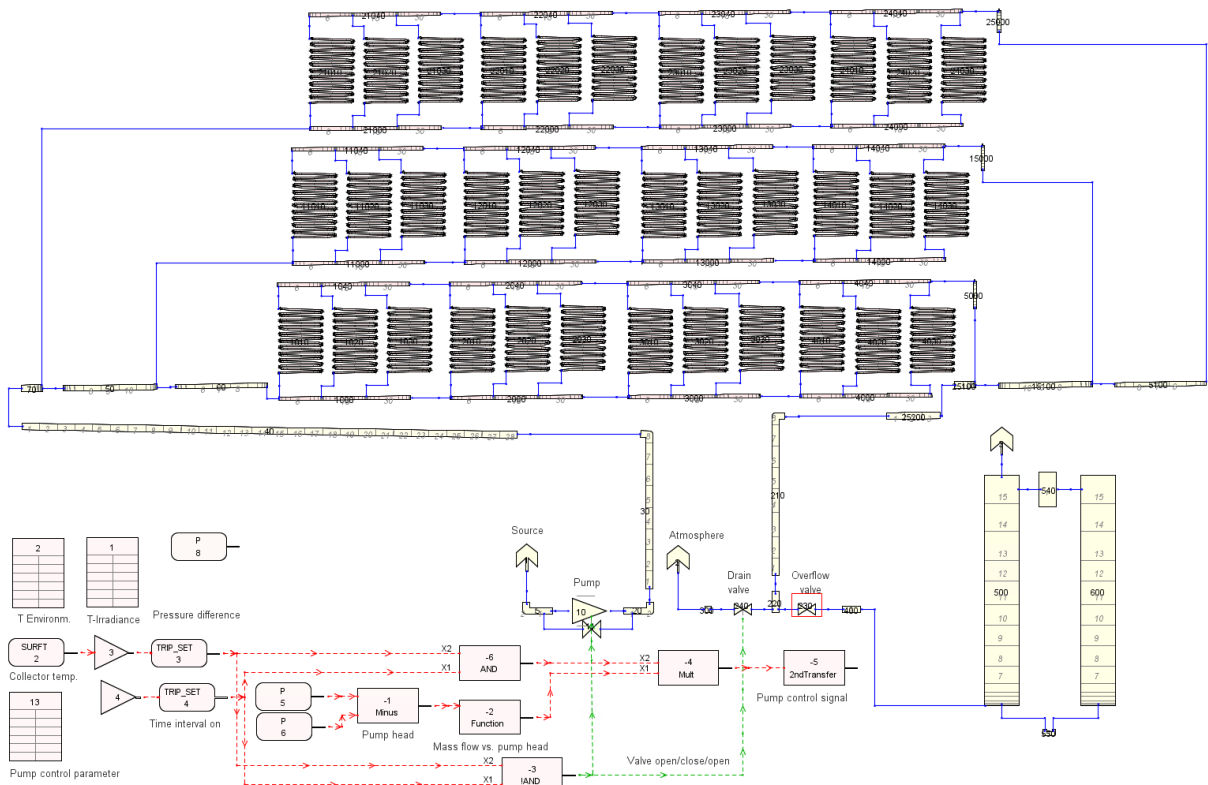


Abbildung 80: Dreireihiges Kollektorfeld mit 12 Kollektoren des Typs Cobra 4° - Anschluss nach Tichelmann.

6.7 Befüllen der Anlage

Abbildung 81 zeigt den Druckverlauf am Kollektorausstritt (p_K), am Pumpenausstritt (p_P) und in der Vorlaufleitung (p_V) vor der Druckhochhaltung. Der Druck in der noch luftgefüllten Vorlaufleitung steigt rasch an und erreicht rund 150 s nach Simulationsbeginn den Gegendruck der Wassersäulen, die dem Öffnungsdruck des Überströmventils entsprechen. Ab etwa 280 s beginnt Wasser in die Vorlaufleitung zu strömen. Mit zunehmender Füllung der Vorlaufleitung macht sich der Schweredruck der Wassersäule bemerkbar und der Druck am Kollektorausstritt fällt entsprechend ab. Sobald die Vorlaufleitung vollständig gefüllt ist, kommt noch deren Druckverlust von 0.2 bar hinzu. Daher beträgt der Überdruck am Hochpunkt im stationären Betrieb mit 0.4 bar, das sind 0.2 bar über dem Druck, der durch das Überströmventil allein erzeugt wird.

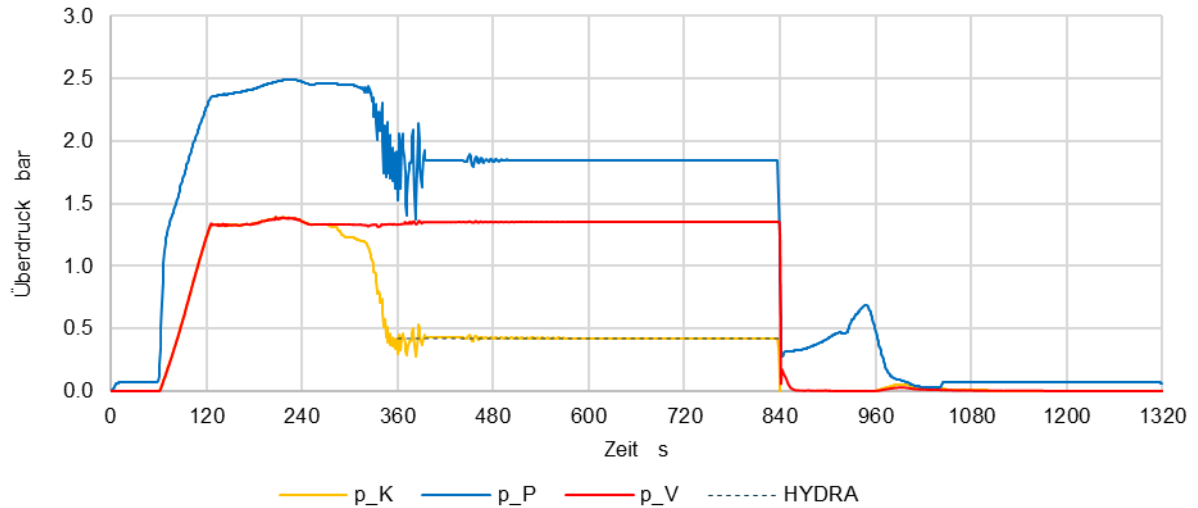


Abbildung 81: Überdruck am Kollektorausritt (p_K), am Pumpenausritt (p_P) und in der Vorlaufleitung vor der Druckhochhaltung (p_V).

Abbildung 82 zeigt die Massenströme in der Rücklaufleitung (RL) direkt am Pumpenausritt, in der Vorlaufleitung (VL) und in den vorlaufseitigen Reihenanschlussleitungen (RS) der drei Reihen. Beim Pumpenstart nach 100 s steigt der Massenstrom stark an und fällt über einen Zeitraum von 140 s auf einen Wert von 0.31 kg/s ab, der einem flächenspezifischen Durchfluss von 13 l/hm² entspricht. Dieser Wert liegt geringfügig unter dem Wert von rund 13.3 l/hm², den man aufgrund der Pumpenwahl erwarten würde. Der stationäre Massenstrom von 1.13 kg/s wird rund 390 s nach Pumpenstart erreicht. Der Massenstrom stimmt in praktischer Näherung mit dem Wert von 1.15 kg/s überein, der mit HYDRA berechnet wurde.

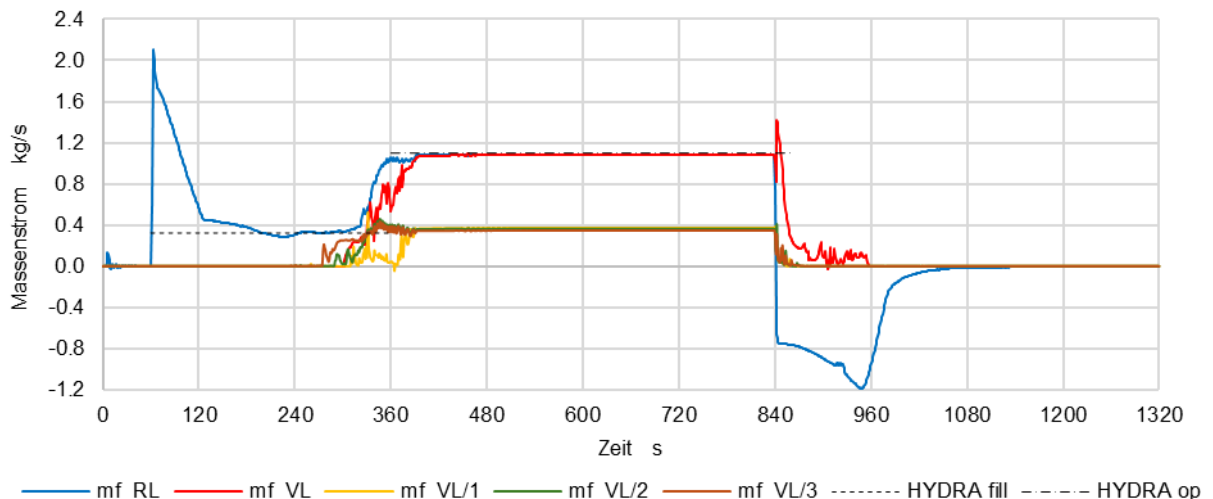


Abbildung 82: Massenströme in der Rücklaufleitung (RL), in der Vorlaufleitung (VL) und in den vorlaufseitigen Reihenanschlussleitungen (RS) der drei Reihen.

Abbildung 83 zeigt den zeitlichen Verlauf des Fluidinhaltes der Verteil- und Sammelleitungen. Es sind Leitungen von jeweils drei Kollektoren zusammengefasst. Nach Pumpenstart erreicht



das Wasser zuerst die Verteilungen der drei ersten Kollektoren der dritten Reihe (VL 1-3/3). Dies ist nach der in Abbildung 85 dargestellten Tichelmannschaltung zu erwarten. 80 s nach Pumpenstart bzw. beim Zeitpunkt 180 s sind die Verteilungen gefüllt. Die Befüllung der Absorber und der Sammelleitungen erfordert aufgrund des zunehmenden Druckverlustes mehr Zeit und ist etwa zum Zeitpunkt 420 s abgeschlossen.

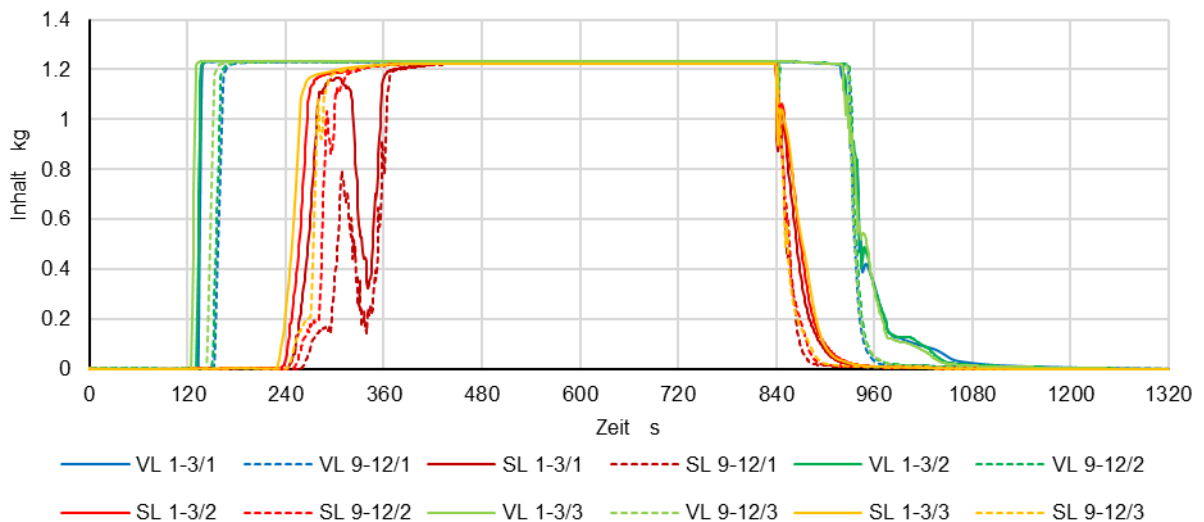


Abbildung 83: Masseninhalte der Verteil- und Sammelleitungen.

6.8 Stagnation

Auf Grund der langen Rechenzeiten wurde zur Untersuchung des Stagnationsverhaltens die Pumpe bereits nach 600 Sekunden ausgeschaltet. Die Simulation wurde für das Fallbeispiel nach Abbildung 64 mit einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 und einer Umgebungstemperatur von $30 \text{ }^\circ\text{C}$ durchgeführt. Abbildung 84 zeigt die Dampfleistung am Eintritt in die Vorlaufleitung (Pv_{VL}) und am Eintritt in die Rücklaufleitung (Pv_{RL}) als Funktion der Zeit. Ebenfalls dargestellt ist der entsprechende linearisierte Verlauf der Dampfleistung (Pv_{sim}). Der linearisierte Verlauf (Pv_{exp}) wurde durch Kalibrierung des Verlaufs Pv_{sim} mit dem Faktor nach Gleichung (30) erzeugt.

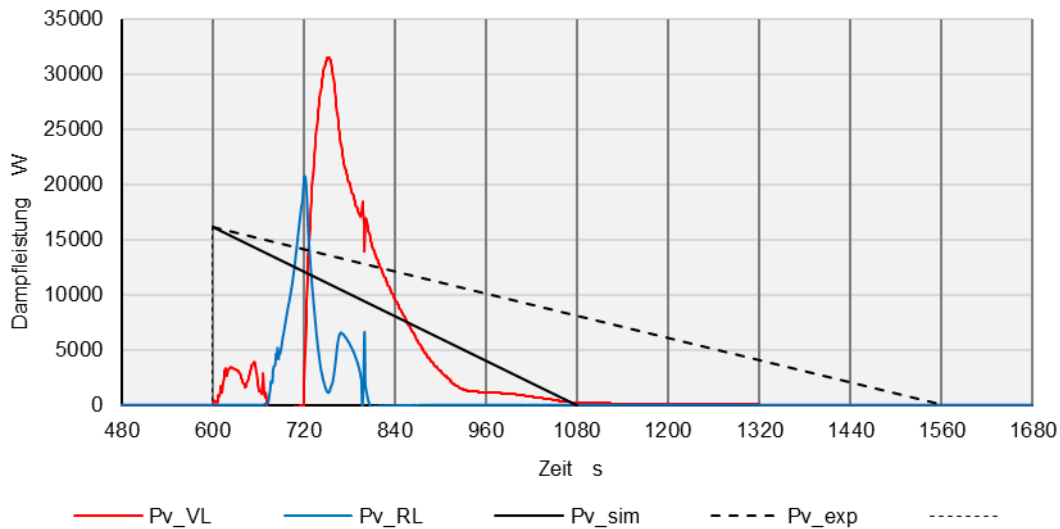


Abbildung 84: Dampfleistungen als Funktion der Zeit für das Fallbeispiel mit 3x12 Kollektoren. Pumpenstopp bei 600 Sekunden.

Um die Abhängigkeit der Dampfleistung von der Anzahl Kollektorreihen und der Anzahl Kollektoren pro Reihe zu ermitteln, wurde eine einreihige Anlage mit nur sechs Kollektoren nach Abbildung 85 modelliert. Die Rohrquerschnitte und die Rohrlängen wurden entsprechend angepasst. Pumpenleistung wurde für denselben spezifischen Durchfluss angepasst.

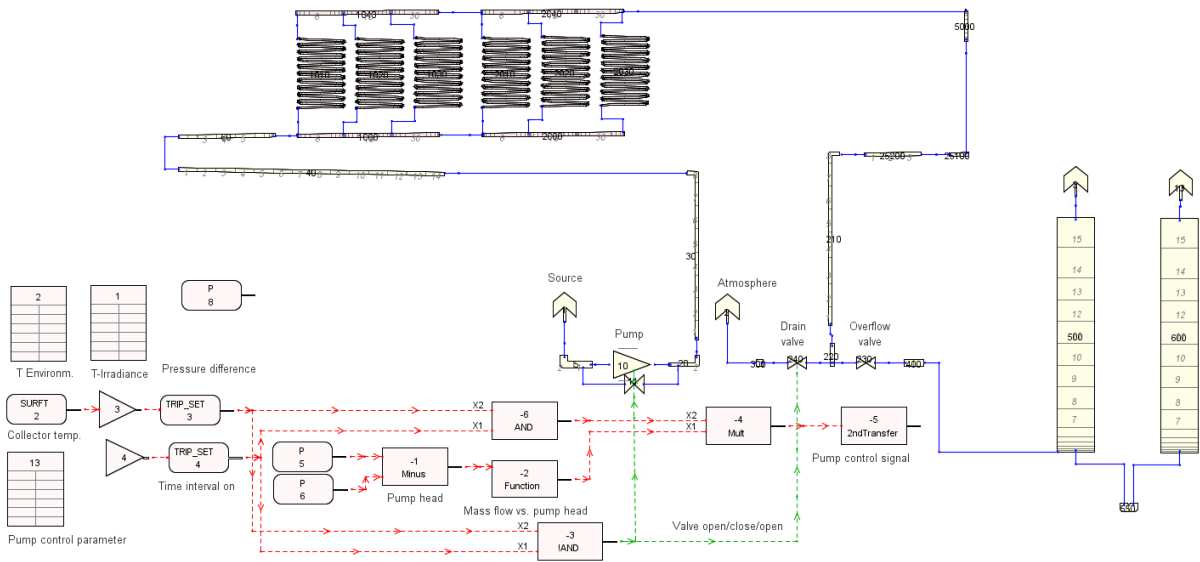


Abbildung 85: Einreihiges Kollektorfeld mit 6 Kollektoren des Typs Cobra 4° - Anschluss nach Tichelmann.

Abbildung 86 zeigt die Dampfleistungen für das Fallbeispiel mit 1x6 Kollektoren. Aus den Simulationsdaten wurden die Modellparameter der Gleichung (31) generiert.

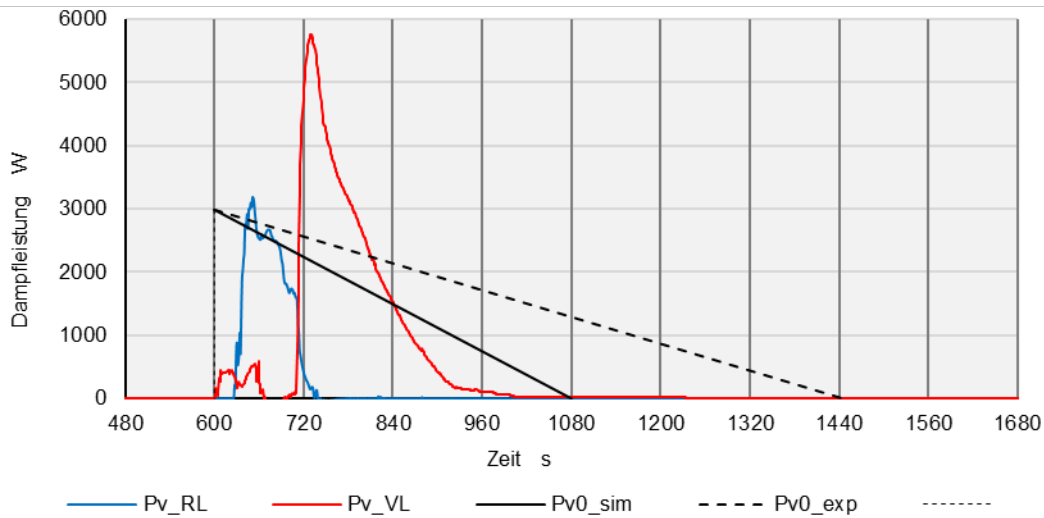


Abbildung 86: Dampfleistungen als Funktion der Zeit für das Fallbeispiel mit 1x6 Kollektoren.

Die blaue Kurve (Pv_RL) und die rote Kurve (Pv_VL) stellen die Dampfleistung am rücklauf- bzw. vorlaufseitigem Anschluss des Kollektorfeldes dar. Um das lineare Modell der Dampfleistung zu erzeugen, wurde der Beginn der Verdampfung (dünne gestrichelte Linie) auf 600 Sekunden und das Ende der Verdampfung 1080 Sekunden festgelegt. Die ausgezogene schwarze Linie (Pv0_sim) entspricht dem linearisierten Modell, basierend auf den Simulationsergebnissen. Die schwarze gestrichelte Linie (Pv0_exp) stellt das praktische Modell dar, das anhand der Versuchsergebnisse kalibriert wurde.



7 Gestaltungshinweise für das Drainback-Konzept mit atmosphärisch offenem Speicher

In den nachstehenden Kapiteln werden die wichtigsten Resultate aus den Laborversuchen und den thermohydraulischen Simulationen zusammengefasst, welche bei der Auslegung einer atmosphärisch offenen Drainback-Anlage gemäss Abbildung 87 mit Wasser als Wärmeträgermedium berücksichtigt werden müssen.

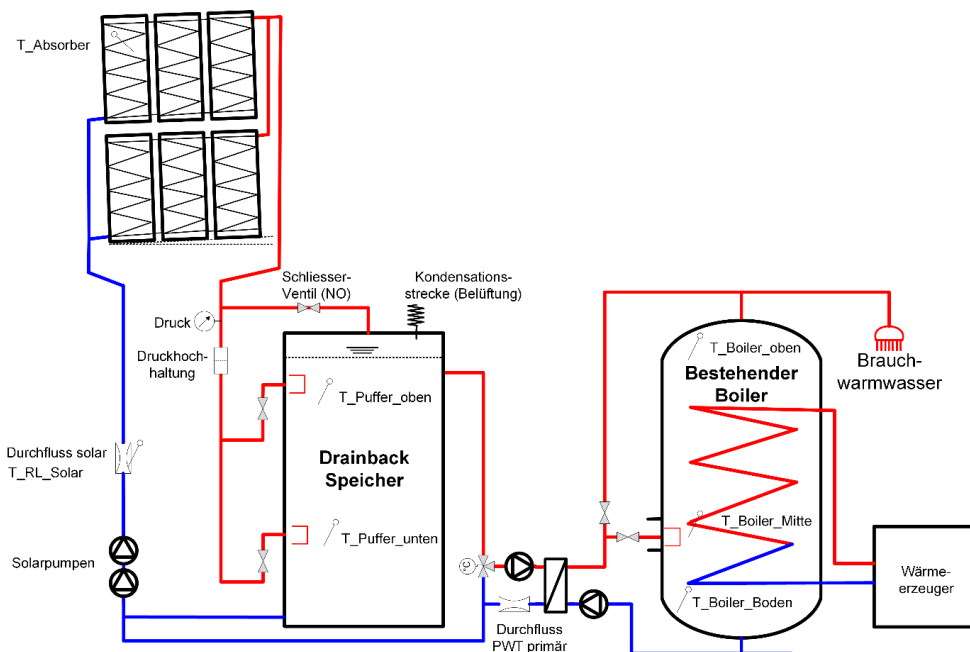


Abbildung 87: Schema des DB-Systems und der Einbindung an einen bestehenden Warmwasser-Boiler. Darstellung aller benötigten hydraulischen Komponenten und Messfühler.

7.1 Kollektoren und Kollektorfeld

Um Frostschäden und Stagnationsprobleme zu vermeiden, muss der Solarkreis ausserhalb des Dämmperimeters gut entleerbar sein, d.h. das Fluid muss aus Kollektoren und Feldverrohrung Richtung Technikraum ablaufen können. Dies bedeutet:

- Die Verteil- und Sammelleitungen der Kollektoren müssen um 1 bis 2 Grad geneigt sein. Bei Kollektoren mit integrierten Kollektorreihen bedeutet dies, dass die Kollektorreihen um 1 bis 2 Grad geneigt sein müssen.
- Die Mäanderrohre der Absorber müssen mindestens 1 Grad Gefälle haben.

Damit der Betrieb effizient ist und partielle Stagnation verhindert wird, muss das Kollektorfeld rasch und zuverlässig befüllt und entlüftet werden können. Diese Forderung hat Einfluss auf die Netztopologie. Zwischen Flachdach- und Schrägdachmontage muss unterschieden werden:



Mehrreihiges Kollektorfeld auf Flachdach:

- Einzelne Reihen können einseitig oder nach Tichelmann angeschlossen werden.
- Mehrere Reihen können einseitig oder nach Tichelmann angeschlossen werden.
- Der Einseitige Anschluss ist aus Kostengründen zu bevorzugen.

Mehrreihiges Kollektorfeld auf Schrägdach oder in Fassade:

- Einzelne Reihen können einseitig oder nach Tichelmann angeschlossen werden.
- Mehrere Reihen parallel: Der Anschluss nach Tichelmann ist zwingend.

Beim einseitigen Anschluss mehrerer Reihen würde die Befüllung und Entlüftung wesentlich länger dauern. In dieser Zeit kann partielle Stagnation auftreten mit möglichen Folgeerscheinungen:

- Die betroffene Kollektorreihe kann dauerhaft ausser Betrieb sein, was die thermische Leistung des Kollektorfeldes schmälert.
- Durch Flüssigkeitsmassen begrenzte Dampfvolumen können infolge von treibenden Druckdifferenzen in Bereiche des Kreislaufs geraten, deren Temperatur deutlich unter der Sättigungstemperatur liegt. Die Dampfvolumen würden kollabieren und die benachbarten Flüssigkeitssäulen zusammenprallen. Der dabei entstehende Druckstoss und der Impulsübertrag auf das Rohr kann zu Rohrbrüchen, Undichten Verbindungen und weiteren mechanischen Schäden führen.

7.2 Gestaltung des Kreislaufes

Um Frostschäden und Stagnationsprobleme zu vermeiden, muss das Kollektorfeld gut entleerbar sein, d.h. das Fluid muss aus Kollektoren und Feldverrohrung Richtung Solarspeicher ablaufen können. Ausserdem muss der geeignete Rohrwerkstoff eingesetzt werden:

- Leitungen müssen mindestens um 1 Grad geneigt sein.
- Reihenanschlussleitungen und Feldleitungen zur Verbindung der Reihen müssen aus Kupfer oder Edelstahl bestehen.
- Vorlauf- und Rücklaufleitungen dürfen ausserhalb des Dämmperimeters des Gebäudes aus PE-RT bestehen⁵. Innerhalb des Dämmperimeters können zudem Alu-Kunststoff-Verbundrohre eingesetzt werden (da einfacher verlegbar)⁶.
- Beim Pumpenhersteller muss schriftlich geklärt werden, ob der freilaufende Turbinenbetrieb bei der Entleerung erlaubt ist.
- Falls der freilaufende Turbinenbetrieb nicht erlaubt ist

⁵ PE-RT: Polyethylen «raised temperature», also PE, das gemäss Hersteller erhöhten Temperaturen ausgesetzt werden kann.

⁶ Details zur Beständigkeit von Rohrleitungen aus Kunststoff und aus Verbundmaterial in Solarkreisen siehe Philippen et al. (2020)



- muss die Pumpe durch einen Bypass mit stromlos offenem Motorhahn überbrückt werden.
- muss auf der Druckseite der Pumpe ein Rückschlagventil angeordnet sein.

Der Speicher dient als Drainbackgefäss und hat eine Verbindung zur Atmosphäre. Daher herrscht im Gasraum des Speichers Atmosphärendruck. Um den effizienten Betrieb sicherzustellen und um partielle Stagnation zu verhindern, müssen folgende Gestaltungsregeln eingehalten werden:

- Die Belüftungsleitung muss am Hochpunkt des Speichers angeschlossen sein und eine Steigung von mindestens 1 Grad in Richtung Vorlaufleitung haben.
- In der Belüftungsleitung muss ein Motorkugelhahn mit demselben Querschnitt angeordnet sein. Der Motorkugelhahn muss innert wenigen Sekunden vollständig öffnen und stromlos offen sein.
- In der Vorlaufleitung muss ein Überströmventil angeordnet sein. Der Einbauort ist unterhalb des Anschlusses der Belüftungsleitung.
- Das Überströmventil muss so eingestellt werden, dass der Betriebsdruck am Hochpunkt der Anlage im vorgesehenen Durchflussbereich mindestens 0.2 bar über dem Atmosphärendruck liegt.
- Die Speicheröffnung zur Atmosphäre sollte eine Kondensationsstrecke enthalten, um den Wasserverlust bei Temperaturänderungen des Speicherwassers und bei Dampfaufkommen zu reduzieren. Bei den Anlagengrößen wie untersucht, kann die Kondensationsstrecke z.B. eine Kupferrohrwendel von 3 m Länge mit Rohrdurchmesser 5 mm sein.

7.3 Betrieb/Steuerung

Der Betrieb des DBS muss so erfolgen, dass die Anlage automatisch entleeren kann, wenn Verdampfungstemperaturen erreicht werden oder wenn das Kollektorfeld droht, zu vereisen (da Wasser als Wärmeträgermedium eingesetzt wird). Ausserdem müssen Luft resp. Gase im Betrieb aus dem Solarkreis entfernt und in den Solarspeicher eingebracht werden können. Details zu den Besonderheiten der Anlagensteuerung des vorliegenden Konzepts eines DBS, siehe Kapitel 2.4.

7.4 Vorgehen bei der Anlagenplanung

Häufig ergibt sich durch den spezifischen Anwendungsfall die Anforderung an die Leistung des Kollektorfeldes. Die erforderliche Kollektorfläche und das benötigte Speichervolumen können beispielsweise mit Polysun⁷ oder mit dem Solardachrechner⁸ bestimmt werden. Anschliessend wird die Anlage im Detail geplant. Abbildung 88 zeigt die wichtigsten Schritte bei der Planung einer Drainbackanlage.

⁷ <https://www.velasolaris.com>

⁸ <https://www.swissolar.ch/de/angebot/tools-und-vorlagen/solarrechner>

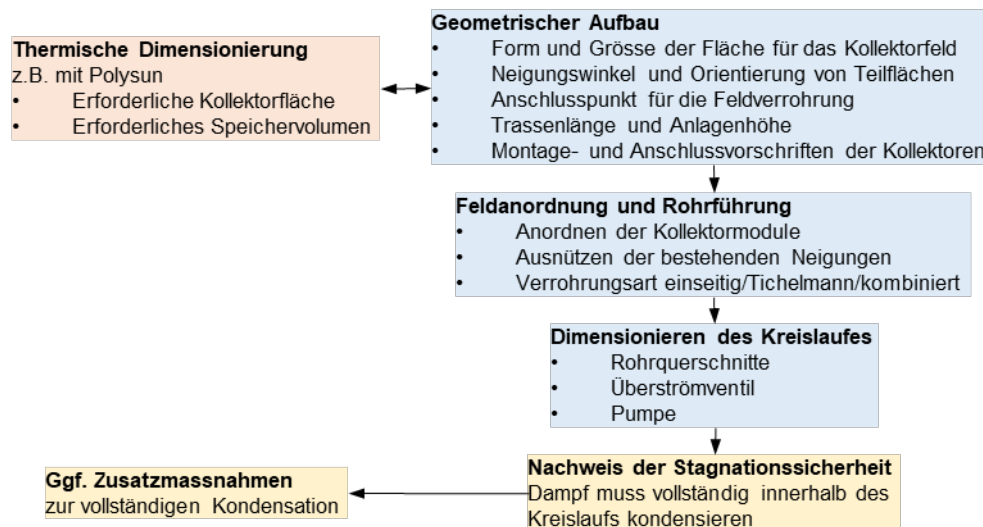


Abbildung 88: Ablauf bei der Planung einer Drainback-Anlage.

7.4.1 Geometrischer Aufbau der Anlage

Nach der Bestimmung von Kollektorfläche und Speichervolumen müssen im nächsten Schritt die Randbedingungen für den Aufbau der Anlage geklärt werden. Dazu gehören die erforderlichen Daten der Fläche, auf der das Kollektorfeld installiert werden soll, die Anlagengrösse und die Montagevorschriften der Kollektoren:

- Flächeninhalt, Geometrie und Orientierung bezogen auf die Südrichtung
- Neigungswinkel aller Teilbereiche dieser Fläche sowie deren Flächeninhalt, Geometrie und Gefällerrichtung bezogen auf die Südrichtung.
- Anschlusspunkt für die Feldverrohrung bzw. oberes Ende der Steigzone
- Trassenlänge zwischen Speicher und dem oberen Ende der Steigzone
- Höhendifferenz zwischen dem Boden des Technikraums und dem Hochpunkt der Anlage.
- Volumen und Höhe des Speichers, sowie das Niveau des Wasserspiegels bezüglich Boden des Technikraums.
- Bei Flachkollektoren mit integrierten Verteil- und Sammelleitungen ist durch die Bauweise meist vorgegeben, ob Kollektorreihen einseitig oder nach Tichelmann angeschlossen werden müssen. Ziel ist, nicht durchströmte Verteil- und Sammelleitungen zu vermeiden.

7.4.2 Feldanordnung und Rohrführung

Basierend auf diesen Informationen kann die Anordnung der Kollektorreihen geplant werden. Hierbei müssen folgende Kriterien beachtet werden:

- Kollektorreihen und Rohre müssen Gefälle haben. Es ist daher ästhetisch und bautechnisch günstig, nach Möglichkeit das bestehende Gefälle zu nutzen.



- Die Kollektorreihen sollen so angeordnet werden, dass die Feldverrohrung möglichst einfach und kostengünstig ist.
- Alle Rohrleitungen müssen ein Gefälle von mindestens 1 Grad in Richtung Technikraum haben.
- Die Feldverrohrung bis zum oberen Ende der Steigzone soll durch Kupfer- oder Edelstahlrohre ausgeführt werden. Bei diesen lässt sich die Neigung gut definieren.

7.4.3 Dimensionieren des Kreislaufes

Die Dimensionierung der Rohrquerschnitte, des Überströmventils und der Pumpe kann bequem mit HYDRA ausgeführt werden:

- Die Rohrquerschnitte sollen so gewählt werden, dass die Fliessgeschwindigkeiten zwischen 0.4 und 1 m/s liegen.
- Der Öffnungsdruck des Überströmventils muss so eingestellt werden, dass der Überdruck am Hochpunkt (ohne Berücksichtigung des vorlaufseitigen Rohrreibungsverlustes) mindestens 0.2 bar beträgt. Dies geschieht bei der Inbetriebnahme mit Hilfe eines Manometers, das auf der Druckseite des Überströmventils eingebaut ist. Der Durchfluss soll dazu auf den minimalen Wert eingestellt werden, der noch eine zuverlässige Selbstentlüftung gewährleistet. Dann kann der Druckverlust in der Vorlaufleitung vernachlässigt werden. Am Überströmventil wird der Druck von 0.2 bar plus hydrostatischer Druck gemäss Anlagenhöhe eingestellt. Dazu wird bei der Inbetriebnahme bei laufender Anlage mit minimaler Förderleistung ein Druck von 0.2 bar plus der hydrostatische Druck gemäss Anlagenhöhe mit Hilfe des eingebauten Manometers auf Höhe Überströmventil eingestellt.
- Damit das Kollektorfeld zuverlässig befüllt und entlüftet werden kann, muss die Fliessgeschwindigkeit in den nach unten führenden Reihenanschlussleitungen mindestens die Selbstentlüftungsgeschwindigkeit erreichen.
- In dieser Situation muss die Pumpe die Summe folgender Drücke überwinden: Die Wassersäule zwischen dem Wasserniveau im Speicher und dem Hochpunkt, die Druckverluste in der Rücklaufleitung und den Öffnungsdruck des Überströmventils. Als Resultat erhält man einen Betriebspunkt auf der Maximalkennlinie einer Pumpe, die noch gefunden werden muss.
- Einen zweiten Betriebspunkt auf der Maximalkennlinie erhält man durch stationäre Berechnung des Druckverlustes und des Gesamtmassenstromes beim gewünschten flächenspezifischen Durchfluss.
- Nun kann eine passende Pumpe aus Herstellerkatalogen ausgesucht werden. Diese Pumpe wird gemäss Abschnitt 6.4 modelliert und steht dann für weitere Rechnungen zur Verfügung.
- Anschliessend wird nachgeprüft, ob die Leistung der Pumpe ausreicht. Dazu wird der spezifische Durchfluss bei Maximaldrehzahl bestimmt. Als Randbedingung wählt man beispielsweise eine Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 , eine Umgebungstemperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ und eine Rücklaufftemperatur von $60 \text{ }^\circ\text{C}$.



- Für die Programmierung der Regelung muss ausserdem der Drehzahlparameter bei Minimaldrehzahl bekannt sein. Dazu Drehzahlparameter so lange reduziert, bis die Fließgeschwindigkeit in der Vorlaufleitung leicht über der Selbstlüftungsgeschwindigkeit liegt. Falls ein Betrieb mit tieferer Drehzahl gewünscht ist, muss der Regler die Drehzahl periodisch auf Maximaldrehzahl hochfahren, um Luftansammlungen zu beseitigen. (siehe Kapitel 3).
- Gleichzeitig wird anhand der Temperaturverteilung ermittelt, welche der Temperaturen am Kollektorausstritt bzw. am Austritt der Sammelleitung der Vorlauftemperatur am nächsten kommt. Am entsprechenden Ort soll der Kollektorfühler eingebaut werden.
- Anhand der Druckverteilung im Kollektorfeld kann nachgeprüft werden, ob die Einstellung des Überströmventils korrekt ist.

7.4.4 Nachweis der Stagnationssicherheit

Auch diese Aufgabe kann mit Hilfe von HYDRA gelöst werden. Es muss sichergestellt werden, dass bei Stagnation der Dampf innerhalb des Kreislaufs kondensieren kann.

- Dazu müssen die Wärmekapazitäten und die Wärmeverlustleistungen der Rohrleitungen und des Gasraumes im Speicher bestimmt werden. Dies geschieht durch Eingabe von Längen, Innendurchmessern, Wanddicken, Dämmstärken und Wärmeleitfähigkeiten.
- Anschliessend wird eine Simulation für extremale Randbedingungen durchgeführt, beispielsweise für eine Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 und eine Umgebungstemperatur von 30 °C . Als Resultat erhält man den Verlauf einer dimensionslosen Dampfreichweite.
 - Ein Maximalwert kleiner als Eins bedeutet, dass der Dampf innerhalb des Kreislaufs kondensiert.
 - Ein Maximalwert grösser als Eins bedeutet, dass Dampf aus der Belüftungsöffnung des Speichers austritt. Berechnet werden die Dampfleistung an der Belüftungsöffnung des Speichers und die Wassermenge, die dadurch verloren geht. In diesem Fall sind Zusatzmassnahmen erforderlich, beispielsweise ein Rohrwendel im oberen Speicherbereich, in dem der Dampf vollständig kondensieren kann. Dieser kann mit Hilfe gängiger Berechnungsmethoden (z.B. aus dem VDI Wärmeatlas) dimensioniert werden.

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Das im Projekt entwickelte Konzept einer Drainback-Anlage eignet sich insbesondere zur solarthermischen Nachrüstung von Warmwasser-Erzeugern in Mehrfamilienhäusern, wobei der bestehende Warmwasser-Boiler in der Regel weiterverwendet werden kann. Das Systemkonzept wurde mit Hilfe von thermohydraulischen Simulationen ausgelegt und im Labor erfolgreich demonstriert. Das Vorgehen bei der Anlagenauslegung u.a. mittels HYDRA ist detailliert beschrieben für die Anwendung durch Planer:innen.



Als Besonderheit ist die Anlage am Solarspeicher atmosphärisch offen, nutzt Wasser ohne Glykol als Wärmeträgermedium und kann mehrheitlich mit günstigen Kunststoffverbund-Rohrleitungen erstellt werden.

Wichtige Vorteile des vorliegenden DB-Anlagenkonzepts sind:

- **Weiternutzung Boiler:** Einfache Kopplung mit bestehendem Boiler via angepasstem Boiler-Wartungsflansch möglich (Kostensparnis durch Weiterverwendung von Boiler)
- **Erhöhte Substitution fossiler Wärmeerzeuger:** Rasche Beladung des Warmwasser-Boilers mit hohen Temperaturen und somit schneller und längere Verhinderung fossiler Beladung des Boilers
- **Platzbedarf:** Geringer Montageaufwand und Platzbedarf durch Integration des DB-Volumens in den Solarspeicher und Wegfall von Druckausgleichgefäss (da Anlage ohne Vordruck betrieben)
- **Einfache Montage:** Leichter, turgängiger, atmosphärisch offener Edelstahl-Speicher (leichte Einbringung, lange Nutzungsdauer), Aufbau des Solarkreises ab Speicher inkl. Steigleitungen aus Kunststoffverbund-Rohren mit werkzeugfrei montierbaren Steck-Fittings.
- **Kein Glykol:** Einsatz von Wasser als Wärmeträgermedium (Vorteile für Anlagen-effizienz, Kosten, Wartung, Ökologie)
- **Betriebssicherheit:** Überhitzungs- und Vereisungsschutz durch Drainback-Funktion (lange Nutzungsdauer wegen geringer thermischer Belastung der Materialien), Anlage bei korrekter Auslegung selbstentlüftend (keine durch Gase verblockten Kollektoren /Leitungen).

Die Analysen im Labor und mit Simulationen wurden mit relativ grossen Anlagenhöhen von 13 Metern und bei hohen Temperaturen im Solarkreis bis 95 °C durchgeführt und konzentrierten sich somit auf Rahmenbedingungen, bei denen ein sicherer Betrieb herausfordernd ist. Durch Einbau eines Überströmventils und der Möglichkeit, den Solarkreis vor der Entleerung mit Hilfe des Boilers zu kühlen, konnte die Dampfbildung im Betrieb verhindert und bei der Entleerung auf ein unproblematisches Mass reduziert werden. Sämtliche Funktionen für einen automatischen, effizienten und sicheren Betrieb sind in der Steuerungslogik hinterlegt worden.

Bei deutlich grösseren Anlagenhöhen, also grösserer vertikaler Distanz zwischen Wasserspiegel im Solarspeicher und Anlagenhochpunkt, als mit 13 Metern demonstriert, wird relevanter, dass die Solarkreisumpen beim vorgeschlagenen Konzept gegen das Überströmventil arbeiten. Somit ist der Stromverbrauch der Pumpen erhöht im Vergleich zu Anlagen mit Vordruck. Bei grösseren Anlagenhöhen sollte der Solarkreis mit Vorteil druckbeaufschlagt sein. Dann müsste ein normaler, schwerer Pufferspeicher mit Klöpperböden und ein externes DB-Gefäss eingesetzt werden, da Typenzulassung von Speichern mit integriertem DB-Volumen sehr aufwändig und somit teuer sind. Die Vorteile des leichten Solarspeichers und des reduzierten Platzbedarfs wären bei einem druckbeaufschlagten System verloren, allerdings würde die Dampfbildung bei entsprechend grossem Vordruck nahezu vollständig unterbunden werden.

Mit dem Projekt SimplyDrain2 wurden Vorarbeiten für eine Markteinführung durch Dritte geleistet. Basierend auf den Ergebnissen kann das Projektteam eine Markteinführung unterstützen.



9 Literaturverzeichnis

- Choi, J., Pereyra, E., Sarica, C., Park, C., & Kang, J. (2012). An Efficient Drift-Flux Closure Relationship to Estimate Liquid Holdups of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes. *Energies*, 5(12), 5294–5306.
- Da Costa, F. P. (2025, Juli 29). *Stellungnahme zum freilaufenden Turbinenbetrieb von Pumpen mit Antriebsmotoren, deren Rotoren Permanentmagnete haben*. [Brief an Ralph Eismann].
- Dällenbach, M. (2015). *Selbstentlüftungsgeschwindigkeit von Wasser und Wasser-Glykol-Gemisch in glatten und gewellten Rohren* [Master Thesis]. Eidg. Technische Hochschule ETH.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes, 4th Edition*. Wiley.
- Eismann, R. (2017). *Thermohydraulische Dimensionierung von Solaranlagen: Theorie und Praxis der kostenoptimierenden Anlagenplanung*. Springer Vieweg.
- Eismann, R., & Genkinger, A. (2018). *HYDRA – Rohrnetzdimensionierung für Solaranlagen. Bedienungsanleitung mit Beispielen*. Institut Energie am Bau, Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW.
- Eismann, R., Hummel, S., & Giovannetti, F. (2021). A Thermal-Hydraulic Model for the Stagnation of Solar Thermal Systems with Flat-Plate Collector Arrays. *Energies*, 14(3), 733. <http://dx.doi.org/10.3390/en14030733>
- Glück, B. (1989). *Wärmeübetragung. Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren*. VEB Verlag für Bauwesen.
- Gülich, J. F. (2020). *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb* (5. Aufl.). Springer Verlag.
- International Organization for Standardization. (1999). *ISO 2533: Standard Atmosphere*. International Organization for Standardization,.
- Jones, K., Rothe, J., & Dunsford, W. (2009). *Symbolic Nuclear Analysis Package (SNAP): Common application framework for engineering analysis (cafean) preprocessor plug-in application programming interface* [Software]. US Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Regulatory Research.
- Philippen, D., Caflisch, M., Brunold, S., & Haller, M. (2016). *ReSoTech – Reduktion der Marktpreise solarthermischer Anlagen durch neue technologische Ansätze – Teil 1: Potenzialanalyse und Lösungsansätze* (Im Auftrag des Bundesamts für Energie BFE) [Schlussbericht]. SPF Institut für Solartechnik. <https://www.aramis.admin.ch/Dokument.aspx?DocumentID=35218>
- Philippen, D., Kundert, S., Eicher, S., Guillaume, M., Eismann, R., & Genkinger, A. (2021). *SimplyDrain—Simplest solar drainback systems as add-on for DHW preparation in multifamily houses* [Final Report]. Bundesamt für Energie BFE, Bern.
- Philippen, D., Zenhäusern, D., Voirol, A., Dudita, M., Haberl, R., Leuenberger, L., Ying, V. T. H., Maricar, S. M. L., Haller, M., & Brunold, S. (2020). *ReSoTech 2 – Reduktion der Marktpreise solarthermischer Anlagen durch neue technologische Ansätze* (Im Auftrag des Bundesamts für Energie BFE) [Schlussbericht]. SPF Institut für Solartechnik. <https://www.aramis.admin.ch/Dokument.aspx?DocumentID=65866>



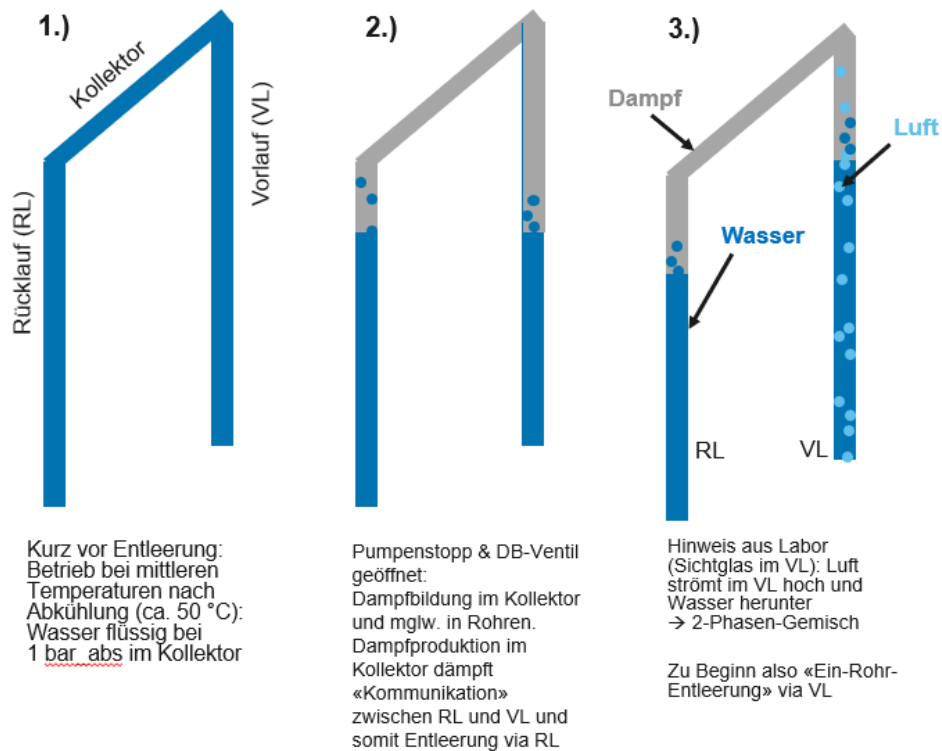
Ramamurthi, K., & Sunil Kumar, S. (2001). Collapse of vapor locks by condensation over moving subcooled liquid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(15), 2983–2994. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00325-2](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00325-2)

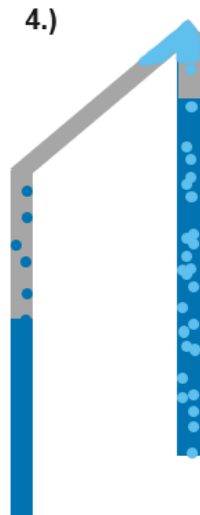
U. S. NRC. (2007). *TRACE V5.0 Theory Manual. Field Equations, Solution Methods, and Physical Models*. Division of Risk Assessment and Special Projects, Office of Nuclear Regulatory Research, US Nuclear Regulatory Commission.



Annex

Möglicherweise auftretende Phasen (1 - 5) bei der Entleerung des Solarkreises. Ein Dampfaufkommen im solaren VL bis hin zum Speicheranschluss kann demnach via Weg 5b entstehen.

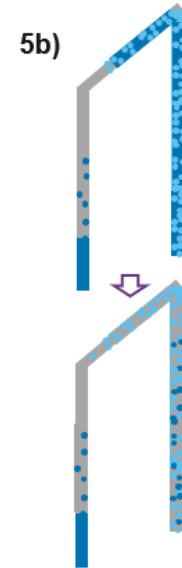




Wassersäule in VL wird kürzer, ihre Dichte nimmt ab und sie steigt auf, da von schwererer Säule im RL hochgezogen. Dampf kondensiert (u.a.) im RL-Rohr, Luft sammelt sich im Kollektor



Entleerung ohne Dampfeintrag via VL bis Speicher



Entleerung mit Dampfeintrag via VL bis Speicher: VL-Auftrieb («Luftheberpumpe») und RL-Sog reißen Wasser-Luft-Gemisch in die Kollektoren → in der Folge starke Dampfbildung