

Diese Arbeit wurde vorgelegt am  
Lehrstuhl für Solartechnik  
und Institut für Solarforschung  
des Deutschen Zentrums  
für Luft und Raumfahrt - DLR  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. R. Pitz-Paal  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernhard Hoffschmidt  
- Fakultät für Maschinenwesen -

## **Bachelorarbeit**

Modellierung und Simulation eines neuen Betriebsverfahrens für  
Parabolrinnen-Kraftwerke mit Salzschnmelze als Wärmeträgermedium

Verfasser:

Sebastian Felix Kürsch

Betreuer:

Dipl.-Ing. Martin Eickhoff (DLR Almeria, Spanien)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Pitz-Paal (DLR Köln)

Aachen, 01. Oktober 2015

Bachelorarbeit  
von  
Herrn Sebastian Kürsch

Aufgabenstellung

Das DLR hat ein neues Betriebsverfahren für solarthermische Kraftwerke mit Salzschnmelze als Wärmeträgermedium entwickelt, um nächtliche Wärmeverluste zu minimieren. Bei diesem Verfahren werden die Solarfeldleitungen abends entleert und am nächsten Morgen durch Einleiten von heißer Luft und gleichzeitigem Teilfokussieren der Parabolrinnenkollektoren soweit vorgewärmt, dass die Salzschnmelze ohne einfrieren erneut in die Solarfeldleitungen gepumpt werden kann.

In dieser Arbeit soll die morgendliche Vorwärmung des neu entwickelten Betriebsverfahrens modelliert und simuliert werden. Dazu wird das neue Vorwärmverfahren durch ein grundlegendes thermodynamisches Modell abgebildet und durch ein numerisches Lösungsverfahren auf Basis der Differenzialgleichungen gelöst. Anschließend kann durch Simulation das zeitliche Verhalten der Temperaturgradienten beim Vorwärmprozess abgeschätzt werden. Die Simulationsergebnisse werden durch praktische Aufwärmversuche an der DISS (Direct Solar Steam) Testanlage verifiziert. Abschließend soll die Simulation eines kompletten Solarfeldes mit Hilfe des validierten Simulationsprogrammes stattfinden.

Betreuer der Arbeit: Dipl.-Ing. Martin Eickhoff

Tag der Abgabe: 01. Oktober 2015

## Erklärung

Hiermit versichere ich, dass die vorliegende Arbeit selbstständig angefertigt habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet. Wörtliche wie inhaltliche Zitate habe ich vollständig als solche kenntlich gemacht.

Ich erkläre mich hiermit einverstanden, dass die vorliegende Arbeit in der Lehrstuhl-/Institutsbibliothek aufbewahrt wird und kopiert werden darf und habe keine Einwände gegen eine Veröffentlichung der gesamten Arbeit oder von einzelnen Teilen daraus.

Ich bin damit einverstanden, dass die RWTH Aachen und das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) folgende Daten zu meiner Person im Internet veröffentlicht: Name, Vorname, Titel der Arbeit

Mir ist bekannt,

- dass ich diese Einwilligung jederzeit schriftlich mit Wirkung für die Zukunft widerrufen kann und meine elektronisch gespeicherten Daten unverzüglich gelöscht werden müssen und
- das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) bei Widerruf meiner Einwilligung verpflichtet ist, mein Werk aus der Bibliothek des Instituts/Lehrstuhls zu entfernen.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift

---

# Inhaltsverzeichnis

1	Motivation .....	7
2	Grundlagen.....	9
2.1	Aufbau und grundlegendes Design des solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks .....	9
2.1.1	Aufbau .....	9
2.1.2	Normalbetrieb .....	10
2.1.3	Solarfeld-Entleerung .....	12
2.1.4	Vorwärmung der Zu-, Ein- und Austrittsleitungen .....	13
2.1.5	Solare Vorwärmung der Absorberrohre .....	15
2.1.6	Solarfeldbefüllung .....	16
2.2	Aufbau und Funktion einer Parabolrinne .....	19
2.3	Aufbau und Auslegung der Headerleitungen.....	21
2.4	Stoffeigenschaften der Luft.....	23
2.5	Kennzahlen .....	25
2.5.1	Reynoldszahl .....	26
2.5.2	Prandtlzahl.....	27
2.5.3	Nußeltzahl.....	27
2.6	Wärmeübertragung.....	28
2.6.1	Wärmetransportmechanismen.....	28
2.6.2	Wärmeübergangszahl.....	30
2.6.3	Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten.....	31
2.7	Die dynamischen Differenzialgleichungen.....	33
2.7.1	Massenbilanz.....	34
2.7.2	Impulsbilanz.....	35
2.7.3	Energiebilanzen .....	37
2.8	Druckverluste über Reduzierstücke.....	42

---

3	Methoden .....	44
3.1	Diskretisierung und Differenzenverfahren .....	44
3.2	Lineare Interpolation.....	47
3.3	Bisektion.....	47
4	Modellierung.....	49
4.1	Vorgehensweise .....	49
4.1.1	Wahl der Diskretisierung:.....	49
4.1.2	Programmablauf: .....	50
4.2	Gültigkeitsbereich der Simulation .....	53
4.2.1	Abweichung der Iteration: .....	53
4.2.2	Wärmeübergang: .....	54
4.2.3	Regelung der Fokussierung der Absorberrohre:.....	54
4.2.4	Eigenschaften der Kollektoren .....	55
4.3	Validierung der Simulation.....	56
4.3.1	Theoretische Vergleichsrechnung:.....	56
4.3.2	Experimentell: .....	56
4.3.3	Pumpengleichung: .....	59
5	Simulationsergebnisse .....	61
5.1	Validierung der Simulation anhand des Aufwärmvorgangs eines 100 m langen Absorberrohres an der DISS-Testanlage .....	61
5.2	Untersuchung des Aufwärmvorgangs der 1200 m Headerleitung .....	64
5.3	Untersuchung des Aufwärmvorgangs des kompletten Solarfeldes unter solarer Vorwärmung der Absorberrohre.....	72
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	88
7	Anhang.....	90
A.	Abmessungen der Abschnitte der Headerleitungen .....	90
B.	Rohrtabelle der Firma Woite GmbH .....	91
C.	Kaeser Kompressor Datenblatt .....	92

---

D.	Absorberrohr des Unternehmens Schott .....	95
8	Literaturverzeichnis .....	96

# 1 Motivation

Die Sonne ist die mit Abstand größte regenerative Energiequelle, deren Strahlungsenergie durch photovoltaische und solarthermische Anlagen genutzt werden kann. Das weltweite Potenzial für Solarkraftwerke ist enorm und für die nachhaltige Energieerzeugung von großer Bedeutung, da die auf der Erdoberfläche ankommende Energiemenge den weltweiten Primärenergiebedarf um das 10.000 fache übersteigt. [QUASCHNING]

Die Stromerzeugung mit Solarenergie hat jedoch den Nachteil, dass die nutzbare Energie von der Tageszeit bzw. dem Sonnenstand und der Witterung abhängig ist. Das stark schwankende Energieangebot aufgrund von Bewölkungsperioden und dem Wechsel von Tag und Nacht, führt zu einer ungesicherten und eingeschränkten Verfügbarkeit der Solarenergie. Somit eignen sich solarthermische Kraftwerke aus ökonomischen Gründen nur in Gebieten mit hoher Direktbestrahlung. Der Nachteil der Bereitstellung von Energie zu jeder Tageszeit kann jedoch durch Energiespeicherung in größerem Maßstab beseitigt werden.

In den bestehenden Solar Electric Generating System-Kraftwerken (SEGS) findet der Wärmetransport in einem sogenannten Zweikreissystem, bestehend aus dem Primär- und Sekundärkreislauf, statt. Im Primärkreislauf wird in den Absorberrohren der Parabolrinnenkollektoren ein Wärmeträgermedium (Thermoöl) bis kurz vor dem Siedepunkt erwärmt. Anschließend wird die Wärme über einen Dampferzeuger an einen Dampfturbinen-Kondensator-Kreislauf abgegeben (Sekundärkreislauf) und mit Hilfe der Turbine und des Generators Strom erzeugt. Obwohl die bestehenden Anlagen erfolgreich und zuverlässig betrieben werden, verspricht der Ersatz des Wärmeträgermediums durch ein Solarsalz, wie beispielsweise einer Mischung aus Natriumnitrat ( $\text{NaNO}_3$ ) und Kaliumnitrat ( $\text{KNO}_3$ ), den Vorteil, dass ein höherer Wirkungsgrad durch höhere Endtemperaturen erreicht wird.

Durch die Anhebung der oberen Prozesstemperatur und den Wegfall von zusätzlichen Pumpen und Wärmeübertragern am Speichersystem des Kraftwerks erwartet man eine Effizienzsteigerung und eine erhebliche Reduktion der Investitionen und Speicherkosten gegenüber der bisherigen Technologie. Zudem sind Salzschnmelzen kostengünstiger und umweltfreundlich. Durch die hohe Dichte

verringern sich die Pumpverluste und es wird eine effizientere Stromerzeugung bei stetiger Nennlast erreicht, da die Turbine vom Solarfeld entkoppelt arbeiten kann.

Neben diesen Vorzügen gibt es aber auch den Nachteil, dass Salzschnmelzen einen sehr hohen Gefrierpunkt (Schmelzpunkt) haben. Die am Abend in den nicht-bestrahlten Absorberrohren verbleibenden flüssigen Salze laufen Gefahr einzufrieren und könnten erhebliche Schäden an den Rohrleitungen, Dichtungen und Ventilen verursachen. Außerdem würden eingefrorene Rohrleitungen den Anlagenbetrieb am nächsten Morgen verhindern. Aus diesem Grund müssen die Solarfelder über Nacht und während Bewölkungsperioden aktiv beheizt werden, was die Wirtschaftlichkeit dieser neuartigen Technologie beachtlich senkt.

Das Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) untersucht zurzeit die Möglichkeit Salzschnmelzen in Parabolrinnenkraftwerken als Wärmeträgermedien einzusetzen. In der DLR-Abteilung Linienfokussierende Systeme konnte ein neues Betriebsverfahren entwickelt werden, welches diesen Nachteil beseitigt, indem die Salzschnmelze über Nacht in thermisch isolierte Speichertanks geleitet wird. Am nächsten Morgen soll, nach Vorwärmung der Solarfeldleitungen und insbesondere der solaren Vorwärmung der Absorberrohre, die heiße Salzschnmelze erneut ins Solarfeld gepumpt werden. Bei diesem Prozess sind jedoch äußerst große Absorberrohr-Temperaturgradienten zu vermeiden, um Materialschäden zu verhindern.

Die Untersuchung des dynamischen Verhaltens der Absorberrohrströmung und die Bewertung des Verhaltens der Temperaturgradienten, sind daher wichtige Schritte bei der Entwicklung von Parabolrinnen-Kraftwerken mit Solarsalz als Wärmeträgermedium.

Das neue Betriebsverfahren, bei dem heiße Luft zur Vorwärmung der Rohrleitungen verwendet wird, soll in dieser Arbeit durch ein grundlegendes thermodynamisches Modell abgebildet und durch ein numerisches Lösungsverfahren auf Basis der Differenzialgleichungen gelöst werden. Anschließend kann durch Simulation das zeitliche Verhalten der Temperaturgradienten beim Vorwärmprozess abgeschätzt werden. Die Simulationsergebnisse werden durch praktische Aufwärmversuche an der DISS (Direct Solar Steam) Testanlage der PSA (Plataforma Solar de Almeria, Spanien) verifiziert. Abschließend soll die Simulation eines kompletten Solarfeldes mit Hilfe des validierten Simulationsprogrammes stattfinden.



---

## 2 Grundlagen

In diesem Abschnitt wird auf die Grundlagen des Simulationsmodells eingegangen. Dazu gehören die nähere Beschreibung des neuen Betriebskonzepts der Anlage, sowie die Funktion und der Aufbau einer Parabolrinne. Außerdem wird auf die Herleitung der dynamischen Differenzialgleichungen anhand der Massen-, Impuls- und Energiebilanz unter Berücksichtigung der strömungs- und wärmetechnischen Vorgänge (Wärmeübergang, Druckverluste) eingegangen, die sich teilweise durch dimensionslose Kenngrößen ermitteln und beschreiben lassen.

### 2.1 Aufbau und grundlegendes Design des solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks

Im Folgenden soll ein solarthermisches Parabolrinnenkraftwerk, welches über Nacht entleert und morgens erneut befüllt wird, in seinem Design und Betriebsverhalten erläutert werden. Insgesamt ergeben sich fünf Betriebsphasen für das neue Kraftwerk:

1. Normalbetrieb
2. Solarfeld-Entleerung
3. Vorwärmung der Ein- und Austrittsleitungen
4. Solare Vorwärmung der Absorberrohre
5. Solarfeldbefüllung

Diese unterschiedlichen Betriebsphasen werden anhand vereinfachter Schaubilder und Schemata behandelt, welche die jeweilige momentan beschriebene Betriebsphase darstellen und zum besseren Verständnis des Konzepts und der Anlage beitragen sollen.

#### 2.1.1 Aufbau

Der Aufbau des solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks mit ablassbarer Salzschnmelze als Wärmeträgermedium ähnelt sehr stark dem eines konventionellen Parabolrinnenkraftwerks, das mit Thermoöl als Wärmeträgermedium arbeitet. Der

Unterschied liegt im neu entwickelten Betriebsverfahren und der Verwendung des Solarsalzes (60 %  $\text{NaNO}_3$  / 40 %  $\text{KNO}_3$ ) im Solarfeld, das gleichzeitig auch in den Speichertanks der Anlage zur Speicherung der Wärme Verwendung findet und auf Temperaturen von weit über 500 °C erhitzt werden kann. Die Verwendung von Salzschnmelze direkt im Solarfeld ermöglicht die Einsparung sowohl von Wärmeübertragern an den Speichern, die die Wärme des Thermoöls auf das Solarsalz zur Speicherung in den Speichertanks übertragen würden, als auch zusätzlichen Pumpen. Abbildung 2.1 zeigt schematisch das Kraftwerk bestehend aus dem Power-Block (Dampfturbine, Generator), den Speichertanks (Kalt- und Heißtank) für die Salzschnmelze und dem Solarfeld mit Zu- und Rückleitungen, den Headerleitungen und Kollektoren.

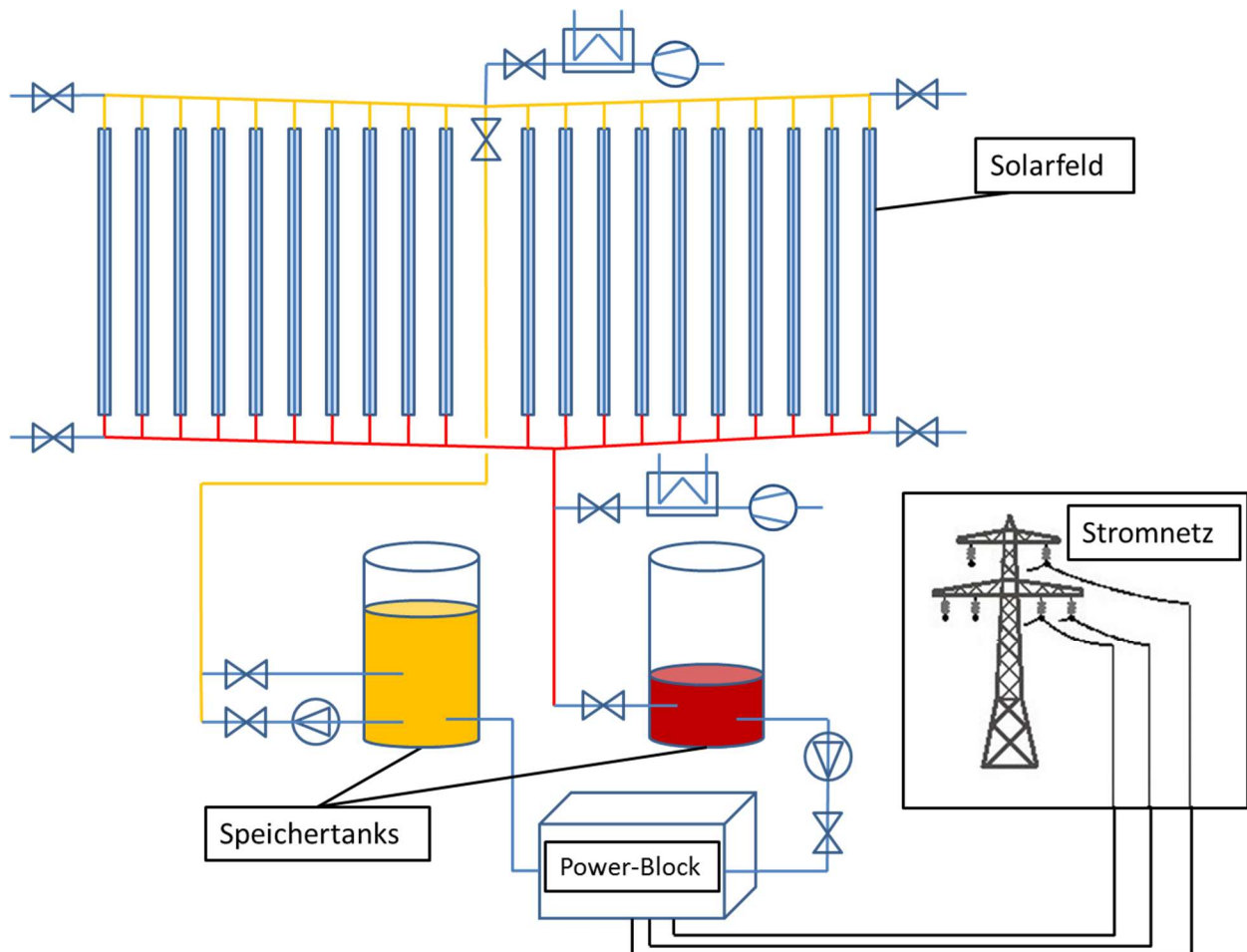


Abbildung 2.1: Solarkraftwerksschema

### 2.1.2 Normalbetrieb

Im Normalbetrieb (Abbildung 2.2) wird die für die Stromerzeugung benötigte thermische Energie bereitgestellt. Ausgehend von dem sogenannten Kalttank (KT)

wird das ca. 290 °C heiße, flüssige Solarsalz über die Solarfeldzuleitung (ZL) und die anschließende Eintrittsheaderleitung (H1) durch das fokussierte Solarfeld gepumpt und auf 560 °C erhitzt. Das Solarfeld besteht aus parallel geschalteten Fix-Fokus-Kollektoren (C). Mit einer Kollektorlänge von 1000 m und einer Aperturweite von 8 m, bildet ein einzelner Kollektor einen sogenannten Loop. Am Ende der Loops fließt das Solarsalz wieder in eine Sammelleitung, die Austrittsheaderleitung (H2), von wo aus es über die Rückleitung (RL) zum thermisch isolierten Heißtank (HT) geleitet und gespeichert wird. Die gespeicherte thermische Energie kann über einen Wärmeübertrager im Power Block an einen Wasser-Dampf-Kreislauf (Sekundärkreislauf) abgegeben und zur Stromerzeugung mit Hilfe einer Dampfturbine genutzt werden.

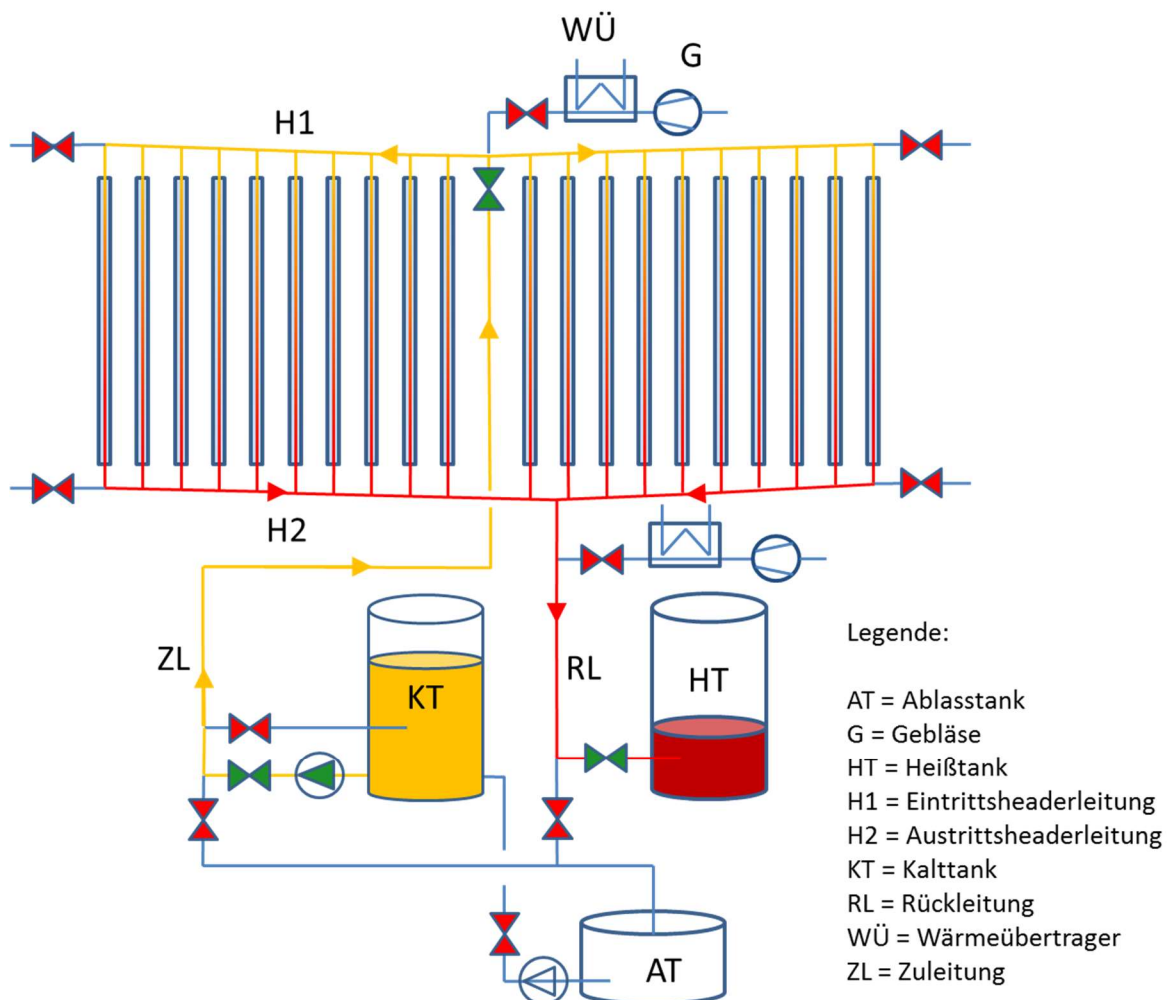


Abbildung 2.2: Normalbetrieb des Solarkraftwerks

### 2.1.3 Solarfeld-Entleerung

Da bei starken Bewölkungsperioden und in der Nacht, das Solarsalz aufgrund seines sehr hohen Schmelzpunktes von 230 °C, droht in den Leitungen zu gefrieren, wird dieses mit Hilfe von Druckluft in den Ablasstank (AT) geleitet und anschließend in den thermisch isolierten Kalttank zur vorrübergehenden Speicherung der Wärme gepumpt (Abbildung 2.3). Die Solarfeldentleerung wird durch eine leichte Neigung der Kollektoren begünstigt. Dabei wird das natürliche Gefälle des Geländes oder ein um 0,1 % künstlich erzeugtes Gefälle genutzt. Aufgrund der Neigung können die Kollektoren, sowie die ebenfalls zum Ablasstank geneigten Header- und Zuleitungen ausreichend schnell entleert werden. Wie das DLR in einigen Vorversuchen mit Hilfe eines Gebläses an einem mit Wasser gefüllten, um 0,1 % geneigten, 300 m langen PVC-Rohr zeigen konnte, lassen sich bei nur geringem Überdruck lange gerade Rohrleitungen minutenschnell entleeren. Wasser besitzt ein dem Solarsalz ähnliches Fließverhalten, sodass die mit Wasser erzielten Ergebnisse näherungsweise auch für Solarschmelze gelten.

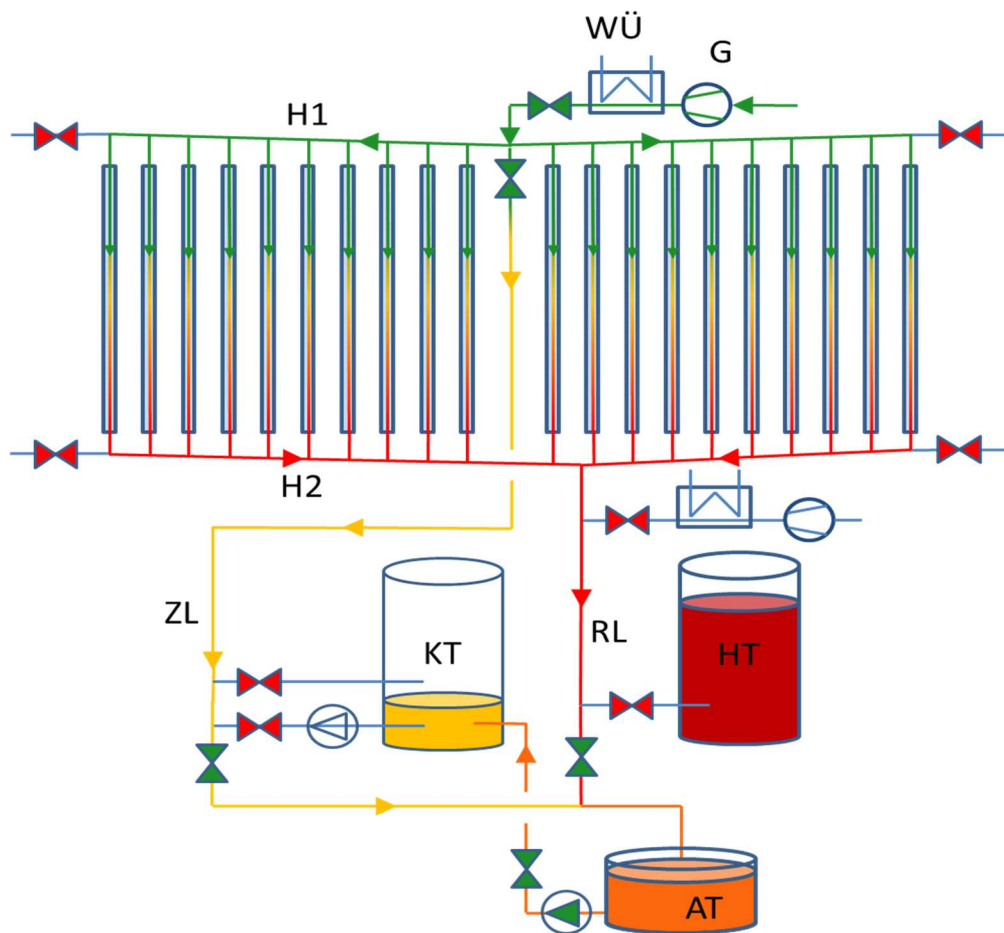


Abbildung 2.3: Ablassen der Salzsichelze

Aufgrund des durchgehenden Gefälles könnte der Ablaufprozess kurz vor Sonnenuntergang auch ohne Druckluft stattfinden, allerdings lässt sich dieser durch Verwendung eines Gebläses deutlich beschleunigen, sodass das Solarsalz aktiv durch die einströmende Luft aus den Rohrleitungen gedrückt bzw. davon mitgerissen wird.

#### 2.1.4 Vorwärmung der Zu-, Ein- und Austrittsleitungen

Die Auslegung der Zuleitung ist im Vergleich zu üblichen Aufbauten etwas abgeändert. Es ist eine im Rohr befindliche Rückföhrleitung integriert (IR), die die Solarfeldzuleitung durch Zirkulation des flüssigen Salzes über den Kalttank heiß hält, während die Anlage nicht in Betrieb ist. Die Zuleitung (wie auch die Rück- und Headerleitungen) ist mit einer 15 cm dicken Steinwolle-Isolierung versehen, sodass die Wärmeverluste über mehrere Stunden sehr gering sind. Das Salz zirkuliert mittels einer Pumpe vom Kalttank durch das innere Rohr IR bis ans Ende der Zuleitung und denselben Weg, zwischen Außenrohrwand der Zuleitung und IR, wieder zurück in den Kalttank (Abbildung 2.4). Die Zuleitung erfährt dadurch bei Betriebsstopp bzw. über Nacht keinen Temperaturabfall und braucht am nächsten Morgen nicht vorgewärmt zu werden, wodurch der Aufwärmprozess des gesamten Solarfeldes wesentlich kürzer dauert.

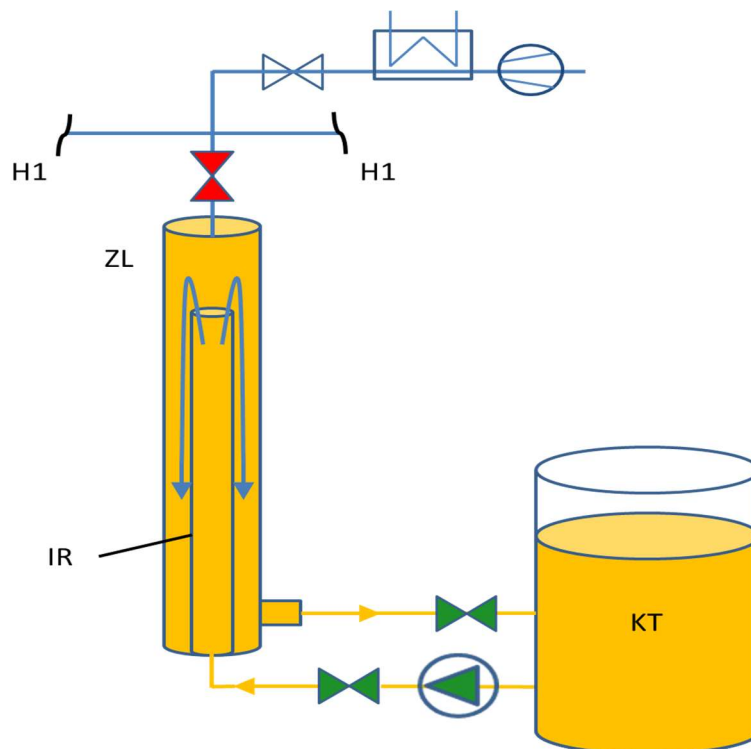


Abbildung 2.4: Zirkulation des Solarsalzes in der Zuleitung über den Kalttank

Beim Vorwärmprozess der Eintrittsheaderleitung soll durch ein am Ende der Zuleitung vorhandenes Gebläse (G), Umgebungsluft angesaugt und durch einen zusätzlich eingebrachten Wärmetauscher mit Hilfe des zirkulierenden Salzes in der Zuleitung oder einer Heizung (WÜ) auf 280 °C aufgeheizt werden (Abbildung 2.5). Die erwärmte Luft wird dann solange in die Headerleitung eingeblasen, bis sich am Ende der Leitung, wo die Luft über ein Ventil in die Umgebung ausströmt, die benötigte Rohrwandtemperatur von 240 °C unter stationären Bedingungen der Luftströmung einstellt. Gleichzeitig wird die Austrittsheaderleitung H2 vorgewärmt. Hier wird ebenfalls Umgebungsluft angesaugt, verdichtet und durch eine Heizung oder einen weiteren Wärmetauscher in Verbindung mit dem Kalttank aufgeheizt und in die Austrittsheaderleitung gepumpt. An dessen Ende strömt wieder über ein Ventil die Luft hinaus in die Umgebung. Kurz nachdem die Zieltemperatur 240 °C am Ende der Headerleitung erreicht wird, beginnt die solare Vorwärmung der Absorberrohre.

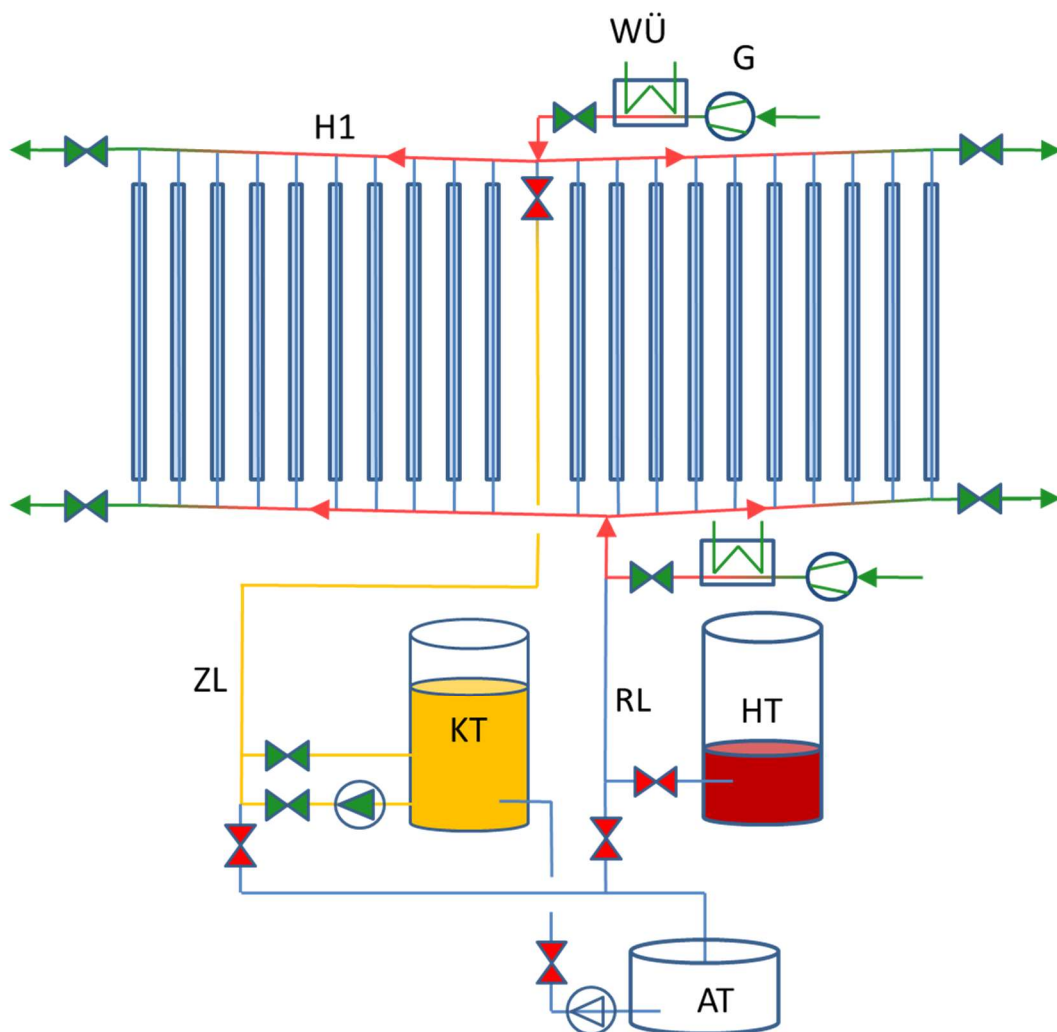


Abbildung 2.5: Vorwärmung der Zu- und Eintrittsheaderleitungen

Die ausströmende Luft aus beiden Headerleitungen wird nicht rezirkuliert, da sich der Wirkungsgrad des Gebläses durch die bereits aufgeheizte Luft extrem verschlechtern würde. Außerdem müssten an den Rohrenden zusätzliche lange Rückführleitungen für die Luft installiert werden, was zu weiteren Material- und Installationskosten führen und letztendlich kaum das Wärmeverlustverhalten der Anlage verbessern würde.

Da während des Aufwärmprozesses der Headerleitungen, die Ventile der Kollektorloops gegenüber der Eintrittsheaderleitung geschlossen sind, kann die Vorwärmung beider Headerleitungen gleichzeitig erfolgen.

### 2.1.5 Solare Vorwärmung der Absorberrohre

Bei Sonnenaufgang, kurz vor Abschluss der Vorwärmung der Austrittsheaderleitung, soll das Ventil am Ende der Leitung von H2 geschlossen und alle Ventile in den Kollektorloops geöffnet werden. Dadurch wird die Luft parallel über alle Absorberrohre der Kollektoren auf die Eintrittsheaderleitung umgelenkt und strömt aus dessen Ventil am Ende der Leitung (Abbildung 2.6). Während der Durchströmung der Kollektoren, werden diese teilfokussiert, was bedeutet, dass die Absorberrohre unter Einhaltung einer gewissen Wartezeit immer wieder durch den Fokus der konzentrierten Sonnenstrahlung gefahren werden und sich somit immer weiter erwärmen. Dabei wird kurzzeitig eine hohe Energiemenge eingestrahlt und von der Absorberrohrwand aufgenommen. Durch die einseitige Bestrahlung entstehen leichte Temperaturgradienten über dem Rohrumfang, welche sich während der Wartezeit zwischen den Durchfahrvorgängen durch Wärmeleitung über den Umfang und Wärmeaustausch mit der durchströmenden Luft und der Umgebung ausgleichen können. Nehmen die Absorberrohre mehr Energie durch eine höhere Direkteinstrahlung auf, entstehen höhere Temperaturgradienten, sodass eine längere Wartezeit einzuhalten ist bevor der nächste Durchfahrvorgang erfolgen kann. Durch Messungen der direkten Einstrahlung der Sonne, sowie der Temperaturmessung der im Rohr strömenden Luft, lassen sich optimale Wartezeiten berechnen und die Absorberrohre können dadurch schnell gefahrlos vorgewärmt werden.

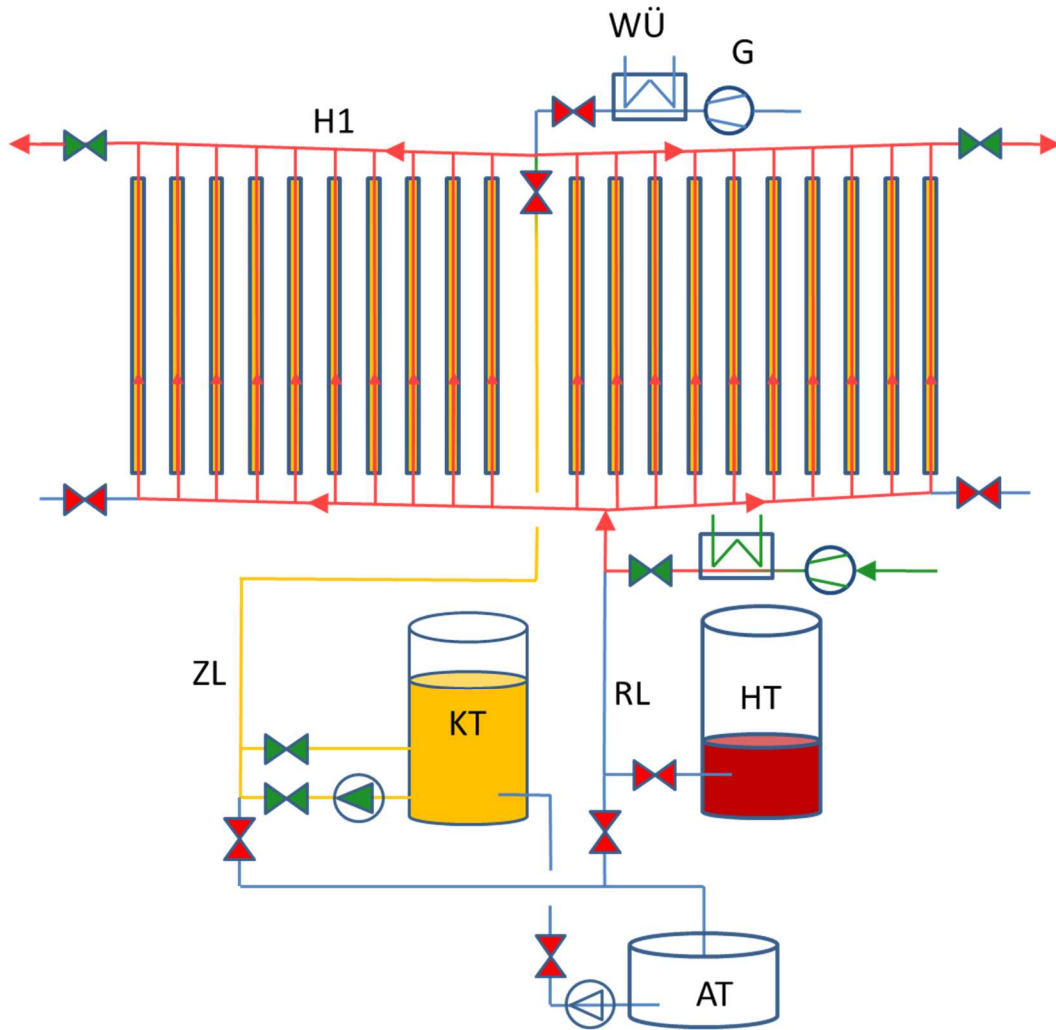


Abbildung 2.6: Solare Vorwärmung

### 2.1.6 Solarfeldbefüllung

Wenn eine ausreichende Vorwärmung der verschiedenen Rohrleitungen und der Absorberrohre des Solarfeldes vorliegt (Rohrwandtemperatur ist größer als die Salzschnmelztemperatur), kann die Solarfeldbefüllung beginnen. Bei den Header- und Solarfeldverbindungsleitungen kann zur Bestimmung des Vorwärmzustandes die Wandtemperatur direkt am Ende der Leitungen gemessen werden, weil diese Rohrleitungen mit Hilfe heißer Luft von vorne nach hinten aufgewärmt werden und die Temperatur am Rohrleitungsende immer die kälteste Stelle ist. Wird hier eine Temperatur erreicht, die über der Salz-Schnmelztemperatur liegt, dann ist auch garantiert, dass die gesamte Rohrleitung heißer als die Salzschnmelztemperatur ist.



Bei den Absorberrohren ist eine Temperaturmessung an den Wänden sehr kompliziert und aufwändig. Aus diesem Grund wird die Temperatur der Absorberrohre über die Lufttemperatur der im Rohr strömenden Luft abgeschätzt. Da der Wärmetransport beim solaren Vorwärmprozess von außen nach innen stattfindet, ist sichergestellt, dass die Absorberrohrwandtemperatur immer über der gemessenen Temperatur der Luft liegen muss. Übersteigt somit die Lufttemperatur die Salzschnmelztemperatur ist eine gefahrlose Befüllung aller Leitungen mit Salzschnmelze möglich und es besteht nicht die Gefahr einer Pfropfenbildung.

Sind alle Absorberrohrstränge des Solarfeldes, sowie die Austrittsheaderleitungen ausreichend vorgewärmt, kann der Füllprozess beginnen. Hierfür pumpt die Salzpumpe bei maximalem Durchfluss Salzschnmelze durch die Solarfeldleitungen, sodass das gesamte Rohrleitungssystem nach und nach vollständig gefüllt wird. Um die Vorwärmtemperatur der Absorberrohre zu halten bzw. weiter zu erhöhen, werden die teilgefüllten Kollektoren während des Füllprozesses weiterhin in regelmäßigen Abständen durch den Fokus gefahren. Insgesamt sollte eine möglichst kurze Solarfeld-Füllzeit von etwa 10 min nach Abschluss der solaren Vorwärmung erreicht werden, wenn während des Füllprozesses zusätzlich die Reserve-Salzpumpen unterstützend zugeschaltet sind.

Das Konzept dieser Betriebsart ist auf große Solarkraftwerke anwendbar, wodurch kilometerlange durchgehende Fix-Fokus-Parabolrinnenkollektoren entstehen, die keine Swivel/Ball Joints (bewegliche Drehdichtungen bzw. Gelenkverbindung), keine Collector-Interconnection- und Crossover-Leitungen mehr benötigen. Abbildung 2.7 zeigt beispielhaft ein Solarkraftwerk dieser Art, welches Salzschnmelze als Wärmeträgermedium verwendet. Das Kraftwerk besteht aus 200 Kollektoren und besitzt eine gesamte Aperturfläche von 1.600.000 m<sup>2</sup>. Es würde, wäre es speicherlos, etwa der Größe eines 340 MW<sub>elektrisch</sub> Kraftwerks entsprechen.

Im Zentrum befinden sich der Powerblock und die Speichertanks. Die Solarfeldverbindungen sind dadurch für jedes einzelne Solarfeld gleich lang und die Wege der heißen Salzschnmelze sind über die Solarfeldrückleitung deutlich kürzer. Dadurch lassen sich die Wärmeverluste minimieren und zusätzlich Materialkosten einsparen, da die Heißleitungen aus teurerem Edelstahl und die Kaltleitungen

(Eintrittsheader- und Solarfeldzuleitung) aus kostengünstigerem Kohlenstoffstahl gefertigt sind.

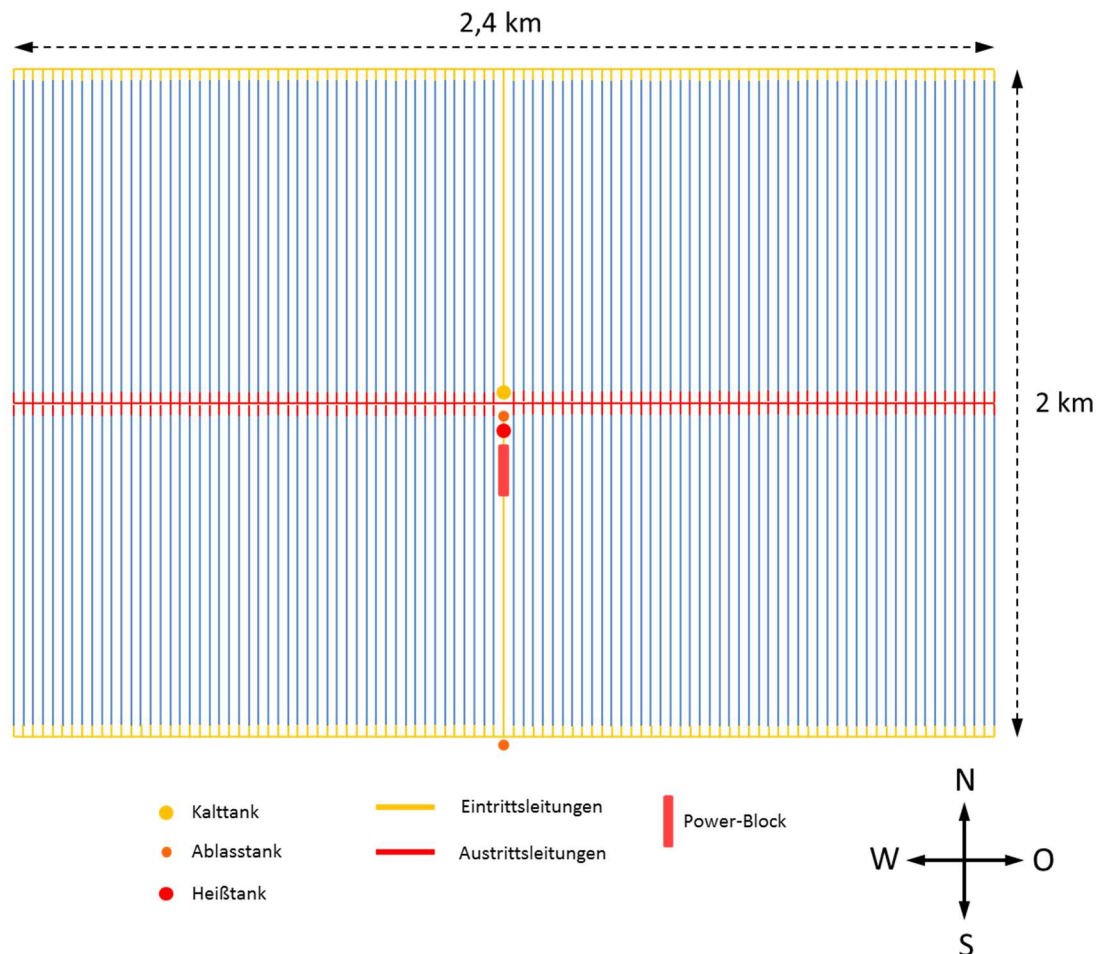


Abbildung 2.7: Solarkraftwerk mit neuem Betriebskonzept

Zur Vermeidung nächtlicher Wärmeverluste werden alle Rohrleitungen des Kraftwerks (bis auf die Zuleitung) am Abend entleert und am nächsten Morgen neu befüllt. Für die Entleerung wird die Neigung des Solarfeldes, sowie ein Gebläse genutzt, dass die Salzschnelze mit zusätzlichem Druck herausdrückt. Es wird eine Solarfeldentleerungszeit von etwa 30 erwartet.

Im Beispiel von Abbildung 2.7 fließen die Salze in zwei Ablasstanks. Der zentrale Ablasstank nimmt die Salzschnelze der beiden nördlichen Solarfelder auf und der südliche Ablasstank die der südlichen Solarfelder. Während der Nacht sind die Absorberrohre und Headerleitungen leer und kalt, sodass Reparatur- und Austauscharbeiten problemlos durchgeführt werden können.

## 2.2 Aufbau und Funktion einer Parabolrinne

Parabolrinnen bzw. Parabolrinnenkollektoren sind Linienkonzentratoren, die die direkte Sonneneinstrahlung über reflektierende Spiegel auf ein Absorberrohr konzentrieren. Durch das Absorberrohr fließt ein Wärmeträgermedium (z.B. Thermoöl), das die Wärme aufnimmt und dann zur Stromerzeugung über einen Wärmetauscher an einen Sekundärkreislauf (Wasser-Dampf-Kreislauf) abgibt. Die direkte Sonneneinstrahlung bezeichnet den Anteil der Gesamtstrahlung (Globalstrahlung), der geradlinig und damit nicht wie der diffuse Anteil erst über Absorption und Reflexion durch die Atmosphäre (Partikel, Wolken, Staub) auf der Erdoberfläche auftrifft.

Parabolrinnenanlagen zählen zur konzentrierenden Solarthermie und damit zu den Hochtemperaturprozessen, die zur Bereitstellung von Prozesswärme und zur Erzeugung von Strom verwendet werden können.

Die Hauptbestandteile einer Parabolrinne sind der sogenannte Reflektor und das Absorberrohr. Der Reflektor stellt eine mit einzelnen Spiegelementen oder einer Spiegelfolie versehene Fläche dar, welche eine Spiegelöffnungsebene aufspannt, die Aperturfläche genannt wird. Im seitlichen Schnitt des Kollektors ist die Form einer Parabel zu erkennen, die unterschiedlichste Öffnungswinkel haben kann. Die parabolische Form hat die Eigenschaft das direkte Sonnenlicht auf eine Fokallinie zu konzentrieren (Abbildung 2.8).



Abbildung 2.8: Parabolrinnenkollektoren an der Forschungseinrichtung PSA bei Almeria in Südspanien (Quelle: Quaschnig)

In der Fokallinie befindet sich das selektiv beschichtete Absorberrohr. Die selektive Beschichtung sorgt für eine gute Absorption in einem breiten Spektrum des sichtbaren Lichtes und für geringe Emission im Bereich der Wärmestrahlung (Infrarot-Bereich). Dadurch kann die eingestrahlte Solarenergie optimal genutzt werden. Abbildung 2.9 zeigt den typischen Aufbau eines evakuierten Absorberrohres, welches durch ein äußeres Glasrohr umhüllt wird. Eine Antireflexbeschichtung des Glases verbessert das optische Kollektorverhalten und durch das Vakuum zwischen innerem Absorber- und äußerem Glashüllrohr werden Wärmeverluste an die Umgebung reduziert. Die Faltenbälge an den Rohrenden dienen dem Ausgleich thermisch bedingter Materialausdehnung und sorgen für eine beständige, abgedichtete Verbindung zwischen Glas- und Absorberrohr.



Abbildung 2.9: Links: Aufbau eines Absorberrohres. Rechts: Hochtemperaturabsorberrohr der Firma Schott für Parabolrinnenkraftwerke (Quelle: Quaschnig)

Parabolrinnen sind meist in nord-südlicher Richtung ausgerichtet und werden der Sonne einachsigt nachgeführt, da der Einstrahlungswinkel des Lichtes sich mit dem Stand der Sonne ändert. So wird gewährleistet, dass der überwiegende Anteil der direkten Strahlung weiterhin senkrecht zur Aperturfläche einfällt und eine größtmögliche Konzentration bewirkt wird, um einen hohen Wirkungsgrad der Anlage zu erreichen. Da nur der direkte Strahlungsanteil nutzbar ist, kommen Parabolrinnen vor allem in sonnenreichen Regionen, wie z.B. in Andalusien (Spanien) oder in der Mojave-Wüste in Kalifornien (USA) zum Einsatz. Die Nachführung lässt sich computergesteuert mit Hilfe von spezieller Sensorik regeln, sodass stets die optimale Ausrichtung der Parabolrinne zum aktuellen Sonnenstand berechnet wird.

Die Kollektoren unterscheiden sich in Länge, Aperturweite, der parabolischen Form bzw. dem Öffnungswinkel, dem Absorberrohr oder den verwendeten Materialien und besitzen deswegen unterschiedliche Wirkungsgrade. Tabelle 1 zeigt einige Beispiele bezüglich der verschiedenen Ausführungen von Parabolrinnen.

Tabelle 1: Technische Daten von Parabolrinnenkollektoren (Quelle: Quaschnig)

Kollektortyp	LS-1	LS-2	LS-3	Euro Trough	SGX-2	Astro
Erstinstallation	1984	1986	1988	2001	2006	2007
Aperturweite [m]	2,5	5,0	5,76	5,76	5,76	5,76
Kollektorlänge [m]	50	48	99	150	100	150
Aperturfläche [m <sup>2</sup> ]	128	235	545	825	470	833
Absorberrohrdurchmesser [mm]	42,4	70	70	70	70	70

## 2.3 Aufbau und Auslegung der Headerleitungen

Im Normalbetrieb fließt über das Solarfeld ein Massenstrom, der auf alle Kollektorloops gleichmäßig aufgeteilt ist. Dieser nimmt bei der Eintrittsheaderleitung in Strömungsrichtung immer weiter ab und bei der Austrittsheaderleitung weiter zu. Aus diesem Grund wird eine Abnahme des Rohrdurchmessers über konische Reduzierstücke angestrebt. Dies hat den Vorteil, dass zum einen Materialkosten eingespart und zum anderen die Wärmeverluste durch eine geringere Rohroberfläche reduziert werden können. Die Querschnittsänderung entlang des Rohres erfolgt nicht allzu drastisch, sodass der Druckabfall über alle Abschnitte mit unterschiedlichen Durchmessern etwa gleich groß ist.

Eine erste Abschätzung des Druckabfalls für die Headerleitungen wurde dazu anhand des Solarsalzes  $\text{NaNO}_3 / \text{KNO}_3$  (60 % / 40 %) durchgeführt. Da sich die Dichte und die dynamische Viskosität für das flüssige Salz selbst bei größeren Temperatursprüngen nur wenig ändern, werden sie über die gesamte Rohrlänge der Ein- und Austrittsheaderleitung als konstant angesehen. Es wird angenommen, dass für die Eintrittsheaderleitung eine Temperatur der Salzschnmelze von 290 °C und für die Austrittsheaderleitung von 450 °C herrscht. Fließt über einen Kollektorloop im Nennbetrieb ein Teilmassenstrom von 10 kg/s, ergibt sich für einen Solarfeldteil

(Solarfeld besteht aus 4 Teilen, Abbildung 2.7) ein Gesamtmassenstrom von 500 kg/s. Wird die Headerleitung in 16 Zoll bis 6 Zoll Rohrabschnitte aufgeteilt, kann über die Stoffgrößen nach JANZ ET AL. der Druckabfall berechnet werden. Anhand des Verlaufs der Druckdifferenzen (abfallender Druck in den Rohrleitungen zwischen den Loops) über dem sich ändernden Massenstrom können nun Variationen der Abschnittslängen (Rohrleitungen mit gleichen Durchmessern) vorgenommen werden. Auf diese Weise konnte eine erste Dimensionierung in Form einer gleichmäßigen Verteilung der Druckdifferenzen in Abhängigkeit des Durchmessers der Rohrabschnitte der Headerleitungen gefunden werden. Wie in Abbildung 2.10 zu sehen ist, sind die Verläufe für Austritts- und Eintrittsheaderleitung fast identisch. Der Einfluss der Temperatur auf die Stoffgrößen führt nicht zu wesentlichen Sprüngen in der Größenordnung der Druckdifferenzen.

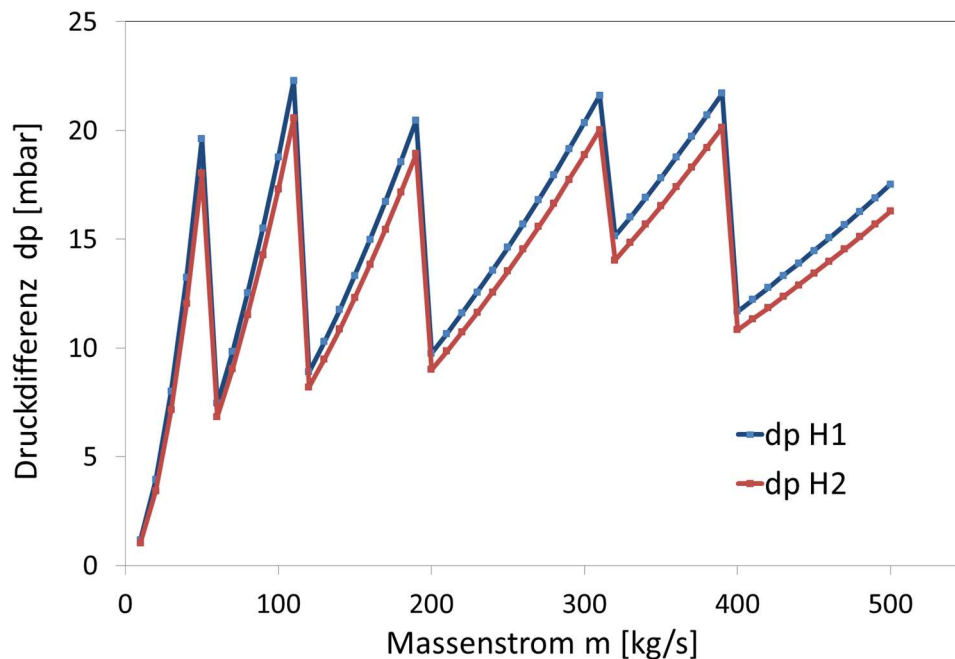


Abbildung 2.10: Verlauf der Druckdifferenz der Headerleitungen (H1 und H2) in Abhängigkeit des Massenstroms

Der gesamte Druckabfall über die jeweiligen Headerleitungen liegt in diesem beispielhaften Nennbetrieb etwa bei 0,68 bar für die Austrittsheaderleitung (450 °C) und 0,74 bar für die Eintrittsheaderleitung (290 °C). Für einen Rohrabschnitt gleichen Durchmessers ergibt sich damit durchschnittlich ein Druckabfall von ca. 113 mbar. Die starken Anstiege der Verläufe der Druckdifferenzen der Headerleitungen kommen durch den Übergang von einer Durchmessergröße zu einer anderen

zustande. Für die Eintrittsheaderleitung bedeutet das, dass nach jedem Eintritt in einen neuen Rohrabschnitt mit einem geringeren Durchmesser, die Druckdifferenz in Strömungsrichtung (mit abnehmenden Gesamtmassenstrom) infolge der Querschnittsänderung stark ansteigt (Knick im Graphen) und infolge Rohrreibung bis zum nächsten Abschnitt wieder abfällt. Bei der Austrittsheaderleitung ist das genau der umgekehrte Fall. Durch die Aufweitung des Rohrquerschnitts in Strömungsrichtung (mit zunehmenden Gesamtmassenstrom) nimmt die Druckdifferenz bei jedem Übergang stark ab und wächst dann wieder über die Länge des Abschnitts gleichen Durchmessers an.

Die in Anhang A aufgeführte Tabelle zeigt die Auslegung der Headerleitungen nach ihrer Aufteilung in Abschnitte vom Eintritt (von der Mitte des Solarfeldes aus gesehen) bis zur Abzweigung des letzten Kollektorloops am Ende der Leitung (äußerer Rand des Solarfeldes). Der Abstand zwischen den Kollektorloops beträgt auf 1200 m und 50 parallelen Loops, 24 m. Die benötigten Abstände zwischen zwei Abschnitten mit unterschiedlichem Durchmesser lassen sich gut anhand der Anzahl der Loops bestimmen, um einen gleichmäßigen Druckabfall zu erzeugen. Die Länge eines durchgehenden Rohres gleichen Durchmessers ist bei größeren Durchmessern länger (Punkte in Abbildung 2.10) als bei kleineren. Die Druckdifferenz in Rohren kleineren Querschnitts nimmt demnach schneller zu als bei größeren. Die in dieser Arbeit zugrunde gelegten Rohrabmessungen entsprechen der ASME-Norm und entstammen einer Rohrtabelle des Bestellkatalogs des Herstellers Woite GmbH mit Sitz in Deutschland (Woite Rohrtabelle – Anhang B).

## 2.4 Stoffeigenschaften der Luft

Als Luft wird das Gasgemisch aus den Bestandteilen Stickstoff (ca. 78 %), Sauerstoff (ca. 21 %) und Argon (ca. 1 %), sowie weiteren Komponenten (Staub, Partikel) und Spuren von Gasen (< 0.1 %) bezeichnet. Sie besitzt eine molare Masse von etwa 28,8 g/mol und hat unter Standardbedingungen ( $p = 1 \text{ bar}$ ,  $T = 0 \text{ °C}$ ) eine Dichte von  $1,28 \text{ kg/m}^3$  [VDI WÄRMEATLAS].

Luft eignet sich hervorragend zur Vorwärmung eines solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks mit Solarsalz als Wärmeträgermedium, da sie kompatibel

mit dem Solarsalz ist und zudem vergleichsweise sehr günstig und einfach aus der Umgebung entnommen und in das Rohrleitungssystem eingebracht werden kann. Im Gegensatz zu aufwändig gereinigten Gasen, wie beispielsweise Sauerstoff, birgt sie nicht die zusätzlich Gefahr als starker Brandbeschleuniger zu fungieren oder bei Leckagen der Anlage zu verunreinigen.

Die zur Berechnung des dynamischen Systems zu lösenden Gleichungen beinhalten die Stoffeigenschaften der Luft, welche sich nach den im VDI WÄRMEATLAS tabellarisch aufgeführten Stoffwerten in Abhängigkeit von Druck und Temperatur richten und mit Hilfe der Gleichungen von LEMMON ET AL. berechnet wurden. Benötigt werden die Dichte  $\rho$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , die kinematische Viskosität  $\nu$  und die spezifische isobare Wärmekapazität  $c_p$ .

Mit der Annahme, dass die Luft ein ideales Gas ist, wird die Dichte  $\rho$  über das ideale Gasgesetz mit der idealen Gaskonstante  $R$  ( $8,3145 \text{ J mol}^{-1}\text{K}^{-1}$ ) hergeleitet. Das ideale Gasgesetz lautet:

$$p V = n R T \quad (2.1)$$

Mit dem Zusammenhang zwischen der Stoffmenge  $n$  und der Masse  $m$  über die molare Masse  $M$ :

$$m = n M \quad (2.2)$$

sowie der Definition der Dichte  $\rho$ :

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.3)$$

Ergibt sich durch Einsetzen und Umstellen die Dichte in Abhängigkeit vom Druck  $p$  und der Temperatur  $T$  der Luft zu:

$$\rho = \frac{p M}{R T} \quad (2.4)$$

Die isobare Wärmekapazität  $c_p$  wird im Gegensatz zu den übrigen Größen in der Simulation als konstant angenommen, da sie sich in dem betrachteten Temperaturbereich von  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  bis  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  für die Vorwärmung maximal um ca. 4 %, sowohl isobar als auch isotherm ändert. In Abbildung 2.11 ist  $c_p$  für verschiedene Drücke über der Temperatur aufgezeichnet. Von  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  bis  $400 \text{ }^\circ\text{C}$  nähern sich die  $c_p$ -



Werte der Isobaren sehr stark an und unterscheiden sich bei höheren Temperaturen nur noch geringfügig. Die maximale Abweichung durch einen zu großen Druckunterschied tritt bei 0 °C auf.

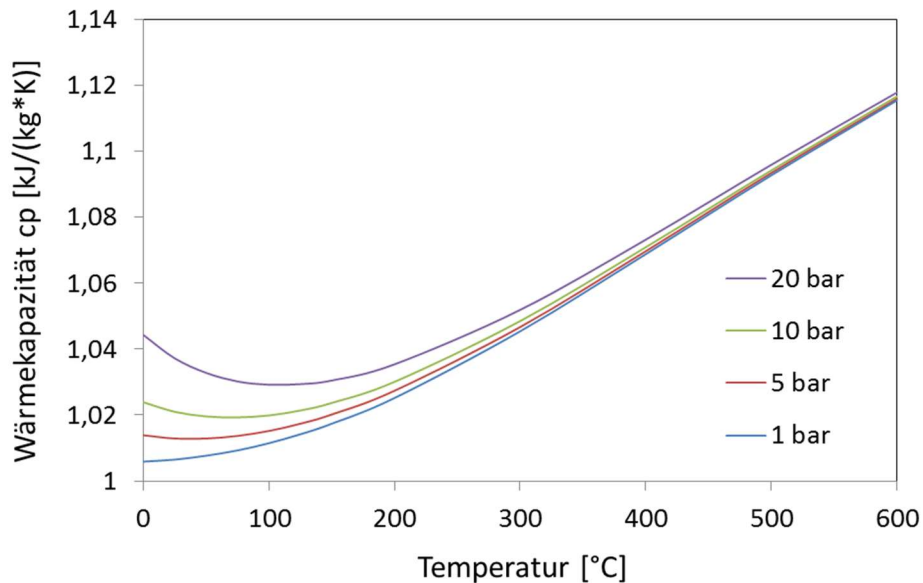


Abbildung 2.11: isobare Wärmekapazität  $c_p$  in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Sie beträgt ca. 4 % und tritt zwischen der Isobaren von 1 bar und 20 bar auf. Da jedoch bei der Simulation keine größeren Druck- oder Temperatursprünge der strömenden Luft zu erwarten sind und die Abweichung in allen Fällen viel kleiner als die Abweichungen der übrigen Stoffgrößen in dem betrachteten Temperaturintervall ist, wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass  $c_p$  einem konstanten Wert von  $1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  entspricht.

Die übrigen Größen, die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die kinematische Viskosität  $\nu$ , werden für die fehlenden Zwischenwerte der in den Tabellen des VDI WÄRMEATLAS nicht aufgeführten Temperaturen und Drücke durch lineare Interpolation ermittelt.

## 2.5 Kennzahlen

Zur Lösung des dynamischen Differenzialgleichungssystems soll in diesem Abschnitt auf die Kennzahlen zur Beschreibung der Eigenschaften des Strömungsfeldes und

des Energietransports eingegangen werden. Sie werden zur Berechnung des Druckverlustes und des Wärmeübergangs entlang der simulierten Rohrwand benötigt. Allgemein stellen sie dimensionslose Ausdrücke dar, welche das Strömungsverhalten des Fluids in Abhängigkeit von den Stoffeigenschaften und der Geometrie des um- oder durchströmten Körpers und seiner Umgebung wiedergeben. Die verwendeten Kennzahlen finden in der Ähnlichkeitstheorie Anwendung, bei der durch gleiche Kennzahlen und ähnlichen geometrischen Körpern, dasselbe Strömungs- und Wärmeübertragungsverhalten abgebildet werden kann.

### 2.5.1 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist eine dimensionslose Kennzahl, die das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften (Zähigkeitskräften) eines Fluids bildet. Durch die dimensionslose Form wird die Reynoldszahl zu einer Vergleichsgröße. Das bedeutet, dass sich bei geometrisch ähnlichen Körpern und gleicher Reynoldszahl ein identisches Strömungsverhalten ergibt. Die Reynoldszahl lässt sich schreiben als:

$$\text{Trägheitskraft} = \frac{\rho w^2}{L} \quad (2.5)$$

$$\text{Reibungskräfte} = \frac{\eta w}{L^2} \quad (2.6)$$

$$\text{Re}_L = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Reibungskräfte}} = \frac{\rho w L}{\eta} = \frac{w L}{\nu} \quad (2.7)$$

Dabei ist  $\rho$  die Dichte und  $w$  die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids gegenüber dem Körper. Die Länge  $L$  wird als charakteristische Länge bzw. Bezugslänge bezeichnet und ist von der jeweiligen Problemstellung abhängig. Bei durchströmten Körpern handelt es sich dabei um die Länge des Körpers in Strömungsrichtung, bei umströmten Körpern um die Breite oder Höhe quer zur Strömungsrichtung bzw. bei Rohrströmungen um den Durchmesser  $d$ . Die dynamische Viskosität  $\eta$  ist ein Maß für die Zähigkeit eines Fluids und ist das Produkt aus kinematischer Viskosität  $\nu$  und Dichte  $\rho$  des Fluids.

Die Art der Strömung kann laminar oder turbulent sein. Bei einer laminaren Strömung liegen die Fluidteilchen auf vorgegebenen Strombahnen. Erfährt die Strömung eine stärkere Störung, überwiegen die Trägheitskräfte und die Strömung wird nicht mehr durch die vergleichsweise kleinen Reibungskräfte gedämpft. Es ergibt sich eine turbulente Strömung. Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung wird durch die kritische Reynoldszahl beschrieben. Unterhalb dieser Zahl klingen kleine Störungen wieder ab, während sie oberhalb verstärkt werden und die Strömung schlägt von laminar zu turbulent um. In Rohrströmungen liegt die kritische Reynoldszahl nach Julius Rotta bei:

$$\text{Re}_{\text{krit}} = \frac{w d}{\nu} = 2300 \quad (2.8)$$

Die Art der Strömung lässt sich demnach in drei Bereiche einteilen, den laminaren, den transitionellen (Übergangsbereich) und den turbulenten Bereich. Die Unterscheidung des Strömungsverhaltens ist ausschlaggebend für die Bestimmung weiterer Kennzahlen, da in der Literatur unterschiedliche Gleichungen Anwendung finden. [TECHNISCHE STRÖMUNGSLEHRE, BAEHR & STEPHAN]

### 2.5.2 Prandtlzahl

Eine weitere dimensionslose Kennzahl ist die Prandtlzahl. Sie ist das Verhältnis aus Impulstransport infolge Reibung und Wärmetransport durch Wärmeleitung bzw. kinematischer Viskosität  $\nu$  und Temperaturleitfähigkeit  $a$ .

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (2.9)$$

Die Kennzahl ist ein Maß für die Trägheit eines hydrodynamischen Systems und verbindet das Geschwindigkeitsfeld des Impulses mit dem Temperaturfeld des Wärmetransports. Sie ist eine druck- und temperaturabhängige Stoffgröße.

### 2.5.3 Nußeltzahl

Wird die Wärmeübertragung von der Oberfläche eines Körpers an ein Fluid mit der Wärmeleitfähigkeit des Fluids verglichen, so ergibt sich die Nußeltzahl. Allgemein gilt:

$$\text{Nu}_L = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.10)$$

mit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$ , der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und der charakteristischen Bezugslänge  $L$ , welche wie bei der Reynoldszahl von dem betrachteten System abhängig ist. Im Fall das die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  unbekannt ist, lässt sich die Nußeltzahl auch als Funktion von weiteren Kennzahlen in Abhängigkeit der vorliegenden Konvektion (frei oder erzwungen) ausdrücken.

## 2.6 Wärmeübertragung

Die Übertragung von Energie in Form von Wärme findet bei einem Temperaturunterschied zwischen dem betrachteten System und seiner Umgebung, in Richtung der geringeren Temperatur statt. Die bei der ablaufenden Mechanismen Übertragung (im Einzelnen oder in Kombination) sind Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Konvektion. Gerade bei Parabolrinnen spielt jede dieser drei Übertragungsarten eine wichtige Rolle. So wird die auf die Spiegelfläche der Parabolrinne treffende Strahlungsenergie der Sonne gebündelt und auf das Absorberrohr fokussiert. Dort wird sie absorbiert. Ihr Hauptteil gelangt durch Wärmeleitung zur inneren Rohrwandseite, von wo aus sie durch Konvektion an das durchströmende Wärmeträgermedium übertragen wird. Ein geringerer Teil geht als Wärmeverlust an die Umgebung verloren. Der Wärmetransport hat signifikanten Einfluss auf das Temperaturniveau bzw. das Temperaturgefälle des Fluids über der Rohrlänge und damit auf den Wirkungsgrad der Anlage.

An dieser Stelle soll auf die vorkommenden Wärmetransportmechanismen kurz eingegangen und ein Wärmeübertragungskoeffizient abgeleitet werden, der beispielhaft für den Wärmeübergang beim Aufwärmprozess des solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks ist.

### 2.6.1 Wärmetransportmechanismen

Bei der Wärmeleitung handelt es sich um den, durch Temperaturgradienten hervorgerufenen, thermischen Energietransport in Feststoffen oder Fluiden. Die Wärme fließt nach dem Fourierschen Gesetz von der höheren Temperatur in Richtung der niedrigeren und ist abhängig von der durchflossenen Fläche  $A$ , der

Temperaturdifferenz  $dT$  über der Strecke bzw. Schichtdicke  $\delta$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Körpers (bzw. des Fluids).

Fouriersches Gesetz:

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{A}{\delta} dT \quad (2.11)$$

Wärmestrahlung oder auch thermische Strahlung ist Energie, die von einem Körper in Form von elektromagnetischen Wellen an die Umgebung emittiert wird. Anders als bei den übrigen Mechanismen ist die Wärmestrahlung bei der Übertragung nicht an Materie gebunden und kann sich im leeren Raum über weite Entfernungen bewegen. Trifft diese Strahlung wiederum auf Materie wird sie in Abhängigkeit der Beschaffenheit des Körpers teilweise absorbiert, reflektiert oder transmittiert. Die von der Materie absorbierte Energie wird in innere Energie umgewandelt. Die übertragene Wärme ist von der vierten Potenz der Temperatur des emittierenden Körpers abhängig. Es ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{Emission}} = A \varepsilon \sigma T^4 \quad (2.12)$$

Dabei ist  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante und  $\varepsilon$  der Emissionsgrad des Körpers. Das Produkt aus  $\sigma T^4$  beschreibt die Wärmestromdichte  $\dot{q}_s$ , die maximal von der Oberfläche eines Körpers ausgesendet werden kann. Solche Körper werden auch „Schwarzer Körper“ genannt und sind ideale Strahler. Der Emissionsgrad  $\varepsilon$  wirkt deshalb wie ein Korrekturfaktor, und gibt an wieviel der maximal möglichen Strahlung emittiert wird. Er definiert sich, wie auch der Absorptions- ( $\alpha$ ) und Transmissionsgrad ( $\tau$ ), über die Materialeigenschaften (Aggregatzustand, Stoffeigenschaften) und Oberflächenbeschaffenheiten (z.B. die Rauigkeit) des Körpers. Somit ergibt sich für den gesamt übertragenen Wärmestrom eines emittierenden (1) und absorbieren (2) Körpers mit gleicher Oberfläche die Gleichung:

$$\dot{Q} = A \sigma (\varepsilon_1 T_1^4 - \alpha_2 T_2^4) \quad (2.13)$$

Wobei für einen einzelnen Körper gelten muss:

$$\varepsilon + \alpha + \tau = 1 \quad (2.14)$$

Die Konvektion beschreibt den Wärmetransport sowohl durch Wärmeleitung, als auch durch das Mitführen von Energie durch das strömende Fluid selbst. Die Bewegung wird entweder durch Gravitation und Dichteunterschiede (freie Konvektion) oder durch erzeugte Druckunterschiede, durch z.B. Pumpen (erzwungene Konvektion) hervorgerufen. Der Wärmeübergang wird, durch unterschiedliche Gleichungen für die Wärmeübergangszahl  $\alpha$ , in Abhängigkeit der vorherrschenden Konvektion beschrieben. Allgemein gilt:

$$\dot{Q} = \alpha A dT \quad (2.15)$$

### 2.6.2 Wärmeübergangszahl

Bezüglich der Solarfeldleitungen des Parabolrinnenkraftwerks handelt es sich um eine erzwungene Konvektion in Folge des durch die Rohre gepumpten Fluids. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ist somit von der Nußeltzahl abhängig, welche sich wiederum durch die Reynolds- und Prandtlzahl bestimmen lässt. Es gilt:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d} \quad (2.16)$$

Sind das Temperatur- und damit auch das Geschwindigkeitsfeld bekannt, lassen sich in der Literatur verschiedene Ansätze zur Berechnung der Nußeltzahl finden. Da bei der vorliegenden Simulation hohe Geschwindigkeiten und eine turbulente Rohrströmung ( $\text{Re} > 2300$ ) zu erwarten sind, wird hier der abgewandelte Ansatz für die Nußeltzahl nach GNIELINSKI gewählt [BAEHR & STEPHAN]:

$$\text{Nu}_m = \frac{(\zeta/8)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\sqrt{(\zeta/8)}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (2.17)$$

Mit dem Widerstandsbeiwert

---

$$\zeta = \frac{\Delta p}{(L/d)\rho(w_m^2/2)} = \frac{1}{(0,79 \ln Re - 1,64)^2} \quad (2.18)$$

Dies gilt im Bereich:

$$4000 \leq Re \leq 10^6, \quad 0,1 \leq Pr \leq 1000 \quad \text{und} \quad L/d > 1.$$

Alle Stoffwerte sind bei der Mitteltemperatur zwischen Ein- und Austritt des betrachteten Volumenelementes zu bilden.

$$T_m = \frac{(T_e + T_a)}{2}$$

### 2.6.3 Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  ist ein Maß für die Wärmemenge die pro Fläche aufgrund eines Temperaturunterschieds zwischen zwei, durch eine oder mehrere Wände, getrennte Fluide übertragen wird.

Abbildung 2.12 zeigt den Temperaturverlauf des Fluids mit der Temperatur  $\vartheta_1$ , das durch eine ebene oder gekrümmte Wand der Dicke  $\delta$  von dem Fluid mit der Temperatur  $\vartheta_2$  getrennt ist.

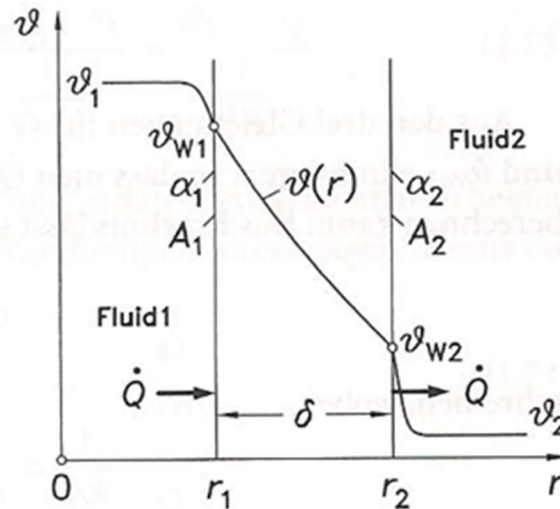


Abbildung 2.12: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch eine Rohrwand  
(Quelle: Baehr & Stephan)

Im stationären Zustand fließt die Wärme aufgrund des Temperaturunterschieds zwischen Fluid 1 und Fluid 2 ( $\vartheta_1 > \vartheta_2$ ) durch die Wand. Dies geschieht zunächst indem die Wärme von Fluid 1 an die Wand mit der Fläche  $A_1$  und der Temperatur  $\vartheta_{w1}$  übergeht (Konvektion).

$$\dot{Q} = \alpha_1 A_1 (\vartheta_1 - \vartheta_{w1}) \quad (2.19)$$

Anschließend wird sie durch Wärmeleitung über die Schichtdicke  $\delta$  zur gegenüberliegenden Wand mit der Temperatur  $\vartheta_{w2}$  und der Fläche  $A_2$  geleitet.

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_m}{\delta} A_m (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2}) \quad (2.20)$$

Dabei ist  $\lambda_m$  als die mittlere Wärmeleitfähigkeit und  $A_m$  als die mittlere Fläche des betrachteten Körpers zu verstehen:

$$A_m = \begin{cases} A_1 = A_2 = \frac{1}{2}(A_1 + A_2) & \text{ebene Wand} \\ A_1 + A_2 / \ln(A_2/A_1) & \text{Hohlzylinder} \\ \sqrt{A_1 A_2} & \text{Hohlkugel} \end{cases}$$



Letztendlich erfolgt erneut der Wärmeübergang durch Konvektion von der Wand an das Fluid 2 und es gilt analog zu Fluid 1:

$$\dot{Q} = \alpha_2 A_2 (\vartheta_{w2} - \vartheta_2) \quad (2.21)$$

Aus den drei Gleichungen, lassen sich nun die Wandtemperaturen eliminieren und es ergibt sich ein Ausdruck für den Wärmestrom in Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten:

$$\dot{Q} = k A (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (2.22)$$

Das Produkt aus  $k$  und der Bezugsfläche  $A$  ist definiert als der Kehrwert der Summe der einzelnen hintereinander geschalteten Wärmewiderstände der Wärmeübertragungsmechanismen. Der Wärmewiderstand der Wärmeleitung einer ebenen bzw. gekrümmten Wand ist proportional zur Wanddicke  $\delta$  und umgekehrt proportional zur Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und der Wandfläche. Der Wärmewiderstand der Wärmeübertragung durch Konvektion ist umgekehrt proportional zur Wärmeübergangszahl  $\alpha$  und der zugehörigen Fläche die von  $\dot{Q}$  durchströmt wird.

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{\delta}{\lambda_m A_m} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad (2.23)$$

Im Fall des Hohlzylinders bzw. der Rohrleitung mit der Länge  $L$  und der mittleren Fläche  $A_m$ , ergibt sich daraus:

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{\pi L} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right) \quad (2.24)$$

## 2.7 Die dynamischen Differenzialgleichungen

Um den instationären Aufwärmprozess mit Luft und damit den zeitlichen Verlauf der Temperaturgradienten der Rohrleitungen des Parabolinnenkraftwerks abzubilden,

sind dynamische Differenzialgleichungen in Form der Massen-, Impuls- und Energiebilanz zu lösen. Mit Hilfe des Reynold'schen Transporttheorems und dem Gauß'schen Integralansatz können die Bilanzgleichungen für ein infinitesimal kleines Volumenelement des strömenden Fluids und der festen Rohrwand hergeleitet werden. Aufgrund der aufwändigen Herleitungen wird an dieser Stelle auf das Buch Wärme- und Stoffübertragung von BAEHR & STEPHAN verwiesen und lediglich die gefundenen Bilanzen unter den folgenden Vereinfachungen aufgezeigt:

- Eindimensionale Strömung, da die Länge der Rohre alle anderen Dimensionen mehrfach übertrifft
- Wärmeleitung in Strömungsrichtung kann vernachlässigt werden, da der Gradient der Temperatur der Luft und der Rohrwand in Längsrichtung viel kleiner ist
- Das Fluid besitzt nach jedem Zeitschritt und an jeder Stelle eine homogene Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung
- Das Rohr besitzt nach jedem Zeitschritt und an jeder Stelle eine homogene Temperaturverteilung

### 2.7.1 Massenbilanz

Allgemein gilt für das Massenerhaltungsgesetz, dass die zeitliche Änderung der Masse in einem Volumenelement  $dV$  gleich der Summe der während dieser Zeit ein- und austretenden Masseströme über die Bilanzgrenzen von  $dV$  ist (Kontinuitätsgleichung). Das heißt, die Änderung der Masse  $dm$  über eine bestimmte Zeit  $dt$  im Volumenelement entspricht der in der gleichen Zeit zu- und abgeführten Masse (Abbildung 2.13). Die Masseströme sind definiert als das zeitliche Integral über die, durch das Querschnittsflächenelement  $dA$ , mit der Geschwindigkeit  $c$  und der Dichte  $\rho$ , tretenden Massen.

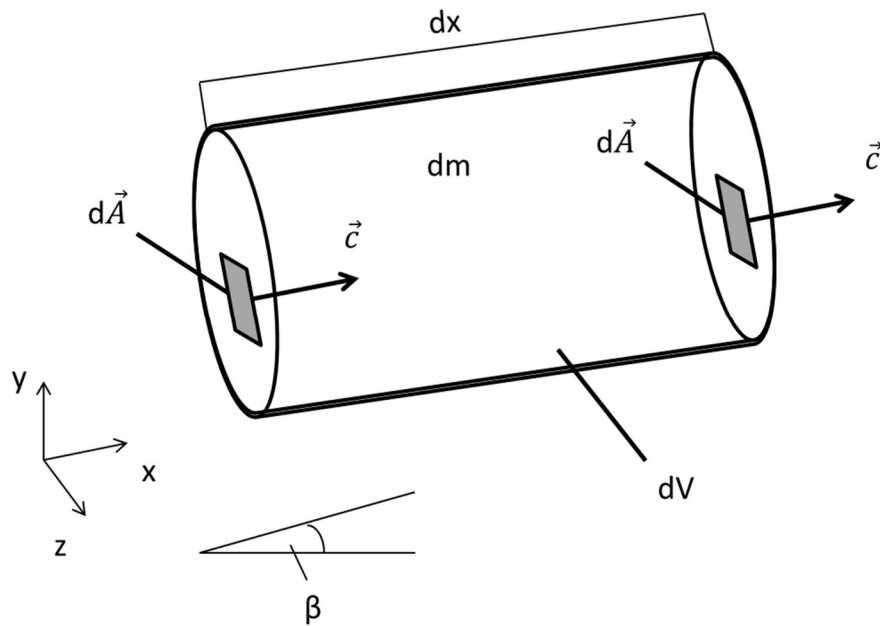


Abbildung 2.13: Volumenelement des Wärmeträgermediums

Mit der Vereinfachung, dass es sich um eine eindimensionale Strömung längs eines zeitlich konstanten Volumenelementes  $dV$  handelt, ergibt sich:

$$\frac{\partial q}{\partial t} A + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (2.25)$$

### 2.7.2 Impulsbilanz

Die zeitliche Änderung des Impulses  $I$  in einem Volumenelement  $dV$ , ist die Summe aller Kräfte  $F$ , die auf das Volumenelement wirken.

$$I = m c = \int q c dV \quad (2.26)$$

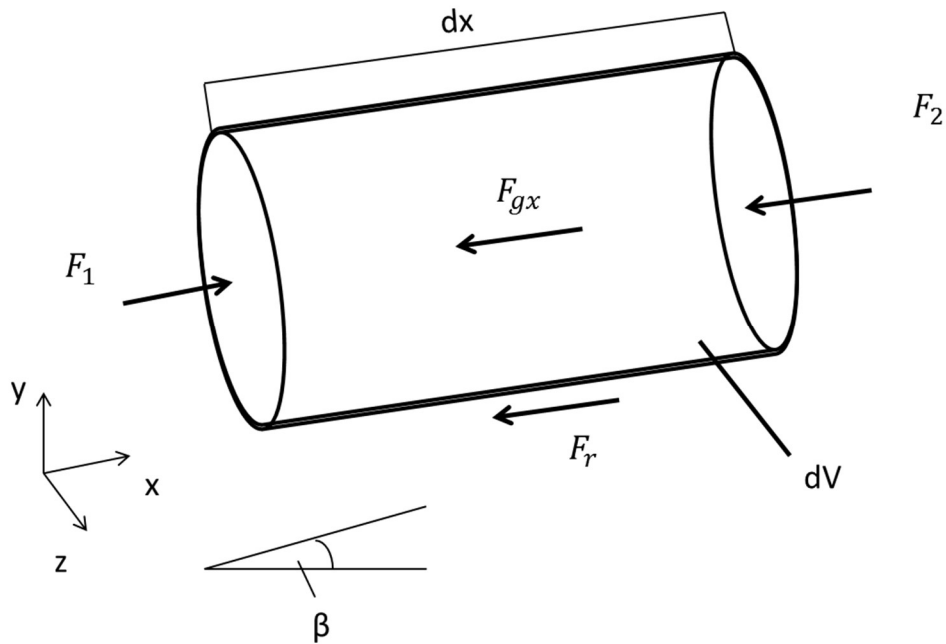


Abbildung 2.14: Kräftebilanz für die Impulserhaltungsgleichung in x-Richtung am Volumenelement

Die Summe der Kräfte in x-Richtung entspricht der Gewichtskraft  $F_{gx}$  des Fluids, der Reibkraft  $F_r$  und der Differenz der Druckkräfte ( $F_1 - F_2$ ) am Ein- und Austritt von  $dV$  (Abbildung 2.14). Die Reibkraft ist abhängig von dem sogenannten Reibbeiwert  $\lambda_{\text{Reib}}$  und beschreibt die Kraft, die der Strömung mit der Geschwindigkeit  $c$  entlang der Mantelfläche von  $dV$  entgegenwirkt. Der Reibbeiwert lässt sich entweder experimentell oder theoretisch über die Reynoldszahl und dem Strömungszustand des Fluids ermitteln und ist ein Maß für den Einfluss der Rauigkeit der Kontaktfläche des Rohres mit dem Fluid. Die Differenz der Druckkräfte ist direkt proportional zur lokal herrschenden Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Volumenelementes.

$$\frac{dI}{dt} = \sum F = F_r + F_{gx} + (F_2 - F_1) \quad (2.27)$$

$$F_2 - F_1 = \int A \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (2.28)$$

$$F_r = \int A \frac{\lambda_{\text{Reib}} \rho}{2d_i} c^2 dx \quad (2.29)$$

$$F_{gx} = \int \sin \beta g \rho A dx \quad (2.30)$$

Durch einsetzen der entsprechenden Ausdrücke für die einzelnen Kräfte, folgt die Impulserhaltungsgleichung:

$$\rho \frac{\partial c}{\partial t} + \rho c \frac{\partial c}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g \sin \beta + \frac{\lambda_{\text{Reib}} \rho}{2d_i} c^2 \quad (2.31)$$

Unter Vernachlässigung der zeitlichen und örtlichen Änderung des Impulses bzw. der Geschwindigkeit und dem Anteil der Gewichtskraft des Fluids, folgt daraus die vereinfachte Impulsbilanz für das Fluid:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda_{\text{Reib}} \rho}{2d_i} c^2 = 0 \quad (2.32)$$

### 2.7.3 Energiebilanzen

Die Energiebilanzen dienen der Ermittlung der zeitlichen Änderung der örtlichen Luft- und Rohrwandtemperaturen. Zum einen wird dabei der Wärmeübergang zwischen Fluid und Rohrwand und zum anderen zwischen Rohrwand und Umgebung betrachtet. Insgesamt können Energiebilanzgleichungen sowohl für das Fluids als auch für die Rohrwand aufgestellt werden. Bei der Energiebilanz der Rohrwand wird zwischen bestrahlten Absorberrohren und isolierten Rohrleitungen unterschieden.

Energiebilanz des Fluides:

Die zeitliche Zu- oder Abnahme der Energie  $E$  eines Systems (hier festes Fluidelement) ist gleich der Summe der über diese Zeit zu- und abgeführten Wärmemenge  $Q$  über die Systemgrenzen und der am System verrichteten technischen Arbeit  $W_t$ :

$$dE = dQ + dW_t \quad (2.33)$$

Dabei wird die Energie des Systems  $E$  als die Summe der inneren Energie  $U$ , sowie der kinetischen und potentiellen Energien ( $E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}$ ) verstanden.

$$dE = dU + dE_{\text{kin}} + dE_{\text{pot}} \quad (2.34)$$

Im Fall des strömenden Fluids ist  $Q$  gleich der Differenz zwischen Wärmezu-/abfuhr durch Konvektion  $Q_{\text{konv}}$  und der, über die Querschnittsfläche  $A$  des Rohres, ein- und austretenden Wärmemenge  $Q_{\text{fl}}$ .

$$dQ = dQ_{\text{konv}} - dQ_{\text{fl}} \quad (2.35)$$

Mit der Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand ( $T_R$ ) und Fluid ( $T_L$ ) gilt für  $Q_{\text{konv}}$ :

$$dQ_{\text{konv}} = \alpha_i \pi d_i (T_R - T_L) dx dt \quad (2.36)$$

Und  $Q_{\text{fl}}$ :

$$dQ_{\text{fl}} = (dQ_{\text{out}} - dQ_{\text{in}}) = \dot{m} \frac{\partial h}{\partial x} dx dt \quad (2.37)$$

Mit

$$dQ_{\text{out}} > dQ_{\text{in}}$$

Die technische Arbeit setzt sich aus Reibarbeit  $W_{\text{reib}}$  des Fluids gegenüber der Rohrwand und der Volumenarbeit  $W_v$  des Fluids zusammen:

$$dW_t = dW_{\text{reib}} - dW_v \quad (2.38)$$

Durch erstes Einsetzen der bisherigen Gleichungen in die allgemeine Energiebilanz und umformen, lässt sich der Ausdruck der Änderung der Enthalpie  $dH$  einführen:

$$dU + dW_v = dH = \dot{m} \frac{\partial h}{\partial t} dt \quad (2.39)$$

Mit der differentiellen Schreibweise der Definition der Masse  $m$ :

$$dm = \rho dV = \rho A dx \quad (2.40)$$

abgeleitet nach der Zeit:

$$\dot{m} = \frac{\partial m}{\partial t} = \rho \frac{\partial V}{\partial t} = \rho A \frac{\partial x}{\partial t} = \rho A c \quad (2.41)$$

und unter Vernachlässigung der Reibarbeit, sowie der kinetischen und potentiellen Energien, ergibt sich durch Einsetzen des Ausdrucks der Enthalpie, eine erste Energiebilanz für das strömende Fluid im Rohr:

$$\rho A \frac{\partial h}{\partial t} = \alpha_i \pi d_i (T_R - T_L) - \rho A c \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.42)$$

Handelt es sich bei dem Fluid um ein ideales Gas, das keine chemischen Reaktionen oder Phasenwechsel durchführt, kann die Enthalpie durch:

$$dh = c_p dT \quad (2.43)$$

ersetzt werden. Nach weiterer Umformung folgt schlussendlich die Beschreibung der zeitlichen und örtlichen Änderung der Fluidtemperatur  $T_L$  in Abhängigkeit des Wärmeübergangs an der Rohrwand durch:

$$\rho c_p A \left( \frac{\partial T_L}{\partial t} + c \frac{\partial T_L}{\partial x} \right) = 2\pi \alpha_i d_i (T_R - T_L) \quad (2.44)$$

Energiebilanz des bestrahlten Absorberrohres:

Im Fall der selektiv beschichteten Absorberrohre ergeben sich aufgrund der Komplexität der überlagernden Wärmeübertragungsvorgänge spezifische

Wärmeverluste, welche bei der Energiebilanz berücksichtigt werden müssen. EICKHOFF ET AL. haben im Jahr 2002 diese Verluste bei der Untersuchung der Effizienz des Euro Trough-II (ET-II) Kollektorprototypen im Vergleich zu einem Euro Trough-I (ET-I) Kollektorprototypen behandelt. Die Euro Trough Kollektoren sind Parabolrinnenkollektoren, die für die Tests mit UVAC (Universal Vacuum Air Collector) Absorberrohren bestückt worden sind. Aufgrund von starken Wärmeverlustunterschieden (bis zu 40 %) zwischen fokussiertem und nicht-fokussiertem Kollektor, erfolgte eine getrennte Betrachtung der Wärmeverluste für den ET-II. Die Resultate zeigen, dass die Wärmeverluste exponentiell mit der Temperatur des Kollektors ansteigen, was mit höheren Verlusten bei höheren Kollektortemperaturen einhergeht. Aus dem direkten Vergleich und der linearen Interpolation der, aus allen Testergebnissen des fokussierten Kollektors stammenden, spezifischen Wärmeverluste bei 900 W/m<sup>2</sup> direkter Normalstrahlung (DNI) und denen bei 0 W/m<sup>2</sup> direkter Normalstrahlung des nicht-fokussierten Kollektors, konnte die spezifische Wärmeverlustgleichung:

$$\begin{aligned} \dot{Q}'_{th,loss} = & 0,00154 (T_L - T_U)^2 + 0,2021 (T_L - T_U) - 24,899 \\ & + (0,00036 (T_L - T_U)^2 + 0,2029 (T_L - T_U) \\ & + 24,899) (DNI \cos f / 900) \end{aligned} \quad (2.45)$$

ermittelt werden. [EICKHOFF ET AL. – TASK REPORT]

Die Funktion ist abhängig von der zweiten Potenz des Temperaturunterschieds zwischen Rohrwand und Umgebung ( $T_L - T_U$ ), sowie der aktuellen DNI und dessen Einfallswinkel  $f$  (Sonnenstand). Diese Daten sind witterungs- und jahreszeitenabhängig. Zur Vereinfachung dieses Terms in der Simulation wird  $f = 90^\circ$  angenommen, sodass der hintere Teil der Gleichung verschwindet. Die DNI soll für die weitere Betrachtung in der Simulation während der solaren Vorwärmung dem Maximum von 900 W/m<sup>2</sup> aus den Untersuchungen des Reports entsprechen. Somit wird für das simulierte Absorberrohr die spezifische Wärmeverlustgleichung:

$$\dot{Q}'_{Verlust} = 0,00154 (T_L - T_U)^2 + 0,2021 (T_L - T_U) - 24,899 \quad [W/m] \quad (2.46)$$



gefunden. Es sei darauf hingewiesen, dass die Wärmeverlustgleichung für das UVAC Absorberrohr hergeleitet wurde. Jedoch soll sie als erster allgemeiner Ansatz für die Simulation genügen.

Der Energieeintrag durch die gebündelte Sonneneinstrahlung beim Fokussieren der Absorberrohre ist ebenfalls von der DNI und dessen Einfallswinkel  $f$ , sowie von der Aperturweite des Kollektors abhängig. Für die pro Meter eingestrahlte Wärmemenge  $\dot{Q}'_{sol}$  soll gelten:

$$\dot{Q}'_{sol} = \eta_{Receiver} \text{ DNI } L_{Aperturweite} \quad [\text{W/m}] \quad (2.47)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta_{Receiver}$  des Receivers setzt sich aus den Einzelwirkungsgraden des gesamten Kollektors zusammen und beschreibt das Verhältnis der vom Fluid aufgenommenen Wärme infolge der Temperaturerhöhung beim durchströmen des Absorberrohres zur maximal auf der Aperturfläche auftreffenden Wärmestromdichte.

Abschließend lässt sich die Energiebilanz für das Absorberrohr aufstellen:

$$c_R \rho_R A_R \frac{\partial T_R}{\partial t} = 2\pi k_1 (T_R - T_L) + \dot{Q}'_{sol} - \dot{Q}'_{Verlust} \quad (2.48)$$

Mit der Ringquerschnittsfläche  $A_R$ :

$$A_R = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$$

und  $k_1$  für den Wärmedurchgangskoeffizienten infolge Konvektion und Wärmeleitung zwischen Fluid und Rohraußenwand:

$$1/k_1 = \frac{1}{\alpha_i \frac{d_i}{2}} + \frac{1}{\frac{1}{\lambda_R} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}$$

Energiebilanz der isolierten Rohrleitung:

Für den Wärmeübergang der isolierten Rohrleitungen (Index iso) im Solarfeld kann analog vorgegangen werden. Mit der Annahme, dass diese aufgrund der zusätzlichen Isolierschicht keine übermäßige Energiezufuhr durch die solare Einstrahlung erfahren:

$$c_R \varrho_R A_R \frac{\partial T_R}{\partial t} = 2\pi k_1 (T_L - T_R) - 2\pi k_2 (T_R - T_U) \quad (2.49)$$

Mit

$$1/k_2 = \frac{1}{\alpha_{iso} \left( \frac{d_a}{2} + \delta_{iso} \right)} + \frac{1}{\frac{1}{\lambda_{iso}} \ln \frac{\left( \frac{d_a}{2} + \delta_{iso} \right)}{\frac{d_a}{2}}}$$

## 2.8 Druckverluste über Reduzierstücke

Die in den Headerleitungen verbauten Reduzierstücke verbinden Rohre mit unterschiedlichen Durchmessern. Der konische Verlauf erzeugt eine Rohrverengung auf kurzer Distanz, die im Gegensatz zu plötzlichen Querschnittsreduzierungen zu geringeren Reibungs- und Ablöseverlusten der Strömung führt. Dennoch wirkt sich die allmähliche Verringerung der Querschnittsfläche merkbar auf den Druckverlauf aus. Durch die Reibung und Beschleunigung der Strömung entsteht ein Druckverlust  $\Delta p_v$  der abhängig vom Strömungszustand und dem Grad der konischen Verengung ist:

$$\Delta p_v = \xi \frac{\varrho}{2} c^2 \quad (2.50)$$

$\xi$  ist der sogenannte Widerstandsbeiwert, der mit Zunahme des Öffnungswinkels der Verengung und dem Verhältnis der Durchmesser zwischen Ein- und Austritt des Reduzierstücks abnimmt. Für die Übergänge bei kleinen Rohrdurchmessern, wie am Ende der Headerleitungen (Anhang A), ist das Verhältnis der Durchmesser am größten und beträgt ca. 1,72 von einer 8 Zoll- zu einer 6 Zoll Leitung. Der

Widerstandsbeiwert wird aufgrund relativ kurzer Reduzierstücke auf 0,01 geschätzt, was für Längen von 0,1 m bis 0,4 m durchaus berechtigt ist [TECHNISCHE STRÖMUNGSLEHRE].

$\Delta p_v$  wird in der Impulsbilanz an diskreten Stellen der Headerleitungen berücksichtigt, bei denen sich ein Gesamtdruckabfall durch Reibung und Rohrverengung ergibt.

Unter der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung und dass sich die Geschwindigkeit über das Reduzierstück nur geringfügig ändert, kann die kinetische Energie der Luft vernachlässigt werden, sodass die Temperatur des idealen Gases über das Reduzierstück konstant bleibt.

## 3 Methoden

### 3.1 Diskretisierung und Differenzenverfahren

Zur numerischen Lösung des Anfangswertproblems ist eine Approximation in Form einer Diskretisierung der gefundenen partiellen Differenzialgleichungen aus den Massen-, Impuls- und Energiebilanzen notwendig. Dazu werden die Rohrleitungen der Länge nach in ein eindimensionales äquidistantes Gitter mit der Schrittweite  $dx$  und die Änderung des Zustandes von Fluid und Rohrwand über der Zeit in Zeitschritte der Schrittweite  $dt$  unterteilt. Die in den Differenzialgleichungen auftauchenden partiellen Ableitungen  $(\partial/\partial t, \partial/\partial x)$  lassen sich nun in Differenzenquotienten überführen, wodurch die Differenzialgleichungen durch einfach zu lösende Differenzengleichungen ersetzt werden können.

Beim Differenzenverfahren sind die drei Varianten Vorwärtsdifferenzen, Rückwärtsdifferenzen und zentrale Differenzen zur Annäherung an eine beliebige Stelle  $k$  möglich [GRUNDLAGEN DER NUMERISCHEN MATHEMATIK UND DES WISSENSCHAFTLICHEN RECHNENS]. Für eine Funktion  $y$  ergibt sich mit Hilfe des Taylorpolynoms unter Vernachlässigung von Termen höherer Ordnung:

$$y_x = y_{x_0} + (x - x_0) \left. \frac{\partial y(x)}{\partial x} \right|_{x=x_0} \quad (3.1)$$

der Ansatz für die Approximationen im Knotenpunkt  $k$ :

$$\frac{\partial y_k}{\partial x} = \frac{y_{k+1} - y_k}{x_{k+1} - x_k} \quad (\text{Vorwärtsdifferenzen}) \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial y_k}{\partial x} = \frac{y_k - y_{k-1}}{x_k - x_{k-1}} \quad (\text{Rückwärtsdifferenzen}) \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial y_k}{\partial x} = \frac{y_{k+1} - y_{k-1}}{x_{k+1} - x_{k-1}} \quad (\text{zentrale Differenzen}) \quad (3.4)$$

Die richtige Wahl des Differenzenverfahrens erfolgt durch die Betrachtung der vorgegebenen Annahmen und Randbedingungen. Die eindimensionale Strömung erfährt eine Zustandsänderung der Temperatur, des Drucks und des Massenstroms von einer Stützstelle des Gitters zur Nächsten in Strömungsrichtung.

Beispielsweise ist der abfallende Druck bzw. der sich einstellende Druckgradient zwischen zwei Stützstellen (A und B) des Gitters abhängig vom Strömungszustand der ersten Stützstelle (A). Infolge Rohrreibung und Querschnittsverengungen über die Schrittweite  $dx$  stellt sich somit ein neuer Druck ein, sodass für den Druckgradienten der Impulsbilanz Rückwärtsdifferenzen angewendet wird. Analoges gilt für die Temperaturen (Fluid und Rohrwand) und den Massenstrom, welche ebenfalls vom Zustand der vorherigen Stützstelle abhängen und deswegen die in den Massen- und Energiebilanzen auftauchenden örtlichen Gradienten nach dem Rückwärtsdifferenzenverfahren ermittelt werden.

Zur Beschreibung des neuen Strömungszustandes in einem Punkt des Gitters nach einem Zeitschritt  $dt$ , wird von dem bereits bekannten Verlauf der Zustandsgrößen im letzten Zeitschritt desselben Punktes ausgegangen. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt dem zufolge nach:

$$\frac{\partial y_k}{\partial t} = \frac{y_{k,t+dt} - y_{k,t}}{dt} \quad (3.5)$$

Die Verringerung der Schrittweiten  $dx$  bzw.  $dt$  erhöhen die Anzahl der Gitterpunkte und verkürzen den Abstand zwischen den Zeitschritten. Damit erhöht sich die Genauigkeit der Approximationen, aber auch der Rechenaufwand des Programms für die Simulation. Aus diesem Grund muss ein geeignetes Maß für die Schrittweiten gewählt werden, um einerseits eine hohe Güte der Approximationen zu erreichen, andererseits aber nicht den Rechenaufwand unnötig zu steigern.

Die Neuberechnung des Zustandes eines jeden Gitterpunktes erfolgt nach der Methode des impliziten Euler-Verfahrens [GRUNDLAGEN DER NUMERISCHEN MATHEMATIK UND DES WISSENSCHAFTLICHEN RECHNENS]. Das bedeutet, dass eine strategisch geeignete unbekannte Größe einer Stützstelle geschätzt wird und die sich daraus ergebenden Stoffgrößen berechnet werden, um das Gleichungssystem zu

lösen. Durch die Schätzung entstehen Abweichungen bzw. Fehler, weshalb eine iterative Bestimmung des unbekanntes Zustandes notwendig ist. Sobald der Fehler in einem sehr kleinen Bereich liegt und sich nicht wesentlich auf die Genauigkeit der Lösung bzw. die folgenden Berechnungen auswirkt, ist das Gleichungssystem näherungsweise gelöst.

Da zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen  $\alpha_i$  und der Rohrreibungszahl  $\lambda_{\text{Reib}}$  die arithmetische Mittelwerttemperatur eingesetzt wird, sind für die nicht von den partiellen Ableitungen abhängigen Terme der Impulsbilanz und der Energiebilanzen ebenfalls arithmetische Mittelwerte einzusetzen. Zudem bleibt der Einfluss der Diskretisierung ansatzweise berücksichtigt. Die diskretisierten Differentialgleichungen lauten:

Massenbilanz

$$A \frac{Q_{k,t} - Q_{k,t-1}}{dt} + \frac{\dot{m}_{k,t} - \dot{m}_{k-1,t}}{dx} = 0 \quad (3.6)$$

Impulsbilanz

$$\frac{p_{k,t} - p_{k-1,t}}{dx} + \frac{\lambda_{\text{Reib}} \bar{q} \bar{c}^2}{2 d_i} = 0 \quad (3.7)$$

Energiebilanz des Fluids

$$\rho c_p A \left( \frac{T_{L,k,t} - T_{L,k,t-1}}{dt} + c \frac{T_{L,k} - T_{L,k-1}}{dx} \right) = 2\pi \alpha_1 d_i (\bar{T}_{R,k,t} - \bar{T}_{L,k,t}) \quad (3.8)$$

Energiebilanz Absorberrohr

$$c_R \rho_R A_R \frac{T_{R,k,t} - T_{R,k,t-1}}{dt} = 2\pi k_1 (\bar{T}_{R,k,t} - \bar{T}_{L,k,t}) + \dot{Q}_{\text{sol}} - \dot{Q}_{\text{Verlust}} \quad (3.9)$$

Energiebilanz isoliertes Rohr

$$c_R \rho_R A_R \frac{T_{R,k,t} - T_{R,k,t-1}}{dt} = 2\pi k_1 (\bar{T}_{L,k,t} - \bar{T}_{R,k,t}) - 2\pi k_2 (\bar{T}_{R,k,t} - T_U) \quad (3.10)$$

## 3.2 Lineare Interpolation

Die von Isaac Newton begründete lineare Interpolation ist ein einfaches numerisches Verfahren, das zwei bekannte Punkte (z.B. Datenpunkte oder Messwerte) durch eine lineare mathematische Funktion (Interpolierende) miteinander verbindet und es ermöglicht Zwischenwerte zu approximieren.

Hier werden zwei gegebene Datenpunkte  $(x_0, f_0)$  und  $(x_1, f_1)$  durch eine Gerade verbunden, auf der die Zwischenwerte  $(x, f(x))$  liegen.

$$f(x) = f_0 + \frac{f_1 - f_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) \quad (3.11)$$

Durch das in dieser Arbeit angewendete Lösungsverfahren des dynamischen Gleichungssystems werden sowohl der Druck als auch die Temperatur in jedem Schritt neu berechnet oder dafür Annahmen getroffen, wodurch das lineare Interpolationsverfahren bis zu drei Mal in Folge angewendet werden muss. Das heißt es wird jeweils für einen bestimmten Druck und eine bestimmte Temperatur in dem jeweiligen Druck-, sowie Temperaturintervall, das den gegebenen Zwischenwert der gesuchten Größe beinhaltet, interpoliert. Als Ergebnis erhält man die gesuchte Größe in Abhängigkeit des vorgegebenen Drucks und der Temperatur.

## 3.3 Bisektion

Das Bisektions- oder auch Intervallhalbierungsverfahren ist eine mathematische Methode zur iterativen Bestimmung von Nullstellen. Existiert für eine stetige Funktion  $f(x)$  eine Nullstelle  $\xi$  im Intervall  $[a, b]$  (Abbildung 3.1), so haben die Funktionswerte  $f(a)$  und  $f(b)$  ein unterschiedliches Vorzeichen. Das bedeutet, dass in der gesuchten Stelle  $x = \xi$  ein Vorzeichenwechsel stattfindet und entweder  $f(a) < 0$  und  $f(b) > 0$  (steigende Funktion) oder  $f(a) > 0$  und  $f(b) < 0$  (fallende Funktion) gelten muss (Zwischenwertsatz von Bolzano).

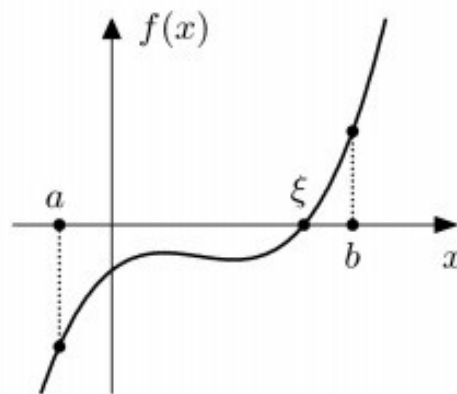


Abbildung 3.1: Funktion  $f(x)$  im Intervall  $[a, b]$

Durch Halbierung des Intervalls wird eine neue Intervallgrenze  $c$  gefunden und der Funktionswert  $f(c)$  berechnet. Mit der Bedingung eines Vorzeichenwechsels ersetzt  $c$  diejenige Intervallgrenze mit dem gleichen Vorzeichen des Funktionswertes  $f(c)$ .  
[NUMERISCHE MATHEMATIK FÜR ANFÄNGER]

Das Verfahren wird solange fortgesetzt bis entweder  $c$  gleich der Nullstelle  $\xi$  ist und  $f(\xi) = 0$  gilt oder eine bestimmte Genauigkeit  $\delta$  erreicht wurde, für die eine annähernd ausreichende Lösung in unmittelbarer Nähe der Nullstelle existiert. Für das Abbruchkriterium des Bisektionsverfahrens gilt dann:

$$|a - b| \leq \delta$$



## 4 Modellierung

Die Simulation des Solarfeldes wird mit Hilfe von MATLAB R2015a durchgeführt, das zur Lösung der mathematischen Probleme und zur grafischen Darstellung der Ergebnisse dient. Die Implementierung des Gleichungssystems erfolgt für die zeit- und ortsgebundenen Größen in vektorieller Schreibweise und in Abhängigkeit der frei wählbaren Diskretisierung. Ziel ist es über die Vorgabe eines Anfangszustandes des betrachteten Rohres, sowie der einströmenden heißen Luft, die Entwicklung des Temperaturverlaufs der Rohrwand über der Zeit und die Dauer bis zum Erreichen des geforderten Endzustands (Rohrwandtemperatur übersteigt die Schmelztemperatur des Solarsalzes um 10 K) numerisch zu bestimmen.

Nach einer Einführung in die Vorgehensweise und den Weg der Berechnung mit Hilfe der vorgestellten Methoden, lässt sich ein Algorithmus definieren, der zur Lösung des Gleichungssystems führt. Abschließend soll der Gültigkeitsbereich der Methoden aufgezeigt und die Überprüfung der Simulationsergebnisse in theoretischer und experimenteller Form erläutert werden.

### 4.1 Vorgehensweise

#### 4.1.1 Wahl der Diskretisierung:

Bei der Berechnung mit Simulationsprogrammen können, durch ungeeignete Wahl der diskreten Schrittweiten, sprunghafte Änderungen von Parametern entstehen, die Schwingungen im modellierten System verursachen. Dies ist zum Beispiel dann der Fall, wenn sehr lange Rohrleitungen betrachtet werden und plötzliche Änderungen im Druck- oder Temperaturbereich stattfinden, die sich stark auf die Stoffeigenschaften des Fluids auswirken. Es kann zum Aufschaukeln von eventuell bereits vorhandenen Schwankungen führen, wodurch das zu lösende Gleichungssystem instabil wird.

Aus diesem Grund wird die Aufteilung der Rohre in 1 m lange Segmente ( $dx = 1$ ) gewählt, da die Segmentlänge sich als stabil erwiesen hat und eine feinere Unterteilung keine wesentliche Verbesserung der Rechengenauigkeit der Simulation

des Solarfeldes der vorliegenden Arbeit ergeben würde. Analog dazu wird für das diskrete Zeitintervall eine Sekunde ( $dt = 1$ ) gewählt.

#### 4.1.2 Programmablauf:

Der Ablauf des gesamten Programms lässt sich in einem Flussdiagramm darstellen. Abbildung 4.1 zeigt wie das Simulationsprogramm DEMO arbeitet, indem es zunächst Eingabedaten abfragt und einliest und anschließend die Unterfunktionen und das Hauptprogramm SOLVER aufruft.

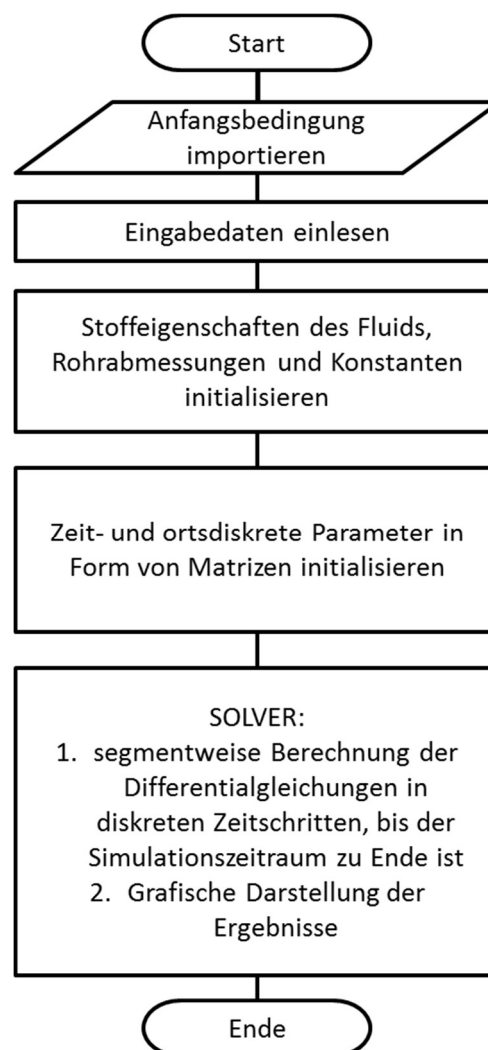


Abbildung 4.1: Programmablauf DEMO

Bevor die segmentweise Berechnung starten kann, wird das Rohr zunächst der Länge nach in viele gleichlange Elemente  $dx$  unterteilt. Es werden die Stoffdatentabellen des Fluids aus einer Excel Datei eingelesen, sowie die

geometrischen Abmessungen der Rohrleitungen vorgegeben. Nach der Definition von Konstanten, initialisiert die INIT-Datei die Vektoren bzw. Matrizen derjenigen Parameter, die im Verlauf der Simulation vom Ort und der Zeit abhängig sind und in weiteren Berechnungsschritten wiederverwendet werden. In Anbetracht der Diskretisierung entspricht ihre Dimensionierung folgender Form: [Anzahl der Zeitschritte] x [Anzahl der Elemente des Rohres + 1]. Die Zeitschritte sind im Wesentlichen nur für die Größen Dichte, Druck und Temperatur wichtig, da diese in den Berechnungen über einen Zeitschritt hinaus vererbt werden. Außerdem ist die Entwicklung des Massenstroms von Interesse, sodass auch dieser für die spätere Betrachtung und Auswertung in Matrizen gespeichert wird.

Da ein Element des Rohres aus zwei Knoten besteht, die einen Abstand von  $dx$  zueinander haben und sich jedes Element einen Knoten mit dem benachbarten Element teilt, ist die Anzahl der Knotenpunkte gleich der Anzahl der Elemente plus einen weiteren Punkt.

Abschließend werden die Rohrwandtemperatur, sowie die Temperatur und der Druck des Fluids und der Umgebung im Anfangszustand und der einströmenden Luft am Eintritt der Rohrleitung für den ersten Zeitschritt vorgegeben. Im Hauptprogramm kann nun die schrittweise Berechnung eines jeden Elementes des Rohres nach folgenden Schritten beginnen:

- Stoffeigenschaften der Luft ( $\rho, \nu, \lambda, \eta$ )
- Massenstrom  $\dot{m}$  aus der Massenbilanz
- Geschwindigkeit  $c$
- die Kennzahlen  $Re, Pr$  und  $Nu$  der charakteristischen Strömung
- Wärmeübergangszahl  $\alpha_i$  für den Wärmeübergang des Fluids an die Rohrwand
- Bildung der benötigten arithmetischen Mittelwerte für die Energiebilanzen ( $\bar{T}_L, \bar{\rho}, \bar{c}, \bar{\alpha}$ )
- Berechnung der mittleren Rohrwandtemperatur  $\bar{T}_R$  über die Energiebilanz des Fluides
- Berechnung der Rohrwandtemperatur  $T_R$  über die Energiebilanz des Rohres
- Druckverlust  $dp$  über die Impulsbilanz

In der SOLVER-Datei wird zur Lösung des Gleichungssystems das implizite Verfahren angewendet. Hierbei wird, um die Rohrwandtemperatur des neuen Knotenpunktes zu bestimmen, zu Beginn jedes Rechendurchgangs die Lufttemperatur des neuen Knotenpunktes geschätzt und in das Gleichungssystem eingesetzt. Mit Hilfe des Bisektionsverfahrens wird die geschätzte Lufttemperatur solange iteriert, bis die Gleichung für die Rohrwandtemperatur des Gleichungssystems fehlerfrei bzw. mit einem nur geringen Fehler gelöst werden kann. Anschließend kann analog der nächste Knotenpunkt berechnet werden.

Mit der Schätzung der Temperatur geht auch eine Schätzung des Drucks einher, da sich die Änderung von nur einer Größe bereits auf die Stoffwerte und damit auf das Strömungsverhalten und den Druckverlust auswirkt. Die iterativen Berechnungen im Hauptprogramm werden somit von einer Druckiteration nach dem Bisektionsverfahren umschlossen und als Globaliteration bezeichnet. Abbildung 4.2 zeigt den Ablauf im Hauptprogramm SOLVER. Zuerst wird die Annahme eines Druckintervalls getroffen in dem der gesuchte Druck liegt.

Dann wird für die jeweilige obere und untere Druckgrenze die Temperaturiteration (Lösung der Energiebilanzen der einzelnen Elemente über die gesamte Rohrlänge) durchgeführt. Zum Schluss wird geprüft, ob der Druck am Ende der Rohrleitung auch dem gewünschten Endzustand (1 bar Umgebungsdruck) entspricht.

Auch bei dieser Iteration wird bei einer angemessenen Abweichung die Iterationsschleife verlassen und es beginnt analog die Berechnung für den nächsten Zeitschritt.

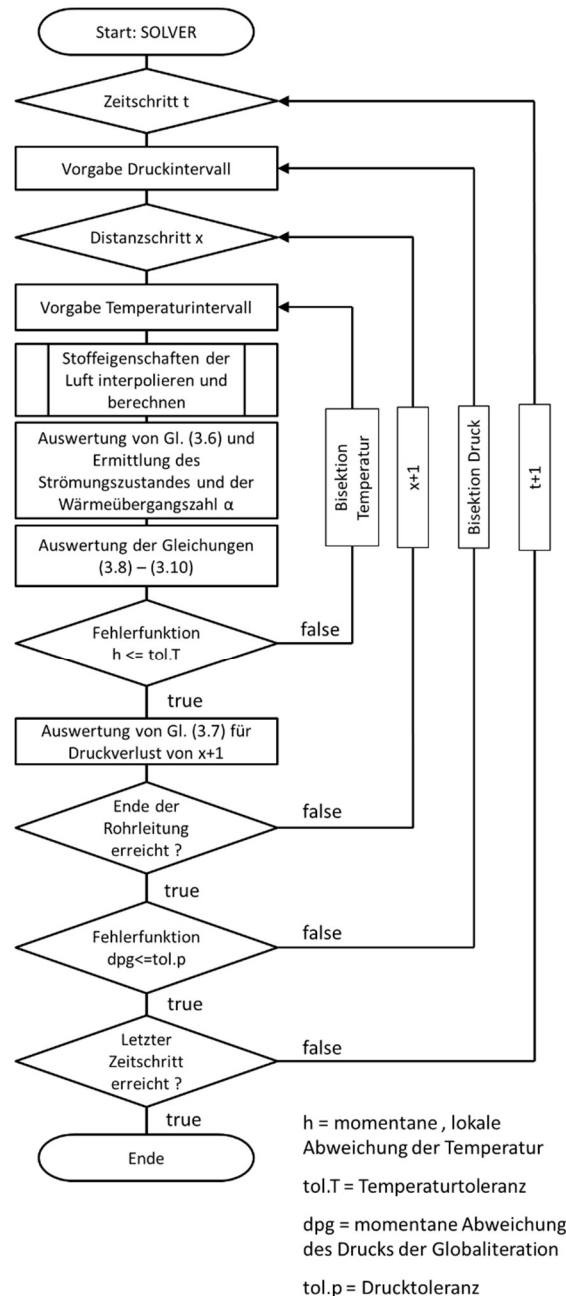


Abbildung 4.2: Programmablauf im Hauptprogramm SOLVER

## 4.2 Gültigkeitsbereich der Simulation

### 4.2.1 Abweichung der Iteration:

Für die iterative Bestimmung des Drucks und der Temperatur werden sehr hohe Genauigkeiten angenommen, da bei der Erwärmung sehr große Energiemengen übertragen werden und sich kleine Abweichungen bereits sehr schnell bemerkbar machen. Der Fehler bei einer globalen Überprüfung der Energiebilanzen im

stationären Zustand sollte maximal 1 % betragen. Für die Berechnung wird aus diesen Gründen ein absoluter Fehler (Iterationsabbruchkriterium) von 0,001 K für die Temperatur und 100 Pa für den Druck zugrunde gelegt.

#### 4.2.2 Wärmeübergang:

Bei der Isolation der Rohrleitungen mit Steinwolle kann es infolge eines zu starken Zusammenpressens des Isolationsmaterials und durch eine Vielzahl von Luftspalten zwischen den Isolationsschichten/-stücken der aufeinanderfolgenden Abschnitte des Rohres zu verstärkten Wärmeverlusten kommen. Außerdem entstehen Wärmebrücken (erhöhte Wärmeleitung) an den Gleitschuhen der Rohrleitungen, die auf den Rohrleitungshalterungen verankert sind. In erster Linie wird dadurch die mittlere Wärmeleitfähigkeit erhöht, welche für Steinwolle zwischen  $0,035 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  bis  $0,045 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  liegt [LANDESAGENTUR FÜR UMWELT UND ARBEITSSCHUTZ BOZEN]. Um diesen Effekt in der Simulation zu berücksichtigen, wird die Wärmeleitfähigkeit mit dem Faktor 1,5 multipliziert. Diese Anpassungen hat sich erfahrungsgemäß als sehr zutreffend in der Praxis erwiesen [Eickhoff].

Der Wärmeübergang von der durch ein dünnes Aluminiumblech geschützten Isolierung an die Umgebung erfolgt über freie Konvektion. Bei einer mittleren Windgeschwindigkeit von 8 m/s bis 10 m/s (frische Brise) ergibt sich für einen Rohrdurchmesser von ca. 0,55 m (mit Isolierung) nach einer Wärmeübergangszahl von etwa  $4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  [VDI WÄRMEATLAS].

Für die Wärmeleitfähigkeit der Stahlrohre lassen sich aufgrund der unterschiedlichen Legierungen verschiedene Werte finden. Im Fall der hier betrachteten hochlegierten Edelstahlrohre des Absorberrohres liegt der Wert nach DIN 1.4541 bei  $15 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  und wird fest für alle Rohrleitungen angenommen.

#### 4.2.3 Regelung der Fokussierung der Absorberrohre:

Da sich die Absorberrohre sowohl durch Fokussierung als auch durch den Eintritt von heißer Luft erwärmen, steigt besonders auf den ersten 100 m nach Eintritt des heißen Fluids die Absorberrohrtemperatur stark an. Aus diesem Grund werden zur Vermeidung von zu hohen Temperaturen in diesem Abschnitt die Kollektoren nach

Erreichen der Zieltemperatur von 240 °C am Ende des Kollektors nur noch so oft durch den Fokus gefahren, dass ihre Wärmeverluste kompensiert werden und ihre Zieltemperatur gehalten werden kann.

Die Wärmestromdichte erreicht bei vollständiger Fokussierung 900 W/m<sup>2</sup> (DNI) ein Maximum und wird, während des Durchfahrvorgangs mit der Dauer  $t_{sol} = 10$  Sekunden, mittels einer Sinuskurve realisiert. Das Produkt aus DNI, Aperturweite und Kollektorwirkungsgrad bezeichnet die Amplitude der Funktion für die in der Simulation abgebildeten, spezifischen Wärmestrommenge  $\dot{Q}'_{sol}$ . Ist der Kollektor für die Zeit  $t_{tot} = 95$  Sekunden (Totzeit) nicht fokussiert, stellt sich ein Grundwert der spezifischen Wärmestrommenge von 80 W/m durch sehr geringe Direkteinstrahlung außerhalb des Fokus ein (direkte nichtkonzentrierte Sonne und Diffuse Strahlung). Es wird nur der obere, positive Teil der Sinusfunktion betrachtet. Die folgende Gleichung berücksichtigt die Durchfahrdauer mit der Sinusfunktion:

$$\dot{Q}'_{sol} = \eta_{Receiver} L_{Aperturweite} DNI \sin(\omega t') \quad [W/m] \quad (4.1)$$

Mit der Kreisfrequenz  $\omega$ :

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

und der Periodendauer T:

$$T = 2 t_{sol}$$

Die Zeit  $t'$  bezeichnet den Zeitpunkt an dem sich, mit Hinblick auf die zeitliche Diskretisierung  $dt$ , die Fokussierung gerade befindet. Da der Vorgang des Durchfahrens nach der Zeit  $t = t_{sol} + t_{tot} = 105$  *Sekunden* wiederholt wird.

#### 4.2.4 Eigenschaften der Kollektoren

Für die Simulation der neuen Betriebsweise wurde der Schott PTR-70 Receiver mit 2 mm Wandstärke zugrunde gelegt (Anhang D). Der gleiche Receiver mit größerer Wandstärke (5,6 mm) wurde für die Validierung der Simulationsergebnisse durch praktische Tests benutzt. Mit einer Aperturweite von 5,76 m und einer Kollektorlänge

von 75 m wird ein optischer Kollektorwirkungsgrad von 74 % erreicht. [EICKHOFF ET AL. – TASK REPORT]

## 4.3 Validierung der Simulation

### 4.3.1 Theoretische Vergleichsrechnung:

Anhand einer Energiebilanz um das Fluid im stationären Zustand lässt sich eine theoretische Vergleichsrechnung mit den aus der Simulation erhaltenen Werten durchführen. Es gilt, dass die Differenz der Wärme der ein- und ausströmenden Luft ( $\dot{Q}_e - \dot{Q}_a$ ) eines Rohrabschnitts mit n-Elementen gleich der Summe der Wärmeverluste  $\dot{Q}_{x,i}$  der Luft an die Umgebung über jedes Element i ist. Die Energiebilanz um das Fluid lautet somit:

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_a = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{x,i} \quad (4.2)$$

Daraus wird für das ideale Gas:

$$\dot{m}_e c_p T_e - \dot{m}_a c_p T_a = \sum_{i=1}^n (k A (\bar{T}_L - T_U)) \quad (4.3)$$

Mit

$$\bar{T}_L = \frac{T_{L,e} + T_{L,a}}{2}$$

### 4.3.2 Experimentell:

Um eine Aussage über die Gültigkeit der Simulation für den realen Fall zu erhalten, hat eine Überprüfung der Simulationsergebnisse mit experimentell ermittelten Daten stattgefunden. Dazu wurden praktische Aufwärmversuche an einem Kollektor der auf der PSA installierten DISS (Direct Solar Steam) - Anlage durchgeführt.



Für die Validierung wurden die Lufttemperatur, sowie die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass an einem 100 m Euro Solarlite-Kollektor bestehend aus acht Parabolrinnenmodulen (à 12,5 m) mit Schott PTR-70 Receivern über der Zeit gemessen und die Daten im Kontrollraum der Anlage aufgezeichnet und gespeichert.

Bei der Versuchsvorbereitung wurde an jeweils beiden Enden die isolierte Rohrleitung kurz vor dem ersten und nach dem letzten Modul des Kollektors teilweise entkleidet, von der Isolation befreit und aufgeschnitten. Am Einlass wurde über eine Trichtervorrichtung eine regulierbare Heizung mit einstellbaren Temperaturstufen an die Leitung geschweißt und ein Drehkolbengebläseaggregat der Firma Kaeser über einen rund 3 m langen, elastischen Schlauch mit großem Durchmesser mit einer Schelle befestigt.

Am gegenüberliegenden Auslass des Absorberrohres wurde ein Thermoelement zur Messung der ausströmenden Lufttemperatur installiert. Dazu wurde die Temperatursonde über einen Draht an der Leitung befestigt und in das Rohr gesteckt. Dahinter wurde zusätzlich ein Metallblech als Abhitzeschutz vor der ausströmenden heißen Luft an einem Gerüst angebracht. Die Messung der Temperatur der einströmenden Luft konnte durch das Thermoelement der Parabolrinne gemessen werden.

Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass wurde ebenfalls über den Drucksensor der Anlage gemessen. Dazu wurde die am Einlass des Kollektors fest angebrachte Druckleitung abgeschraubt und direkt am Gebläse - Druckstutzen montiert.

Da die DISS - Anlage im Normalbetrieb mit Wasser-Wasserdampf als Wärmeträgermedium zur Direktverdampfung arbeitet, wurde der Kollektor zur Vorbereitung auf die Tests zunächst für einige Stunden mit heißer Luft zur Trocknung der Absorberrohre durchströmt.

In den folgenden Versuchen wurde als erstes die Regulierbarkeit der Heizung überprüft. Da nicht ganz sicher war, ob diese sich stufenlos einstellen lässt bzw. sich linear oder nichtlinear verhält. Das Gebläse wurde in allen Versuchen auf 40 Hz eingestellt. Die Heizung, welche in 13 x 0,5 Schritten bis Stufe 6,5 einstellbar ist, wurde alle 30 sec um eine Viertel Stufe hochgedreht, um so eine Temperaturrampe zu erzeugen. Diese konnte dann Anhand der aufgezeichneten Daten der

Eingangstemperatur des Absorberrohres bestätigt und ihre Steigung ermittelt werden.

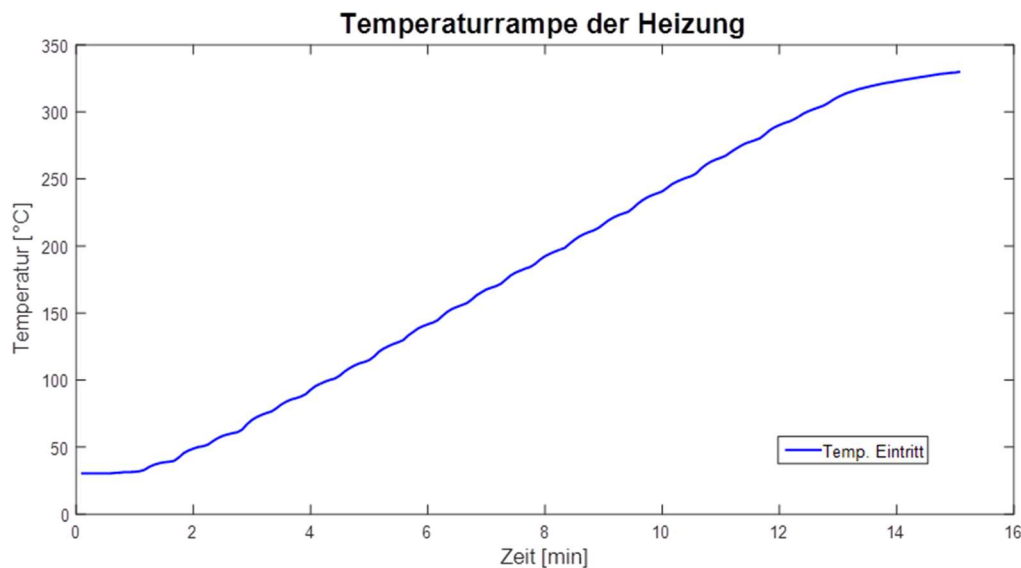


Abbildung 4.3: Aufgezeichnete Temperaturrampe der aus der Heizung und in das Absorberrohr strömenden Luft

Abbildung 4.3 zeigt den linearen Zusammenhang zwischen Temperaturanstieg und Zeit. Innerhalb von 13 min lässt sich bei einer Anfangstemperatur von 35 °C, die Temperatur auf 320 °C anheben. Die Rampe liegt somit etwa bei 0,37 K pro Sekunde, was bei einem über die Volumenstromgleichung des Gebläses und mit Hilfe des Druckabfalls errechneten Volumenstroms von ca. 0,076 m<sup>3</sup>/s erzielt wurde (Kaeser Kompressoren – Datenblatt, Anhang C).

Nach Erreichen der maximalen Lufteintrittstemperatur von 320 °C wurde der Kollektor weiterhin bei dieser Temperatur durchströmt und es konnte die Dauer bis zum stationären Prozess gemessen werden, bei dem die Rohrwand- und Lufttemperatur am Kollektorauslass näherungsweise konstant blieben.

Für die Simulation wurden die gleichen Voraussetzungen angenommen und die Temperaturrampe innerhalb von 13 min auf ihr Maximum gefahren. Ab diesem Zeitpunkt bleibt die Temperatur der einströmenden Luft gleich und das 100 m Absorberrohr heizt sich langsam der Länge nach auf.

### 4.3.3 Pumpengleichung:

Um das zeitliche Verhalten des einströmenden Volumen- und damit des Massenstroms in die Headerleitungen abzubilden, wurde die Volumenstromgleichung des Drehkolbengebläses von Kaeser für trockene Luft aus den Experimenten zur Validierung der Simulation verwendet. Hierfür wurde das Kennlinienfeld der Pumpe unter denselben Betriebsbedingungen (Umgebungstemperatur  $T_U = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , Umgebungsdruck  $p_U = 1 \text{ bar}$ ) ausgewertet. Es beschreibt den Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckabfall, und wurde auf ein modelliertes Gebläse mit höherer Leistung zur Versorgung des Solarfelds übertragen.

Aus dem Experiment ergab sich über die 100 m lange Absorberrohrleitung, bei einer Frequenz von 40 Hz und einem Druckabfall von 230 mbar, ein Volumenstrom von  $0,076 \text{ m}^3/\text{s}$ . Im Vergleich zum Nennvolumenstrom ( $0,089 \text{ m}^3/\text{s}$ , 0 mbar Druckabfall) liegt dieser 5 % niedriger. Das bedeutet, dass für die Headerleitung, deren Volumenstrom im selben Betriebspunkt des kleineren Gebläses 50 mal höher sein muss um alle 50 Absorberrohre mit dem gleichen Massenstrom zu versorgen, die Volumenstromgleichung durch bestimmte Parameter angepasst werden muss, um dasselbe Kennlinienfeld zu beschreiben.

Durch Bildung des Verhältnisses zwischen der Volumenstromgleichung mit Druckverlust und der ohne Druckverlust,

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} = 1 - 0,05 = \frac{q_0/1000}{q_0/1000} \frac{\left( n a_1 - n_{\text{Schlupf}} \sqrt{0,0371 T_U \frac{\Delta p}{p_U} a_2} \right)}{n a_1} \quad (4.4)$$

finden sich die beiden Variablen ( $a_1$ ,  $a_2$ ) in Abhängigkeit der im Datenblatt des Gebläses beschriebenen Größen zu:

$$a_1 = \frac{1000 V_0}{(1 - 0,05) q_0 n} \quad (4.5)$$

$$a_2 = \left( a_1 \frac{(1 - 0,95) n}{n_{\text{Schlupf}}} \right)^2 \left( \frac{p_U}{0,0371 T_U \Delta p} \right) \quad (4.6)$$

Diese können nun für jeden vorgegebenen Nennvolumenstrom  $\dot{V}_0$ , dessen Druckabfall bekannt ist, berechnet werden. In der Simulation wird darauf verzichtet, den aktuellen Einfluss des vorliegenden Druckabfalls des aktuellen Zeitschritts bei der Berechnung des Volumenstroms zu berücksichtigen, da hierfür erneut nach einer iterativen Lösung gesucht werden müsste. Der Druckabfall über die betrachtete Leitung aus dem aktuellen Zustand, wird stattdessen auf den Volumenstrom des nächsten Zeitschritts aufgeprägt. Der Fehler der dabei gemacht wird, ist als relativ gering einzuschätzen, da die Diskretisierung sensibel genug gewählt wurde und keine großen Temperatur- oder Druckänderungen vorgegeben werden. Die neue Volumenstromgleichung für das simulierte Gebläse mit größerer Leistung lautet somit:

$$\dot{V} = q_0/1000 \left( n a_1 - n_{\text{Schlupf}} \sqrt{0,0371 T_U \frac{\Delta p}{p_U} a_2} \right) \quad (4.7)$$

---

## 5 Simulationsergebnisse

### 5.1 Validierung der Simulation anhand des Aufwärmvorgangs eines 100 m langen Absorberrohres an der DISS-Testanlage

Wie bereits in Kapitel 4.3.2 beschrieben wird das Simulationsprogramm durch einen praktischen Heißluft-Aufwärmversuch eines Parabolrinnenkollektors der Plataforma Solar de Almeria validiert. Nachfolgend wird zunächst auf die praktischen Aufwärmversuche eingegangen und anschließend das Simulationsprogramm überprüft.

Durch die anfangs noch kühle Rohrwand entstanden zunächst große Wärmeübertragungen der strömenden Luft, die mit steigender Rohrwandtemperatur abnahmen. Dies führte wiederum zu einer Steigerung der Lufttemperatur am Austritt. Anhand der Auswertung der aufgezeichneten Daten, liegt die Anfangstemperatur der stehenden Luft im Rohr und die Rohrwandtemperatur etwa bei 60 - 70 °C. Da das Rohr eine selektive Oberflächenbeschichtung besitzt, die das Licht sehr effizient absorbiert und gleichzeitig Wärmestrahlung minimal emittiert, kommt es selbst bei passiver bzw. sogenannter diffuser Strahlung zu einer Erwärmung der im Rohr vorhandenen Luft. Die Temperatur sinkt anfangs kurzzeitig ab, da die angesaugte Luft des Gebläses aus der Umgebung (13 – 15 °C) stammt und nach dem Verdichten zunächst nur auf 35 – 40 °C erwärmt wurde. Sie ist daher anfangs kühler als die Rohrwandtemperatur. Beim Anschalten und Hochfahren der Heizung, hebt sich die Temperatur jedoch recht schnell an. Die Lufttemperatur am Anfang steigt zunächst sehr langsam an und folgt dann zeitverzögert der Temperaturrampe der Heizung. Nach 3 Stunden und 30 min wird der stationäre Prozess erreicht, was daran zu erkennen ist, dass sich die Temperatur am Auslass nur noch geringfügig ändert.

Bei Betrachtung der Druckdifferenz ist zu erkennen, dass diese nach Beginn des Versuches durch Anschalten des Gebläses und Fahren der Temperaturrampe von 18 mbar Offset auf 170 – 250 mbar anstieg. Der Offset bezeichnet die bereits vor

dem Anschalten des Gebläseaggregats vorherrschende Nullwertabweichung des Drucksensors und muss bei der Simulation mit berücksichtigt und korrigiert werden. Die aufgezeichneten Daten für die Eingangstemperatur, die Druckdifferenz und den sich daraus ergebenden Volumen- bzw. Massenstrom, nach der Volumenstromgleichung des Drehkolbengebläses für trockene Luft, wurden der Simulation als Startwerte des Eintrittszustands der Luft vorgegeben. Die Simulation soll nun mit Hilfe dieser Randbedingungen das dynamische Differenzialgleichungssystem unter Berücksichtigung der Wärmeverlustgleichung des Absorberrohres lösen und den Temperaturverlauf der ausströmenden Luft entsprechend des Versuches nachbilden. Der Massenstrom konnte während des Versuches nicht fehlerfrei gemessen und musste im Hinblick auf die Simulation angepasst werden. Dies ist auf leichte Leckagen an den Anschlussstellen der Schläuche und der Heizung, sowie auf das Alter und den Schlupf des Gebläses (Anhang C) zurückzuführen. Zudem mussten auch die Wärmeverluste angepasst werden, da sie einerseits eine Funktion des Massenstroms sind und andererseits durch die im Programm verwendete Wärmeverlustgleichung von UVAC Absorberrohren nach dem Task Report von EICKHOFF ET AL. berechnet werden. Das hier verwendete Schott-Absorberrohr besitzt eine viel wirkungsvollere selektive Beschichtung und daher 30 – 40 % weniger Wärmeverluste im heißen Zustand.

In Abbildung 5.1 ist die gemessene Austrittstemperatur (blau) gegenüber der Lösung der Simulation abgebildet, welche mittels der Massen-, Impuls- und Energiegleichung erstellt wurde.

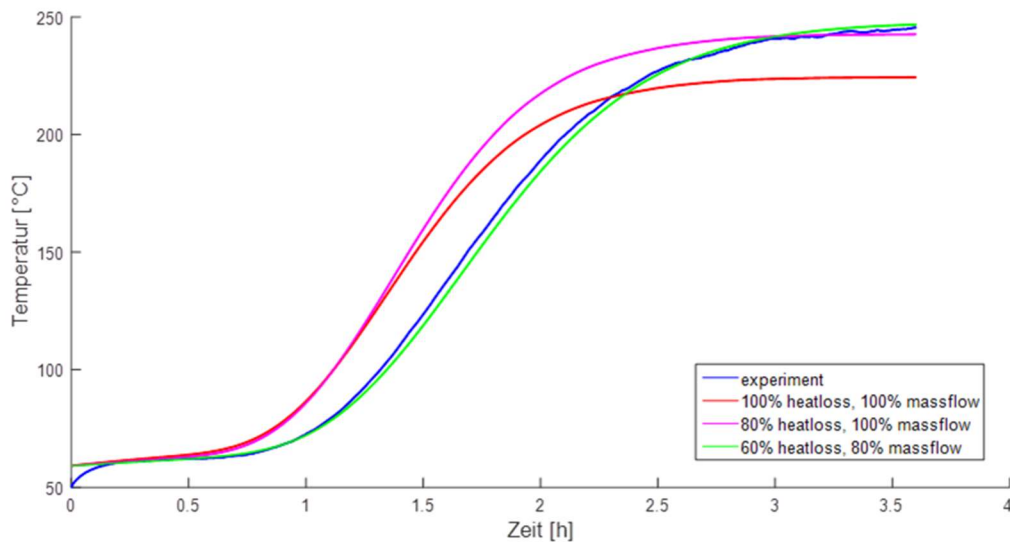


Abbildung 5.1: Vergleich des Ergebnisses der Simulation der Lufttemperatur am Austritt des Absorberrohres gegenüber den aufgezeichneten Daten

Der Temperaturverlauf der Simulation ohne Anpassung von Massenstrom und Wärmeverlusten (100 % Massenstrom und 100 % Wärmeverlusten rot dargestellt) erreicht zwischen 0,5 h und 2,5 h höhere Temperaturen als in der Realität und flacht deutlich früher ab. Bei Erreichen stationärer Bedingungen liegt die Temperatur ca. 20 °C unterhalb der im Experiment aufgezeichneten Werte. Durch Reduktion der Wärmeverluste auf 80 %, passt sich die Endtemperatur der im Versuch gemessenen Lufttemperatur von 245 °C am Austritt an (magenta). Für eine erste Übereinstimmung mit den Versuchsdaten wird neben der Reduktion der Wärmeverluste zudem der Massenstrom um 20 % verringert und erneut die Wärmeverluste auf 60 % reduziert (grün).

Dies zeigt, dass die Simulation, unter Berücksichtigung der erwähnten Änderungen, eine sehr gute Abbildung der Realität darstellt und für die weitere Betrachtung und Modellierung des gesamten solarthermischen Kraftwerks geeignet ist.

---

## 5.2 Untersuchung des Aufwärmvorgangs der 1200 m Headerleitung

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse über das Abkühl- und Aufwärmverhalten der Headerleitungen des neu konzipierten Solarkraftwerks mit neuer Betriebsart (Abbildung 2.7) dargestellt.

Durch die vollständige Entleerung der Rohrleitungen kühlen diese mit der Zeit aus. Der Vorwärmprozess der Headerleitungen am nächsten Morgen beginnt dadurch mit der sich über Nacht eingestellten Rohrwandtemperatur. Da vor Sonnenaufgang mit dem Vorwärmprozess begonnen werden soll, wird als Anfangsbedingung die Temperatur nach 12 Stunden nach Entleerung als Startbedingung für die Simulation angesetzt.

### Abkühlvorgang

Es wird vorausgesetzt, dass die Rohrwandtemperatur und Fluidtemperatur am Morgen sehr nah beieinander liegen, da nur ein geringer Wärmestrom von innen nach außen fließt und sich dadurch nur minimal Temperaturgradienten zwischen Luft und Rohrwand ausbilden. Weiterhin wird angenommen, dass eine homogene Temperaturverteilung über dem Rohrquerschnitt vorliegt und die Wärmeleitung aufgrund des Temperaturunterschieds zur Umgebung, sowie der geringen Wärmeleitfähigkeit der Luft gegenüber der der Stahlrohre und der größeren Bezugsfläche der Wärmeübertragung des Rohres, in radialer Richtung viel größer ist als in Längsrichtung.

Abbildung 5.2 zeigt wie sich die Temperatur der Rohrwand und damit auch der der Luft über der Rohrlänge, bei konstanten 15 °C Außentemperatur, vom Zeitpunkt der vollständigen Entleerung über 12 Stunden entwickelt hat.



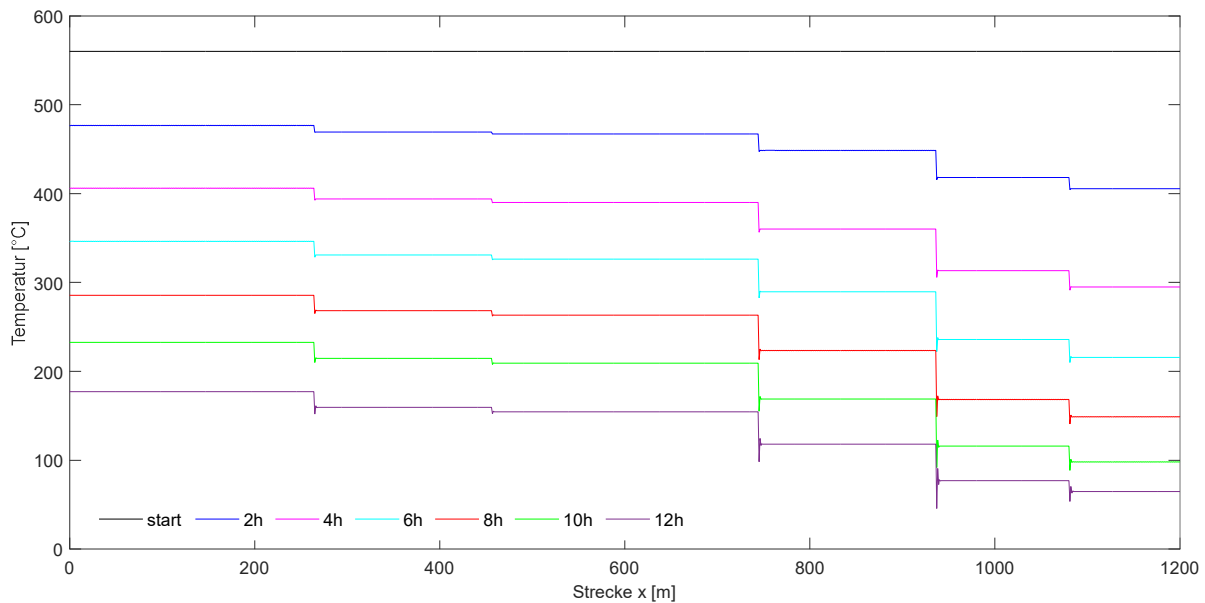


Abbildung 5.2: Temperaturverlauf der Rohrwand der Headerleitungen nach vollständiger Entleerung für diskrete Zeitpunkte in Stunden nach Beginn der Abkühlung

Die Temperaturverläufe weisen eine stufenförmige Anordnung auf, welche von links, dem Eintritt der Headerleitung mit dem größten Durchmesser (16 Zoll), nach rechts mit dem kleinsten Durchmesser (6 Zoll) im Temperaturniveau abnimmt (Anhang A). Die Stufen repräsentieren einen Temperaturunterschied an den Reduzierstücken beim Übergang von einer Rohrgröße zur Nächsten. Demnach unterteilt sich die Kurve in Abschnitte, wie sie auch für die Simulation der Headerleitung vorgegeben wurden. Somit verfügt jeder Abschnitt einheitlichen Durchmessers über einen konstanten Temperaturverlauf über der entsprechenden Einteilung der Rohrlänge der Headerleitung nach den aufgeführten Zollgrößen. Die Temperatur fällt infolge der Temperaturdifferenz und der damit hohen Wärmeverluste zunächst etwas schneller und dann immer gleichmäßiger ab. Dies hängt damit zusammen, dass mit Abnahme der Rohrwandtemperatur über der Zeit auch die Temperaturdifferenz gegenüber der Umgebung sinkt, wodurch wiederum die Wärmeverluste kleiner werden.

Bereits in den ersten 2 Stunden nach vollständiger Entleerung sinkt die Rohrwandtemperatur der 6 Zoll Leitung von 560 °C (Loopaustrittstemperatur des Solarsalzes) auf ca. 300 °C, während die Temperatur der 16 Zoll Leitung auf ca. 460 °C fällt.

Nach 12 Stunden herrscht in den größeren Rohrleitungen eine Temperatur von 154 °C (12 Zoll) bis 177 °C (16 Zoll). Für die 10, 8 und 6 Zoll Leitung ist sie bereits auf 118 °C (10 Zoll) bis 64 °C (6 Zoll) abgefallen.

Werden die Temperaturniveaus und damit die Abschnitte gleichen Rohrdurchmessers miteinander verglichen, nimmt die Temperatur in der 6 Zoll Leitung über der Zeit am meisten ab (ca. 500 °C). Dies ist auf deutlich geringere Massen-Oberflächenverhältnisse des Rohres gegenüber den großen 16 Zoll bis 12 Zoll Rohrleitungen zurückzuführen, da weniger Energie im Material gespeichert werden kann und gleichzeitig eine relativ große Wärmeübertragungsfläche gegeben ist. Insgesamt kühlt die Headerleitung vom Eintritt aus mit abnehmendem Rohrdurchmesser (abnehmende Materialmasse) immer stärker aus, wobei besonders der Übergang von der 12 Zoll Leitung auf die 10 Zoll Leitung und von der 10 Zoll auf die 8 Zoll Leitung heraussticht.

#### Aufwärmung der Headerleitung H2

Der hier für den nächsten Morgen simulierte lokale Temperaturverlauf über die Headerleitung dient als Ausgangswert für die Simulation der morgendlichen Vorwärmung.

Mit Beginn der Vorwärmung wird ein Nennvolumenstrom von 4 m<sup>3</sup>/s für die modellierte Pumpe vorgegeben. Die Temperaturrampe wurde für die Simulation auf 0,5 °C pro Sekunde eingestellt, sodass die in das Rohr eintretende Fluidtemperatur in wenigen Minuten eine Temperatur von 280 °C erreicht. Die Starttemperatur dieser Rampe entspricht der Fluidtemperatur nach 12 Stunden Abkühlung im Eintrittsbereich.

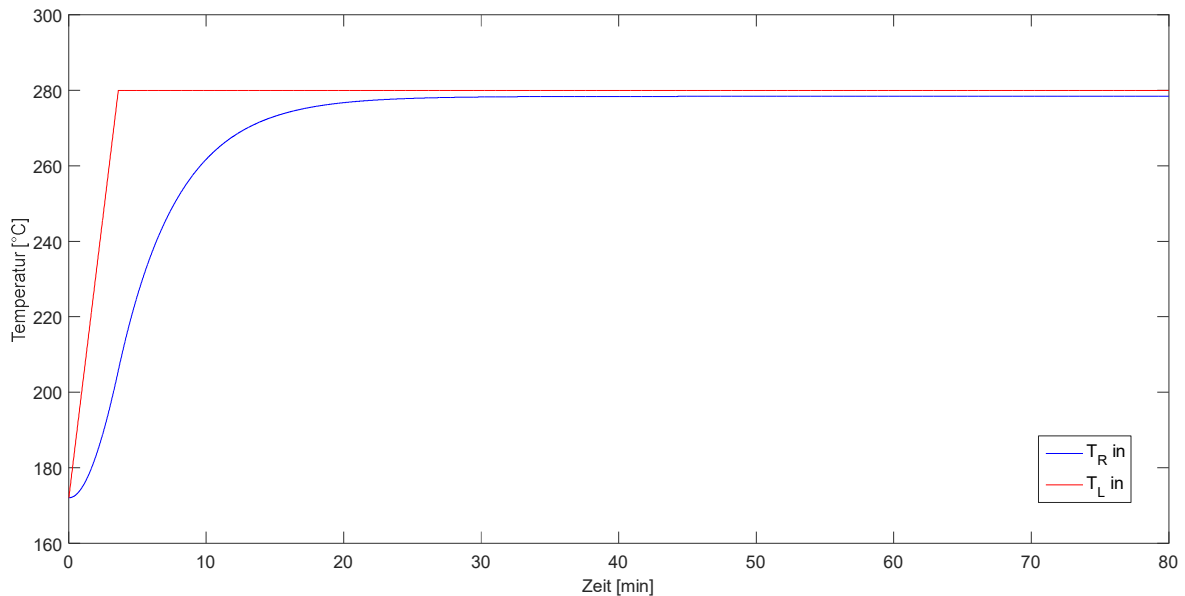


Abbildung 5.3: Zeitlicher Verlauf der Fluid- und Rohrwandtemperatur am Eintritt der Headerleitung

Abbildung 5.3 zeigt, wie die Heizung innerhalb von etwa 3,5 Minuten von 177 °C (Starttemperatur) auf die geforderte Solltemperatur von 280 °C aufheizt. Die Temperatur steigt infolge der Temperaturrampe linear an, wohingegen die Rohrwandtemperatur zunächst langsam und dann zeitverzögert der Temperaturrampe der Heizung und dem linearen Verlauf der Fluidtemperatur mit einer geringeren Steigung folgt. Die Rohrwanderwärmung erfolgt anfangs aufgrund des großen Temperaturunterschieds zwischen Rohrwand und heißer Luft sehr schnell, nimmt aber bei zunehmender Verringerung des Temperaturunterschiedes immer weiter ab, sodass sich nach 35 Minuten eine stationäre Rohrwandtemperatur nahe der Fluidtemperatur einstellt.

Für die Simulationsergebnisse der Fluid- und Rohrwandtemperatur am Austritt der Headerleitung ergeben sich etwas andere zeitliche Verläufe. Abbildung 5.4 zeigt wie die Temperaturen der Rohrwand und des Fluids in den ersten zwei Minuten nur langsam ansteigen und infolge der immer heißer werdenden einströmenden Luft in den folgenden 10 min in eine Gerade mit der Steigung 6,5 °C pro Minute übergehen.

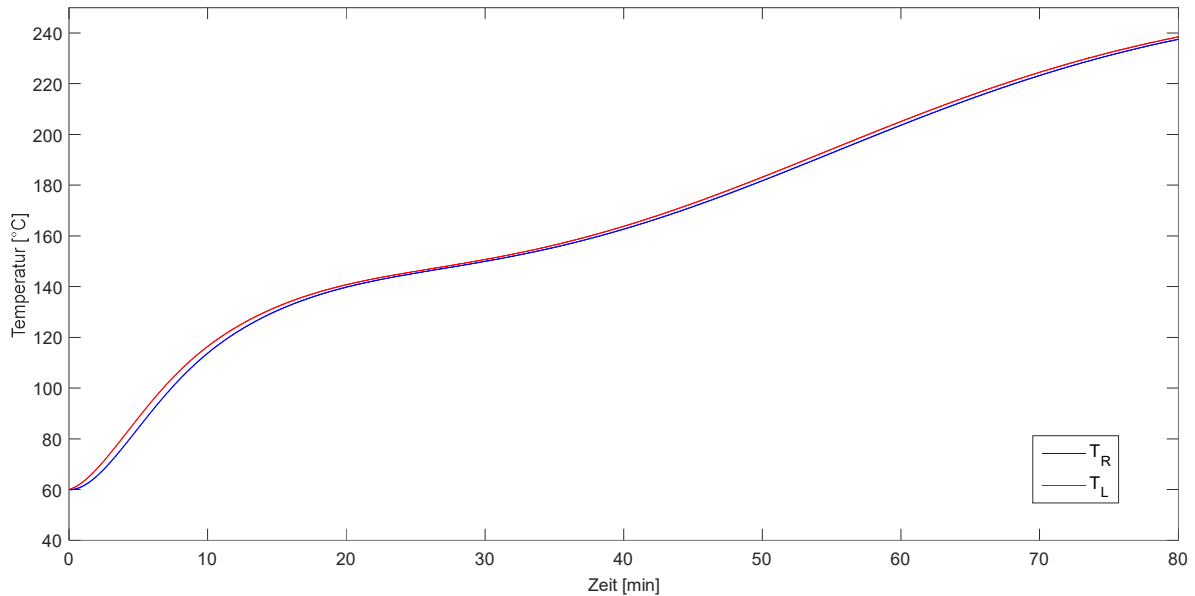


Abbildung 5.4: Zeitlicher Verlauf der Fluid- und Rohrwandtemperatur am Austritt der Headerleitung

Da die Rohrwand immer noch warm und die Temperatur am Rohreintritt höher als am Austritt ist, entsteht im vorderen Headerleitungsbereich eine relativ geringe Wärmeübertragung der Luft an die Rohrwand, sodass sehr schnell heiße Luft im hinteren Teil der Leitung ankommt und die Rohrwand dort weiter aufgewärmt werden kann.

Die Rohrwandtemperatur steigt bis etwa 125 °C zügig an. Anschließend verlangsamt sich die Temperaturerhöhung in den nächsten 20 Minuten und steigt danach erneut. Die Rohrwand heizt sich dadurch in Strömungsrichtung immer mehr auf. 40 min nach Start des Vorwärmvorgangs liegen die Temperaturen bei etwa 155 °C und steigen mit einem Temperaturgradienten von 2,3 °C pro Minute an. Nach 1 Stunde und 22 min hat sich das Ende der Rohrleitung auf 240 °C (Zieltemperatur) aufgewärmt, wodurch die Vorwärmung der Headerleitung abgeschlossen ist.

Zur Abschätzung der Temperaturgradienten über die Länge der Headerleitung, dient des Weiteren die Auftragung der Temperatur der Rohrwand für mehrere Zeitpunkte (Abbildung 5.5). Gerade zu Beginn der Simulation sind die Temperaturgradient aufgrund des großen Temperaturunterschieds zwischen Rohrwand und heißer einströmender Fluidtemperatur sehr hoch.

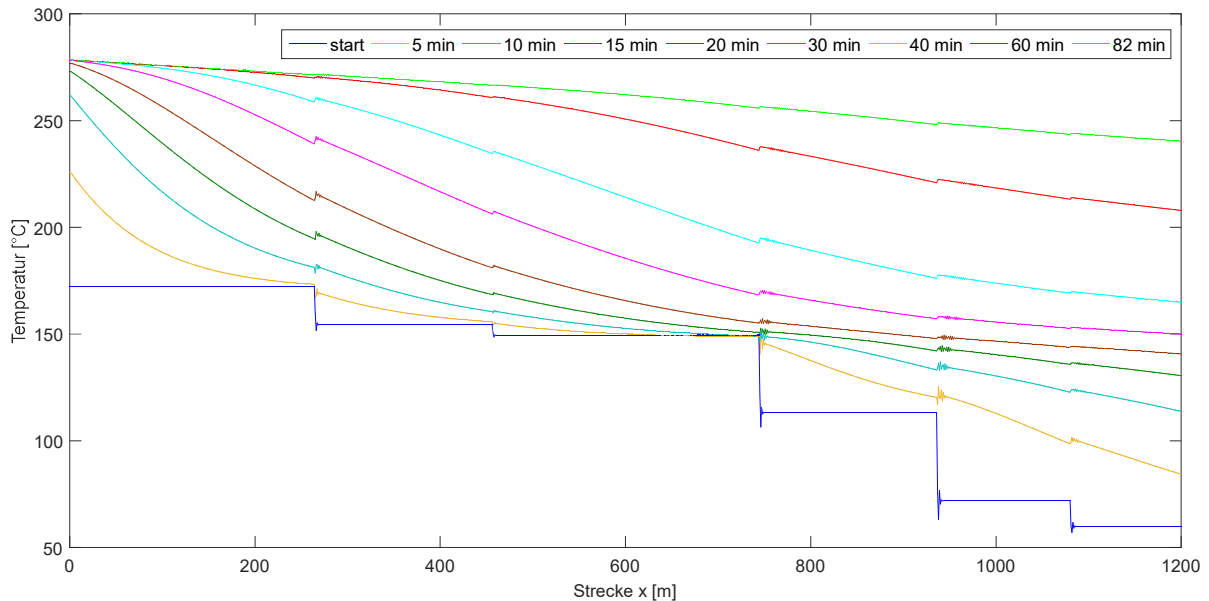


Abbildung 5.5: Rohrwandtemperatur über der Länge der Headerleitung für diskrete Zeitpunkte in Minuten nach Beginn des Vorwärmprozesses

In den ersten Minuten treten am Eintritt Temperaturunterschiede von  $0,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$  bis  $0,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$  pro Meter auf den ersten 200 Metern auf. Diese nehmen mit der Zeit ab, sodass nach 40 Minuten nur  $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  pro Meter und am Ende der Simulation sogar nur noch  $0,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$  pro Meter abfallen. Allgemein hebt sich die Temperatur der Rohrwand langsam an. Die 6 Zollleitungen brauchen dabei die meiste Zeit und erfahren einen Temperaturanstieg von  $180 \text{ }^{\circ}\text{C}$  bis zum Erreichen der benötigten Vorwärmtemperatur von  $240 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Weiterhin sind geringe Schwankungen, sogenannte Peaks des Temperaturverlaufs an Stellen der Übergänge zwischen den unterschiedlich großen Rohrleitungen zu erkennen. Diese stammen aus dem zu Beginn angenommenen Temperaturprofil des Abkühlvorgangs, welches als Startbedingung vorgegeben wurde. Dadurch kommt es zu einer Weitervererbung in den folgenden Berechnungen, wobei ausgeschlossen werden kann, dass es zum Aufschwingen des zu lösenden dynamischen Gleichungssystems führt. Bei genauerer Betrachtung liegt die Abweichung an diesen Stellen nach etwa 8 min ca. zwischen  $10 - 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , jedoch haben diese keinen merklichen Einfluss auf den Trend des Temperaturverlaufs der Rohrwand. Mit der Zeit nehmen die Peaks ab, und die Iteration liefert in der Nähe des stationären Prozesses genauere Werte für die Rohrwandtemperatur an diesen Stellen.

Der Druck am Eintritt erfährt über die Zeit infolge des Druckabfalls einen Anstieg um 631 mbar auf 3,518 bar. Durch den allmählichen Temperaturanstieg steigt auch die Geschwindigkeit des Fluids über der Rohrlänge und mit dessen Quadrat auch die Druckverluste infolge Reibung. Da der Druckverlust in Strömungsrichtung somit anwächst und sich die Temperatur am Rohreintritt, wie auch die der Rohrwand erhöht, ergibt sich über die Volumenstromgleichung in Abhängigkeit des Druckverlusts ein kleinerer Massenstrom. Durch diesen Ausgleich steigt der Druck nicht übermäßig an und wird gegen Ende der Simulation beinahe stationär (Abbildung 5.6).

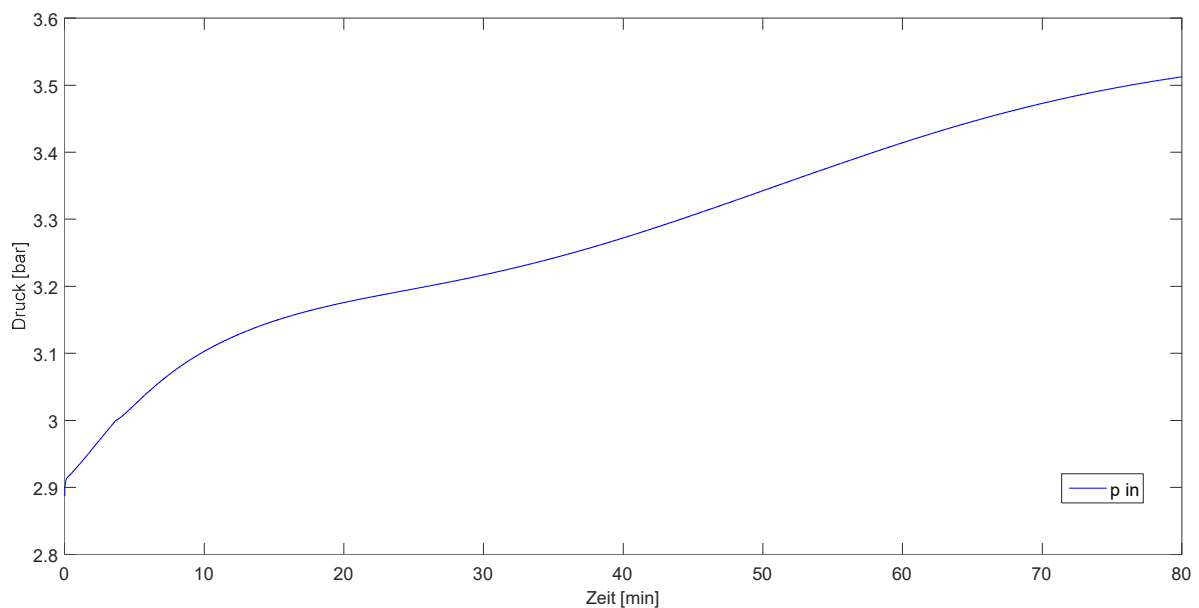


Abbildung 5.6: Zeitlicher Verlauf des iterierten Drucks am Eintritt der Headerleitung

Der Druckverlauf über die Headerleitung zu denselben diskreten Zeitpunkten, wie zuvor bei der Betrachtung der Rohrwandtemperatur, ist in Abbildung 5.7 veranschaulicht dargestellt. Der Eintrittsdruck nimmt über die großen Rohrleitungen (16, 14, 12 Zollleitungen) zu Beginn zunächst von 2,89 bar und zuletzt von 3,52 bar auf 1 bar Umgebungsdruck hinter dem Endventil der Headerleitung ab. Infolge der Reduzierstücke und der in Strömungsrichtung abnehmenden Querschnittsfläche ergeben sich immer stärker ansteigende Druckverluste, sodass sich beim Übergang von einem Rohrabschnitt zum nächsten ein anderer Druckgradient einstellt. Der Druckverlauf bezogen auf einen Abschnitt folgt einem linearen Trend und der Druckgradient nimmt allgemein beim Übergang der 10 Zoll Leitung auf die 8 Zoll Leitung noch viel stärker zu. Für die 16, 14 und 12 Zoll Rohrleitung nimmt der Druck

im letzten Zeitschritt um 185 mbar ab, was einer negativen Steigung von 0,25 mbar pro Meter bis zum Erreichen der 10 Zollleitung entspricht. Der Druck über die 10 Zollleitung, die um etwa 550 m kürzer ist als die 16, 14 und 12 Zollleitung zusammen, fällt um 165 mbar. Die Steigungen der Druckgradienten der 8 und 6 Zollleitung sind jedoch noch wesentlich höher und betragen ca. 2,7 mbar (8 Zoll) bis 15 mbar (6 Zoll) pro Meter.

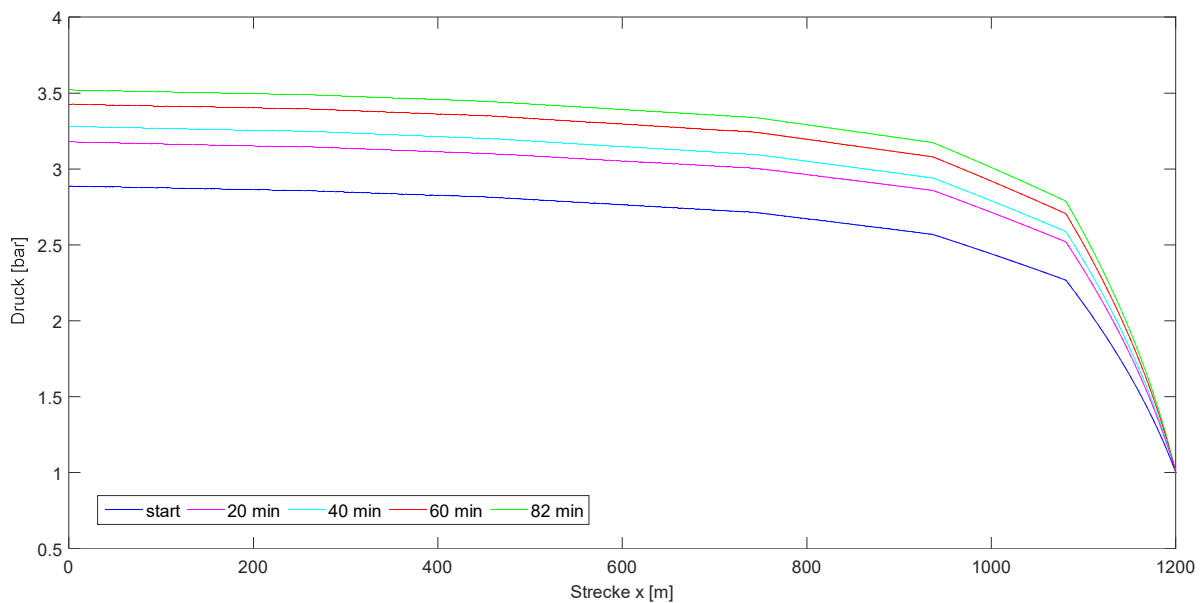


Abbildung 5.7: Druckverlauf über die Länge der Headerleitung für mehrere diskrete Zeitpunkte

Für den Eingangsmassenstrom, der sich in Abhängigkeit des Eingangsdrucks und der Luftgebläse-Gleichung berechnet, stellt sich ein nahezu konstanter Verlauf über die Dauer der Vorwärmung ein (Abbildung 5.8). Er sinkt lediglich um 38 g/s, was einer Änderung von weniger als 1 % des Massenstroms über den gesamten Simulationszeitraum entspricht. Dies zeigt, dass der zeitliche Druckanstieg am Eintritt der Headerleitung von ca. 600 mbar kaum einen Einfluss auf den Massenstrom hat und das modellierte Drehkolbengebläse somit einen nahezu konstanten Volumenstrom liefert.

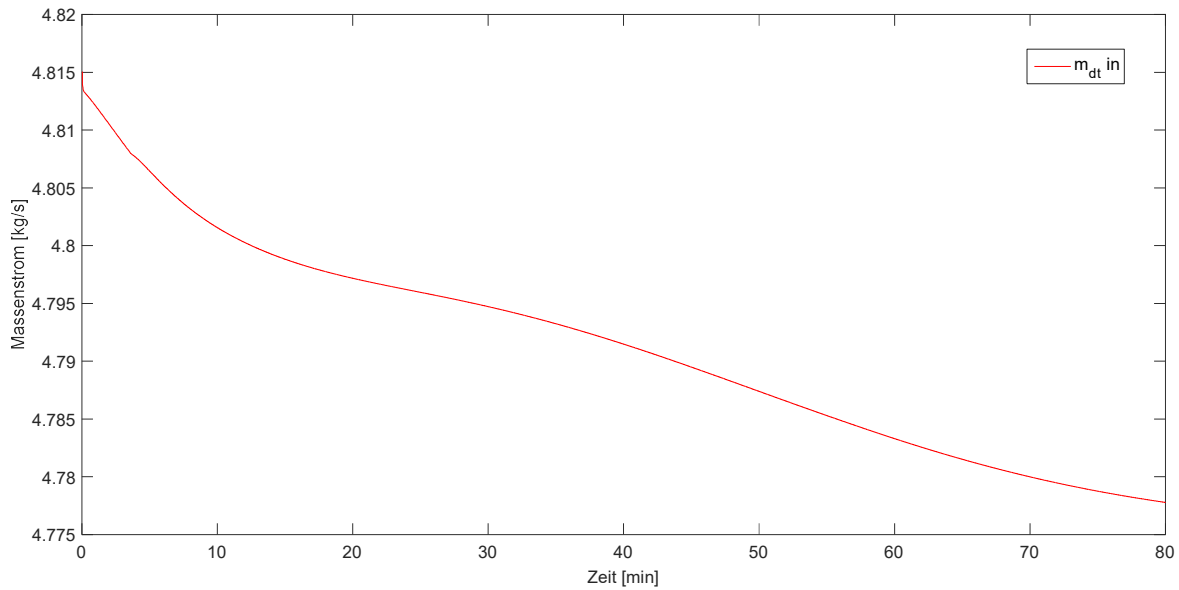


Abbildung 5.8: Eingangsmassenstrom der Headerleitung über die Dauer der Vorwärmung

### 5.3 Untersuchung des Aufwärmvorgangs des kompletten Solarfeldes unter solarer Vorwärmung der Absorberrohre

Die solare Vorwärmung der Absorberrohre (Index C) beginnt kurz vor Sonnenaufgang, wenn die Headerleitungen ausreichend vorgeheizt sind. Das Ziel am Ende dieser Betriebsphase ist, dass die Rohrwandtemperatur eines jeden Kollektorloops bei der für den Füllprozess der Anlage mit Solarsalz gefahrlosen Befüllungstemperatur von 240 °C liegt.

Nachfolgend wird beispielhaft für alle Kollektorloops zunächst der letzte Kollektorloop (am Ende der Austrittsheaderleitung) zusammen mit der Headerleitung und anschließend allein der erste Loop durch Vorgabe des sich ergebenden Druckprofils aus der vorherigen Simulation simuliert. Diese Vorgehensweise erweist sich in Bezug auf den Umfang der Simulation als ausreichend, da zum einen am letzten Loop der Druck und die Eintrittstemperatur der Luft gegenüber den restlichen Kollektorloops des Solarfeldes am niedrigsten liegen und die längste Vorwärmzeit erwartet wird, und zum anderen herrscht umgekehrt am ersten Kollektorloop der höchste Druck und die höchste Temperatur der Luft. Durch die Betrachtung der „Extrema“ in diesem Fall



kann davon ausgegangen werden, dass das Verhalten der Temperaturgradienten der übrigen Absorberrohre der dazwischen liegenden Loops ähnlich ist.

Für die Simulation werden den Kollektorloops an den Anschlussstellen der Headerleitung Temperatur, Druck und ein Teilmassenstrom übergeben. Außerdem wird ein höherer Volumenstrom von  $5,5 \text{ m}^3/\text{s}$  benötigt, da sich der Gesamtmassenstrom nun in Strömungsrichtung reduziert und weniger Energie bis ans Ende der Headerleitung gelangt. Damit wird einer Abkühlung im hinteren Bereich der Headerleitung entgegengewirkt. Durch das Festlegen eines festen Teilmassenstroms von  $0,09 \text{ kg/s}$  in den 50 Kollektorloops, ergibt sich ein geringer Restmassenstrom in der Headerleitung, der über das Endventil abgeführt wird.

Für die 100 m Kollektoren der Loops gilt, dass sie solange durch den Fokus gefahren werden, bis an ihrem Austritt eine Rohrwandtemperatur von mindestens  $240 \text{ }^\circ\text{C}$  erreicht wird. Die Dauer eines Durchfahrvorgangs beträgt für alle 100 m langen Kollektoren 10 Sekunden und die anschließende Wartezeit 95 Sekunden. Die Einteilung des Durchfahrvorgangs in diese Zeitabschnitte wurde in Anlehnung an Erfahrungen aus praktischen Versuchen zur solaren Vorwärmung am Teststand KONTAS auf der Plataforma Solar vorgenommen.

Da bereits schon zu Beginn der solaren Vorwärmung sehr heiße Luft in den ersten Kollektor der Kollektorloops einströmt, erwärmt sich dieser im Vergleich zu den restlichen Kollektoren viel schneller. Aus diesem Grund wird der erste Kollektor nach seinem früheren Erreichen der Zieltemperatur von  $240^\circ\text{C}$  (am Kollektorausstritt) nur noch so oft durch den Fokus gefahren, dass gerade seine Wärmeverluste kompensiert werden.

Abbildung 5.9 zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf des eintretenden Luftmassenstroms gegenüber der Rohrwand am Eintritt in den letzten Kollektorloop (Ende Austrittsheaderleitung H2) über der benötigten Vorwärmdauer der gesamten Absorberrohre, welche etwa 23 Minuten beträgt. Die Lufttemperatur gleicht einer Geraden, sodass nach einem ersten Sprung, hervorgerufen durch das Öffnen des Kollektorloopventils, sich im betrachteten Zeitraum die Temperatur von anfangs  $240 \text{ }^\circ\text{C}$  um ca.  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  erhöht. Dies hängt mit dem höher vorgegebenen Volumenstrom in die Headerleitung zusammen, wodurch die Fluidtemperatur am Ende der Headerleitung langsam ansteigt.

Die Temperatur der Rohrwand steigt während des ersten Durchfahrvorgangs von 15 °C erst um ca. 67 °C pro Minute und in den folgenden Minuten immer weniger stark bis 200 °C an. Dies liegt an der zunächst hohen Temperaturdifferenz gegenüber der einströmenden Luft zu Beginn der Teilfokussierung. Nach 3 Minuten flacht die Kurve immer weiter ab und nach etwa 5 Minuten erreicht sie bereits durch die hohe, von außen durch Solarstrahlung zugeführte Energiemenge, das Temperaturniveau der Luft und damit die Schmelztemperatur des Solarsalzes.

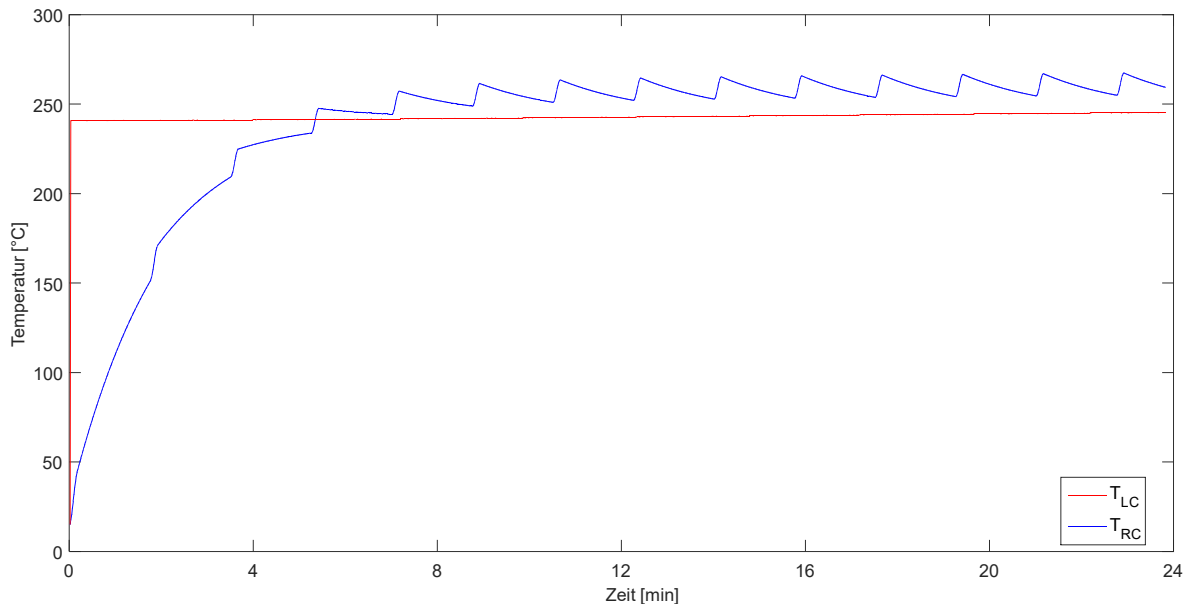


Abbildung 5.9: Zeitlicher Temperaturverlauf der Fluid und Rohrwandtemperatur am Eintritt des letzten Kollektorloops

Die Kurve weist immer ausgeprägtere Temperatursprünge bzw. Peaks von 10 °C bis 15 °C auf, welche durch das Teil-Fokussieren des ersten Kollektors verursacht werden. Demnach bildet sich alle 105 Sekunden und innerhalb von 10 Sekunden in der Regelmäßigkeit der zeitlichen Durchfahrregelung des Kollektors ein solcher Peak aus. Sobald der Kollektor wieder aus dem Fokus fährt, sinkt die Absorberrohrtemperatur ab, bis ein neuer Durchfahrvorgang beginnt. Insgesamt steigt die durchschnittliche Temperatur der Rohrwand mit der Steigung der Lufttemperatur von 250 °C bis etwa 255 °C. Die Temperatur der Rohrwand am Kollektorloopeintritt bleibt somit dauerhaft über 240 °C.

Am Austritt des 1 km langen Kollektorloops sind die Temperaturen der Luft und der Rohrwand über der Zeit fast identisch (Abbildung 5.10). Es ist lediglich ein

Temperaturunterschied von maximal 0,5 °C feststellbar, wobei die Rohrwandtemperatur über der Lufttemperatur liegt.

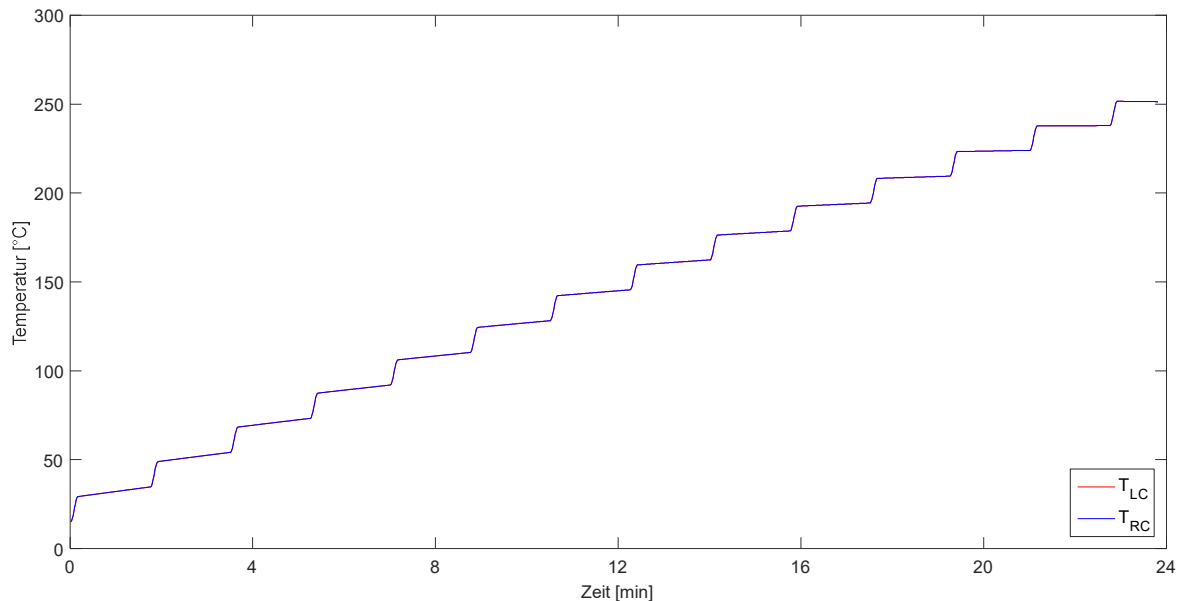


Abbildung 5.10: Zeitlicher Temperaturverlauf der Fluid- und Rohrwandtemperatur am Austritt des Kollektorloops

Der hohe Energieeintrag äußert sich bei jedem Fokus-Durchfahrvorgang der Kollektoren in einer regelmäßigen und relativ gleichförmigen Anhebung beider Temperaturkurven, sodass die Absorberrohrtemperatur bei jedem Fokus-Durchfahrvorgang um etwa 15 °C steigt. Anschließend ist bei geringeren Absorberrohrtemperaturen weiterhin ein leichter Temperaturanstieg festzustellen, welcher aufgrund der Diffusstrahlung und unkonzentrierter Direktstrahlung auf die Absorberrohre entsteht. Wie zuvor ergibt sich durch die sich wiederholende Teil-Fokussierung ein stufenförmiger Verlauf der Temperaturen, welche insgesamt von 15 °C auf 251 °C ansteigen.

Die Temperaturstufen sind durch die Vorgabe der Dauer der Teilfokussierung gleichförmig und unterscheiden sich nur geringfügig durch den Einfluss der erhöhten Wärmeverluste bei Erreichen höherer Rohrwandtemperaturen. Es ergeben sich 14 Durchfahrwiederholungen, wodurch nach knapp 23 Minuten die Vorwärmtemperatur für den gesamten Kollektorloop vollständig erreicht ist.

Bei Betrachtung der Temperatur der Rohrwand über der Kollektorlänge zu diskreten Zeitpunkten (Abbildung 5.11), bildet sich ein Maximum auf den ersten 100 m heraus.

Dies hat zum einen mit der hohen Lufttemperatur am Eintritt in den Kollektorloop und zum anderen mit der gleichzeitigen solaren Vorwärmung der Absorberrohre zu tun. Gerade zu Beginn liegen dadurch die Temperaturgradienten besonders hoch und sind stark ausgeprägt. Über den ersten 100 m kühlt sich die Luft durch die noch kalte Rohrwand in den ersten Minuten stark ab. Mit Zunahme des Temperaturniveaus nimmt der lokale Temperaturgradient über der Zeit immer mehr ab. Am Anfang (5 min nach Simulationsstart) entstehen Temperaturunterschiede von bis zu 4,7 °C pro Meter und gegen Ende der solaren Aufwärmphase von maximal 1,4 °C pro Meter. Das Rohr erwärmt sich in Strömungsrichtung, was zu einer Verschiebung des Maximums der Absorberrohrwandtemperatur entlang des Loops führt. In allen weiteren Kollektoren nach dem ersten 100 m Kollektor bleibt die Temperatur der Rohrwand relativ konstant. So beträgt sie nach 5 min ca. 72 °C, nach 10 min 126 °C, nach 15 min 177 °C, nach 20 min 223 °C und nach 23 min (Ende der Simulation) infolge des letzten Durchfahrvorgangs 241 °C. Das Maximum liegt am Ende der Simulation bei 309 °C und 44 m. Weiterhin ist zu beobachten, dass das Temperaturniveau im Abstand von 5 Minuten immer weniger zunimmt, was mit der größer werdenden Temperaturdifferenz und den damit verbundenen Wärmeverlusten gegenüber der Umgebung einhergeht.

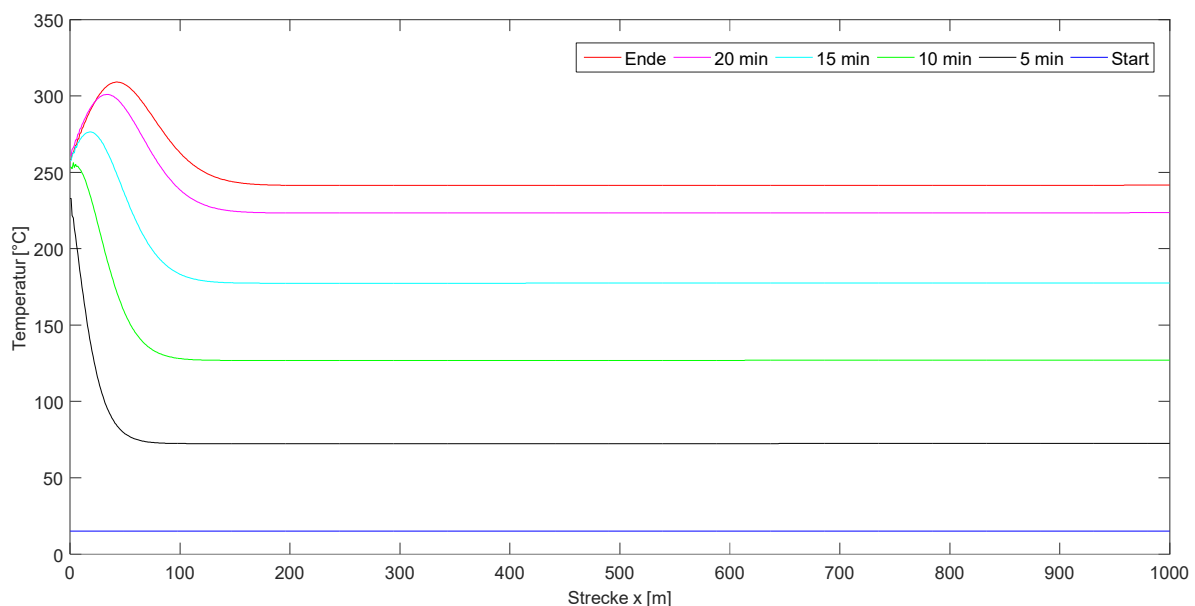


Abbildung 5.11: Temperaturverlauf der Rohrwand über die Kollektorlooplänge von 1 km zu diskreten Zeitpunkten

Für den Eingangsdruck ergibt sich über der Zeit ein verwandtes Verhalten gegenüber der Temperatur, da die Stoffeigenschaften der Luft temperatur- und druckabhängig sind, sodass die Geschwindigkeit der Strömung und damit der Druckverlust beeinflusst werden. Der Druck nimmt innerhalb der Vorwärmdauer von 23 Minuten mit einer durchschnittlichen Steigung von 23 mbar pro Minute von 1,62 bar auf 2,03 bar zu (Abbildung 5.12). Während der Fokussierung wächst der zeitliche Druckgradient um etwa 45 mbar (Ende) bis 70 mbar (Anfang) und sinkt anschließend in der Wartezeit zwischen den Durchfahrvorgängen um etwa 20 mbar wieder ab. Aufgrund der solaren Vorwärmung wird in der Phase der Teilfokussierung ein Temperatur- und damit ein Geschwindigkeitsanstieg erreicht. Dadurch fällt der Druck über die langen Rohrleitungen stärker ab und es wird ein höherer Eintrittsdruck in die Headerleitung und schlussendlich in die Kollektorloops iteriert. Nach jedem Durchfahrvorgang erhöht sich das Druckniveau, infolge der höheren Rohrwand- und Lufttemperatur, anfangs um 50 mbar und gegen Ende der Simulation um 25 mbar.

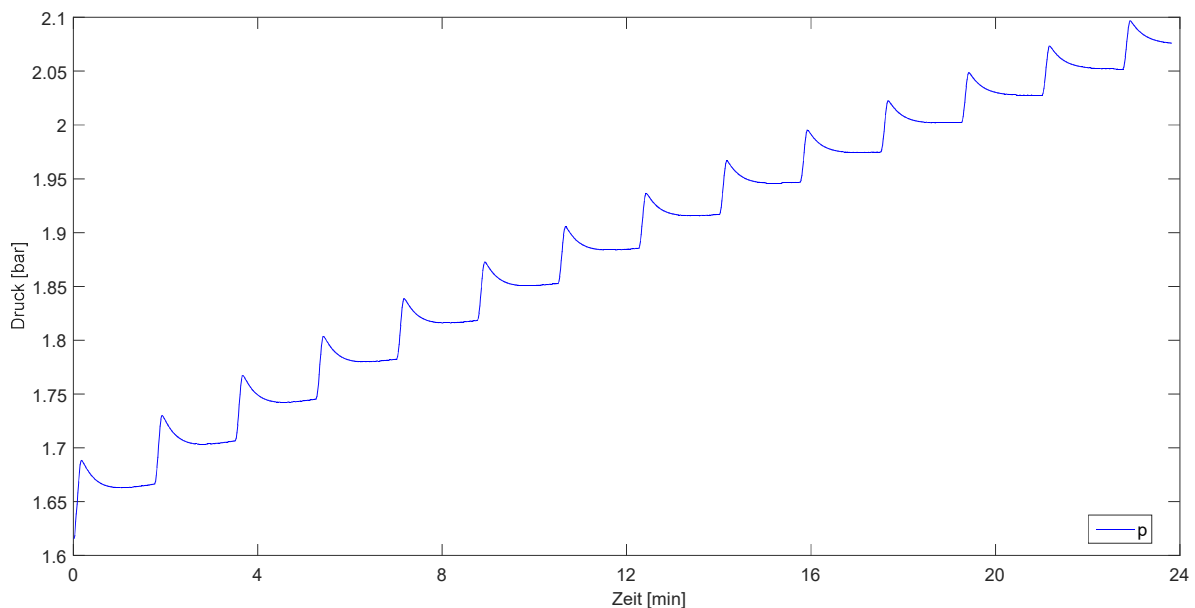


Abbildung 5.12: Zeitlicher Druckverlauf am Eintritt des letzten Kollektorloops des Solarfeldes

In Abbildung 5.13 ist der Druckverlauf der Luft über der Rohrlänge des Loops zu bestimmten Zeitpunkten dargestellt. Der Eintrittsdruck beträgt zu Beginn der Simulation ca. 1,6 bar und nimmt alle 5 Minuten durchschnittlich um etwa 110 mbar zu. Für jeden Zeitpunkt sinkt der Druck zunächst annähernd linear vom Eintritt aus bis zur Hälfte des Kollektorloops (500 Meter) um 260 mbar (Anfang der Simulation)

und gegen Ende bis zu 460 mbar (Ende der Simulation nach 23 Minuten) ab. Anschließend wächst der Druckgradient über der restlichen Rohrleitung stärker an. Zu Beginn der Vorwärmung sinkt der Druck über der Rohrlänge um 0,6 bar und nach 23 Minuten stellt sich die größte Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt von 1,0 bar ein.

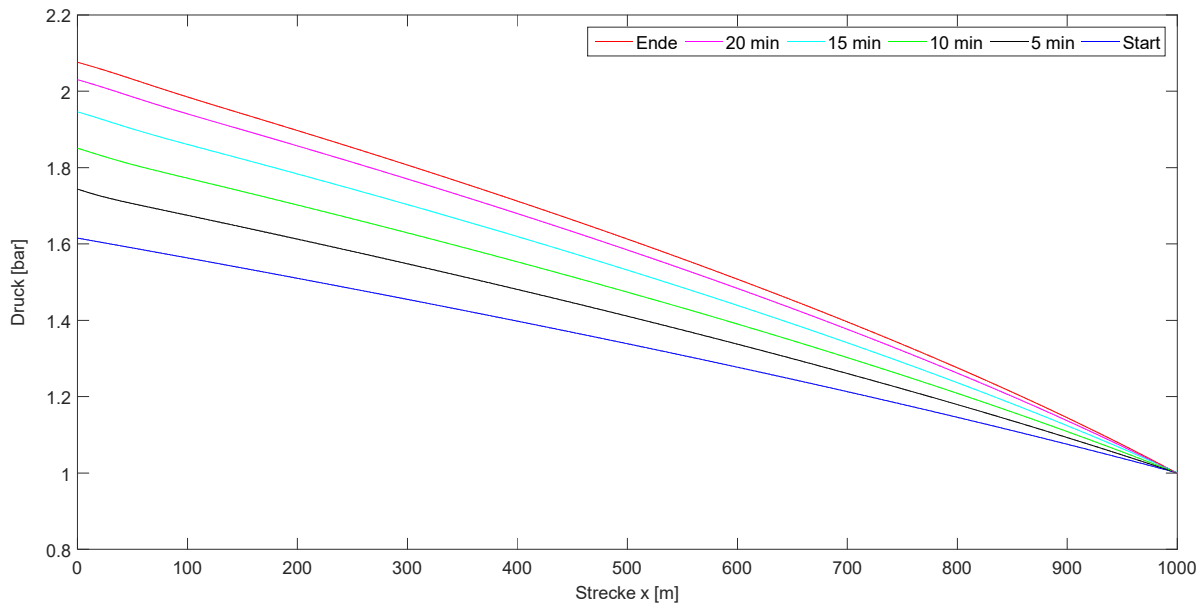


Abbildung 5.13: Druckprofil der Luftströmung über der Länge des Kollektorloops zu diskreten Zeiten

Der Massenstrom am Eintritt des Kollektorloops (hier nicht graphisch dargestellt) ist ebenfalls abhängig von der Druckänderung über das gesamte Rohrleitungssystem. Bei Betrachtung der zugrunde gelegten Volumenstromgleichung für das Gebläse, ändert sich dieser jedoch nur geringfügig, auch wenn der Druck bis zu 1 bar zunimmt. Zudem stabilisiert sich dieser mit der Zeit durch die Erwärmung der Rohrwand. Insofern ist die Annahme eines konstanten Massenstroms in Anlehnung an den Validierungsversuch gerechtfertigt, auch wenn dies nicht eindeutig der Realität entspricht.

Wie an dem zeitlichen Temperaturverlauf des Fluids und der Rohrwand am Eintritt der Kollektorloops festgestellt werden konnte, steigt die Temperatur der einströmenden Luft. Um diesen Sachverhalt näher zu betrachten, wird erneut die Fluid- und Rohrwandtemperatur am Ende der Headerleitung über der Zeit aufgetragen (Abbildung 5.14). Anhand der Abbildung 5.14 ist deutlich eine Zunahme der Luft- und Rohrwandtemperatur über der Zeit zu erkennen. Dabei liegt die

Temperatur der Luft etwas höher als die der Rohrwand und der Unterschied bleibt über der Zeit etwa konstant bei 1 °C. In den ersten 5 Minuten steigt die Temperatur erst etwas langsamer an und geht dann in einen linearen Anstieg über.

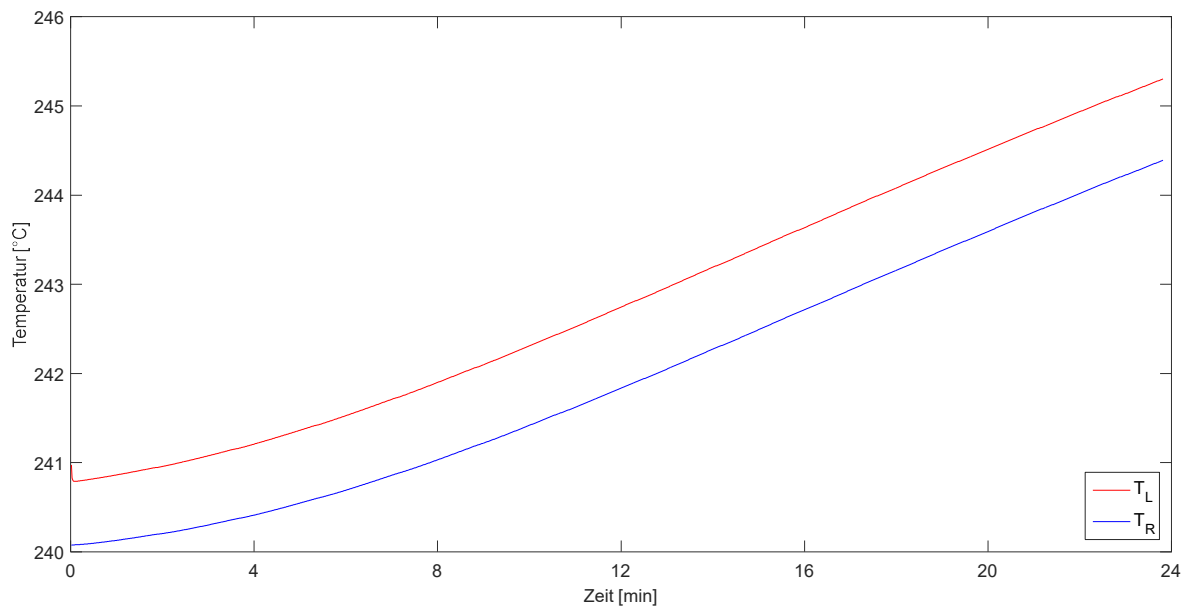


Abbildung 5.14: genauere Betrachtung der Entwicklung der Fluid- und Rohrwandtemperatur am Ende der Headerleitung während der solaren Vorwärmung

Insgesamt hebt sich bei beiden Kurven die Temperatur um 4,3 °C, sodass hier die Headerleitung am Ende der solaren Vorwärmung der Absorberrohre eine Rohrwandtemperatur von 244,3 °C besitzt. Dadurch, dass am Ende der Headerleitung das Ventil nicht vollständig geschlossen ist, kann ein größerer Teil des Massenstroms bis ans Ende der Rohrleitung gefördert werden. Dabei geht zwar ein Teil der Wärme an die Umgebung verloren, jedoch ist dies nur für die Dauer der solaren Vorwärmung von Nöten.

Der Eintrittsdruck der Headerleitung sieht im zeitlichen Verlauf dem des Kollektorloops ähnlich. Er beträgt zu Beginn etwa 2,73 bar und gegen Ende der Vorwärmzeit 3,02 bar. Damit liegt er zu jedem Zeitpunkt ca. 1 bar über dem Eintrittsdruck des letzten Kollektorloops (Abbildung 5.15). Diese Druckdifferenz entspricht dem über die Headerleitung abfallenden Druck, der sich während der 23 Minuten Vorwärmzeit nur geringfügig ändert da die Headerleitung bereits aufgewärmt ist.

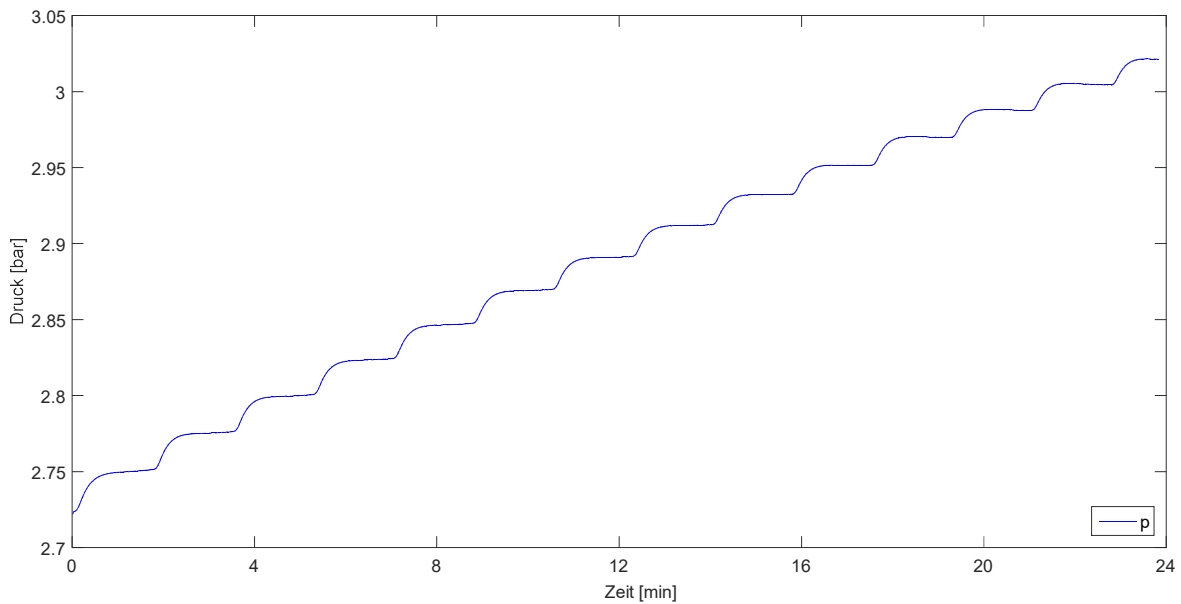


Abbildung 5.15: Zeitlicher Verlauf des Drucks am Eintritt der Headerleitung während der solaren Vorwärmung

Somit liegt der gesamte Druckverlust zu Beginn der Simulation bei 1,72 bar und am Ende bei 2,02 bar über Umgebungsdruck (1 bar). Durch die solare Vorwärmung ergibt sich auch hier eine stufenförmige Entwicklung des Drucks, der im Durchschnitt um ca. 14 mbar (Simulationsende) bis 22 mbar pro Minute (Simulationsanfang) während der Fokussierung ansteigt.

Trägt man den Druck wie in Abbildung 5.16 zu diskreten Zeiten über der Rohrlänge der Headerleitung auf, dann ergibt sich analoger Verlauf zur Vorwärmung der Headerleitung. An Stellen bei denen sich der Rohrquerschnitt verändert und kleiner wird, steigt die Druckdifferenz und die negative Steigung der Geraden bzw. die Druckgradienten nehmen entlang der Austrittsheaderleitung zu. Hierbei macht sich wiederum die abschnittsweise Unterteilung der Headerleitung in unterschiedliche bzw. kleiner werdende Rohrquerschnitte bemerkbar. Über der Zeit ergeben sich ähnlich große bzw. etwa gleich bleibende Druckdifferenzen. Der Druck nimmt zu Beginn der Simulation von 2,7 bar um 1,1 bar auf ca. 1,6 bar und gegen Ende von 3 bar um 0,9 bar auf 2,1 bar ab.



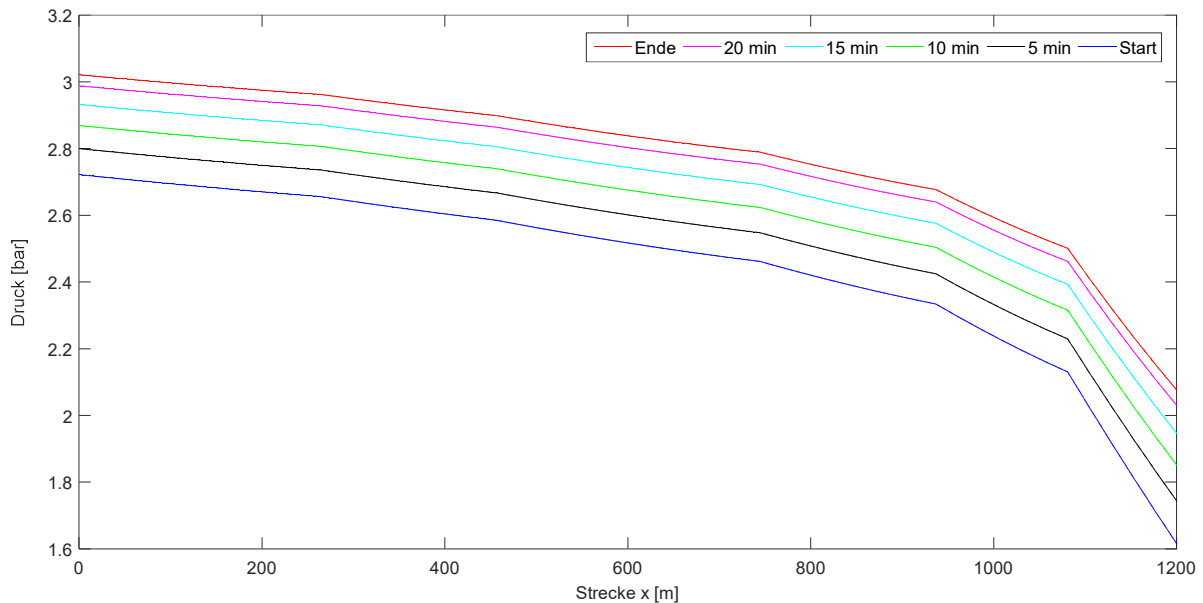


Abbildung 5.16: Druckverlauf über der Headerleitung zu diskreten Zeitpunkten während der solaren Vorwärmung

Vom Eintritt bis zu 744 m (Übergang von der 12 Zoll- auf die 10 Zollleitung) ändert sich die Steigung der Geraden nur geringfügig und liegt etwa bei 0,35 mbar pro Meter. Anschließend, ab der 10 Zollleitung, nimmt bei jeder weiteren Querschnittsabnahme, der Druckgradient immer weiter zu. Der Druck fällt damit gegen Ende der Rohrleitung viel stärker von zunächst 0,67 mbar pro Meter in der 10 Zollleitung und in der 6 Zollleitung schließlich um 18 mbar pro Meter ab.

Im direkten Vergleich mit der Vorwärmung der Headerleitungen, liegt nun der Druck in der Austrittsheaderleitung durch das Öffnen der Kollektorventile im betrachteten Temperaturbereich niedriger, zeigt aber größere Druckgradienten im hinteren Teil der Headerleitung.

Abbildung 5.17 zeigt den Eintrittsmassenstrom, der sich infolge des Druckverlustes über die Gesamtlänge von Headerleitung und die Kollektorloops ergibt. Es macht sich auch hier der Einfluss des Temperaturverlaufs in den Absorberrohren bemerkbar, denn insgesamt sinkt die Massenstromkurve über der Zeit, da die Druckdifferenz zwischen dem Eintritt der Headerleitung und dem Austritt am Loop Ende mit der Zeit steigt. In den Phasen der Fokussierung wird die Geschwindigkeit der Strömung infolge des Temperaturanstiegs erhöht. Damit wird ein stärkerer Druckgradient, sprich ein stärkerer Druckabfall erzeugt, der die Steigung der

Massenstromkurve beeinträchtigt. Der Massenstrom nimmt damit etwas stärker ab, als in der Wartezeit zwischen den Fokus-Durchfahrvorgängen der Kollektoren. Der Massenstrom erfährt während der gesamten Zeit einen Abfall von 6,621 kg/s auf ca. 6,593 kg/s. Der Verlauf hat damit eine durchschnittliche negative Steigung von weniger als 1,17 g pro Minute.

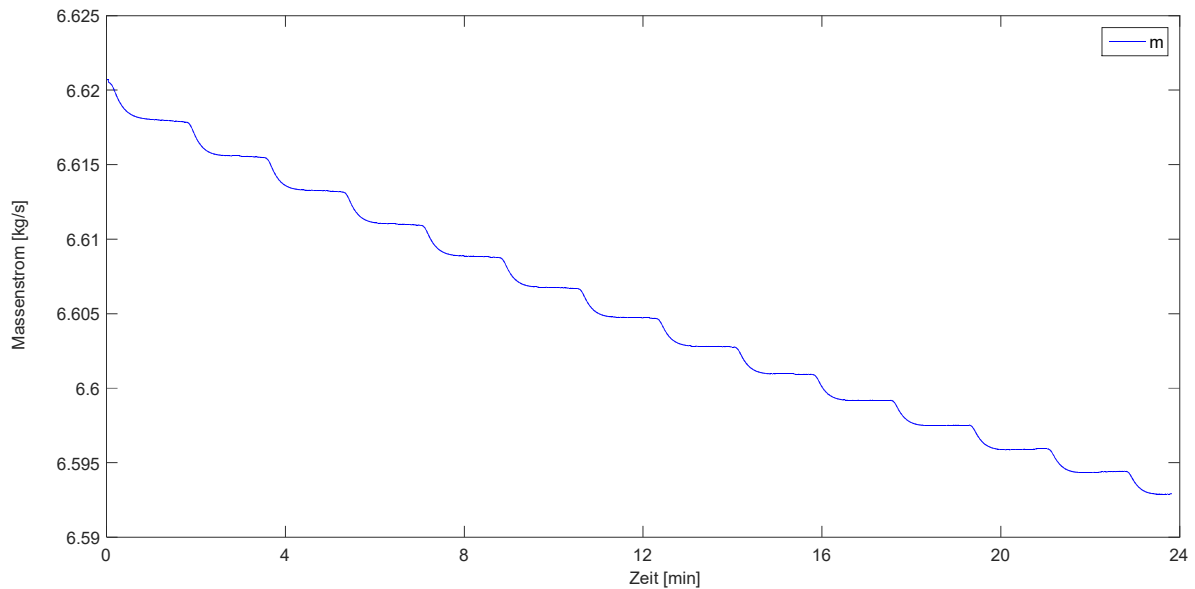


Abbildung 5.17: Zeitlicher Verlauf des Massenstroms am Eintritt der Headerleitung

Wie bereits erwähnt wurde, lässt sich hieraus der Einfluss auf Teilmassenströme in die 50 Kollektorloops abschätzen. Die Reduzierung des Eintrittsmassenstroms in die Headerleitung über der Zeit um insgesamt 26 g/s zeigt, dass dies nur wenig Auswirkung auf die Änderung des Massenstroms in die Loops haben kann.

Für den ersten Kollektorloop findet sich ein fast ähnliches Verhalten der zeitlichen Temperatur- und Druckgradienten. Abbildung 5.18 zeigt erneut die Luft- und Rohrwandtemperatur in ihrem zeitlichen Verlauf. Vom Anfangszustand aus, macht die Lufttemperatur innerhalb weniger Sekunden einen Temperatursprung von 15 °C auf 241 °C infolge des plötzlich geöffneten Kollektorventils. Anschließend geht diese in einen weniger starken Anstieg mit einer Steigung von 8,95 °C pro Minute und nach 3,5 Minuten auf 0,28 °C pro Minute über. Dabei steigt die Temperatur stärker als im letzten Kollektorloop an und erreicht eine weitaus höhere Eintrittstemperatur gegen Ende der Simulation von 281 °C. Ein Anstieg der Rohrwandtemperatur benötigt hier weniger Zeit.

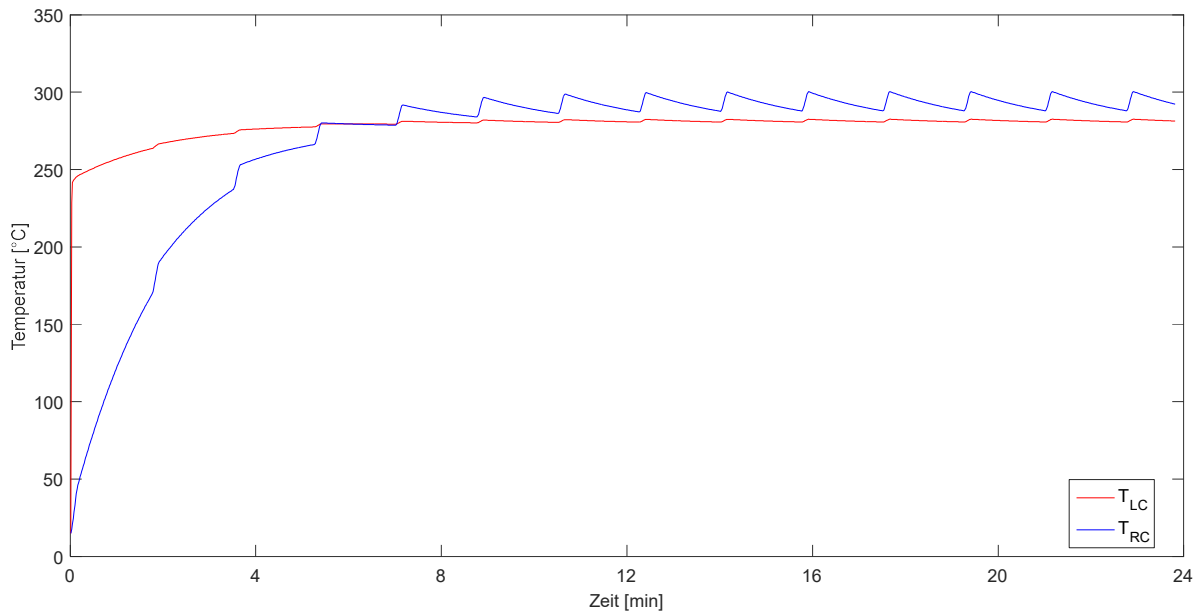


Abbildung 5.18: zeitlicher Temperaturverlauf der Rohrwand und der Luft am Eintritt des ersten Kollektorloops

Es ergeben sich analog zum letzten Kollektorloop Extrema bzw. Temperaturpeaks, welche sich regelmäßig wiederholen. Der zeitliche Abstand zwischen den Peaks hängt erneut von der Dauer der Fokussierung und der Wartezeit des Kollektors ab. Sie entstehen innerhalb der Teilfokussierung (10 Sekunden) und klingen über die Wartezeit (95 Sekunden) wieder ab, bis erneut durch den Fokus gefahren wird.. Die Rohrwandtemperatur erreicht maximal 300 °C und bleibt nach 9 bis 10 Minuten im Durchschnitt bei 295 °C. Aufgrund des höheren Energieeintrags durch sowohl Heißluft als auch solare Vorwärmung ist bereits nach 3,5 Minuten die Salzschnmelztemperatur erreicht. Am Ende der Vorwärmzeit des gesamten ersten Loops ist die Eingangstemperatur der Rohrwand um 40 °C bis 45 °C höher als am Eintritt des letzten Loops.

Am Austritt zeigt sich ein fast identisches zeitliches Verhalten der Austrittstemperatur von Luft und Rohrwand gegenüber dem letzten Kollektorloop. Auch hier macht sich ein stufenförmiger Anstieg der Temperaturen bemerkbar, welche während der gesamten benötigten Vorwärmdauer nahezu übereinander liegen. Innerhalb der 23 Minuten steigt das Temperaturniveau von 15 °C auf 251 °C. Während der Fokussierung entstehen Temperaturanstiege, die denen des letzten Loops gleichen. In der Wartezeit zwischen den Durchfahrvorgängen flachen dann die Kurven stark

ab. Zu Beginn verzeichnen diese während der Wartezeit aufgrund von Diffus- und unkonzentrierter Direktstrahlung einen leichten Anstieg, der mit der Zeit abnimmt und am Ende der Simulation bleibt die Temperatur trotz größerer Wärmeverluste näherungsweise konstant.

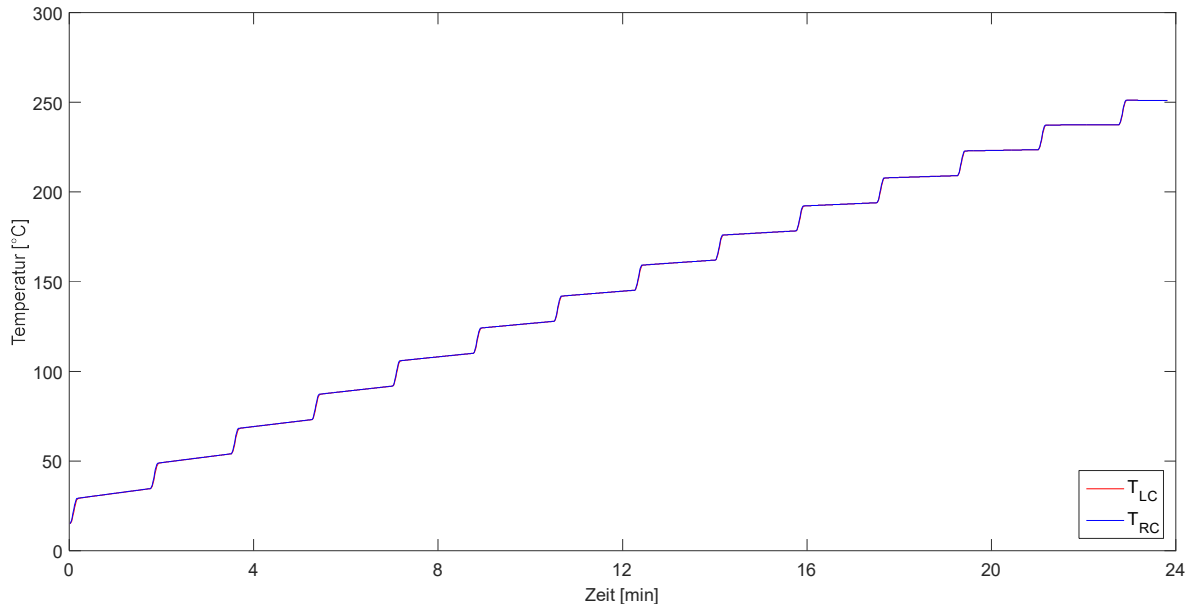


Abbildung 5.19: zeitlicher Verlauf der Luft- und Rohrwandtemperatur am Austritt des ersten Kollektorloops

Bei der Betrachtung der Rohrwandtemperaturen über der gesamten Looplänge von 1 km zu diskreten Zeitpunkten, ergeben sich auf dem ersten 100 m Kollektor, analog zum ersten Kollektor im letzten Loop, Temperaturgradienten von bis zu 5,6 °C pro Meter (5 Minuten nach der Simulation). Mit der Zeit nehmen diese ab und bei Simulationseende liegen sie noch bei 1,4 °C pro Meter (Abbildung 5.20). Obwohl die eintretende Luft um ca. 45 °C wärmer ist, ist der Unterschied zwischen den Temperaturgradienten nicht wesentlich größer als bei der Aufwärmung des letzten Loops mit 4,7 °C (Anfang der Simulation) und 1,4 °C pro Meter (Ende der Simulation). Außerdem verschiebt sich das Maximum der Rohrwandtemperatur in gleicher Form in Strömungsrichtung und liegt zum Schluss mit 328 °C bei 44 m ca. 20 °C höher als die maximale Absorberrohrtemperatur im letzten Loop.

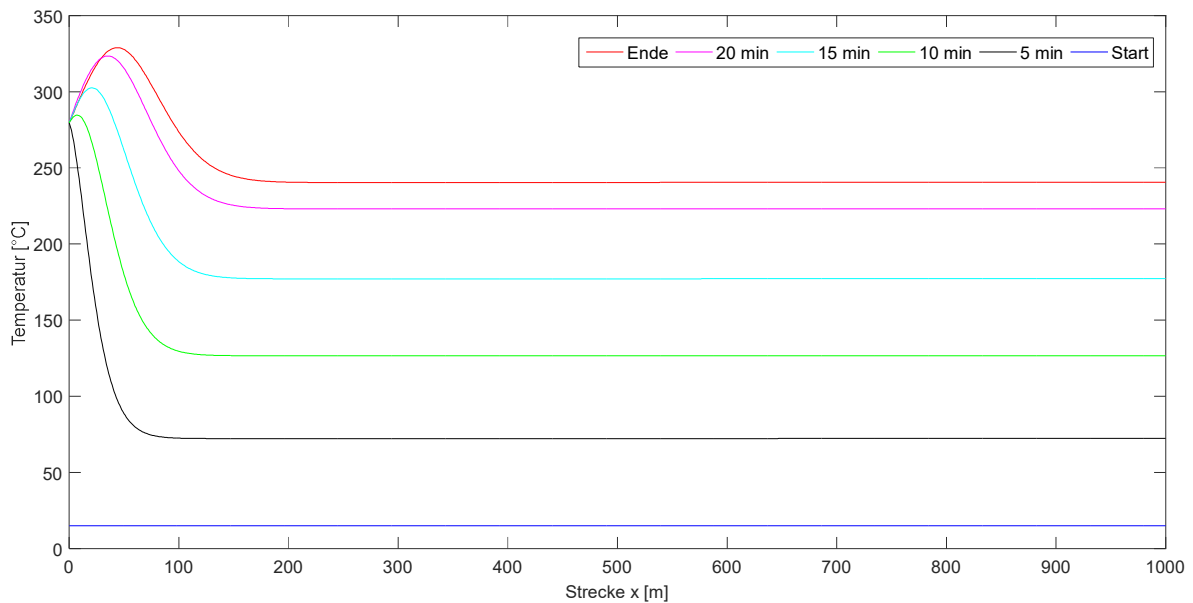


Abbildung 5.20: Verlauf der Rohrwandtemperatur zu diskreten Zeitpunkten über dem ersten 1 km langen Kollektorloop

Auf den weiteren 900 m Absorberrohrleitungen ist die Temperatur konstant und nimmt die gleichen Werte wie im letzten Loop an. Entgegen der Annahme, dass in kürzerer Zeit mehr Energie in das System gebracht wird (einströmende Heißluft) und sich dadurch die Absorberrohre schneller aufheizen müssten, benötigt der Vorwärmprozess etwa genauso lange. Der größere Energieeintrag durch die Heißluft macht sich praktisch nur im Temperaturprofil des ersten Kollektors bemerkbar, der sich besonders stark erwärmt. Maßgeblich für die solare Aufwärmzeit ist aber die Temperatur am Austritt des letzten Kollektors, die von der in den Loop einströmenden Heißluft nicht beeinflusst wird.

Der Druck am Loopeintritt „springt“ zunächst durch das Öffnen des Kollektorventils von 1 bar auf 2,7 bar (Abbildung 5.21). Anschließend folgt er einer Geraden mit Steigung 12,5 mbar bis zum Ende der Simulation. Die Teilfokussierung der Absorberrohre während der solaren Vorwärmung zeigt kaum einen Einfluss auf den Verlauf. Allgemein liegt der Druck zu Beginn um 1,1 bar und am Ende der Simulation um 0,9 bar höher als am Eintritt des letzten Kollektorloops und hat einen nahezu linearen Anstieg.

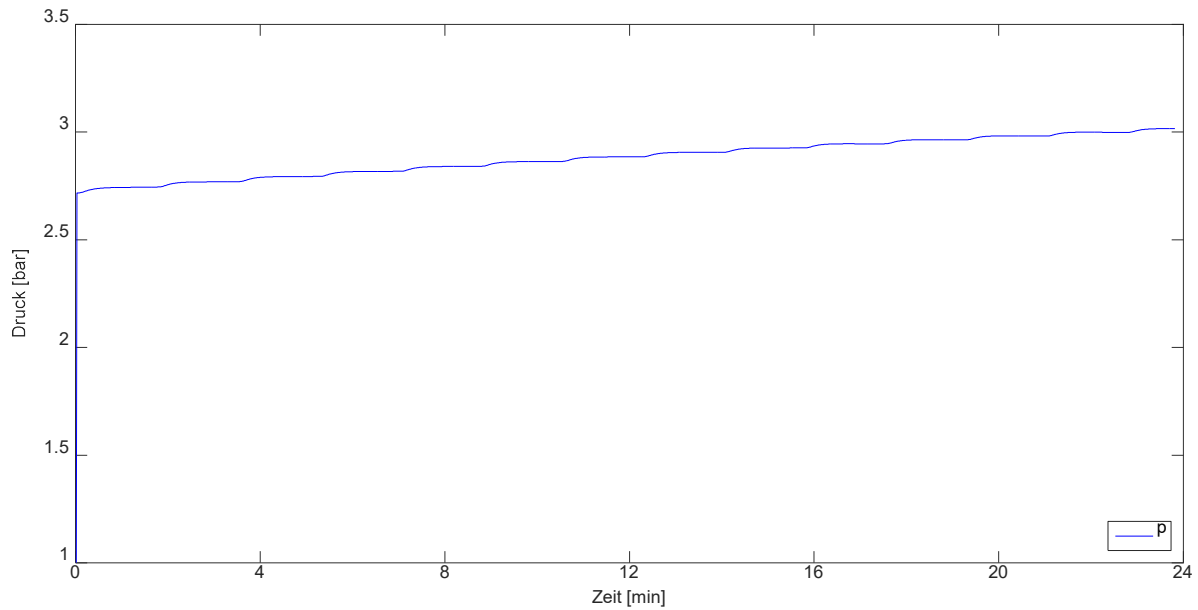


Abbildung 5.21: zeitlicher Verlauf des Drucks am Eintritt in den ersten Kollektor über die Dauer der solaren Vorwärmung

In Abbildung 5.22 ist erneut der Druck für verschiedene Zeitpunkte von Anfang bis Ende der solaren Vorwärmzeit von 23 Minuten über der 1 km langen Kollektorlänge aufgetragen. Dieser besitzt zu jedem Zeitpunkt einen linearen Verlauf und der Druck nimmt von anfänglichen 2,7 bar erst um 406 mbar und am Ende von 3 bar um 625 mbar ab.

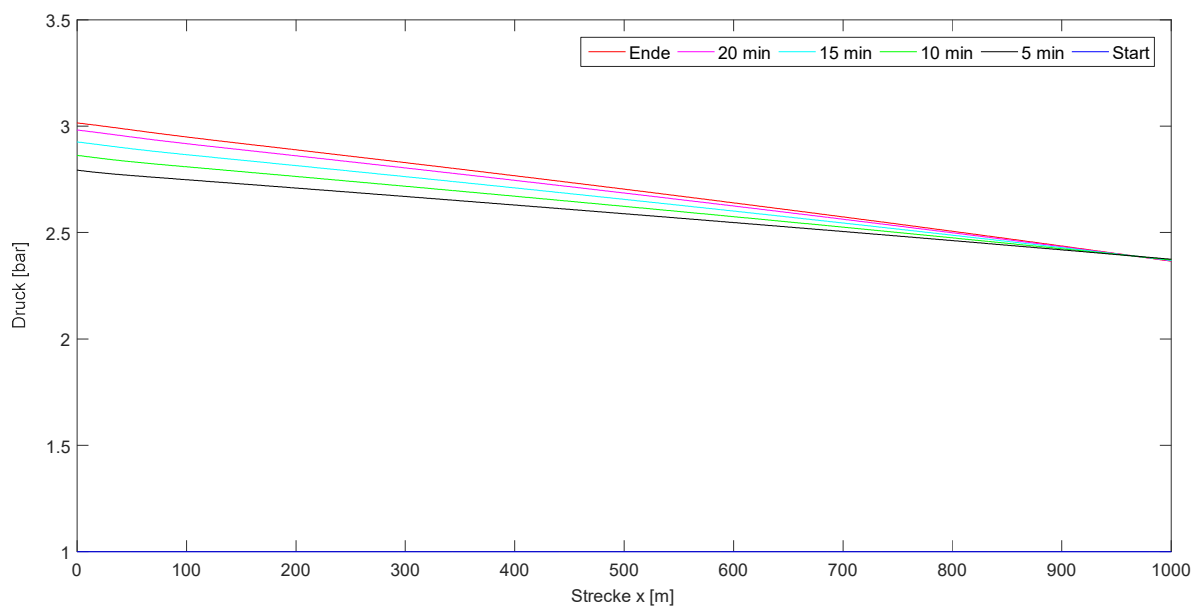


Abbildung 5.22: Druckverlauf zu diskreten Zeitpunkten über den ersten 1 km langen Kollektorloop

Die Geraden nähern sich zum Ende des Kollektorloops sehr stark an, sodass über den gesamten Zeitraum ein beinahe einheitlicher Austrittsdruck von ca. 2,375 bar erreicht wird. Da die Eintrittsheaderleitung zum Zeitpunkt der Öffnung der Kollektorventile bereits vorgewärmt ist und die Temperatur der Absorberrohre in relativ kurzer Zeit zunehmen, wird diese weiterhin heiß gehalten, sodass von einem annähernd identischen Druckabfall wie in der Austrittsheaderleitung bis zum Austrittsventil von H1 ausgegangen werden kann. Demnach fällt der Druck etwa um 1,1 bar oder mehr, sodass realistisch Weise am Ende der Eintrittsheaderleitung 1 bar Umgebungsdruck herrscht.

Damit ist gezeigt, dass mit abnehmender Temperatur und Druck in Strömungsrichtung in der Austrittsheaderleitung und dem Eintritt in die 50 Kollektorloops, das Solarfeld gleichmäßig und in derselben Zeit aufgewärmt werden kann. Letztendlich nimmt die solare Vorwärmung des ersten Kollektors genauso viel Zeit in Anspruch, wie der letzte Kollektor.

Die solare Vorwärmung sorgt durch die Fokus-Durchfahrtszeit für einen regelmäßigen Energieeintrag, wodurch ein stufenförmiger Temperaturverlauf für Luft und Rohrwand am Austritt des Kollektorloops entsteht. Dieser wirkt sich zwar auf den Druckverlust und damit auf den Volumenstrom am Eintritt der Headerleitung aus, bringt aber keine Schwingungen in das zu lösende Gleichungssystem.

Mit den entsprechenden Maßnahmen, wie beispielsweise dem Öffnen des Ventils am Ende der Headerleitungen während der solaren Vorwärmung, lassen sich ein größerer Volumenstrom und damit mehr Energie in das Rohrleitungssystem bringen. Dies wirkt dem Temperaturabfall im hinteren Teil der Headerleitungen entgegen, ohne dass dabei die Druckverluste in den Headerleitungen oder den Loops zu groß werden. Dementsprechend kann die Gesamtdauer der Vorwärmung noch verkürzt werden, indem zu einem früheren Zeitpunkt die Ventile der Kollektorloops geöffnet werden, bei der die Austrittsheaderleitung noch nicht vollständig vorgewärmt ist. Insgesamt lässt sich damit festhalten, dass die Dauer, die für die Vorwärmung der Headerleitung und der Absorberrohre benötigt wird, einer Gesamtzeit von 1 Stunde und 45 Minuten entspricht, wobei etwa drei Viertel dieser Zeit vor Sonnenaufgang liegt.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgabe dieser Arbeit ist es, das dynamische Verhalten der Absorberrohrströmung und die Bewertung des Verhaltens der Temperaturgradienten beim morgendlichen Vorwärmprozess mit heißer Luft nach dem neu entwickelten Betriebsverfahren für solarthermische Parabolrinnen-Kraftwerke mit Solarsalz als Wärmeträgermedium zu untersuchen.

Hierzu konnte ein numerisches Simulationsprogramm entwickelt werden, in das die diskretisierten Differentialgleichungen für Masse, Impuls und Energie des Fluids und der Rohrwand implementiert wurden. Durch praktische Tests an einem 100 m Kollektor der DISS-Testanlage auf der PSA konnte das Simulationsprogramm erfolgreich validiert werden.

Das neue zu simulierende Betriebsverfahren sieht vor, kurz vor Sonnenaufgang zunächst die Headerleitungen des Kraftwerks mit Heißluft und anschließend kurz nach Sonnenaufgang die Absorberrohre der Parabolrinnenkollektoren mit Heißluft und Solarenergie vorzuwärmen. Dabei soll eine minimale Vorwärmtemperatur von 240 °C in allen Bereichen berücksichtigt werden, so dass ein Gefrieren des Solarsalzes (223 °C) bei der späteren Solarfeldbefüllung verhindert wird.

Durch die Simulation des nächtlichen Abkühlvorgangs der Austrittsheaderleitung bei einer anfänglichen Rohrwandtemperatur von 560 °C kann ein morgendliches Temperaturprofil der Rohrwand ermittelt und als Anfangsbedingung für die Simulation des Vorwärmprozesses der Headerleitung vorgegeben werden. Unter Beachtung dieser Anfangsbedingung und durch Einblasen eines Heißluftstroms (280 °C, 4m<sup>3</sup>/s, 3bar) in die Headerleitung, die an ihrem Ende durch ein Ventil ins Freie geöffnet wird, konnte für die Vorwärmung der Headerleitung eine Dauer von 1 Stunde und 22 Minuten (vor Sonnenaufgang) ermittelt werden. Während dieser Vorwärmung verändern sich der Headerleitungseintrittsdruck und der Massenstrom in die Headerleitung nur minimal.

Nach Beendigung des Aufwärmprozesses der Headerleitungen konnte unter Annahme eines Lufteintrittsmassenstroms von 0,09 kg/s pro Kollektorloop eine Vorwärmzeit der Absorberrohre von etwa 23 Minuten berechnet werden.



Betrachtet man den Loop-Austrittstemperaturverlauf, so macht sich ein stufenförmiger Anstieg der Luft- und Rohrwandtemperatur infolge der solaren Vorwärmung durch das Teilfokussieren bemerkbar. Die Headerleitungsaustrittstemperatur steigt dabei von 15 °C auf 243 °C im letzten Kollektorloop und auf 251 °C im ersten Loop an.

Die unterschiedlichen Temperaturen in den verschiedenen Kollektorloops und in den Headerleitungen befinden sich alle relativ nahe ( $\pm 50\text{K}$ ) an der Salztemperatur (290 °C) der Salzschnmelze, die aus dem Kalttank des Kraftwerks für die Solarfeldbefüllung benutzt wird. Eine Solarfeldbefüllung sollte somit bezüglich zeitlicher Temperaturgradienten durch das Einpumpen von Salzschnmelze aus dem Kalttank unkritisch sein.

Während der solaren Vorwärmung sind dynamische Änderungen des Druckes und des Massenstroms nur sehr gering, so dass eine praktische Realisierung dieser Betriebsart unter thermohydraulischem Gesichtspunkt technisch problemlos durchführbar sein sollte.

Insgesamt lässt sich die Anlage mit den hier gefundenen Resultaten innerhalb von 1 Stunde und 45 Minuten auf die Zieltemperatur von 240 °C erwärmen, wobei etwa dreiviertel dieser Zeit vor Sonnenaufgang liegt.

Mit dieser ersten Einschätzung lässt sich sagen, dass das neue Betriebsverfahren zur Vorwärmung des Solarfeldes mit heißer Luft und Teil-Fokussieren der Parabolrinnenkollektoren durchaus in der Praxis anwendbar ist und realistische und kurze Aufwärmzeiten erreicht werden können.

## 7 Anhang

### A. Abmessungen der Abschnitte der Headerleitungen

Abstand gegenüber der Mitte des Solarfeldes [m]	0 – 264	264 - 456	456 - 744	744 - 936	936 - 1080	1080 - 1200
Zollmaß	16	14	12	10	8	6
Außendurchmesser [mm]	406,4	355,6	323,85	273	219,1	168,3
Wandstärke [mm]	4,19	3,96	3,96	3,4	2,77	2,77
Innere Querschnittsfläche [m <sup>2</sup> ]	0,1244	0,0949	0,0784	0,0557	0,0358	0,0208
Aufteilung der Kollektorloops auf die Abschnitte nach ihrer Nummerierung	1 - 11	12 - 19	20 - 31	32 - 39	40 - 45	45 - 50



# C. Kaeser Kompressor Datenblatt

TMO4-O0007  
Stand 07.99

Blatt 1/4

**KAESER**  
KOMPRESSOREN

## 4.2 Formelwerk zur Wälzkolbengebläseauslegung

**KAESER**  
KOMPRESSOREN

### Auslegungsformeln für Wälzkolbengebläse

Volumenstrom  $Q_1$  (auf Ansaugzustand bezogen):

Überdruckbetrieb: "Liefermenge", Unterdruckbetrieb: "Saugvermögen"

$$Q_1 = Q_0 - Q_V$$

$Q_0$ : theoretischer Volumenstrom =  $q_0 \cdot n$   
 $Q_V$ : Rückströmung infolge von Spaltverlusten

für alle gasförmigen Fördermedien:

$$Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]} = q_0 \text{ [m}^3 \text{]} \cdot \left( \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{\Delta p \text{ [Schupf] [mbar]}} \right) \cdot \left( \frac{\rho_0 \text{ [kg / m}^3 \text{]}}{\rho_1 \text{ [kg / m}^3 \text{]}} \right)$$

$q_0$ : Verdängung pro Umdrehung ("Schluckvolumen") in  $\text{m}^3$  = Wert in Liter / 1000 (aus techn. Daten)  
 $n$ : aktuelle Gebliedrehzahl in 1/min  
 $n_{\text{Schupf}}$ : Gebliedrehzahl bei der sich mit verschlossenem Saug- und Druckutzen eine Druckdifferenz von 100 mbar einstellt ("Schlupfdrehzahl") in 1/min (aus techn. Daten)

$\Delta p$ : Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugutzen im Auslegungszustand in mbar

$\Delta p_{\text{Schupf}}$ : Druckdifferenz bei der die Schlupfdrehzahl des Gebläses ermittelt worden ist = 100 mbar

$\rho_0$ : Luft Dichte von trockener Luft im Standardzustand (1013 mbar, 0 °C) = 1,293 kg /  $\text{m}^3$

$\rho_1$ : Medium Dichte des Fördermediums im Ansaugzustand in kg /  $\text{m}^3$

für alle idealen Gase:

$$Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]} = q_0 \text{ [m}^3 \text{]} \cdot \left( \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{\Delta p \text{ [Schupf] [mbar]}} \right) \cdot \left( \frac{\rho_0 \text{ [kg / m}^3 \text{]}}{\rho_1 \text{ [kg / m}^3 \text{]}} \right) \cdot \left( \frac{T_1 \text{ [K]}}{T_0 \text{ [K]}} \right)$$

$P_0$ : Standarddruck = 1013 mbar

$P_1$ : absoluter Ansaugdruck im Auslegungszustand in mbar

$T_1$ : absolute Ansaugtemperatur im Auslegungszustand in Kelvin = Wert in °C + 273

$T_0$ : Standardtemperatur = 273 K (0 °C)

$\rho_0$ : Medium Dichte des Fördermediums im Standardzustand in kg /  $\text{m}^3$

für trockene Luft:

$$Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]} = \frac{q_0 \text{ [Liter]}}{1000} \cdot \left( \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{\Delta p \text{ [Schupf] [mbar]}} \right) \cdot \left( \frac{T_1 \text{ [K]}}{P_1 \text{ [mbar]}} \right) \cdot 0,0371$$

für trockene Luft bei 20 °C Ansaugtemperatur:

$$Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]} = \frac{q_0 \text{ [Liter]}}{1000} \cdot \left( \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{\Delta p \text{ [Schupf] [mbar]}} \right) \cdot 10,87$$

für trockene Luft bei atmosphärischer Ansaugung (1013 mbar, 20 °C):

$$Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]} = \frac{q_0 \text{ [Liter]}}{1000} \cdot \left( \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{\Delta p \text{ [Schupf] [mbar]}} \right) \cdot 1,073$$

BB 88 C, Omega 23 P: Toleranz auf  $Q_1$  nach ISO 1217: ± 5%

$q_0 = 1,57 \text{ L}$

Medienschupf = 320 1/min

TMO4-O0007  
Stand 07.99

Blatt 2/4

**KAESER**  
KOMPRESSOREN

## 4.2 Formelwerk zur Wälzkolbengebläseauslegung

### Antriebsleistung $P_K$ (an der Kompressorwelle):

Für alle Medien:

$$P_K = P_{\text{Verdrängung}} (n; \Delta p) + P_{\text{Leertast}} (n)$$

$P_{\text{Verdrängung}}$ : Antriebsleistung zur Überwindung der Gaskräfte, die auf die Kolbenflächen wirken  
 $P_{\text{Leertast}}$ : Verlustleistung infolge von Dichtungs-, Zahnrad- und Lagerreibung sowie Strömungsdynamik

$$P_K \text{ [kW]} = \frac{q_0 \text{ [m}^3 \text{]} \cdot n \text{ [min}^{-1} \text{]} \cdot \Delta p \text{ [mbar]}}{600} + a_1 + a_2 \cdot n \text{ [min}^{-1} \text{]} + a_3 \cdot (n \text{ [min}^{-1} \text{]})^2$$

$a_1; a_2; a_3$ : Koeffizienten der quadratischen Gleichung für die Leerlaufleistung des Gebläses (aus techn. Daten)

### Temperaturerhöhung $\Delta T$ (zwischen Druck- und Saugutzen):

für alle idealen Gase:

$$\Delta T \text{ [K]} = T_1 \text{ [K]} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$k$ : Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten des Fördermediums  $c_p / c_v$  (Luft:  $k = 1,4$ )

$T_{\text{vol}}$ : volumetrischer Wirkungsgrad des Gebläses im Auslegungszustand =  $Q_1 / q_0 n$

für trockene Luft:

$$\Delta T \text{ [K]} = 0,286 \cdot \frac{T_1 \text{ [K]} \cdot q_0 \text{ [Liter]}}{1000 \cdot Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]}} \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot n \text{ [min}^{-1} \text{]}$$

für trockene Luft bei 20 °C Ansaugtemperatur:

$$\Delta T \text{ [K]} = 0,0837 \cdot \frac{q_0 \text{ [Liter]}}{Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]}} \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot n \text{ [min}^{-1} \text{]}$$

für trockene Luft bei atmosphärischer Ansaugung (1013 mbar, 20 °C):

$$\Delta T \text{ [K]} = 0,0837 \cdot \frac{q_0 \text{ [Liter]}}{Q_1 \text{ [m}^3 \text{ / min]}} \cdot \frac{\Delta p \text{ [mbar]}}{1000} \cdot n \text{ [min}^{-1} \text{]}$$

**Technische Daten**

1 betriebsbereites, stationäres, dreiflügeliges

**KAESER-Drehkolbengebläseaggregat  
mit OMEGA-Profil**

**Typ BB 88 C (Überdruck)**

Compact-Aggregat am Frequenzumrichter

zur öffenen Förderung

mit CE-Herstellererklärung gemäß EG-Maschinenrichtlinie  
98 / 37 EG, Anlage II B

Fördermedium trockene Luft

Auslegungspunkt 1013 mbar  
Ansaugdruck 20 °C  
Ansaugtemperatur 200 mbar  
Druckdifferenz 1213 mbar  
Enddruck (Betriebsdruck/Absolut)

Regelbereich f min. / f max.  
Frequenz 18,0 / 53,8 Hz  
Gebläsenennndrehzahl 1540 / 4590 U/min

eff. Liefermenge Q<sub>1</sub> 1,59 / 6,47 m<sup>3</sup>/min  
gemäß ISO 1217, Anhang C  
Liefermenge Q<sub>1</sub> (Normzustand) 1,48 / 6,03 Nm<sup>3</sup>/min  
bezogen auf 0°C und 1013 mbar

Antriebsleistung am Block 45 / 38 °C  
1,2 / 3,2 kW

Motorleistung 4,0 kW  
Motorenndrehzahl 3000 U/min  
Motorschutzart IP 54  
Betriebsspannung/-frequenz 400 V ± 5 % 50 Hz

Art der Kühlung Luft, Konvektion

Anschluß Druckstutzen mit Kompensator, Nennweite 65 mm

**1 Technische Daten**

**1.1 Wälzkolbengebläse-Aggregat**

Liefermenge bei max. Druckerhöhung ..... 5,9 m<sup>3</sup>/min  
Maximale Leistung des Wälzkolbengebläses ..... 3,3 kW  
Drehzahl des Wälzkolbengebläses ..... 4270 min<sup>-1</sup>  
Ansaugdruck ..... 1,0 bar (abs.)  
Enddruck ..... 1,23 bar (abs.)  
Maximale Druckerhöhung ..... 230 mbar  
Temperaturdifferenz Δt ..... 22 K  
Gewicht ..... 205 kg  
Gewicht mit Schalldämmhaube ..... kg  
Bei mitgeliefertem Sicherheitsventil beginnt dieses zum Schutz des Wälzkolbengebläse-Aggregates beim maximal zulässigen Enddruck abzubläsen.  
Aus den Auslegungsdaten (Diagramme) sind die Daten für den speziellen Einsatz zu entnehmen.

**1.2 Schalldruckpegel, Schalleistungspegel**

**Betriebszustand des Wälzkolbengebläse-Aggregates:**

Vollastbetrieb, Wälzkolbengebläse-Aggregat läuft unter: Nennndrehzahl, Enddruck, max. Liefermenge

**Aufstellbedingungen:**

Freifeldmessung

Messung nach CAG/PIEUROP PN8 NTC 2.3:

Schalldruckpegel ..... 81 dB (A)  
Schalldruckpegel mit Schalldämmhaube ..... dB (A)  
Schalleistungspegel ..... 95 dB (A)  
Schalleistungspegel mit Schalldämmhaube ..... dB (A)

**1.3 Elektrischer Anschluß**

**Elektromotor:**

Nennleistung ..... 4 kW  
Nennndrehzahl ..... 3000 min<sup>-1</sup>  
Schutzart ..... IP 55  
Netzspannung ..... 400 V3-PE  
Frequenz ..... 50 Hz  
Maximaler Nennstrom I<sub>N</sub> ..... 8,5 A

**Y-Δ-Anlauf:**

Maximale Vorsicherung (träge oder Betriebsklasse gl) ..... 16 A  
Zuleitungsquerschnitt (CU-Mehradreileitung) ..... 4x2,5 mm<sup>2</sup>

KAESER COMPRESSOREN GmbH  
Str.: Carl-Kasper-Str. 26, D-98450 Coburg  
Tel.: 038511 6400  
Fax: 038511 6401  
E-Mail: [prodakt@kaeser.com](mailto:prodakt@kaeser.com)  
<http://www.kaeser.com>

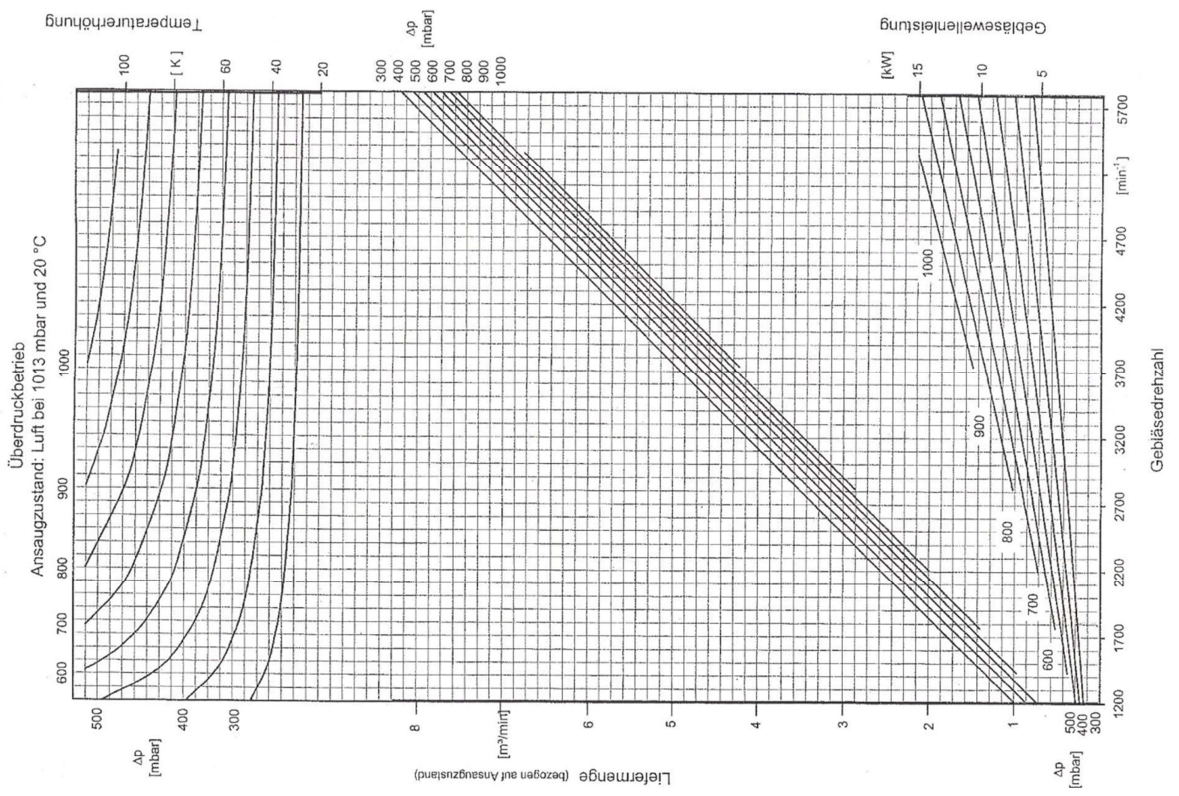
Bankverbindungen:  
Commerzbank AG, Coburg  
HypoVereinsbank, Coburg  
Santander Consumer Bank

Konto-Nr. 8 506 230  
Konto-Nr. 14 312 18

BLZ 788 400 91  
BLZ 788 200 76

Geschäftsführung:  
Dipl.-Ing. Jörg Tremels, KAESER  
105 Coburg, B 295  
Stempel-Nr.: 21 27 3000528

# OMEGA 23 PLUS



## D. Absorberrohr des Unternehmens Schott

**SCHOTT PTR70<sup>→</sup> - DSG (Prototype)**

Receiver for direct steam generation

**Technical Specification**

Components	Specification
Assembly	<input type="checkbox"/> length: 4060 mm +/- 2 mm at 20°C ambient temperature <input type="checkbox"/> aperture length: > 96 % of the bulk length at working temperature (> 300 °C)
Absorber	<input type="checkbox"/> outer diameter: 70 mm +/- 0.3 mm <input type="checkbox"/> steel-type: DIN 1.4878 or similar <input type="checkbox"/> average solar absorptance of all receivers delivered (AM1.5 DNI)   [0.25 ... 2.5 μm] : a ≥ 0.95 <input type="checkbox"/> absorptance of single absorber (AM1.5 DNI)   [0.25 ... 2.5 μm] : a ≥ 0.94 <input type="checkbox"/> average thermal emittance of all receivers delivered (@ 400 °C): e ≤ 0.10 <input type="checkbox"/> emittance of single absorber (@ 400 °C): e ≤ 0.12
Glass envelope	<input type="checkbox"/> borosilicate glass <input type="checkbox"/> outer diameter : 125 mm +10 mm/ -5 mm <input type="checkbox"/> antireflective coating on ≥ 95% of aperture length <input type="checkbox"/> average solar transmittance of coated area of all receivers delivered (AM1.5 DNI)   [0.25 ... 2.5 μm] : t ≥ 0.96 <input type="checkbox"/> transmittance of single glass envelope in coated area (AM1.5 DNI)   [0.25 ... 2.5 μm] : t ≥ 0.94
Vacuum	<input type="checkbox"/> gas pressure ≤ 10 <sup>-3</sup> mbar, supported by getter material
Operating temperature	<input type="checkbox"/> max. operating temperature: < 500 °C
Pressure	<input type="checkbox"/> max. operating pressure: < 125 bar
Weight	<input type="checkbox"/> average weight without fluid: 49 kg +/- 5 kg

## 8 Literaturverzeichnis

Bohl, W. – Technische Strömungslehre (1995), 132-140, 199-205.

DIN 1.4541 für nichtrostenden autenitischen Stahl von Deutsche Edelstahlwerke GmbH (2007).

Eickhoff, M., Hauke, M., Lüpfer, E. – Collector-Efficiencies of the 75m-EuroTrough-Collector with UVAC absorber tubes from Task Report (2002), EU-Contract N°: ERK6-CT1999-00018.

Eickhoff, M. - Persönliche Kommunikation (2014 – 2015).

Hanke-Bourgeois, M. – Grundlagen der numerischen Mathematik und des wissenschaftlichen Rechnens (2009), 3. Auflage, 557-565, 629-636.

Janz, G. J., Krebs, U., Siegenthaler, H. F., Tonkins, R. P. T. – Molten Salts: Volume 3, Nitrates, Nitrites and Mixtures from Journal of Physical and Chemical Reference Data (1972), 1, 676-680.

Landesagentur für Umwelt und Arbeitsschutz Bozen (Tirol), Amt für Luft und Lärm – Klima Haus (Casa Clima), Wärmeleitahlen von Baustoffen: [http://www.klimahaus.it/files/content/140095\\_16446\\_1\\_0/waermeleitahlen.pdf](http://www.klimahaus.it/files/content/140095_16446_1_0/waermeleitahlen.pdf) (abgerufen am 15. Dezember 2014).

Lemmon, E. W., Jacobsen, R. T. – Viscosity and Thermal Conductivity for Nitrogen, Oxygen, Argon and Air from International Journal of Thermophysics (2004), 25, 21-69.

Quaschnig, V. – Regenerative Energiesysteme (2015), 9. Auflage, 36-37, 147-159.

Schott AG Solar – PTR70 Receiver, Broschüre: [http://www.schott.com/csp/english/download/321069\\_csp-broschuere\\_row.pdf](http://www.schott.com/csp/english/download/321069_csp-broschuere_row.pdf) (aufgerufen am 03.03.2015).

Verein Deutscher Ingenieure, VDI - Wärmeatlas (2006), 10. Auflage.

Baehr, H. D., Stephan, K. – Wärme- und Stoffübertragung (2010), 7. Auflage, 2-38, 316-356, 425-426, 619.