Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (http://www.ub.tuwien.ac.at).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/).

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna University of Technology

Diplomarbeit

Konzeption und Aufbau eines Teststandes für thermische Vakuumröhrenabsorber

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieur unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Karl PONWEISER

und

Projektass. Dipl.-Ing. (FH) Dr.techn. Michael HARTL

Institut für Energietechnik und Thermodynamik
Bereich Thermodynamik und Wärmetechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Bernhard Windisch

Matr.Nr. 0525593

Am Scheibacker 3,

2295 Zwerndorf

Zwerndorf, im November 2011

_____

Bernhard, Windisch

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Karl Ponweiser, für die Bereitstellung dieses interessanten Themas und die Betreuung während der Entstehung dieser Diplomarbeit.

Ein großer Dank geht an die Projektassistenten Dipl.-Ing. (FH) Dr.techn. Michael Hartl und Dipl.-Ing. Michael Lauermann. Ihre Anregungen und Verbesserungsvorschläge waren sowohl eine große Hilfe als auch eine Bereicherung. Sie hatten immer ein offenes Ohr für mich und nahmen sich für meine Fragen und Anliegen Zeit.

Beim Laborpersonal der Technischen Universität Wien um Roswitha Steininger, Wolfgang Faulend, Gerhard Kanzler und Franz Trummer möchte ich mich ebenfalls für die Unterstützung beim Aufbau des Teststandes bedanken.

Ganz herzlich möchte ich mich auch bei meiner Familie, meiner Partnerin und meinen Freunden bedanken, die mich nicht nur bei der Verfassung dieser Diplomarbeit, sondern während des gesamten Studiums unterstützt haben und immer für mich da waren.

Kurzfassung

Im Zuge eines Forschungsprojekts wird am Standort Dürnrohr eine solarthermische Versuchsanlage aufgebaut. Mithilfe dieser soll die Leistung bzw. Effizienz eines pneumatisch vorgespannten Solarkonzentrators bestimmt werden. Hierzu ist es unbedingt notwendig die thermische Verlustleistung der verwendeten 18 Vakuumröhrenabsorber zu kennen. Sie werden von der Firma Einsiedler Solartechnik geliefert ohne verlässliche Angaben über ihre Verlustleistung, da sich diese Receiver noch im Prototypenstadium befinden. Für die Ermittlung wurde ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, welcher in der vorliegenden Arbeit genau beschrieben wird. Die gemessenen Daten werden anschließend mit jenen eines eindimensionalen MATLAB Simulink Modells verglichen. Aus diesem Vergleich konnten Abschätzungen über den nicht bekannten Emissionskoeffizienten des Absorberrohres gemacht werden. Außerdem werden die gemessenen Verlustleistungen mit jenen Vakuumröhrenabsorbern der Firma Schott verglichen. Hierbei stellte sich heraus, dass die Absorberverluste der getesteten Vakuumröhrenabsorber bei einer Betriebstemperatur von 320°C bis zu vier Mal höher sind als bei jenen der Firma Schott. Aufgrund dieser Daten ist ersichtlich, dass noch einiges an Verbesserungspotential in den Vakuumröhrenabsorbern der Firma Einsiedler vorhanden ist.

Abstract

As a research project a concentrated solar power facility has been built in Dürnrohr. With this facility the heat input and the efficiency of a new type of an inflatable solar concentrator made of polymeric foils are been determined. Therefore it is necessary to know the heat loss of the 18 installed vacuum solar receivers. These receivers are produced by the company called Einsiedler Solartechnik with no reliable information about the heat loss because this product is still in the prototype stage. For this reason a test stand had been planned and built to determine the heat loss of these receivers. The results of the measurements are compared with a one dimensional theoretical model in Matlab Simulink. From this comparison estimations about the not known emission coefficient of the absorber tube could be made. The heat loss results of the receivers were also compared with the Schott PTR 70. The performance of the Schott receiver is four times better at an operating temperature of 320°C.

Nomenklatur

Symbole

Bezeichnung	SI-Einheit	Beschreibung
A	m^2	Fläche
α	$W/(m^2 K)$	Wärmeübergangszahl
β	1/K	räumlicher Wärmeausdehnungskoeffizient
c		Konzentrationsfaktor
c_P	J/(kg K)	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	m	Durchmesser
ΔAbs	°C	Genauigkeit der Absorberinnenrohrtemperaturenmessung
ΔCu	°C	Genauigkeit der Kupfertemperaturmessung
$\Delta Heizstab$	W	Genauigkeit der Leistungsmessung des Heizstabes
$\Delta Spule$	W	Genauigkeit der Leistungsmessung der Spulen
ΔT	K	Temperaturänderung
Δu	mA	Sprunghöhe der Stellgröße
Δy	K	Sprunghöhe der Regelstrecke
ε		Emissionsgrad
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
Gr		Grashof-Zahl
η	kg/(m s)	dynamische Viskosität
K_P		Reglerverstärkung
KS		stationäre Streckenverstärkung
l	m	Länge
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
M	W/m^2	spezifische Ausstrahlung
M^S	W/m^3	spezifische Ausstrahlung eines Schwarzen Körpers
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
Nu		Nußelt-Zahl
P	W	Leistung
Pr		Prandtl-Zahl
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
r	m	Radius
ρ	kg/m^3	Dichte
s	m	charakteristische Länge
σ	$W/(m^2K^{4)}$	Stefan-Boltzmann-Konstante

σ	°C	Standardabweichung einer Messung
T	K	Temperatur
T_Abs_1 bis T_Abs_6	°C	Absorberinnenrohrtemperatur an den Stellen 1 bis 6
T_Cu_1	°C	Kupfertemperatur 1
T_Cu_2	°C	Kupfertemperatur 2
T_Sp1_a	°C	Temperatur an der Spule 1 außen
T_Sp1_i	°C	Temperatur an der Spule 1 innen
T_Sp2_a	°C	Temperatur an der Spule 2 außen
T_Sp2_i	°C	Temperatur an der Spule 2 innen
T_a	s	Ausgleichszeit
T_N	s	Nachstellzeit
T_u	s	Verzugszeit
T_V	s	Vorhaltezeit
U	°C oder W/m	Messunsicherheit

Indizes

Index	Beschreibung
A	außen
Abs	Absorber
Ap	Apertur
$durchschnitt$	durchschnitt
$Geom$	geometrisch
Ges	Gesamt
Gl	Glas
$Heizel$	Heizelemente
$Heizelement$	Heizelement
$Heizstab$	Heizstab
I	innen
K	Konvektion
L	Leitung
LK	Leitung & Konvektion
S	Strahlung
$Sp1_i$	Spule 1 innen
$Sp2_i$	Spule 2 innen
Sys	Systematisch
u, Umg	Umgebung

Verlust	Verlust
Zuf	Zufällig

Akronyme

Akronyme	Beschreibung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
EN	Europäische Norm
HELIOtube	pneumatisch vorgespannter Solarkonzentrator
NREL	National Renewable Energy Laboratory

Inhaltsverzeichnis

Danksagung ..... **i**

Kurzfassung ..... **ii**

Abstract ..... **iii**

Nomenklatur ..... **iv**

Symbole iv

Indizes v

Akronyme vi

Inhaltsverzeichnis ..... **vii**

1. Einleitung **1**

1.1 Motivation & Zielsetzung 1

2. Grundlagen **3**

2.1 Solarthermische Systeme 3

2.1.1 Parabolrinnenkraftwerke 3

2.1.2 HELIOtube 8

2.2 Thermodynamische Grundlagen 10

2.2.1 Wärmeleitung 10

2.2.2 Freie Konvektion an die Umgebung 10

2.2.3 Leitung und Konvektion im horizontalen Ringspalt 11

2.2.4 Strahlung 12

3. Physikalisches Modell **14**

3.1 Aufbau des eindimensionalen Modells 14

4. Aufbau des Teststandes **16**

4.1 Elektrische Heizelemente und Thyristoren 18

4.2 Messstellen 21

4.3 Messtechnik/ Software 24

5. Inbetriebnahme des Teststandes **27**

5.1 Kalibrierung der Mess- und Steuertechnik 28

5.2 Validierung der Absorbermessstellen 28

5.3 Reglerauslegung 31

5.4 Emissionskoeffizienten des Kupferrohres 36

5.5 Reproduzierbarkeit der Messergebnisse 37

5.6 Messunsicherheitsanalyse 38

6. Durchführung der Messungen **41**

7. Ergebnisse / Diskussion 43

8. Zusammenfassung 49

9. Verzeichnisse 51

9.1 Literaturverzeichnis 51

9.2 Tabellenverzeichnis 52

9.3 Abbildungsverzeichnis 52

10. Anhang I

10.1 Anhang A I

10.2 Anhang B III

10.3 Anhang C VI

10.4 Anhang D IX

10.5 Anhang E XV

1. Einleitung

In den letzten Jahren ist in der Energiewirtschaft ein Kurswechsel der industrialisierten Länder hin zu erneuerbaren Energien erkennbar. Die Gründe hierfür sind vielfältig. Die steigenden Kosten für fossile Energieträger machen bewusst, dass diese nur begrenzt vorhanden sind. Atomenergie weißt nach wie vor das Problem der Endlagerung des Atommülls auf. Außerdem besteht das Risiko, dass bei Unfällen radioaktive Substanzen in die Umwelt gelangen können. Da der Stromverbrauch stetig steigt, ist es umso wichtiger, neue effiziente Methoden zur Stromerzeugung zu entwickeln.

Es gibt verschiedenste Möglichkeiten von Wasserkraft über Windenergie bis hin zur Sonnenenergie, erneuerbare Energien zu nutzen. Durch einen niedrigen Ölpreis in den Jahrzenten davor, waren viele dieser Methoden zur Energiegewinnung aufgrund der hohen Investitionskosten nicht wettbewerbsfähig. Wegen ihrer Ökoeffizienz und der Schonung von fossilen Energieressourcen nimmt die Sonnenenergienutzung eine herausragende Rolle ein.

Eine Vielzahl verschiedenster Methoden stehen zur Verfügung, um diese nutzbar zu machen. Die Stromerzeugung mittels Solarzellen ist eine davon. Weiters können Gebäude beheizt und mit Warmwasser versorgt werden. Für die Erzeugung großer Strommengen werden häufig solarthermische Kraftwerke eingesetzt. Hier werden mittels Kollektor die Sonnenstrahlen auf einen Receiver gebündelt und dadurch ein Medium erhitzt. Im Grundlagenteil in Kapitel 2 wird darauf näher eingegangen. Die Thematik dieser Diplomarbeit liegt in der Ermittlung der Performance solcher Receiver.

1.1 Motivation & Zielsetzung

Im Zuge eines Forschungsprojekts der TU Wien, in Kooperation mit der EVN AG, der Heliovis AG und Einsiedler Solartechnik wird am Standort Dürnrohr, auf dem Gelände der EVN, eine solarthermische Versuchsanlage aufgebaut. Die Firma Heliovis entwickelte ein innovatives Konzept für pneumatisch vorgespannte Solarkonzentratoren.

Der in Dürnrohr installierte Solarkonzentrator, auch HELIOtube genannt, hat eine optische Länge von 40 m und eine Aperturweite von 1,5 m. Die Versuchsanlage dient dazu, die thermische Leistung bzw. den Wirkungsgrad des HELIOtubes unter den Bedingungen der solaren Direktverdampfung zu bestimmen. In weitere Folge

wäre es auch möglich, die Anlage an das nahegelegene Fernwärmenetz oder den Kraftwerksblock der EVN AG anzuschließen.

Für eine exakte Bilanzierung und um die Leistung des HELIOtubes bestimmen zu können, ist es unbedingt notwendig, die Verlustleistung der eingebauten Vakuumröhrenabsorber genau zu kennen. Sie werden von der Firma Einsiedler Solartechnik hergestellt. Zwar befasst sich das Unternehmen schon seit Jahren mit Produkten zur Nutzung der Sonnenkraft, jedoch stellt die Produktion von Vakuumröhrenabsorbern, welche zur Verdampfung von Wasser benutzt werden, ein neues Betätigungsfeld dar. Da die benötigten Receiver nur in geringen Stückzahlen produziert werden, gibt es auch noch keine genauen Angaben über deren Verlustleistung.

Im Zuge dieser Diplomarbeit sollte daher ein Prüfstand konzipiert und gebaut werden, mit welchem die erforderlichen Kennzahlen für die 18 im Projekt verwendeten Absorber ermittelt werden. Der Teststand soll außerdem in weiterer Folge noch bei neueren Absorber-Generationen zum Einsatz kommen, um Fortschritte in der Entwicklung überprüfen und quantifizieren zu können.

Solche Tests sind in gleicher Form schon von mehreren Forschungseinrichtungen durchgeführt worden. Unser Aufbau entspricht dem Prinzip von NREL (National Renewable Energy Laboratory) und DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt), welcher in [1] und [2] genau beschrieben wird. Aufgrund der Dimensionierung des verwendeten HELIOtubes war es notwendig, Absorber zu verwenden, welche einen um die Hälfte geringeren Absorberinnendurchmesser besitzen. Diese Änderung wirkte sich massiv auf den Aufbau des Messstandes aus, da der vorhandene Raum zur Positionierung der Messelemente sehr begrenzt war.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wichtigsten mathematischen und theoretischen Grundlagen der konzentrierenden Solarenergienutzung sowie die Funktionsweise von Paraborlrinnenkraftwerken beschrieben.

2.1 Solarthermische Systeme

Das Grundprinzip ist bei allen konzentrierenden solarthermischen Systemen gleich. Die Sonnenstrahlung wird mittels Spiegel konzentriert und auf einen so genannten Receiver gebündelt. Die absorbierte Sonnenenergie wird an das Medium im Receiver weitergegeben. Diese Energie kann in weiterer Folge zum Betrieb eines Wärmekraftprozesses mit Gasturbine und/oder Dampfmaschine oder Stirlingmotor genutzt werden vgl. [3].

Damit solche Systeme wirtschaftlich betrieben werden können, spielt die Standortauswahl eine entscheidende Rolle. Je sonnenreicher eine Region ist, desto eher rechnet sich eine solche Investition, denn das solare Angebot bestimmt das Leistungsvermögen der Kraftwerke.

Die gängigsten Bauarten sind Parabolrinnenkraftwerke, Solarturmkraftwerke, Fresnel-Kollektoren, Dish-Stirling-Systeme sowie Aufwindkraftwerke [3]. Im folgenden Kapitel wird nur die erstgenannte Bauart genauer beschrieben. Alle anderen Systeme werden in dieser Arbeit nicht behandelt, sie können in fachspezifischer Literatur wie [4] nachgelesen werden.

2.1.1 Parabolrinnenkraftwerke

Die ersten Demonstrationsanlagen dieses Kraftwerktyps sind zwischen 1977 und 1982 in den USA entstanden. Der kommerzielle Betrieb in den USA begann 1984. Zurzeit ist es die wirtschaftlichste Form, um mittels Sonnenenergie große Mengen an Strom zu erzeugen [4]. Das größte Parabolrinnenkraftwerk Europas, Andasol 1-3, befindet sich in Südspanien und wird nach Fertigstellung eine Höchstleistung von 150 MW elektrisch haben.

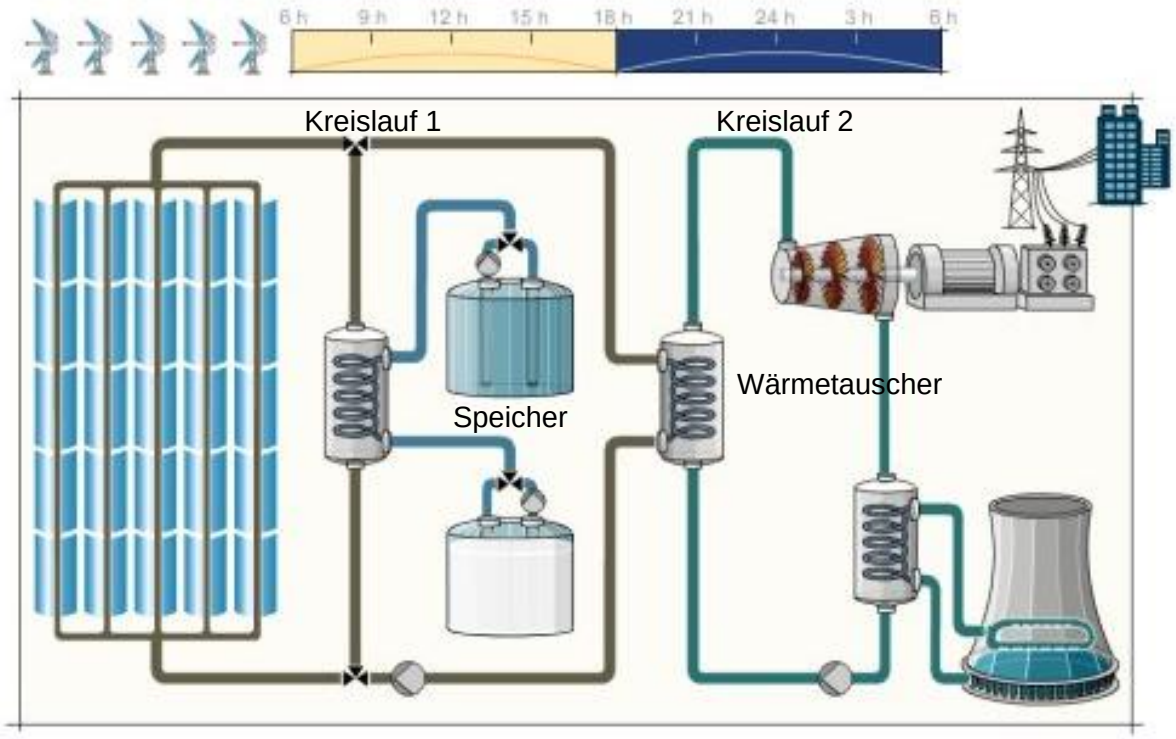


Abbildung 1: Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks [5]

In Abbildung 1 ist der prinzipielle Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerkes dargestellt. Erkennbar sind zwei unterschiedliche, mittels Wärmetauscher verbundene Flüssigkeitskreisläufe. Kreislauf 2 ist der konventionelle Kraftwerksteil, in welchem Wasser als Medium verwendet wird. Hier wird die thermische Energie des Wasserdampfes in Strom umgewandelt. In Kreislauf 1 kommt Thermoöl als Wärmetransportmedium zum Einsatz. Das Überangebot an thermischer Energie kann in Speicher geleitet und in weiterer Folge dazu verwendet werden, um auch nachts oder bei schlechtem Wetter Strom zu produzieren. Die Hauptkomponenten im Parabolspiegelfeld sind die Kollektoren und die Receiver, welche auch Vakuumröhrenabsorber, genannt werden.

Kollektor

Der Kollektor ist ein eindimensional gekrümmter Spiegel in Form einer Parabel. Er konzentriert das Sonnenlicht auf den sich in der Brennlinie befindlichen Vakuumröhrenabsorber. An die verwendeten Spiegel werden hohe Anforderungen gestellt. Sie müssen eine hohe Genauigkeit aufweisen, um die Solarstrahlen exakt auf den Absorber zu bündeln. Außerdem müssen sie eine ausreichende Stabilität gegenüber Windlasten und Witterungseinflüssen besitzen. Um die großen schweren Spiegel stabil zu halten und optimal zur Sonne ausrichten zu können, werden sie auf massiven metallischen Gerüsten gelagert.

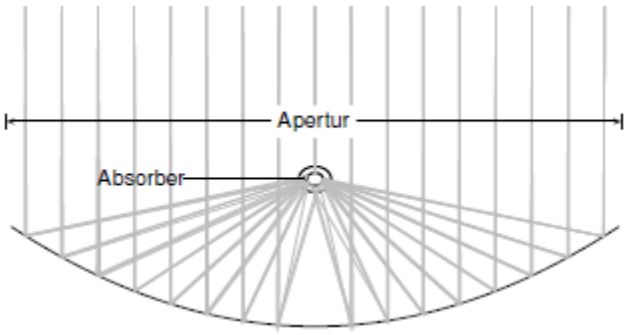


Abbildung 2: Parabolspiegel [6]

In Abbildung 2 sieht man die Funktionsweise des Parabolspiegels. Die einfallenden Sonnenstrahlen werden in einem Punkt konzentriert, in welchem sich der Vakuumröhrenabsorber befindet.

Die geometrische Konzentration des Sonnenlichts berechnet sich aus dem Verhältnis der Aperturfläche zur Absorberquerschnittsfläche.

$$c_{geom} = \frac{A_{Ap}}{A_{Abs}} \tag{2.1}$$

Typischerweise liegt dieses geometrische Verhältnis in etwa zwischen 50 und 90 bei Standardaperturweiten von 5,7 m und Absorberdurchmessern von ca. 70 mm [7]. Um im Jahresdurchschnitt den meisten Strom produzieren zu können, werden die Parabolrinnen in Nord-Süd-Richtung angeordnet und der Sonne im Tagesverlauf von Ost nach West nachgeführt.

Die Parabolspiegel und deren Gerüst verursachen in der Anschaffung, im Aufbau und im Transport enorme Kosten. Damit diese gesenkt werden, gibt es die Möglichkeit, eine reflektierende Silber-Polymer-Folie auf Aluminium-Bleche aufzubringen.

Vakuumröhrenabsorber

Die Qualität der verwendeten Vakuumröhrenabsorber spielt bei Parabolrinnenkraftwerken eine wesentliche Rolle, da sie den Gesamtwirkungsgrad entscheidend beeinflussen. Vakuumröhrenabsorber werden oft auch als Receiver oder Solarreceiver bezeichnet, da sie der Empfänger der konzentrierten Sonnenstrahlen sind. Sie übertragen die Wärme der konzentrierten Sonnenstrahlen auf das Wärmeträgermedium. In Abbildung 3 sieht man einen Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler Solartechnik mit seinen Hauptkomponenten, welche in weiterer Folge genauer beschrieben werden.

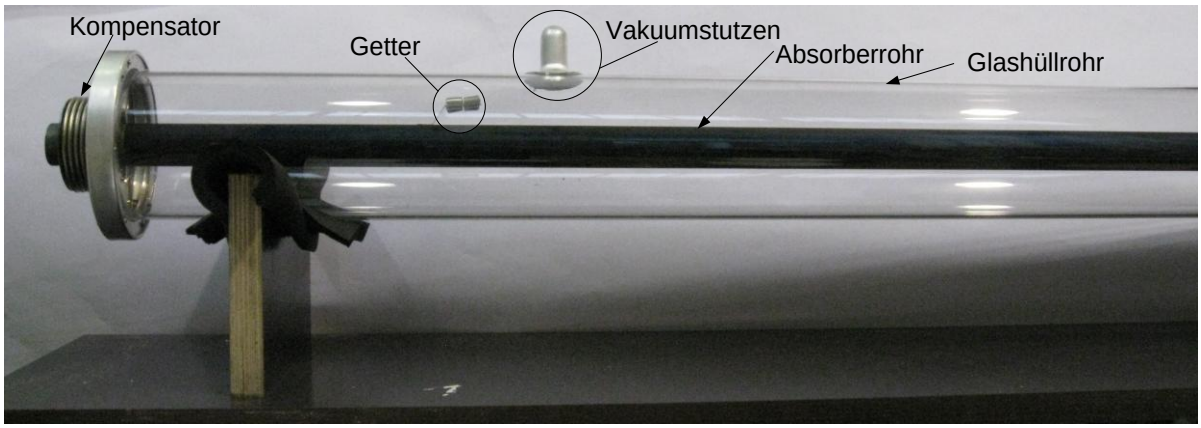


Abbildung 3: Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler Solartechnik

An das Absorberrohr werden spezielle Anforderungen gestellt. Ein möglichst hoher Anteil der einfallenden Solarstrahlung soll in Wärmeenergie umgewandelt werden. Hierfür benötigt man einen möglichst hohen Absorptionsgrad im sichtbaren Bereich der Sonnenstrahlung. Damit ein Großteil der absorbierten thermischen Energie weitergegeben und nicht wieder in Form von Strahlung an die Umgebung abgegeben wird, kommen selektive Beschichtungen an der Außenseite des Absorberrohres zum Einsatz. Diese besitzen einen niedrigen thermischen Emissionsgrad im infraroten Bereich.

Der Emissionsgrad spielt bei der Effizienz von Vakuumröhrenabsorber eine entscheidende Rolle, da im Vakuum zwischen Stahlrohr und Glashüllrohr die gesamte Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt. Je niedriger der Emissionsgrad, desto geringer ist die thermische Verlustleistung. Der Emissionsgrad der selektiven Beschichtung war bei den in den Versuchen verwendeten Absorbern nicht bekannt.

Am Vakuumstutzen wird in der Produktion zwischen Absorberrohr und Glashüllrohr die Luft abgesaugt und so ein Vakuum erzeugt. Um dieses dauerhaft zu erhalten kommen Getter zum Einsatz, welche am Absorberrohr befestigt sind. Das Vakuum der Absorber wird vom Hersteller mit $<10^{-3}$ Pa angegeben.

Da Glas und Stahl unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen, sind an den Enden sogenannte Axialkompensatoren angebracht, welche die unterschiedlichen Längenausdehnungen zwischen Glashüll- und Absorberrohr ausgleichen.

Bei den eigens für dieses Projekt dimensionierten Vakuumröhrenabsorbern kommt 16Mo3, ein warmfester Stahl für Dampferzeugerrohre, zum Einsatz. Das Absorberrohr wurde nach den Toleranzen der Norm EN 10216-2 gefertigt. Die Auslegung der Wandstärke erfolgte nach EN 12952.

Die führenden Hersteller von Vakuumröhrenabsorbern sind zurzeit die beiden deutschen Firmen Siemens und Schott. In Abbildung 4 ist ein Receiver der Firma Schott vom Typ PTR 70 zu sehen. Der Kompensator an den Enden befindet sich bei diesem Modell zwischen Absorber- und Glashüllrohr. In dem von Schott patentierten System liegt der Vorteil darin, dass die aktive Aperturlänge bei höheren Temperaturen größer wird, siehe Abbildung 5.

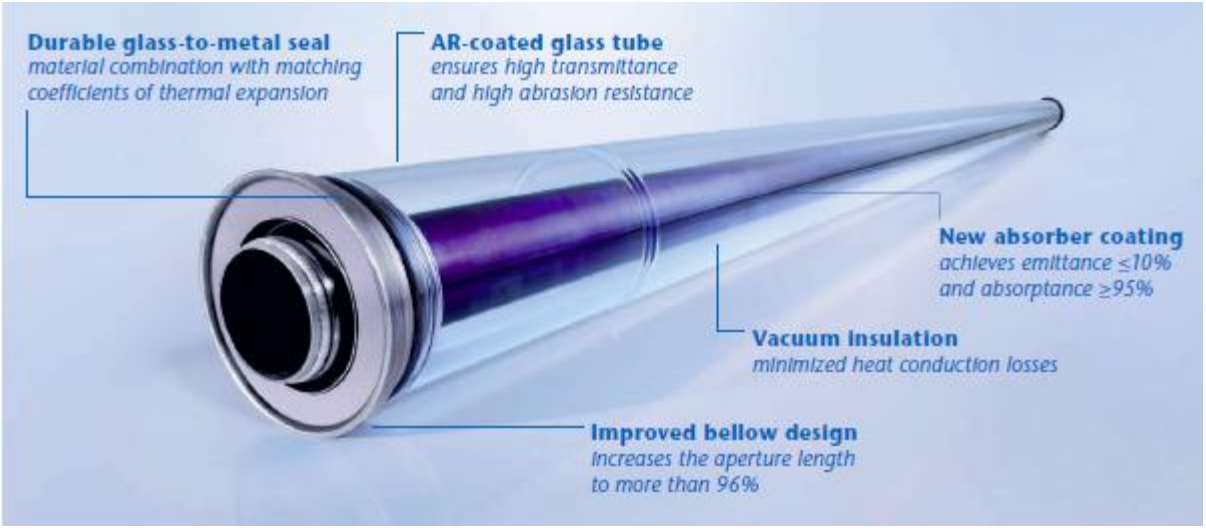


Abbildung 4: Schott PTR 70 Receiver [8]

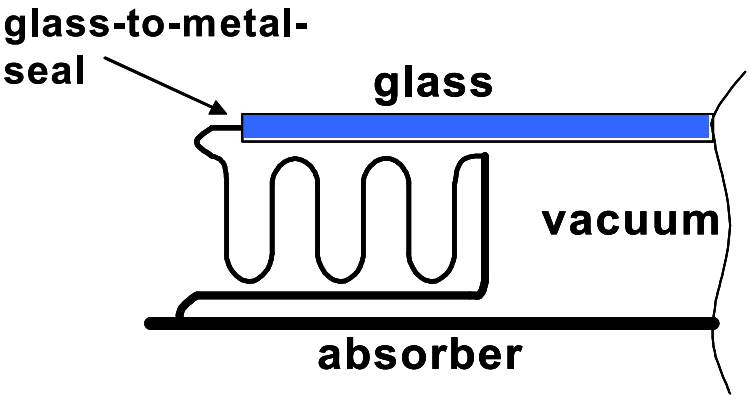


Abbildung 5: Kompensatorsystem von Schott, welches bei höheren Temperaturen die aktive Aperturlänge vergrößert [8]

Bei dem in Abbildung 6 zu sehenden Siemens UVAC 2010 Receiver liegt der Kompensator frei am Ende. Dasselbe Prinzip kommt auch bei dem zu Beginn beschriebenen Receiver der Firma Einsiedler zu Einsatz. Der Getter rechts am Absorber hat zwar eine andere Form, erfüllt jedoch die selbe Funktion wie jener in Abbildung 3.

Abbildung 6: Siemens UVAC 2010 Receiver [9]

In der folgenden Tabelle 1 kann man die wichtigsten geometrischen Kennzahlen der drei erwähnten Receiver nachlesen.

	Gesamtlänge in mm	**Absorber-Außendurchmesser in mm**	**Glas-Außendurchmesser in mm**	**Aktive Aperturlänge in %**
Siemens UVAC 2010	4060	70	125	96
Schott PTR 70	4060	70	115	96,4
Einsiedler Solartechnik	2000	30	105	93,82

Tabelle 1: Absorberkennzahlen [9]

Die viel geringere aktive Aperturlänge des Modells der Firma Einsiedler ist einerseits auf die kürzere Absorberlänge und andererseits auf den Entwicklungsvorsprung der beiden anderen Firmen zurückzuführen. Der Absorber-Außendurchmesser wurde eigens an die im Projekt verwendete Aperturweite auf 30 mm angepasst.

2.1.2 HELIOtube

Wie schon in der Einleitung kurz erwähnt, handelt es sich beim HELIOtube um ein innovatives Konzept der Firma Heliovis. In Zukunft könnte man den Kollektor bei Parabolrinnenkraftwerken durch einen pneumatisch vorgespannten

Solarkonzentrator, wie beispielsweise dem HELIOtube, ersetzen. Abbildung 7 zeigt den schematischen Aufbau eines aus zwei getrennten, luftdichten Kunststoffkammern bestehenden HELIOtubes inklusive der zugehörigen Drehvorrichtung. Dieses patentierte Konzept wurde von der Firma der HELIOVIS AG konzipiert. Die Funktionsweise kann man gut anhand des Querschnitts in Abbildung 8 erkennen. Die Solarstrahlen werden zuerst von der transparenten oberen Folie (grün) durchgelassen und treffen dann am unteren Ende der großen Kammer auf die Spiegelfolie (blau). Sie werden von dort reflektiert und auf den Receiver gebündelt.

Die Einstellung der Krümmung der Spiegelfolie erfolgt durch den Druckunterschied zwischen den beiden Kammern. Auf diese Art lässt sich keine Parabel, sondern nur ein Kreisbogen formen. Die Sonnenstrahlen werden somit zwar nicht genau in einem Punkt konzentriert, aber sie werden in jenem Bereich gebündelt, indem sich der Receiver befindet.

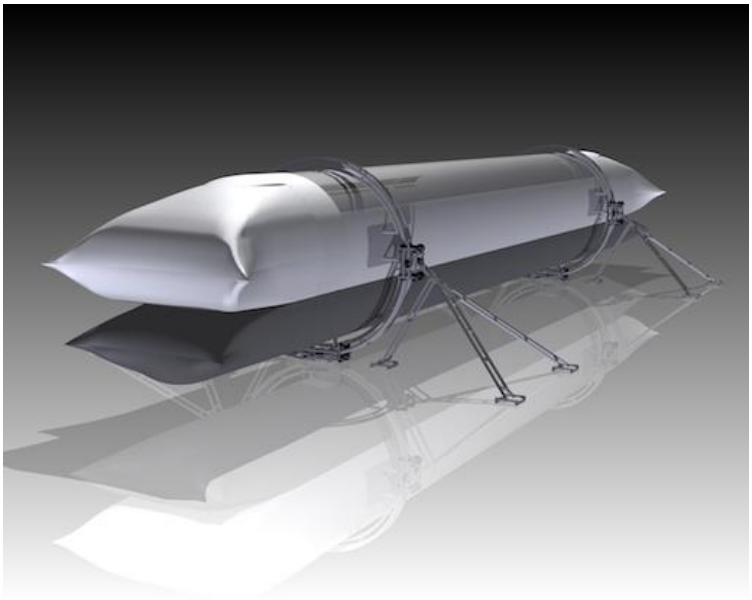


Abbildung 7: Schematische Darstellung eines HELIOtube [10]

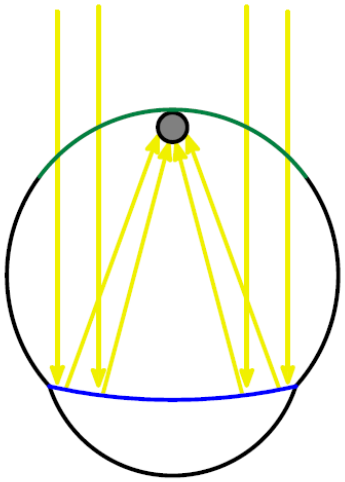


Abbildung 8: Querschnitt HELIOtube [10]

Der Vorteil gegenüber herkömmlichen Parabolspiegeln liegt vor allem in der Wirtschaftlichkeit. Ein aus Kunststoff bestehender HELIOtube mit Halterung würde in der späteren Serienfertigung nur den Bruchteil dessen kosten, was zum heutigen Zeitpunkt ein Parabolspiegel oder ein verspiegeltes Aluminiumblech mit Metallgerüst kostet. Aufgrund des geringen Gewichts müssen auch bei der Ausrichtung auf die Sonne geringere Massen bewegt werden. Der Transport und Aufbau würde durch das geringe Volumen und Gewicht auch um einiges günstiger ausfallen.

Zurzeit befindet sich dieses System jedoch noch in der Entwicklungsphase. Der am Standort Dürnrohr verwendete HELIOtube hat im Vergleich zu den Parabolspiegeln, welche heute in Parabolrinnenkraftwerken eingesetzt werden, eine Aperturweite von nur 1,5 m. Um bei diesen geometrischen Abmessungen noch das notwendige Konzentrationsverhältnis zu erreichen, müssen die Absorber passend dimensioniert sein.

Eine Vergrößerung der Dimensionen des HELIOtubes stellt laut Hersteller kein Problem dar und soll auch in kommenden Projekten getestet werden. Die Vorteile des Systems sollten mit der Größe sogar zunehmen. Je größer die Apertur ist, umso weniger Druck ist notwendig um die Folien zu spannen und umso stabiler sollte die Struktur werden. Geplant sind zukünftige Dimensionen zwischen 5 m und 10 m Aperturweite.

2.2 Thermodynamische Grundlagen

Das Funktionsprinzip des Teststandes basiert auf dem Zusammenspiel der Wärmeübergangsphänomene. Aus diesem Grund werden in den folgenden Kapiteln die verschiedensten Formen erklärt und durch mathematische Formeln beschrieben.

2.2.1 Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung wird die Bewegungsenergie nur zwischen direkt benachbarten Teilchen fester Körper oder unbewegter Flüssigkeiten bzw. Gase übertragen. Die Gleichung (2.2) aus [11] wird zur Berechnung der Wärmeleitung in W in zylindrischen Körpern im stationären Zustand herangezogen.

$$\dot{Q}_L = \frac{2\pi l \lambda (T_i - T_a)}{\ln\left(\frac{D_a}{D_i}\right)} \tag{2.2}$$

Die Wärmeleitzahl λ des leitenden Mediums wird in (W / (m K)) eingesetzt. T_i steht für die Temperatur in K am inneren Durchmesser D_i während das Tiefgestellte a für den äußeren Zylinderdurchmesser steht. Die Länge des Zylinders l wird in m eingesetzt.

2.2.2 Freie Konvektion an die Umgebung

Durch Dichteunterschiede, infolge eines Temperaturgradienten entsteht freie Konvektion, welche stets mit dem Transport von Teilchen verknüpf ist. Zur Berechnung des konvektiven Wärmestroms vom Glashüllrohr an die Umgebung wird die Gleichung (2.3) herangezogen.

$$\dot{Q}_K = \alpha_{Umg}\ A\,(T_{Gl} - T_{Umg}) \tag{2.3}$$

Die Fläche A ist in diesem Fall die Oberfläche des Glashüllrohres in m^2. Die Wärmeübergangszahl α_{Umg} kann wie in [12] berechnet werden. In diesem Modell wurde jedoch der Standardwert von freier Konvektion bei ruhender Luft mit 5 W / (m^2 K) zur Berechnung herangezogen. Bei T_{Gl} handelt es sich um die Oberflächentemperatur des Glasrohres während T_{Umg} für die Umgebungstemperatur steht.

2.2.3 Leitung und Konvektion im horizontalen Ringspalt

Bei der Wärmeübertragung im Luftspalt handelt es sich um den Wärmeübergang durch freie Konvektion in geschlossenen Fluidschichten. Die zur Ermittlung des Wärmestroms benötigten Formeln aus [11] sind unterhalb genauer beschrieben. Bei gleichzeitiger Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion wird folgende Gleichung herangezogen:

$$\dot{Q}_{LK} = \alpha\ A\,(T_i - T_a) \tag{2.4}$$

mit dem zugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten α, der beheizten Fläche A sowie den beiden Oberflächentemperaturen T_i und T_a. Der Wärmeübergangskoeffizient wird mit Hilfe von:

$$\alpha = \frac{Nu\ \lambda}{s} \tag{2.5}$$

ermittelt. Man benötigt die temperaturabhängige Wärmeleitzahl λ, die charakteristische Länge s welche sich im Ringspalt folgendermaßen berechnen lässt:

$$s = \sqrt{r_a\ r_i}\ \ln\frac{r_a}{r_i} \tag{2.6}$$

sowie den mittleren dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten bei horizontalen Ringspalten Nu:

$$Nu = 0,20\,(Gr\ Pr)^{0,25}\left(\frac{r_a}{r_i}\right)^{0,5} \tag{2.7}$$

Der Innen- bzw. Außenradius, in den Gleichungen (2.6) und (2.7) mit r_i bzw. r_a bezeichnet, wird in m eingesetzt. Bei Pr handelt es sich um eine dimensionslose Kennzahl von Fluiden mit der Bezeichnung Prandtl-Zahl. Für das Medium Luft kann

diese aus Tabellen [11] abgelesen werden. Die Gleichung für die ebenfalls dimensionslose Grashof-Zahl lautet folgendermaßen:

$$Gr = \frac{g\, s^3 \beta\, \Delta T}{\nu^2} \tag{2.8}$$

Hier steht g für die Fallbeschleunigung in (m / s^2), β ist der Volumenausdehnungskoeffizient von Luft in 1 / K, ν die kinematische Viskosität von Luft in (m^2 / s), ΔT die Temperaturdifferenz und s die die charakteristische Länge aus (2.6) in m.

2.2.4 Strahlung

Alle materiellen Körper emittieren und absorbieren bei Temperaturen T>0 K Energie durch Wärmestrahlung. Im Gegensatz zu den anderen erwähnten Formen der Wärmeübertragung wird bei der Wärmestrahlung kein Trägermedium zur Ausbreitung benötigt. Unter Wärmestrahlung versteht man elektromagnetische Strahlungsenergie, welche im Wellenlängenbereich zwischen 0,1 μm und 1000 μm auftritt. Jene Strahlung, welche das menschliche Auge als Licht registriert, liegt im schmalen Bereich von 0,38 μm bis 0,78 μm.

Für ihre Berechnung wird als Bezugsgröße stets der Schwarze Körper herangezogen, weil nur für diesen ein einfach anzuwendendes Modell bekannt ist. Der Schwarze Strahler ist ein idealisierter Strahler, welcher alle auftretenden Strahlungen absorbiert. Mithilfe des Emissionsgrades ε wird die Ausstrahlung von realen Körpern auf die des Schwarzen Körpers zurückgeführt. Der Gesamtemissionsgrad $\varepsilon(T)$ aus (2.9) ist definiert als das Verhältnis der spezifischen Ausstrahlung $M(T)$ eines realen Körpers zu der spezifischen Ausstrahlung $M^S(T)$ des Schwarzen Körpers bei gleicher Temperatur T.

$$\varepsilon(T) = \frac{M(T)}{M^S(T)} \tag{2.9}$$

Zur Berechnung des Wärmeflusses in W zwischen einem Innen- und einem Mantelrohr als Folge der Strahlung wird folgende Gleichung herangezogen:

$$\dot{Q}_S = \frac{\sigma\, \pi\, D_i\, l\, (T_i^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{(1-\varepsilon_a)\, D_i}{\varepsilon_a\, D_a}} \tag{2.10}$$

Die beiden Oberflächentemperaturen T_i und T_a werden in K und die Länge des Körpers l sowie die beiden Durchmesser D_i und D_a werden in m eingesetzt. Die

Stefan-Boltzmann-Konstante σ, eine Naturkonstante, beträgt 5,6704E-8 (W / (m^2 K^4)). Der Emissionsgrad ε der beiden Körper ist dimensionslos.

3. Physikalisches Modell

Um erste Abschätzungen über die Leistung, den Temperaturverlauf sowie den Einfluss verschiedener Kennzahlen zu bekommen, wurde ein vereinfachtes eindimensionales Modell des Receivers inklusive Heizstab und Kupferrohr mittels MATLAB Simulink erstellt. Auf die Wärmeverluste des Receivers am Ende und am Kompensator wird dabei nicht genauer eingegangen. In den folgenden Kapiteln wird der Aufbau dieses Modells beschrieben.

3.1 Aufbau des eindimensionalen Modells

Dieses Modell bildet den radialen Wärmestrom vom Heizpaket durch den Vakuumröhrenabsorber an die Umgebung ab. Anhand von Abbildung 9 ist der schematische Aufbau des Simulink Modells ersichtlich. Im Zentrum (1) wird eine punktförmige Wärmequelle aufgetragen. Die Wärmetransportphänomene sind in Abbildung 9 mit Großbuchstaben beschriftet. **L** steht für Wärmeleitung, **S** für Strahlung und **K** steht für Konvektion. Details zu den mathematischen Formeln sind in Kapitel 2.2 nachzulesen. Im Luftringtspalt zwischen (2) und (3), sowie in jenem zwischen (4) und (5) handelt es sich bei **L+K** um einen Spezialfall, welcher in 2.2.3 genauer beschrieben wird.
Im Mittelpunkt erkennt man den gelben Heizstab. Das Kupferrohr ist braun und das Absorberrohr grau dargestellt. Beim äußersten Kreisring handelt es sich um das Glashüllrohr. Mit dem Punkt (9) ist die Umgebung gekennzeichnet. Hier erfolgt die Wärmeübertragung durch Strahlung und freie Konvektion. Der Wärmetransport durch alle im Modell zu sehenden Festkörper (Heizstab, Kupferrohr, Absorberrohr und Glashüllrohr) erfolgt zur Gänze durch Leitung. Zwischen (6) und (7) herrscht ein Vakuum, daher erfolgt hier die Wärmeübertragung ausschließlich durch Strahlung.

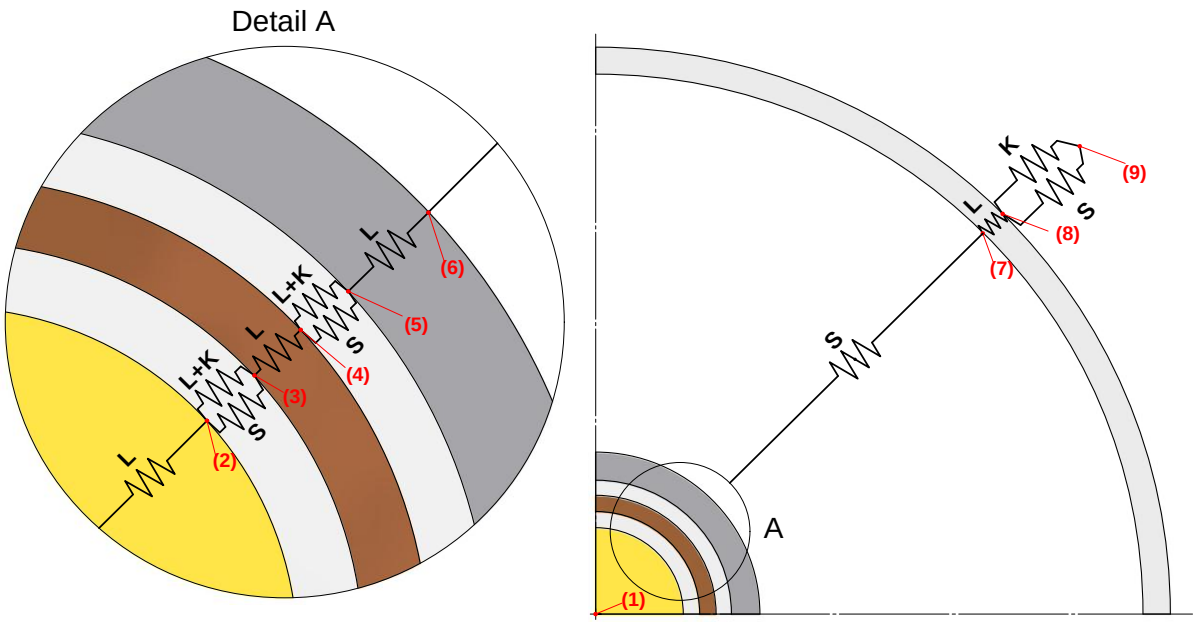


Abbildung 9: Querschnitt des Receivers [L...Leitung, S…Strahlung, K… Konvektion, (1)-(2) Heizstab; (2)-(3) Luft; (3)-(4) Kupfer; (4)-(5) Luft; (5)-(6) Absorberrohr; (6)-(7) Vakuum; (7)-(8) Glas; (9) Umgebung]

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte von Luft wird in diesem Modell berücksichtigt. Zur Berechnung dieser werden Stoffwertpolynome, welche im Bereich von 273,15 K bis 873,15 K gültig sind herangezogen. Als Grundlage dienen die Stoffwerttabellen für Luft aus [11]. Sämtliche andere stoffabhängige Daten werden als konstant angenommen und sind in 10.5 Anhang zusammen mit den verwendeten Stoffwertpolynomen nachzulesen.

Der Emissionswert der Beschichtung des Absorberrohres war nicht bekannt, daher sollte dieser durch den Vergleich des Modells mit den Messdaten ermittelt werden. Genaueres hierzu kann man unter Punkt 6 nachlesen.

4. Aufbau des Teststandes

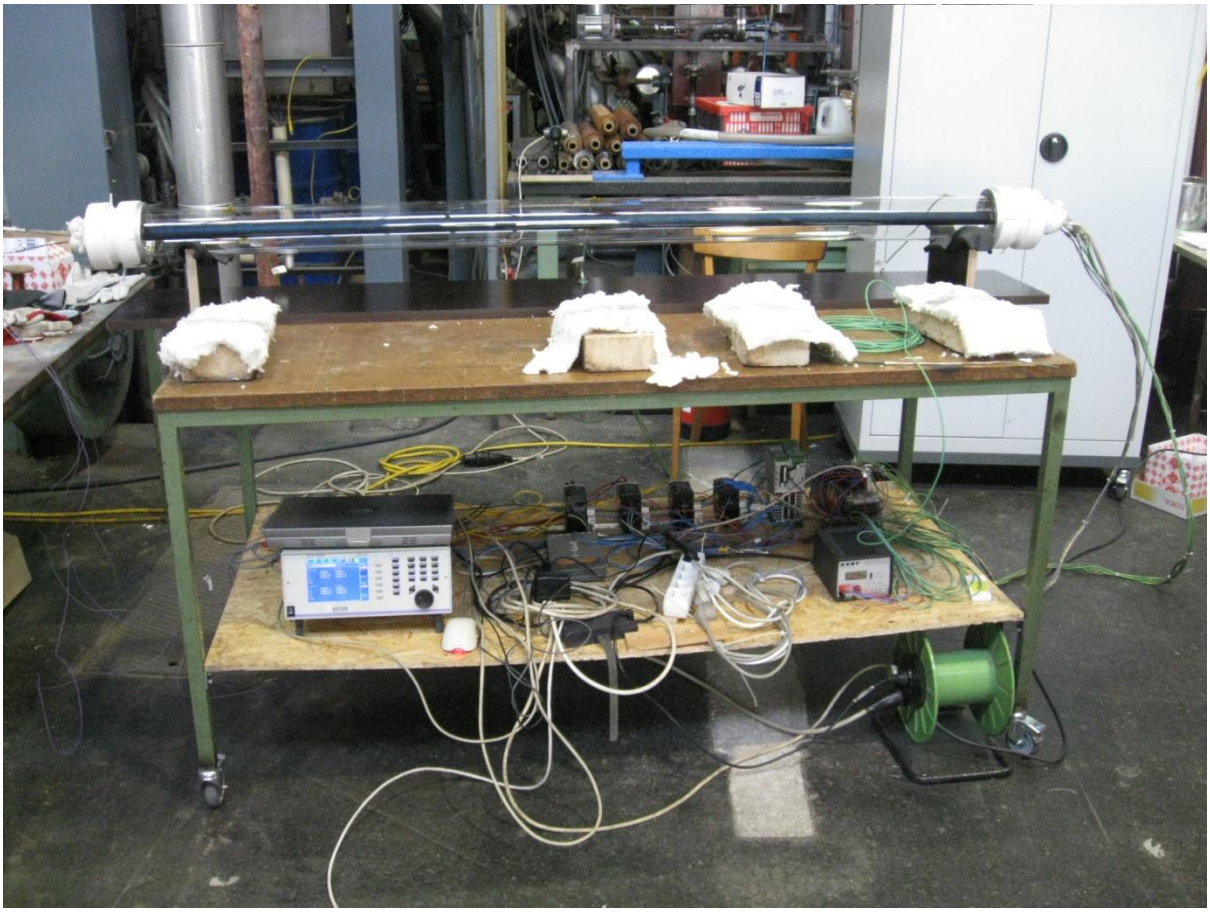


Abbildung 10: Teststand

In Abbildung 10 sieht man den Aufbau des Teststandes zur Vermessung der Vakuumröhrenabsorber an der TU Wien im Labor des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik. Er beruht auf demselben Prinzip wie die beiden Teststände von NREL und DLR, welche in [1] und [2] beschrieben werden. Der Absorber wird mittels elektrischer Heizelemente auf eine vorgegebene Temperatur erwärmt. Sobald sich ein stationärer Zustand eingestellt hat gilt:

$$P_{Heizel} = P_{Verlust} \tag{4.1}$$

Dies bedeutet, dass die elektrische Energie, welche zugeführt wird um die Temperatur konstant zu halten, gleich der thermischen Verlustleistung des Vakuumröhrenabsorbers bei dieser Temperatur ist.

Die zu vermessenden Receiver haben eine Länge von 2 m und einen Innendurchmesser von 24.8 cm. Die Heizelemente inklusive Messapparatur, welche einen Durchmesser von 22 cm haben, werden von einer Seite in den Absorber eingeschoben.

Abbildung 11 stellt die genaue Anordnung der verschiedenen Heizelemente dar. Der Aufbau an beiden Receiverenden ist ident. Der Heizstab im Zentrum kommt für den Großteil der Heizleistung auf. Die inneren Heizspulen an beiden Seiten des Receivers dienen dazu, den höheren Wärmeverlust über den Kompensator an den Enden auszugleichen. Die beiden äußeren Heizspulen haben die Aufgabe einen Temperaturgradienten in axialer Richtung nach außen zu vermeiden. Das Kupferrohr soll aufgrund seiner guten Wärmeleitfähigkeit die Wärme aller Heizelemente gleichmäßig verteilen. Bei den Messungen wurden zur Dämmung des Kompensators an beiden Seiten speziell gefertigte Keramikschalen verwendet. Diese wurden von der Firma Unifrax hergestellt und kommen auch im HELIOtube zum Einsatz. Keramikwolle wird als Abstandhalter zwischen den Spulenpaaren und zur Dämmung des Kupferrohres an beiden Enden verwendet.

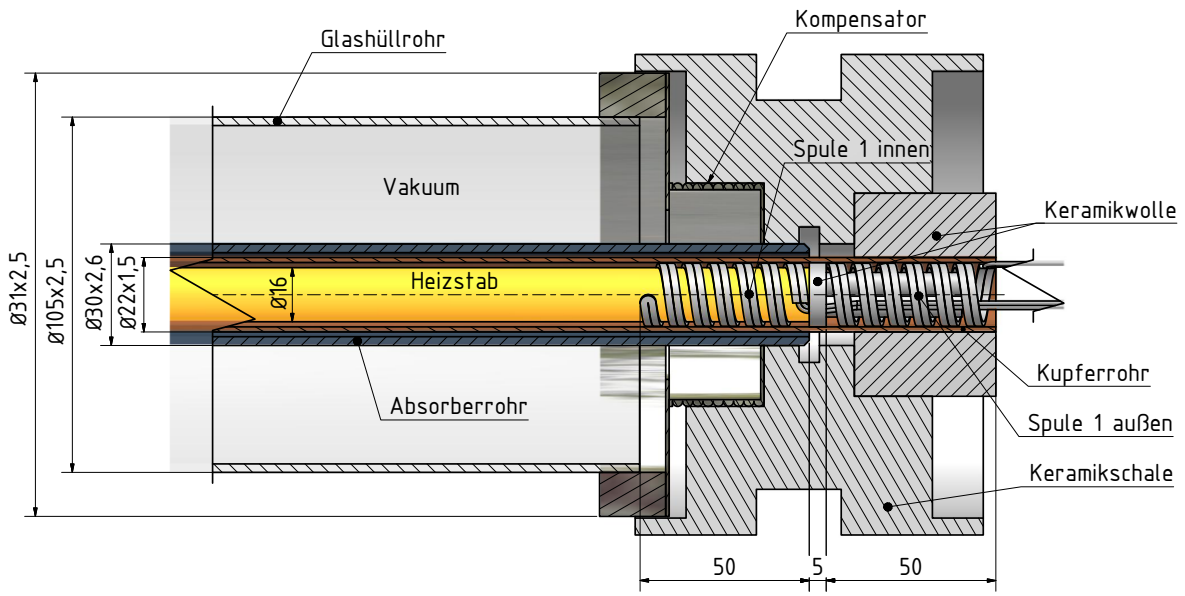


Abbildung 11: Anordnung der Heizelemente

Abbildung 12 zeigt die Befestigung der Keramikhalbschalen mithilfe mehrerer Kabelbinder an den Enden des Receivers. Ebenfalls zu erkennen ist die Keramikwolle, welche mittels Kupferdraht zusammengebunden wird. Da mehrere unterschiedliche Receiver getestet werden, müssen die Dämmelemente an den Enden austauschbar angebracht sein.

Abbildung 12: Dämmung am Ende

Da die beiden äußeren Spulen nur zur Erhaltung des adiabaten Zustandes dienen, setzt sich die Verlustleistung aus der Summe der Heizelementleistungen innerhalb der adiabaten Systemgrenze zusammen:

$$P_{Verlust} = P_{Sp1_i} + P_{Heizstab} + P_{Sp2_i} \tag{4.2}$$

Bei diesem Messaufbau werden insgesamt 16 Temperaturfühler verwendet. Die Umgebungstemperatur sowie die Temperaturen am Kupferrohr, am Absorberinnenrohr und an der Glasoberfläche werden gemessen. Auf die genaue Anordnung der Thermoelemente und Details diesbezüglich wird in Kapitel 4.2 eingegangen.

4.1 Elektrische Heizelemente und Thyristoren

Die fünf verwendeten Heizelemente (vier Heizspulen und der Heizstab) wurden von der Firma Watlow erzeugt. Anhand von Abbildung 13 ist erkennbar, dass zur

Applizierung des Messapparates kaum Platz vorhanden war. Wegen des geringen Innendurchmessers des Absorberrohres von 24,8 mm entstand die Notwendigkeit die Heizelemente möglichst klein zu dimensionieren, um noch genügend Raum für die Befestigung der Thermoelemente zur Verfügung zu haben und ein problemloses Applizieren des Messstabes im Receiver zu garantieren.

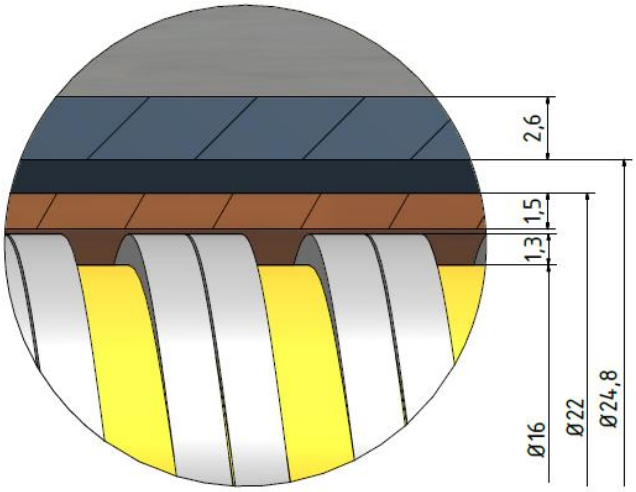


Abbildung 13: Detailansicht zur Verdeutlichung des geringen Platzes im Absorberrohr

Bei einer durch das Absorberrohr vorgegebenen Länge von 2 m lag der minimal verfügbare Durchmesser des Heizstabes bei 16 mm. Seine Maximalleistung beträgt bei 230 V Netzspannung 2000 W.

Die vier Heizspulen wurden ebenfalls in den kleinsten erhältlichen Abmaßen angeschafft. Sie haben einen Innendurchmesser von 16 mm und eine Wandstärke von 1.3 mm, sodass sie genau auf den Heizstab passen. Ihre Maximalleistung beträgt bei 230 V Netzspannung je 200 W.

In Abbildung 14 sieht man die Applizierung der Heizelemente am Heizstab. Die inneren Heizspulen befinden sich an den Enden des Heizstabes. Dieser hat an beiden Seiten einen 50 mm langen unbeheizten Bereich. Genau dort befinden sich die inneren Spulen. Zwischen den beiden Spulen erkennt man die 5 mm dicke Dämmung aus Keramikwolle. Zum Schutz der elektrischen Anschlüsse des Heizstabes wurden in jenem Bereich, in welchem die äußere Spule beheizt wird, kleine aneinandergereihte Keramikhülsen verwendet. Diese sollen einen möglichen Kurzschluss unterbinden. Zur Zentrierung des Heizstabes im Kupferrohr kann man links einen Draht, welcher mittels Hartlöten befestigt wurde, erkennen.

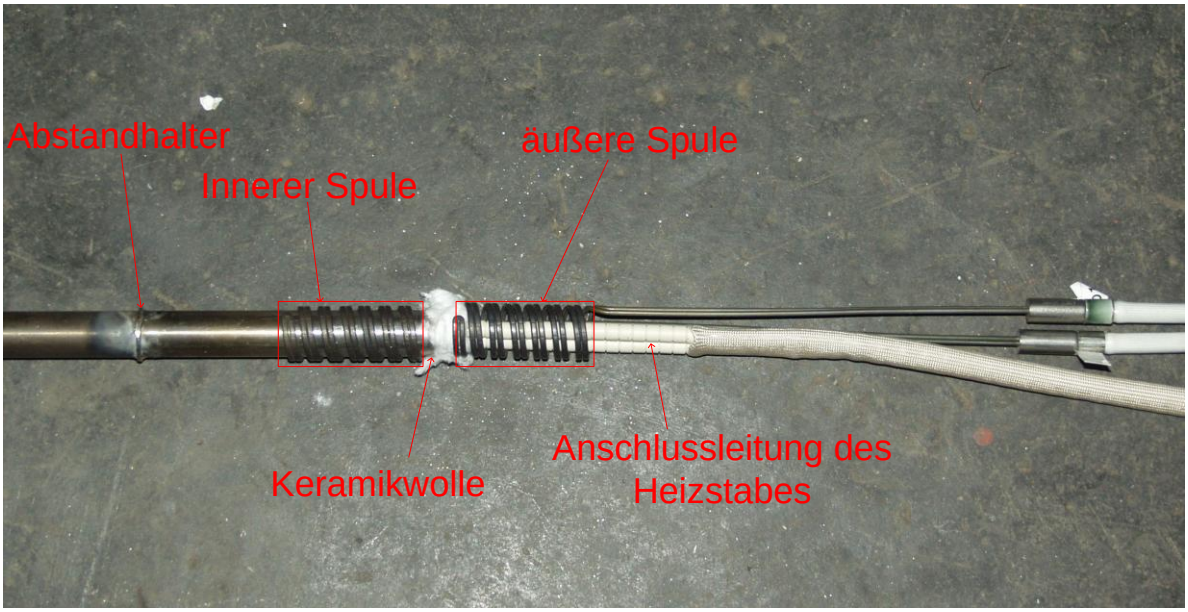


Abbildung 14: Heizelemente

Damit die Heizelemente stufenlos gesteuert werden können, wurden im Teststand fünf Thyristor Leistungssteller vom Typ DIN-A-MITE Modell A mit Schwingungspaketsteuerung verwendet. Sie wurden ebenfalls von der Firma Watlow hergestellt und sind für träge Verbraucher üblich. Zum Schutz des Halbleiter-Leistungsstellers ist jedem eine Halbleitersicherung der Firma Siba vorgeschalten. Die Leistung wird mittels Steuerstrom zwischen 4 und 20 mA stufenlos gesteuert. Die Thyristorsteller und die Halter für zylindrische Sicherungen sind am Teststand auf einer Hutschiene befestigt.

Zu Beginn wurden Leistungskennlinien für jeden verwendeten Thyristorsteller und das zugehörige Heizelement aufgenommen. In mA-Schritten wurde der Steuerstrom erhöht und die zugehörige verbrauchte Leistung mithilfe eines digitalen Wattmeters gemessen. Diese Kennlinie sollte zur Berechnung der verbrauchten Leistung herangezogen werden. Die Kennlinien sind unter 10.1 Anhang A nachzulesen.

Im Zuge der ersten Versuche mit der Leistungsberechnung wurde ersichtlich, dass es besonders im unteren Steuerstrombereich zu großen Unterschieden zwischen berechneter und gemessener Leistung kommt. Hierfür gibt es zwei Gründe: Erstens verhielten sich die Thyristorsteller im unteren und oberen Steuerstrombereich nicht linear und zweitens führte die ständige Schwankung der Netzspannung zu einer fehlenden Reproduzierbarkeit der Leistungskurven. Um eine möglichst hohe Genauigkeit auch im unteren Leistungsbereich zu gewährleisten wurden das Leistungsmessgerät LMG450 der Firma Zimmer Electronic Systems in den Teststand integriert.

Mit den Daten der ersten Messreihen wurden, neue genauere Leistungskennlinien implementiert, um die Darstellung der Verlustleistung im Labview-Programm exakter zu machen. Diese können in 10.3 Anhang B nachgelesen werden. Anhand der Diagramme kann man erkennen, dass eine große Streuung vorliegt und es daher für exakte Messungen unbedingt notwendig ist, das Leistungsmessgerät zu verwenden.

4.2 Messstellen

Alle Temperaturen werden mittels Thermoelemente vom Typ K (NiCr-Ni) Klasse 1 gemessen. Ihre Genauigkeit beträgt laut Hersteller ± 1,5 K bzw. ± 0,4 % vom Messwert, je nachdem welcher Wert größer ist. Die 12 Temperaturen innerhalb des Absorberrohres sowie die Umgebungstemperatur werden mittels Mantelthermoelemente mit einem Außendurchmesser von 1 mm gemessen. Damit können Temperaturen von über 1000 °C gemessen werden. Die Länge des Mantels variiert je nach Position des Messpunktes im Absorber. Jene drei Thermoelemente, welche die Glasoberflächentemperatur messen, verfügen über Anschlussleitungen aus Teflon, welche Temperaturen bis 200 °C standhalten. Sämtliche andere Anschlussleitungen bestehen aus Glasseide. Anhand von Abbildung 15 sieht man die Anordnung der verschiedenen Thermoelemente entlang des Absorbers.

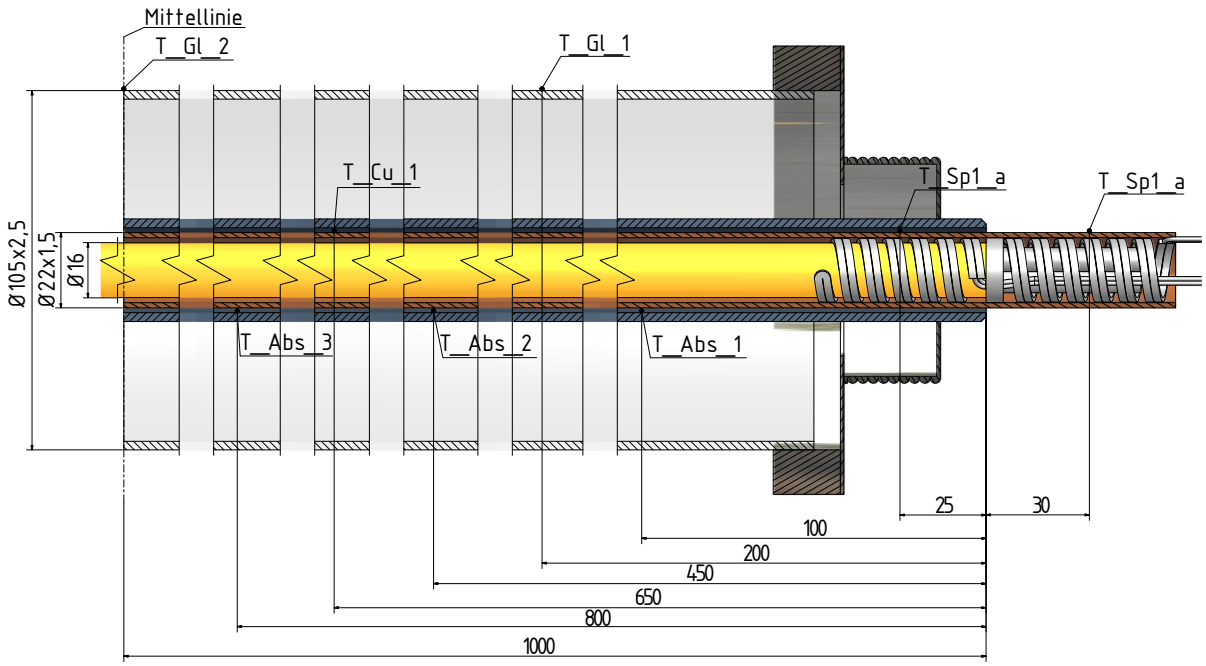


Abbildung 15: Anordnung der Thermoelemente

Aufgrund der problematischen Platzverhältnisse im Absorber werden die Mantelthermoelemente im Kupferrohr versenkt. In Abbildung 16 ist der Querschnitt

des Kupferrohres sowie die Anordnung der darauf entlang geführten Mantelthermoelemente dargestellt. Die sechs gefrästen Nuten sind 3 mm breit und 1 mm tief. Es werden jeweils zwei Thermoelemente gemeinsam geführt. Die Länge der Nuten ist unterschiedlich und hängt von der Position der in ihr geführten Thermoelemente ab.

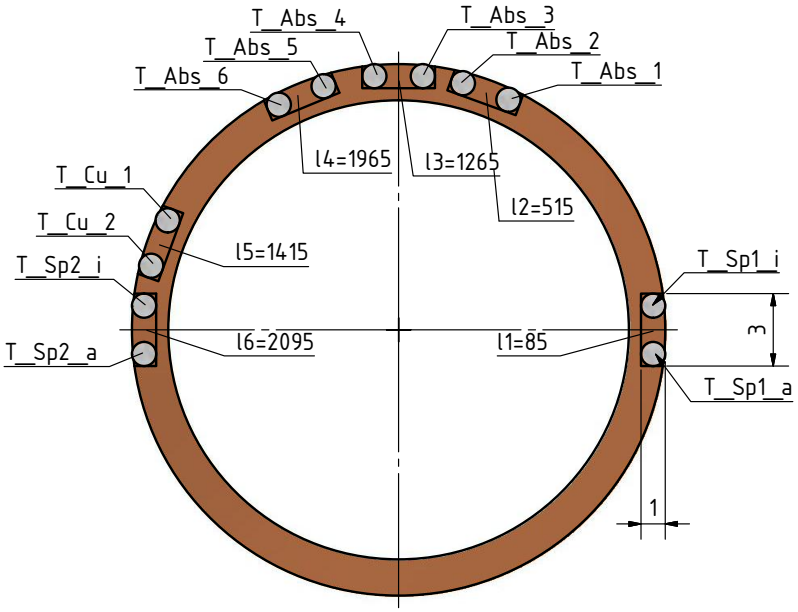


Abbildung 16:Querschnitt des Kupferrohres

Die Kupfertemperatur wird an sechs verschiedenen Stellen (*T_Sp1_i*, *T_Sp1_a*, *T_Cu_1*, *T_Cu_2*, *T_Sp2_i*, *T_Sp2_a*) gemessen. Anhand dieser ist die Temperaturverteilung entlang des gesamten Absorbers erkennbar. Die vier Temperatursensoren über den Spulen werden benötigt, um einen Temperaturgradienten in axiale Richtung zu unterbinden und so den adiabaten Zustand herstellen zu können.

Mit Hilfe eines Zwei-Komponenten-Keramikkleber (Omegabond 500) der Firma Omega, welcher nicht nur wärmeleitend, sondern auch elektrisch isolierend und bis zu einer Temperatur von 1204°C hitzebeständig ist, wurden die Spitzen der Thermoelemente am Kupferrohr befestigt. Dadurch ist es möglich die Temperatur des Kupferrohres exakt zu messen.

Die restlichen Mantelthermoelemente aus Abbildung 16 mit der Bezeichnung *T_Abs_1* bis *T_Abs_6* messen die Absorberinnenrohrtemperatur. Diese genau zu bestimmen ist wichtig, da sich der Verlustwärmestrom auf den Durchschnitt dieser Temperaturen bezieht. Im eingebauten Zustande eines Receivers in einem Kollektorfeld, handelt es sich bei der Bezugstemperatur um die Temperatur des Wärmeübertragungsmediums innerhalb des Absorberrohres. Unter der Annahme eines hohen Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite des Rohres können

diese beiden Temperaturen als ident behandelt werden. Auf die Applizierung der Mantelthermoelemente wird in 5.2 genauer eingegangen.

Um alle Thermoelemente entlang des Kupferrohres in den dafür vorgesehenen Nuten zu halten, wurde zuerst in Erwägung gezogen, die Thermoelemente mittels Hartlöten am Kupferrohr zu befestigen. Im Zuge der ersten Versuche wurde jedoch ersichtlich, dass es aufgrund der geringen Wandstärke der Thermoelemente nicht möglich war diese gemeinsam mit dem Kupferrohr auf die notwendige Temperatur von 610°C zu erwärmen, ohne dabei das Thermoelement durch zu hohe Temperaturen zu beschädigen. Auch Weichlöten war aufgrund der hohen Versuchstemperaturen keine Alternative, da das Lot schon bei 450 °C zu schmelzen beginnt. Ein Versuch mit dem Zwei-Komponenten-Keramikkleber schlug ebenfalls fehl, da er sich in geringen Mengen nur schlecht auftragen lässt und die spröden Klebestellen schon bei geringen Belastungen leicht aufbrechen.

Die letztendlich am besten funktionierende Fixierung der Thermoelemente ist in Abbildung 17 zu sehen.

Abbildung 17: Befestigungsdraht

Entlang des gesamten Kupferrohres werden in 8 cm Abständen verzinkte Eisendrähte mit einem Durchmesser von 0.48 mm um das Rohr gespannt. So können die Thermoelemente an ihren vorgesehenen Positionen gehalten werden. Damit der Widerstand des Heizpakets beim Hineinschieben in das Absorberrohr so gering wie möglich bleibt und das axiale Verschieben des Drahtes verhindert wird, wurden Kerben zum Platzieren der Drähte in das Kupferrohr gefeilt. Weiters wurde eine kleine Nut an der Unterseite des Kupferrohres platziert, um das Ende des Drahtes bestmöglich zu versenken.

Die Temperaturfühler zur Messung der Glasoberflächentemperatur werden mit einem temperaturbeständigen (bis 10 h bei 350°C) Kapton-Klebeband am Receiver befestigt.

Abbildung 18:Gesamtes Heizpaket

In Abbildung 18 sieht man das gesamte Heizpaket, welches in die zu vermessenden Receiver eingeschoben wird. Ebenfalls kann man die grüne Anschlussleitung jenes Thermoelements sehen, welches für die Aufnahme der Umgebungstemperatur verantwortlich ist. Dieses Mantelthermoelement, wurde immer an dieser Position am Tisch des Versuchstandes belassen.

4.3 Messtechnik/ Software

Verwendete Hardware

Wie schon in 4.1 erwähnt, kommt zur Messung der elektrischen Leistung der Heizelemente das Leistungsmessgerät LMG450 der Firma Zimmer Electronic Systems zum Einsatz. Dieses ist mittels serieller Schnittstelle direkt mit einem Laptop, welcher die gemessenen Daten speichert, verbunden. Weiters werden zur

Steuerung und Regelung des Teststandes folgenden Komponenten der Firma National Instruments verwendet:

CompactRIO cRIO 9012

Hierbei handelt es sich um einen Echtzeit-Controller mit 400 MHz, 64-MB-DRAM und 128 MB Speicher. Dieser ist mittels Netzwerkanschluss über einen Switch mit dem Laptop verbunden. In dessen Chassis kommen die unten folgenden Steckmodule zum Einsatz.

NI 9265

Zwei dieser Module wurden im Teststand verwendet. Es handel sich um Analogausgangsmodule mit vier Kanälen und einem Ausgangsbereich von 0 bis 20 mA bei einer Auflösung von 16 bit. Verwendet werden sie, um die in 4.1 beschriebenen Thyristorsteller anzusteuern.

NI 9013

Um die Spannungssignale der Thermoelemente verarbeiten zu können, wird das 16-Kanal-Thermoelement-Eingangsmodul verwendet. Der integrierte 24-bit-A/D sorgt für eine Messempfindlichkeit von bis zu 0,02 °C.

Verwendete Software

Die gesamte Steuerung und Regelung sowie die Datenaufzeichnung erfolgt mittels Laptop. Die Verbindung mit dem Leistungsmessgerät wird mithilfe der vom Hersteller auf dessen Homepage bereitgestellten Software mit dem Namen LMG-Controll bewerkstelligt. Die restlichen am Teststand verwendenden Programme wurden in der Software LabView 2010 von National Instruments geschrieben. Jede Sekunde werden die Temperaturdaten und das Steuersignal an den fünf Thyristorstellern erfasst und in mehreren Diagrammen dargestellt. Zur Temperaturregelung wird ein in LabVIEW integrierter PID Regler verwendet. Es müssen nur noch die verwendeten Regelparameter eingegeben werden. Jedem der fünf Heizelemente ist ein eigener PID Regler vorgeschaltet. Um zu großes Überschwingen zu verhindern, wird der Regler mittels Rampe an den Arbeitspunkt gebracht. Näheres zu den Regelparametern kann in 5.3 nachgelesen werden.

Als Vorgabetemperatur wird ein Mittelwert aus den Absorberinnenrohrtemperaturen gebildet. Die Auswahl, welche der sechs Temperaturen mit einfließen soll, kann durch den Benutzer ausgewählt werden. Standardmäßig wird der Heizstab auf den Mittelwert der inneren Temperaturen (*T_Abs_2* bis *T_Abs_5*) geregelt.

Die Regelung der beiden inneren Heizspulen bezieht sich jeweils auf die ihnen am nächsten gelegene Absorberinnnenrohrtemperatur. Die Spule 1 innen wird also geregelt um T_Abs_1 auf Vorgabetemperatur zu halten. Analog hierzu wird Spule 2 innen auf T_Abs_6 geregelt. Die beschriebenen Abhängigkeiten sind ebenfalls nur Voreinstellungen und können vom Benutzer im Programm geändert werden.

Die äußeren Spulen werden so geregelt, dass die Kupfertemperatur über der inneren Spule gleich der Kupferrohr über der äußeren Spule ist ($T_Sp1_i = T_Sp1_a$ und $T_Sp2_i = T_Sp2_a$). Diese Einstellung kann jedoch vom Benutzer nicht mehr verändert werden, da sie zum Erhalt der adiabaten Grenzen dient.

Da es sich um ein sehr träges System handelt, wird in Abständen von einer Minute ein gleitender Mittelwert gebildet, welcher dann in einer Textdatei abgespeichert wird.

Die Benutzeroberfläche des LabVIEW-Programms sieht man in 10.3 Anhang C.

5. Inbetriebnahme des Teststandes

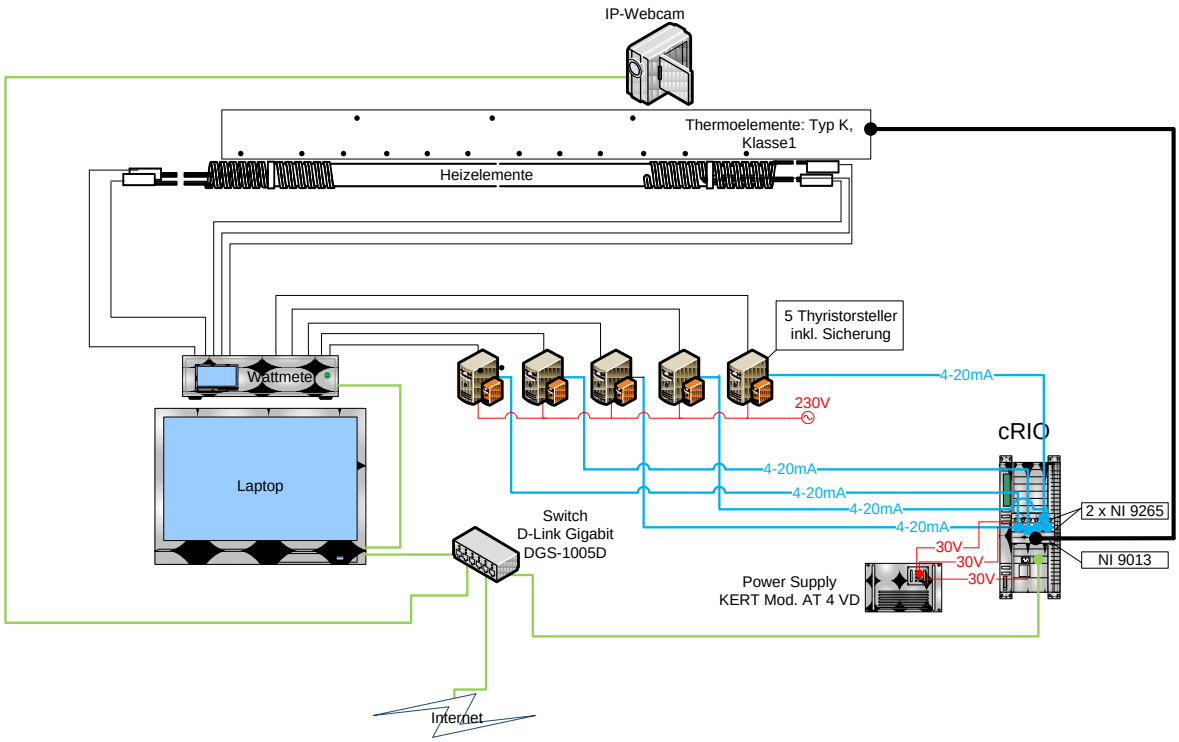


Abbildung 19: Schematischer Aufbau des Teststandes (blau…Steuerstromleitungen, rot... Spannungsversorgung, grün…Datenleitungen)

In Abbildung 19 sieht man den Aufbau des Teststands mit seinen Komponenten. Spannungsversorgungen werden mit roten, Steuerstrom mit blauen und Datenverbindungen mit grünen Linien dargestellt. Da die Komplettmessung eines Receivers mehrere Stunden in Anspruch nimmt, kommt bei der Überwachung des Teststandes eine IP-Kamera zum Einsatz. Diese ist über einen Switch mit dem Internet verbunden. So kann der Teststand mithilfe eines Internetbrowsers rund um die Uhr überwacht werden. Die aufgenommenen Daten werden online abgespeichert, um jederzeit darauf Zugriff zu haben. Um den Laptop und somit den gesamten Teststand von einem anderen PC aus steuern zu können, wird die Software TeamViewer verwendet. Auf sämtliche Komponenten aus Abbildung 19 wird genauer in Kapitel 4 eingegangen.

Vor der Inbetriebnahme des Teststandes mussten noch einige Arbeitsschritte durchgeführt werden, welche in den folgenden Kapiteln beschrieben werden.

5.1 Kalibrierung der Mess- und Steuertechnik

Damit die Temperaturen möglichst genau gemessen werden können, wurden alle verwendeten Thermoelemente mit der am Teststand verwendeten Messkette kalibriert. Dies erfolgte mittels Kalibrierofen der Firma Jofra Instruments vom Typ 600 S - 2. Jene Thermoelemente (*T_Gl_1* bis *T_Gl_3*), welche die Glasoberflächentemperatur messen, wurden im Bereich zwischen 40 °C und 180 °C kalibriert. Für alle anderen Thermoelemente wurden Kalibriergeraden zwischen 50 °C und 550 °C aufgenommen. Diese sind im LabVIEW-Programm implementiert und die Genauigkeit der Temperaturfühler im kalibrierten Bereich liegt bei ± 0.1 °C.

Die Kalibriergeraden für jedes Thermoelement und das letzte Kalibrierungs-Zertifikat des Ofens aus dem Jahr 2001 können in 10.4 Anhang DAnhang nachgelesen werden.

5.2 Validierung der Absorbermessstellen

Für die exakte Messung der Temperaturen am Absorberinnenrohr sollte die Spitze des Thermoelements am Rohr anliegen. In Abbildung 13 kann man erkennen, dass der Luftspalt zwischen dem Kupferrohr und dem Absorberrohr, in welchem die Thermoelemente appliziert werden, nur 1,4 mm beträgt. Aufgrund des minimalen Biegeradius der Thermoelemente von 3 mm war es nicht möglich diese in Richtung Absorberrohr zu biegen.

Die einzige Möglichkeit exakt die Absorberinnenrohrtemperatur zu messen lag darin, das Mantelthermoelement gegen direkte Wärmestrahlung zu schützen und die Wärmeleitung zwischen dem Thermoelement und dem Kupferrohr zu unterbinden. Um dies zu erreichen, wurden verschiedenste Materialien zwischen das Kupferrohr und der Spitze des Thermoelements geklemmt. Dadurch konnte die Messstelle gegen direkte Wärmestrahlung geschützt werden. Außerdem drückt es das Thermoelement näher an das Absorberinnenrohr, sodass die Temperatur exakter gemessen werden kann. Um herauszufinden welches Material am besten dafür geeignet war, wurden erste Versuche an einem kurzen Messingrohr durchgeführt. Dieses hatte denselben Innendurchmesser (24,8 mm) wie die später zu vermessenden Absorberrohre. Das einzuklemmende Material musste hitzebeständig, schlecht wärmeleitend sowie aufgrund des geringen Platzes möglichst dünn sein.

Abbildung 20: Testrohr für verschiedenste Versuche

In Abbildung 20 sieht man das in den ersten Tests verwendete Messingrohr mit 50 cm Länge, sowie ein dazu passendes Kupferrohr (Ø 22 mm x 1,5 mm). Aufgeheizt wird das Rohr durch je eine Heizspule am Ende. Bei diesen Versuchen wurden insgesamt vier Thermoelemente verwendet. Drei davon waren am Kupferrohr montiert und eines wurde in ein vorgebohrtes Loch am Messingrohr platziert. Einer der Temperaturfühler am Kupferrohr wurde in einer Nut versenkt, um die Kupfertemperatur zu messen, während an den beiden anderen verschiedene Materialien zur Abschirmung ausprobiert wurden.

Bei den Versuchen wurde das Testrohr in Keramikwolle gewickelt. Folgende Materialien schienen die oben erwähnten Eigenschaften zu besitzen und wurden in den Versuchen zur Abschirmung verwendet: temperaturbeständiges Papier, Graphitpapier und Keramikwolle. Der Vorteil der beiden erstgenannten wäre die exakt gleiche Dicke der Abschirmung gewesen. Das Graphitpapier ist jedoch ein zu guter Wärmeleiter und das temperaturbeständige Papier wurde bei den hohen Temperaturen zu spröde, um es noch ordentlich befestigen zu können. Es ist zwar schwierig die Keramikwolle bei jedem der sechs Temperaturfühler (*T_Abs_1* bis *T_Abs_6*) in der gleichen Menge zu befestigen, aber die Ergebnisse, welche in Abbildung 21 dargestellt sind, waren mit Abstand die besten. Die Temperaturregelung bei diesem Versuch erfolgte manuell. Die Kupfertemperatur wurde in 100°C - Schritten erhöht, und es wurde untersucht, wie groß die Differenz zwischen der von außen gemessenen (grün) und der von innen gemessenen (blau) Messingtemperatur ist.

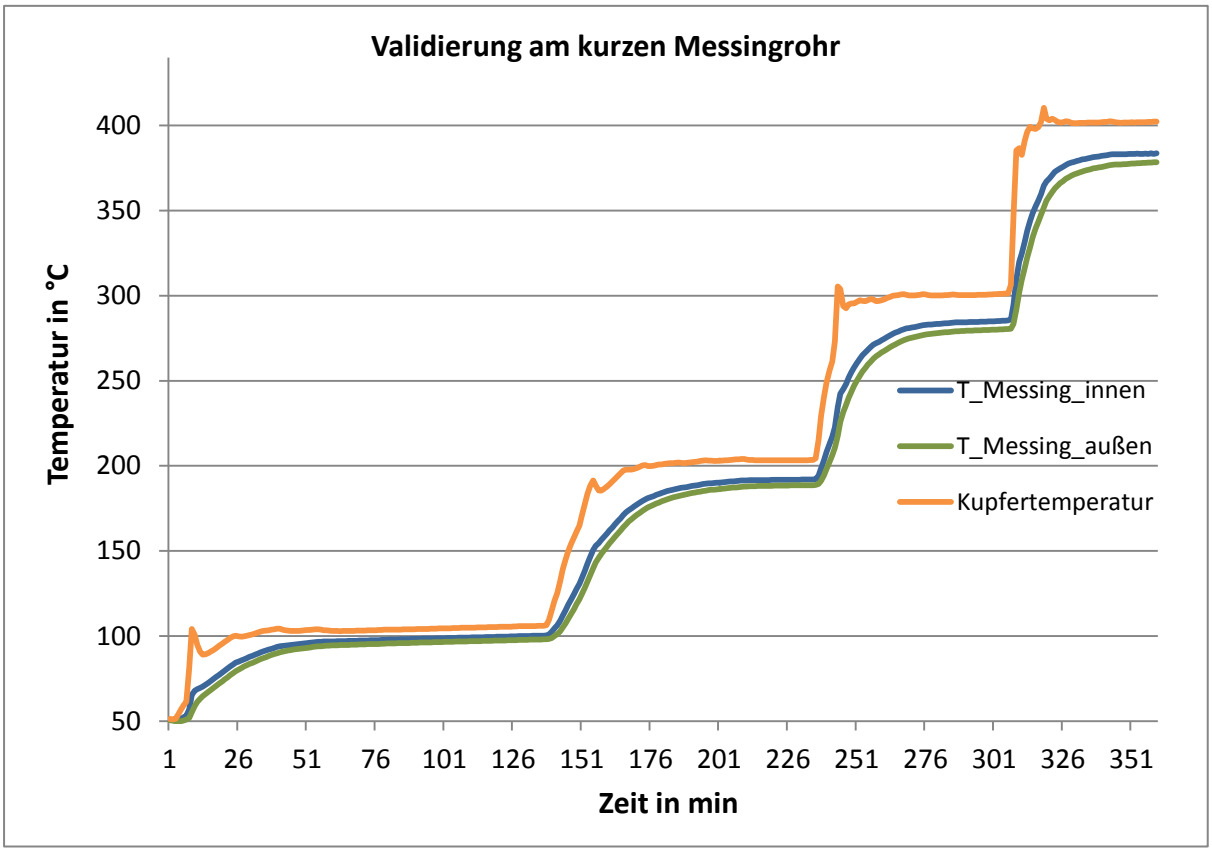


Abbildung 21: Temperaturverlauf am Messingrohr

Jene von außen gemessene Messingtemperatur (grün) wurde als tatsächliche Temperatur der Innenoberfläche angenommen. Die Wandstärke an dieser Stelle ist nur noch 0,4 mm dick und mithilfe einer Wärmeleitpaste konnte eine gute Verbindung zwischen dem Thermoelement und dem Messingrohr hergestellt werden. Das Thermoelement wird unter der Keramikwolle entlang des Messingrohres nach außen geführt, um einen zu großen Temperaturgradienten zwischen der Messstelle und dem Mantel des Thermoelements zu unterbinden. Herrscht ein zu großer Temperaturgradient, kann es vorkommen, dass die Messstelle über den Mantel gekühlt wird und man eine falsche Temperatur misst. Die von innen gemessen Messingtemperaturen hatten im stationären Zustand bei hohen Temperaturen weniger als 5 °C Differenz zur tatsächlichen Temperatur. Der Vergleich untereinander ergab einen maximalen Unterschied von 1 °C. Diese Differenz entsteht, da es nicht möglich ist die Keramikwolle jedes Mal exakt gleich zu applizieren. Der Fehler musste mangels alternativer Möglichkeiten in Kauf genommen werden.

Abbildung 22: Thermoelement zur Messung der Absorberinnenrohrtemperatur inklusive Abschirmung

In Abbildung 22 sieht man, wie die Abschirmung mithilfe der Keramikwolle am Teststand schlussendlich realisiert wurde. Gelegentlich mussten zwischen den einzelnen Messungen immer wieder Abschirmungen erneuert werden. Dies nahm jedoch nicht allzu viel Zeit in Anspruch und funktionierte reibungslos.

5.3 Reglerauslegung

Zur Bestimmung der Regelparameter K_P, T_N und T_V wurde die Einstellregel nach Chien, Hrones und Reswick basierend auf der Sprungantwort der Strecke für PID Regler mit aperiodischem Regelvorgang verwendet. Für die Berechnung der Regelparameter muss man die stationäre Streckenverstärkung kennen. Diese ergibt sich aus dem Verhältnis vom Stellgrößensprung zur Sprunghöhe der Strecke wie man in (5.1) sehen kann.

$$K_S = \frac{\Delta y}{\Delta u} \tag{5.1}$$

Aus der Sprungantwort wird die Verzugszeit T_u und die Ausgleichszeit T_a herausgelesen. Mithilfe der folgenden Formeln werden die Regelparameter berechnet:

$$K_P = \frac{0,6\,T_a}{K_S\,T_u} \tag{5.2}$$

$$T_N = T_a \tag{5.3}$$

$$T_V = 0,5\,T_u \tag{5.4}$$

Da zum Zeitpunkt der Reglerauslegung noch kein Receiver geliefert worden war, wurden die Versuche an einem älteren Modell mit ähnlichen Abmaßen durchgeführt. In den folgenden Punkten unterschieden sich die beiden:

- 34,4 mm Absorberinnendurchmesser statt 24,8mm
- 1,2 mm Wandstärke des Absorberrohres statt 2,5mm
- der Kompensator war nur auf einer Seite des Receivers vorhanden
- die äußere Beschichtung des Absorberrohres war unterschiedlich

Aufgrund des knapp bemessenen Zeitplans war es nicht mehr möglich den Einheitssprung an einem anderen Receiver nochmals durchzuführen. Der Einheitssprung, welcher in Abbildung 23 zu sehen ist, wurde bei einer Stellgrößenänderung von 0,5 mA am Heizstab aufgenommen. Bei der dargestellten Temperatur der realen Strecke (blau) handelt es sich um den Mittelwert der Thermoelemente *T_Abs_2* bis *T_Abs_5*. Die vier Heizspulen wurden bei diesem Einheitssprung nicht beheizt. Anhand der S-Kurve der realen Strecke lassen sich folgende Werte ablesen: K_s=4,008E4, T_a=60 min, T_u=4 min. Die daraus berechneten Regelparameter lauten: K_P=2,246E-4, T_N=60 min, T_V=2 min.

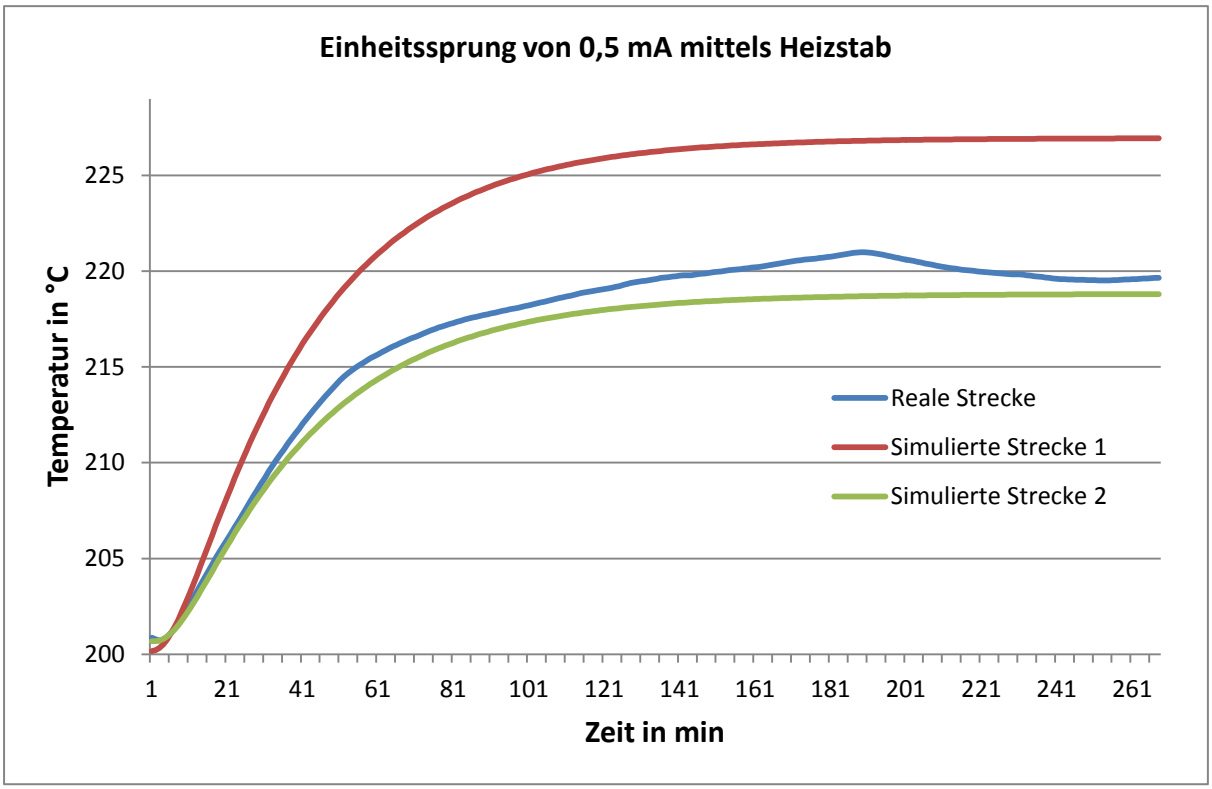


Abbildung 23: Einheitssprung Heizstab

Außerdem sieht man in Abbildung 23 noch zwei Einheitssprungantworten (rot und grün), welche mittels MATLAB Simulink Modell generiert wurden. Da bei diesem eindimensionalen Modell die Verluste an den Enden und über den Kompensator nicht enthalten sind, wird in die Strecke 1 (rot) ein Leistungsverlust von 25% in das Modell eingerechnet. Dieser Abschlag wird auch in [13] gewählt, um ein ebenfalls eindimensionales Modell mit der realen Strecke vergleichen zu können. Die Durchmesser- und Wandstärkenänderung sind in das Modell übernommen worden. Die unterschiedliche Beschichtung wurde im Modell nicht berücksichtigt. Die verwendeten Stoffdaten sind in Anhang E ersichtlich. Bei der Temperatur in der Simulation handelt es sich um jene im Absorberinnenrohr. Da das verwendete Heizpaket für einen Receiver mit kleinerem Durchmesser ausgelegt ist, wurde beim Versuch nicht exakt die Innenrohrtemperatur gemessen. Damit die beiden Kurven trotzdem miteinander verglichen werden können, wurde der Temperaturverlauf der realen Strecke um 10°C verringert. Auf die Berechnung der Regelparameter hat dieses Vorgehen keine Auswirkungen, da die Temperaturdifferenzen bei einer Verschiebung der Kurve gleich bleiben.

Vergleicht man die Sprungantwort des realen Systems mit dem der ersten Simulation (rot) kommt man zu der Erkenntnis, dass die Dynamik beider Strecken ähnlich ist. Aufgrund des steileren Anstiegs beim Einheitssprung der simulierten

Strecke (rot) kann davon ausgegangen werden, dass die Verluste doch höher sind als die eingerechneten 25 %.

Bei der zweiten Simulation (grün) wurde der Abschlag für die Wärmeverluste auf 30% erhöht. Vergleicht man diese Kurve mit jener der realen Strecke, kann man erkennen, dass die beiden schon annähernd gleich sind.

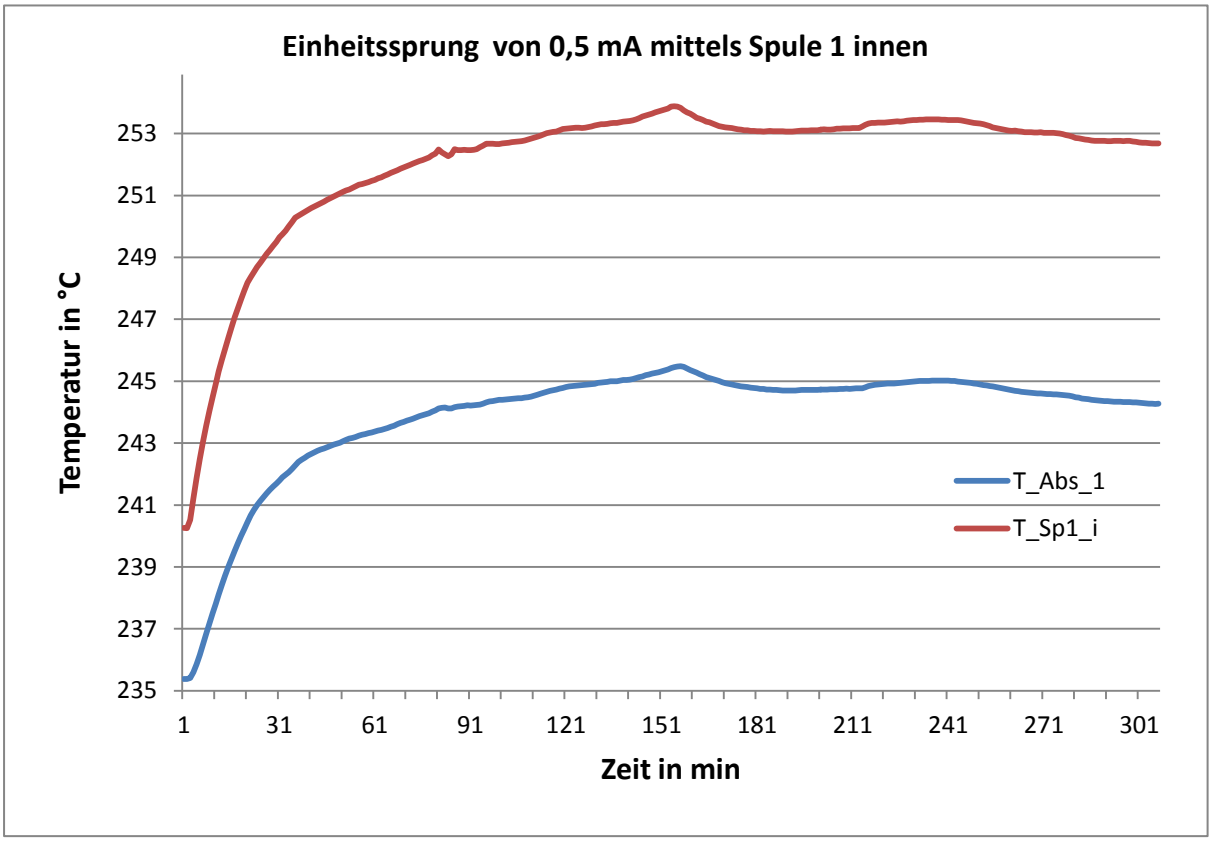


Abbildung 24: Einheitssprung Spule 1 innen

Die Ermittlung der Regelparameter für die innere und äußere Spule erfolgte nach denselben Einstellregeln von Chien, Hrones und Reswick, welche zu Beginn des Kapitels beschrieben wurden. Für die Ermittlung der beiden Kurven aus Abbildung 24 wurde der Heizstab konstant beheizt und auf der Spule 1 innen ein Stellgrößensprung von 0,5 mA aufgetragen.

Für die Reglerauslegung der inneren Spule wird der Temperaturverlauf von *T_Abs_1* herangezogen, während für die äußeren Spulen *T_Sp1_i* verwendet wurde. Anhand des Temperaturverlaufs von *T_Abs_1* in Abbildung 24 lassen sich folgende Werte ablesen: K_s=6,2E4, T_a=25 min, T_u=2 min. Die daraus berechneten Regelparameter lauten: K_P=1,21E-4, T_N=25 min, T_V=1 min.

Bei der Kurve von *T_Sp1_i* ergeben sich folgende Werte: K_s=4,233E4, T_a=21 min, T_u=1 min und die Regelparameter lauten anschließend: K_P=2,976E-4, T_N=21 min, T_V=0,5 min.

	K_P	T_N in min	T_V in min
Heizstab	2,246E-04	60	2
Heizspulen innen	1,210E-04	25	1
Heizspulen außen	2,976E-04	21	0,5

Tabelle 2: Regelparameter

In Tabelle 2 kann man zusammenfassend noch einmal alle Regelparameter nachlesen, welche bei der Regelung des Teststandes mittels PID-Regler zum Einsatz gekommen sind.

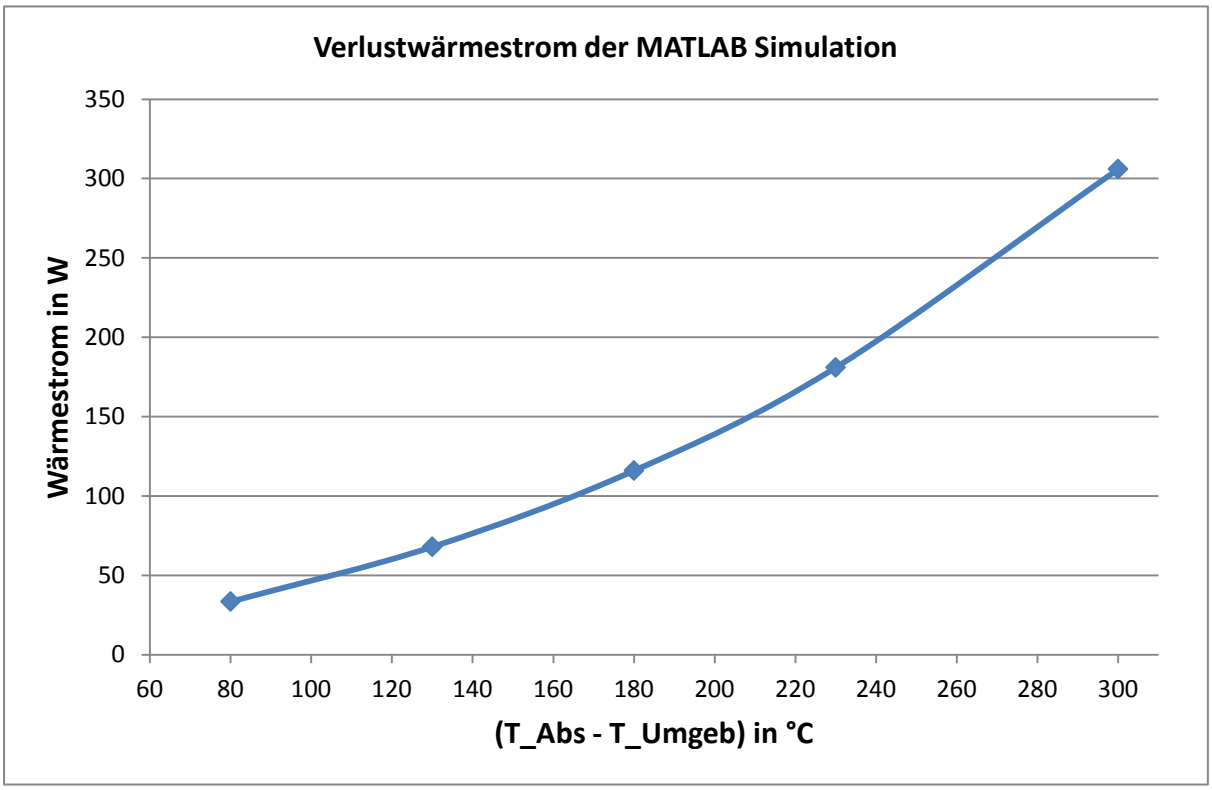


Abbildung 25: Verlustwärmestrom

In Abbildung 25 ist der Verlustwärmestrom bei verschiedenen Absorbertemperaturen dargestellt. Die Zahlenwerte, welche in dieser Graphik verwendet wurden, stammen aus der MatLAB-Simulation. Die Kurve zeigt, dass es sich hier um ein nichtlineares System handelt. Aufgrund des schon weiter oben erwähnten Zeitdruckes war es

nicht möglich den Einheitssprung noch bei anderen Arbeitspunkten durchzuführen. Bei den ersten Messungen wurde jedoch ersichtlich, dass der Regler über den gesamten Temperaturverlauf funktioniert.

5.4 Emissionskoeffizienten des Kupferrohres

Der Emissionskoeffizient von Kupfer variiert sehr stark und ist abhängig von dessen Oberflächenbeschaffenheit. In [11] wird dieser mit 0,3 für poliertes Kupfer und 0,78 für schwarz oxidiertes Kupfer angegeben. Um den tatsächlichen Koeffizienten für das am Teststand verwendete Kupferrohr zu bestimmen, kam eine Infrarotkamera der Firma FLIR zum Einsatz. Diese zeichnet die Intensität der für das menschliche Auge unsichtbaren Strahlung im Infrarotbereich auf und wandelt sie in ein sichtbares Bild um. Ist der Emissionskoeffizient der Oberfläche bekannt, kann man so die Temperatur bestimmen. Nach der Erstellung eines Wärmebilds kann am PC mithilfe der FLIR QuickReport Software der Wert des eingestellten Emissionskoeffizienten verändert werden.

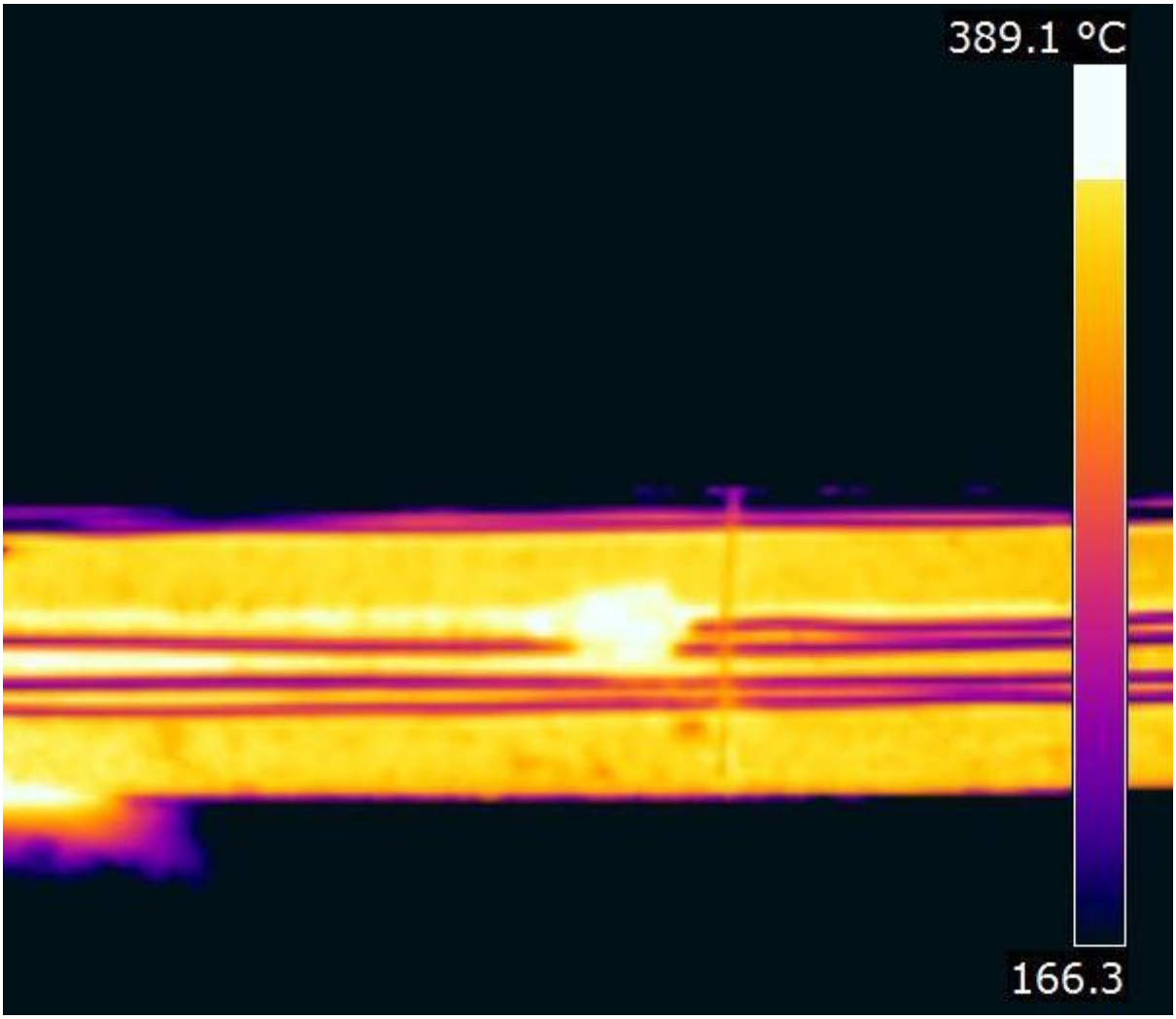


Abbildung 26: Wärmebild des beheizten Kupferrohres bei ε= 0,75

In Abbildung 26 sieht man das Wärmebild des beheizten Kupferrohres. Das Thermoelement (*T_Cu_1*) an dieser Stelle zeigte eine Temperatur von 349 °C. Der Emissionskoeffizient wurde so lange variiert, bis die Durchschnittstemperatur des Kupfers am Foto ebenfalls 349 °C betrug. Der dadurch ermittelte Emissionskoeffizient des Kupferrohres beträgt 0,75. Die dunkleren horizontalen Linien in der Mitte des hellen Kupferrohres sind die geführten Mantelthermoelemente. Aufgrund des unterschiedlichen Emissionskoeffizienten werden sie im Foto viel kälter dargestellt. Bei der Berechnung des Temperaturdurchschnitts wurden diese Flächen nicht berücksichtigt.

5.5 Reproduzierbarkeit der Messergebnisse

Da es bei der Applizierung der Messapparatur in den Receiver immer wieder zu kleinen Abweichungen bezüglich der Lage der Thermoelemente und der Befestigung der Dämmung an den Enden kommen kann, wurde eine Versuchsreihe mit drei Messungen durchgeführt, um diese Abweichungen zu quantifizieren.

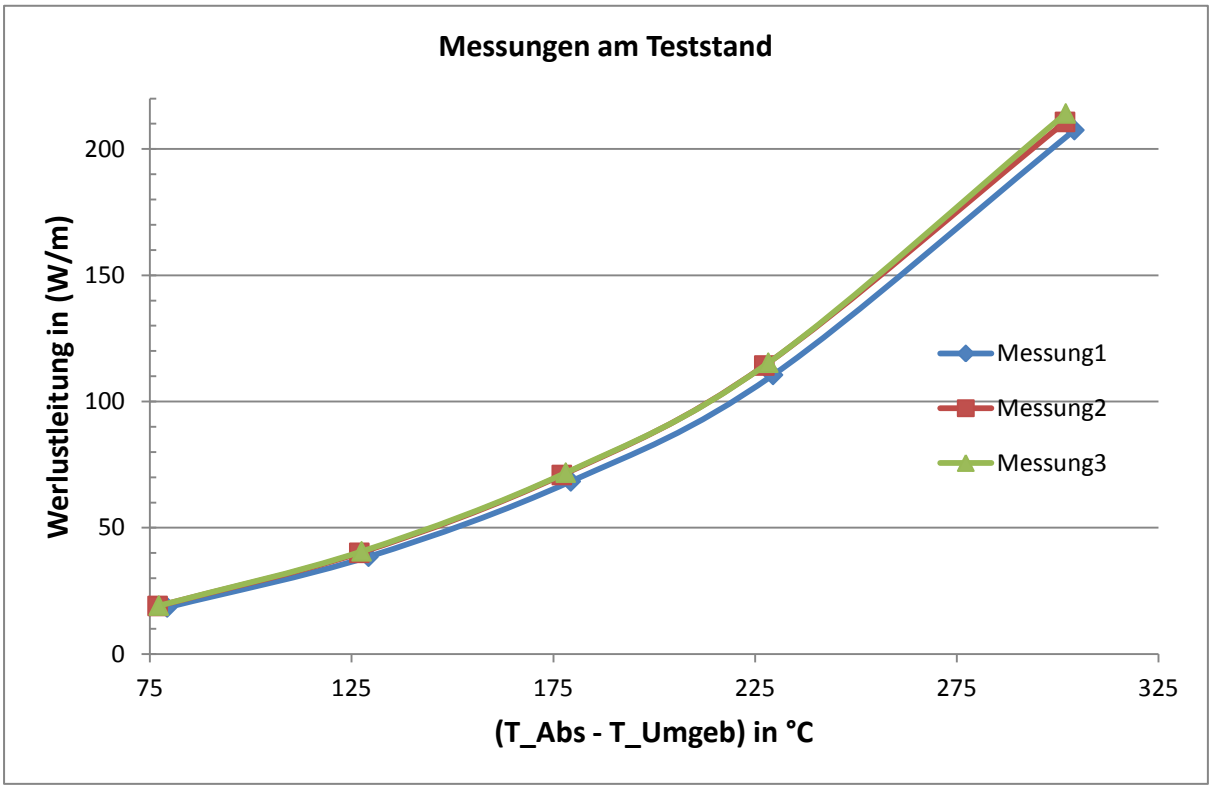


Abbildung 27: Messreihe an einem Absorber

Die Ergebnisse der drei Messungen, welche alle an ein und demselben Receiver durchgeführt wurden, sind in Abbildung 27 zu sehen. Zwischen den einzelnen Durchläufen wurde die Messapparatur neu appliziert und bei Bedarf wurde auch die Keramikwolle erneuert. Die Streuung der Messungen ist sehr gering und die

Reproduzierbarkeit daher gegeben. Die maximale Abweichung bei diesem Versuch liegt bei 7 W/m bei 325°C Absorbertemperatur.

5.6 Messunsicherheitsanalyse

Die Analyse erfolgte nach der Methode welche von Dieck in [14] beschrieben wird. Auch in [1] wird sie von NREL verwendet, um die Messunsicherheiten des Teststandes zu ermitteln. Es wird auf die Unsicherheiten in der Temperatur- und in der Leistungsmessung eingegangen.

Die Genauigkeit der verschiedenen Temperaturmessstellen am Absorberrohr sind gleich, daher gilt:

$$\Delta Abs_1 \approx \Delta Abs_2 \approx \Delta Abs_3 \approx \Delta Abs_4 \approx \Delta Abs_5 \approx \Delta Abs_6 \equiv \Delta Abs \quad (5.5)$$

Wobei die Variable ΔAbs je nach Verwendung den systematischen oder den zufälligen Fehler beschreibt. Die Messunsicherheit U der Absorberdurchschnittstemperatur berechnet man nach folgender Formel:

$$\left(U_{Abs_{durchschnitt}}\right)^2 = 6\left(\left(\frac{1}{6}\right)^2 \Delta Abs^2\right) \quad (5.6)$$

Wie man anhand von (5.7) und (5.8) erkennen kann, wird davon ausgegangen, dass die Exaktheit der Heizspulen sowie der Temperaturmessstellen an den Spulen ebenfalls ident ist.

$$\Delta Sp_1 \approx \Delta Sp_2 \equiv \Delta Spule \quad (5.7)$$

$$\Delta Sp1_i \approx \Delta Sp_1_a \approx \Delta Sp2_i \approx \Delta Sp2_a \equiv \Delta Cu \quad (5.8)$$

$\Delta Spule$ *bzw.* ΔCu steht ebenfalls je nach Berechnung für den systematischen oder den zufälligen Fehler. Zum Aufsummieren der verschiedenen Unsicherheiten, wird folgende Formel herangezogen:

$$\left(U_{Heizelement}\right)^2 = 2\left(\left(\frac{1}{L_{Abs}}\right)^2 \Delta Spule^2\right) + \left(\left(\frac{1}{L_{Abs}}\right)^2 \Delta Heizstab^2\right) + 4\left(\left(\frac{k\ A}{\Delta x\ L_{Abs}}\right)^2 \Delta Cu^2\right) \quad (5.9)$$

Hat man nun mithilfe der oben stehenden Formeln einmal die systematische und einmal die zufällige Unsicherheit der Heizelemente berechnet, ergibt sich die Gesamtunsicherheit aus:

$$U_{Ges.} = \pm\sqrt{U_{Sys.}{}^{2} + \left(2\,U_{Zuf.}\right)} \tag{5.10}$$

Die oben stehende Gesamtunsicherheit wurde für einen Receiver bei der entscheidenden Betriebstemperatur von 325 °C berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnung kann man in den Tabelle 3 und Tabelle 4 nachlesen.

Absorber -Nr.	Absorberdurchschnittstemp. in °C	Anzahl der Datenpunkte n	systematischer Fehler, $\Delta Abs_{Sys.}$ in °C	Standardabweichung während der Messung, σ in °C	Präzisionsunsicherheit $\sigma/n^{0,5}$ $\Delta Abs_{Zuf.}$	$(U_{sys.})^2$ in °C²	$(U_{Zuf.})^2$ in °C²	U_{total} in ± °C
16	325	132	0,12	0,533	0,046	0,002	0,047	0,438

Tabelle 3: Unsicherheit bei der Temperaturmessung

Die maximale Unsicherheit bei den Temperaturmessungen am Teststand beträgt ± 0,4 °C. In [1] ist nachzulesen, dass NREL bei annähernd gleicher Temperatur (342 °C) eine etwas höhere Unsicherheit von ± 0,6 °C aufweist. Dieser Unterschied ist auf die Kalibrierung der Thermoelemente zurückzuführen, da dadurch der systematische Fehler entscheidend verringert wurde.

Absorber -Nr.	Absorber-durchschnittstemp. in °C	$\Delta Spule$		$\Delta Heizstab$		ΔCu		(k A)/(L Δx) in W/m °C	$(U_{sys.})^2$ in W²/m²	$(U_{Zuf.})^2$ in W²/m²	U_{total} in ± W/m
		Syst. Fehler in W	Zuf. Fehler in W	Syst. Fehler in W	Zuf. Fehler in W	Syst. Fehler in °C	Zuf. Fehler in °C				
16	325	0,25071	0,037	2,29414	0,307	0,12	0,031	0,30737628	1,3526394	0,02457523	1,205

Tabelle 4: Unsicherheit bei der Leistungsmessung

Bei der Leistungsmessung liegt die maximale Unsicherheit bei ± 1,2 W / m. NREL gibt zum Vergleich in [1] die Streuung eines ähnlichen Teststandes mit ± 9,1 W / m an. Der Grund für diesen großen Unterschied liegt abermals am sehr geringen systematischen Fehler. Dieser geringe Wert war nur durch die Genauigkeit des im Teststand verwendeten Leistungsmessgerätes möglich.

Die Unsicherheit aufgrund der Messkette liegt für die Temperaturmessung bei ± 0,5 °C und für die Leistungsmessung bei ± 2 W / m. Die Unsicherheit aufgrund der Applizierung der Thermoelemente liegt bei ± 3,5 W / m sie Kapitel 5.5. Die gesamte Unsicherheit des Teststandes liegt daher bei ± 5,5 W / m.

6. Durchführung der Messungen

Bevor die Messapparatur im Receiver appliziert wird, werden die Absorbermessstellen (*T_Abs_1* bis *T_Abs_6*) kontrolliert und gegebenenfalls die Keramikwolle oder lose gewordene Befestigungsdrähte ausgetauscht. Die in der Software als Standard definierte Rampe für die Vorgabetemperatur beinhaltet fünf unterschiedliche Temperaturstufen, wie sie in Abbildung 28 zu sehen sind. Bei der späteren Auswertung wird nur die Verlustleistung in den stationären Bereichen ausgewertet. Da die Versuche am Standort Dürnrohr bei einer Betriebstemperatur von 320°C durchgeführt werden und die gemessene Absorbertemperatur in diesem Bereich, wie in 5.2 beschrieben, 5 °C über der tatsächlichen liegt, liegt der letzte gemessene stationären Bereich bei 325 °C.

Wie man schon anhand der Abbildung 28 erkennen kann, dauert eine komplette Messung mit fünf stationären Bereichen inklusive Abkühlung auf Raumtemperatur in etwa 24 Stunden. Aufgrund dieser langen Dauer und wegen des knapp bemessenen Zeitplans konnten nicht alle der 18 Receiver, welche in Dürnrohr zum Einsatz kommen, komplett vermessen werden. Dies gelang lediglich bei fünf Stück. Die übrigen Receiver konnten jedoch bei der für die Versuche in Dürnrohr wichtigen Betriebstemperatur von 325 °C vermessen werden.

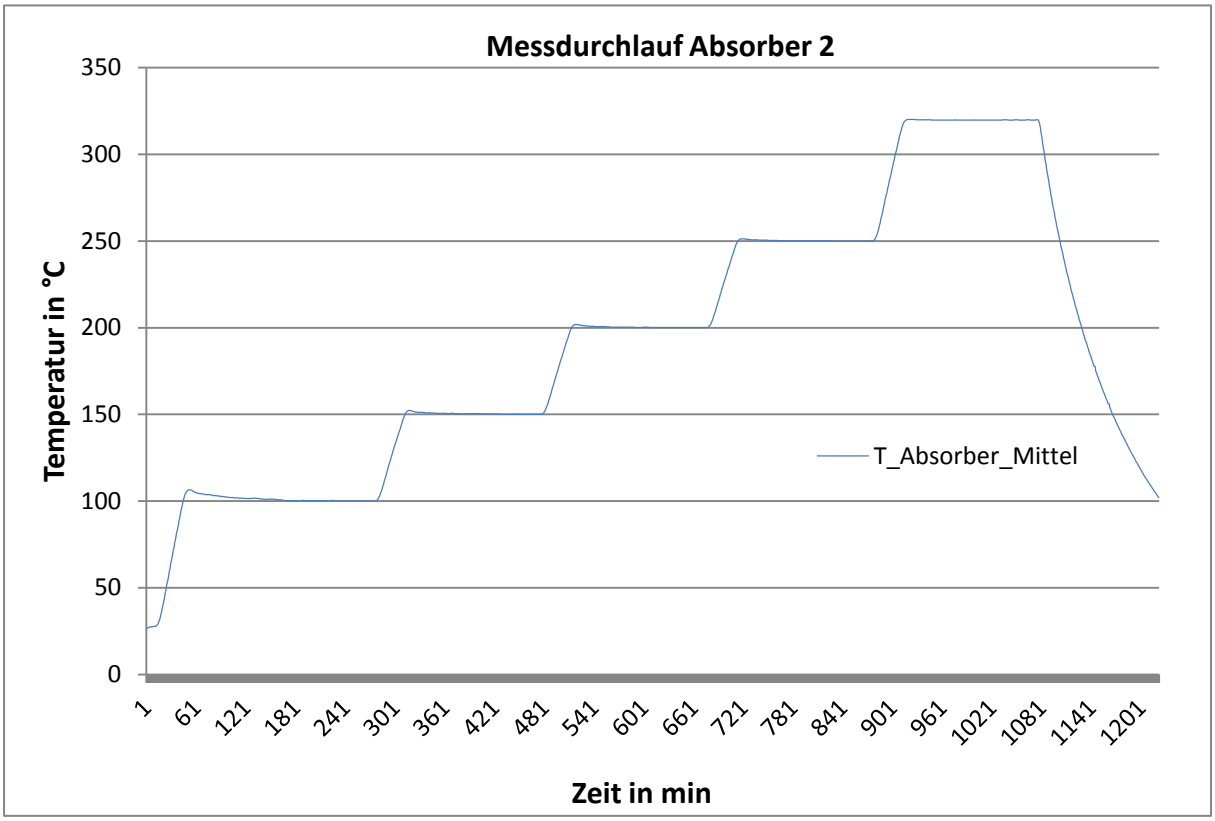


Abbildung 28: Temperaturverlauf am Absorber

Der Emissionskoeffizient der Beschichtung des Absorberrohres war zum Zeitpunkt der Messungen nicht bekannt. Zur ersten Abschätzung von diesem wurden die Ergebnisse der Messung mit jenen der Simulation verglichen. Das Ergebnis ist in Abbildung 29 zu sehen. Da die Wärmestromverluste über die Kompensatoren und an den Enden des Receivers in der Simulation nicht berücksichtigt werden, wird die Verlustleistung der Messung wie in [13] um 25% verringert, um sie vergleichbar zu machen.

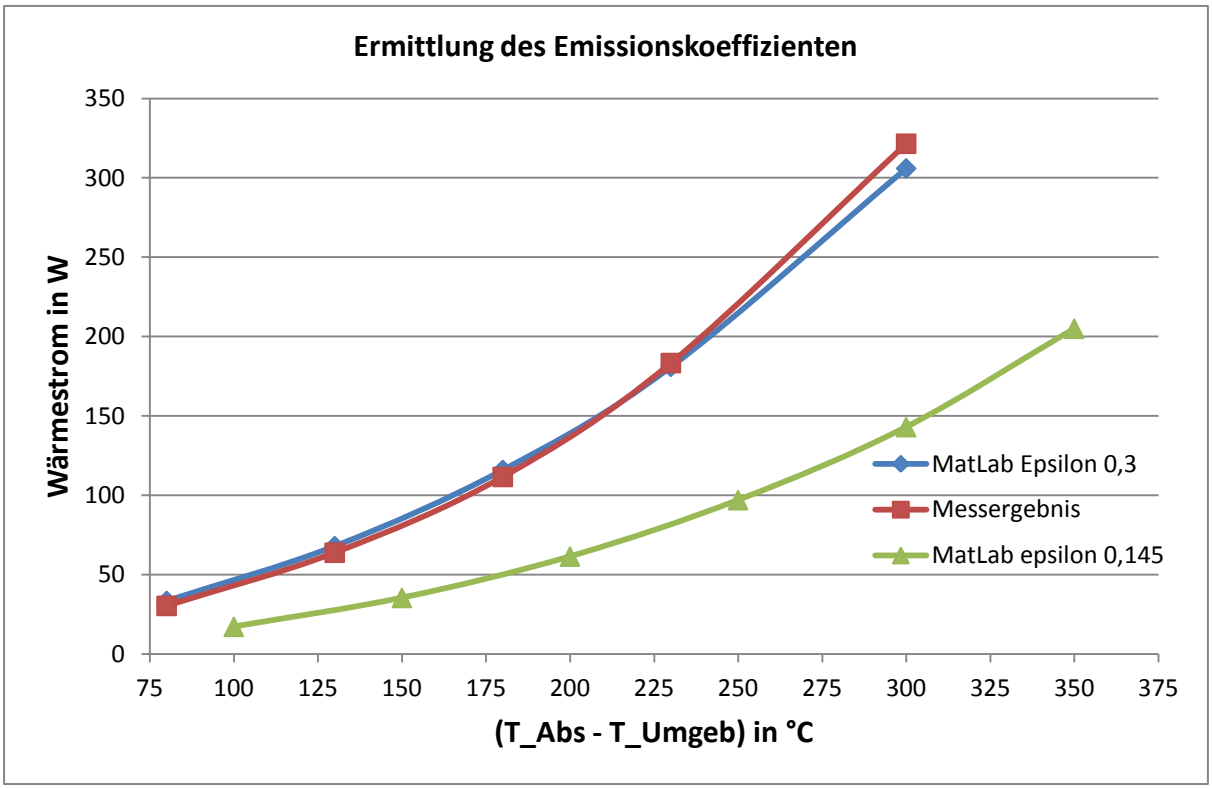


Abbildung 29: Ermittlung des Emissionskoeffizienten

Zu Beginn wurde in der MATLAB Simulation der Emissionskoeffizienten der Beschichtung des äußeren Absorberrohres mit 0,145 beziffert. Dieser Wert entspricht den Zahlen von Siemens und Schott. Die Ergebnisse kann man an der grünen Linie ablesen. Aus 8 durchgeführten Messungen wurde ein Mittelwert gebildet, welcher die rote Linie darstellt. Durch die Variation des Emissionskoeffizienten wurde bei 0,3 (blau) eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten (rot) gefunden. Dass die beiden Kurven nicht exakt übereinander liegen und unterschiedliche Steigungen aufweisen, lässt sich damit erklären, dass im Modell ein konstanter Emissionskoeffizient angenommen wurde, dieser in Wirklichkeit aber mit zunehmender Temperatur ansteigt.

7. Ergebnisse / Diskussion

In Abbildung 30 sind die Messergebnisse aller am Standort Dürnrohr verwendeten Receiver mit der Bezeichnung Absorber 1 bis Absorber 18 dargestellt. Zusätzlich sind noch zwei Messungen eines Schott PTR70 im Diagramm zu erkennen. Um die Daten aufgrund der unterschiedlichen Durchmesser- und Längenmaße vergleichen zu können, wurde die Verlustleistung pro m^2-Absorberfläche auf der Ordinate aufgetragen. Bei jenen Messungen, welche mit einem * gekennzeichnet sind (Absorber_12 bis 15), hat die Regelung der Spule 2 außen nicht exakt funktioniert. In jenen Fällen war die Temperatur an der Stelle der inneren Spule geringer als an jener der äußeren Spule, obwohl die Regelung der Spulen exakt funktionierte. Der Grund für diesen Fehler lag darin, dass die Klebestellen am Kupferrohr erste Risse bekamen und dadurch die tatsächliche Kupfertemperatur nicht mehr gemessen wurde. Durch Nachjustierungen an den Klebestellen am Kupferrohr konnte der Teststand für die letzten Messungen wieder funktionstüchtig gemacht werden. Die Messungen der Absorber 13 bis 15 wurden aus Zeitgründen nicht wiederholt, jedoch können sie im Diagramm auch nicht als Ausreißer identifiziert werden. Die ausgefallenen Heizspulen sind bei den übrigen Messungen für maximal 6% der Heizleistung bei Betriebstemperatur verantwortlich.

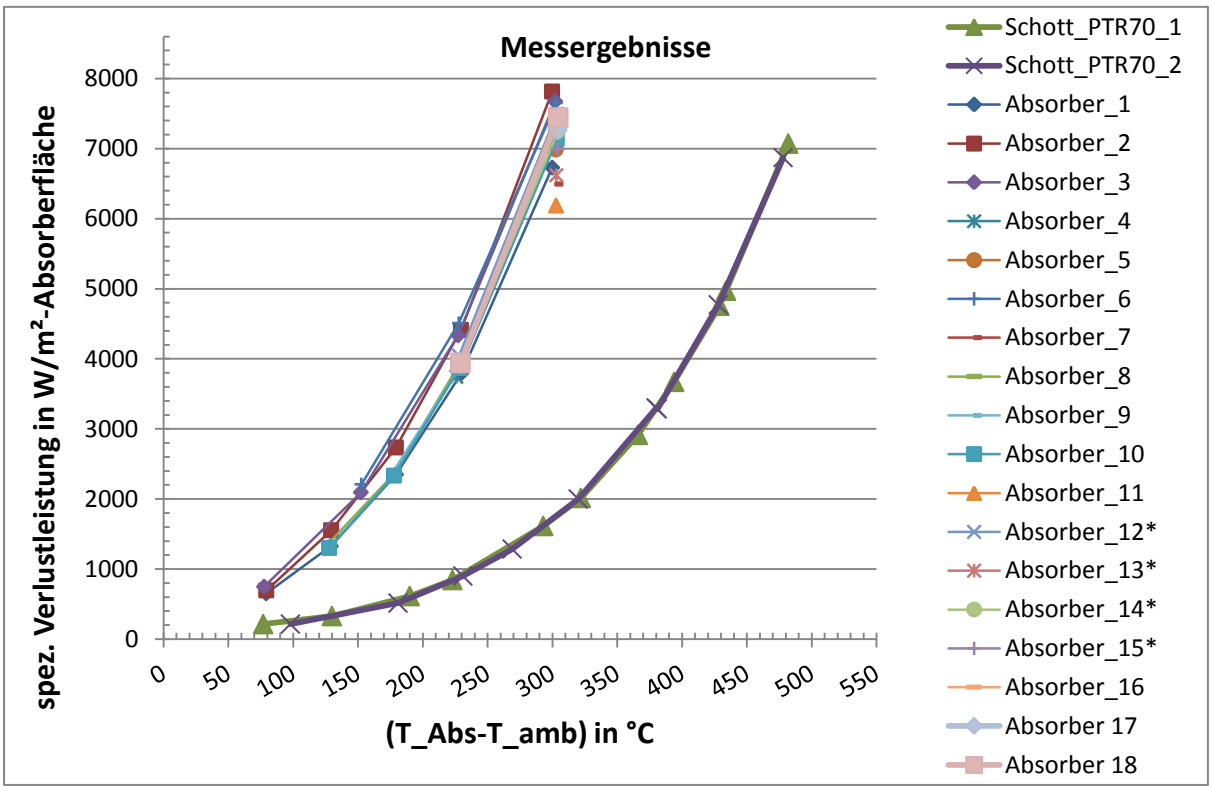


Abbildung 30: Vergleich Messergebnisse zwischen Einsiedler Receivern und Schott PTR 70

Man sieht anhand von Abbildung 30 den großen Unterschied in den Produkt der Firma Schott und jenem der Firma Einsiedler. Mit steigender Temperatur wächst die Verlustleistung im Vergleich zu den PTR70 Receivern immer stärker an. Bei 300 °C ist die Verlustleistung eines Receivers der Firma Einsiedler durchschnittlich vier Mal größer als bei einem PTR70 von Schott.

Einer der Hauptgründe für diesen großen Qualitätsunterschied liegt wohl an der Beschichtung des Absorberaußenrohres. Wie schon in Kapitel 6 erwähnt, hat der Emissionswert der Legierung einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe des Verlustwärmestromes. Dadurch, dass der Receiver von Schott doppelt so lang ist, werden auch die Verluste des Kompensators bei den Einsiedler-Receivern anteilsmäßig größer sein.

Die Streuung der Messergebnisse liegt weit über der berechneten gesamt Unsicherheit von ± 5,5 W/m aus Kapitel 5.6. Zurückzuführen, ist dies wohl auf die noch nicht serienreife Fertigung. Zum jetzigen Zeitpunkt sind noch alle Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler Einzelstücke. Dies hatte den Vorteil, dass die produzierten Receiver genau an die Anforderungen des HELIOtubes angepasst werden konnten. Jedoch schon kleinste Unterschiede im Vakuum und in der selektiven Beschichtung, haben große Auswirkungen auf die Gesamtverlustleistung.

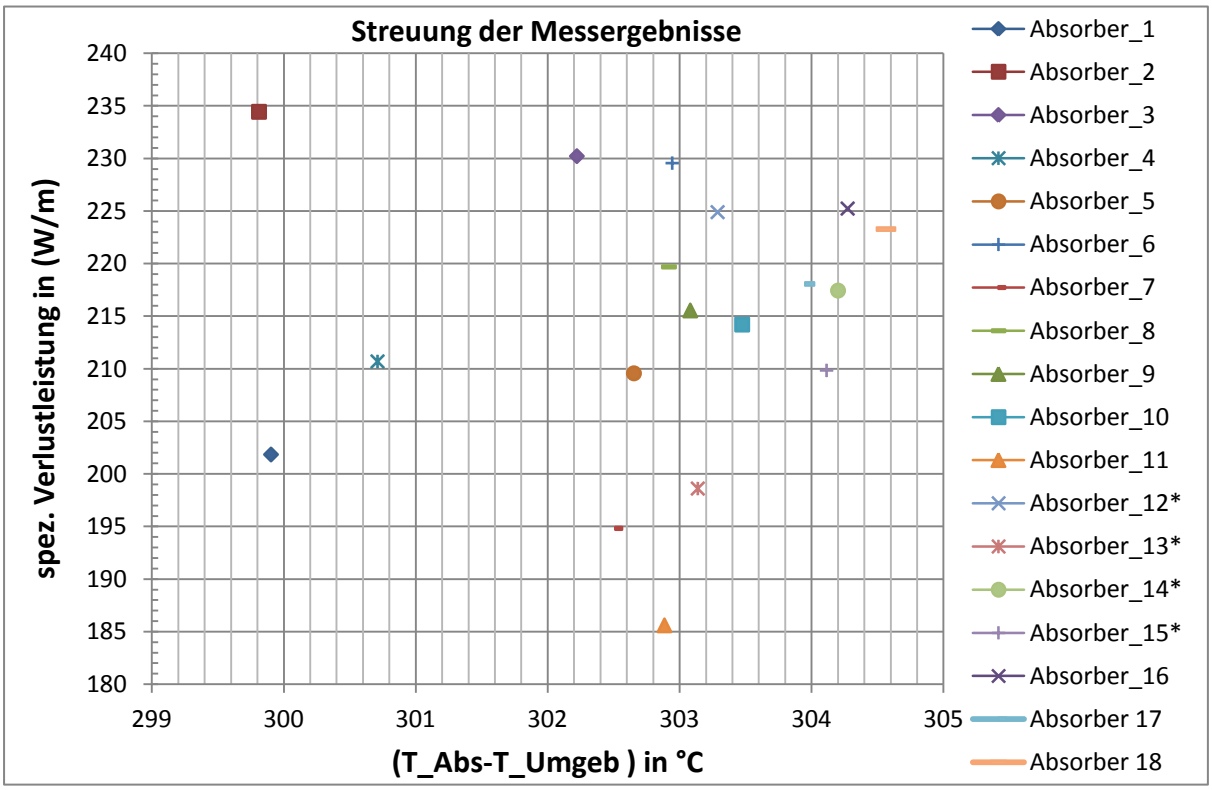


Abbildung 31: Streuung der Absorberverlustleistung bei einer Absorbertemperatur von 325 °C

Anhand von Abbildung 31 sieht man die Streuung der verschiedenen Messungen bei einer durchschnittlichen Absorbertemperatur von 325 °C. Für eine genaue statistische Auswertung dieser Daten ist die Stichprobe nicht groß genug. Die Bandbreite der Ergebnisse der spezifischen Verlustleitung reicht von 185 W/m bei Absorber 11 bis 235 W/m bei Absorber 2. Diese Differenz von 50 W/m ist zum einen auf die Ungenauigkeit des Teststandes und zum größten Teil auf die unterschiedliche Fertigungsqualität der einzelnen Receiver zurückzuführen.

Die Ergebnisse einer Messung mit den signifikanten Daten in den stationären Bereichen sind in Tabelle 5 nochmals zusammengefasst.

Absorberdurchschnitts-temp.in °C	Umgebungtemp. in °C	Durchschnitts-glastemperatur	Leistungsverlust in (W / m) Absorberlänge
150	22,353	35,183	41,300
200	22,125	42,191	70,720
250	22,013	50,909	117,617
325	22,080	67,981	219,692

Tabelle 5: Absorbermesswerte

In Abbildung 32 kann man erkennen, dass sich die Leistung der Heizelemente sowie die Absorbertemperaturen im stationären Bereich kaum verändern. Man kann davon ausgehen, dass die gewählten Regelparameter gut funktionieren. Die Leistung der beiden inneren Spulen ist an beiden Enden des symmetrischen Receivers gleich und bleibt konstant bei ca. 15 W. Sehr gut kann man auch erkennen, dass der Heizstab für den Großteil der Heizleistung aufkommt. Dies schwankt im Bereich zwischen 417 und 420 W. Die gemessenen Absorbertemperaturen liegen in einer Bandbreite von 17 °C. Die einzelnen Messpunkte bleiben während der Messung konstant, jedoch im Vergleich untereinander gibt es große Differenzen. Die Absorbermessstellen 1 und 6, welche über die inneren Spulen geregelt werden, befinden sich exakt auf der Vorgabetemperatur, während die Thermoelemente, welche in der Mitte platziert sind (4 & 3), den größten Temperaturunterschied haben. Da der Heizstab gleichmäßig heizt, muss der Grund für die Differenz in der Applizierung der Thermoelemente liegen.

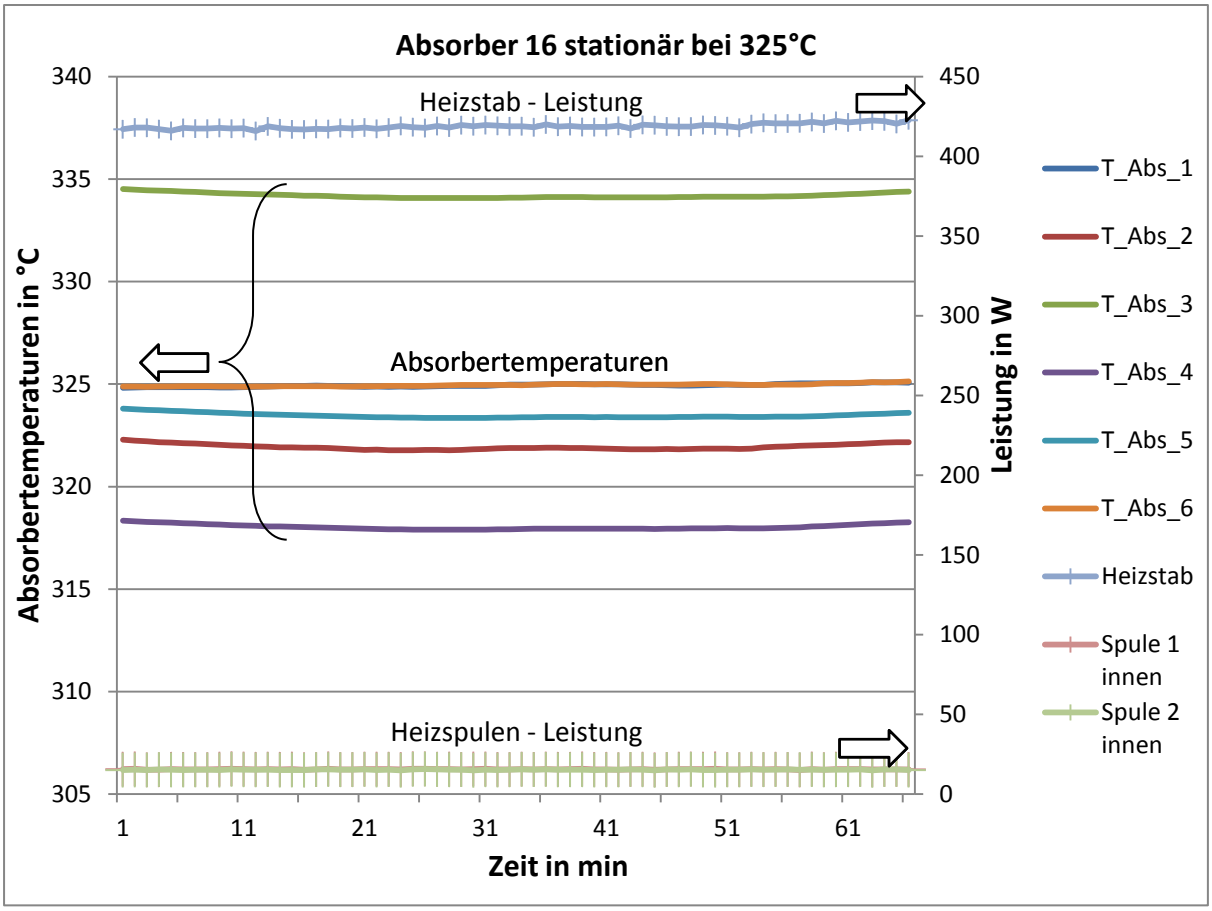


Abbildung 32: Verlauf der Absorbertemperaturen/Heizleistungen im stationären Zustand

Dass sich während dieser Messung die Umgebungstemperatur nicht entscheidend verändert hat, kann man anhand von Abbildung 33 sehen. Weiters erkennt man, dass die Temperaturen an der Glasoberfläche kaum Unterschiede aufweisen. Anhand der Kupfertemperaturen sieht man, dass die Temperatur an den Spulenpaaren ident ist und somit kein Temperaturgradient herrscht.

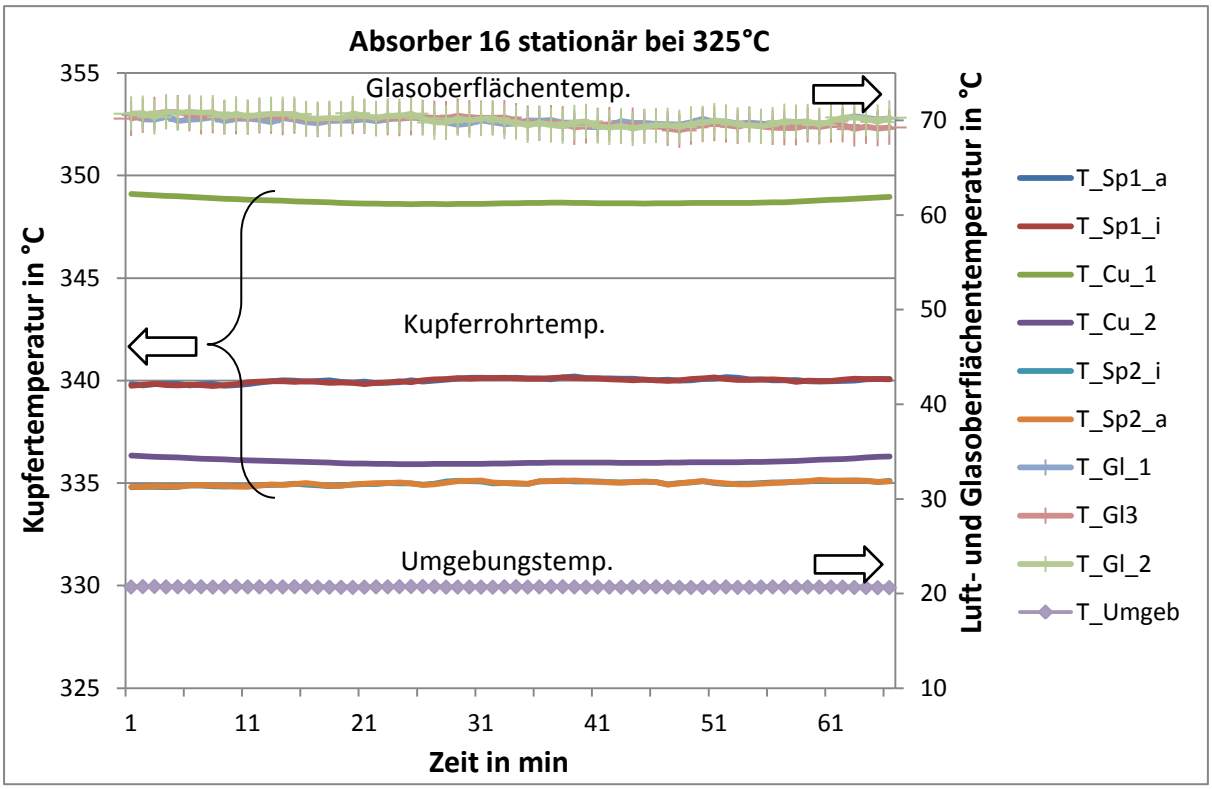


Abbildung 33: Verlauf der Kupfer-/Glasoberflächentemperaturen im stationären Zustand

Verbesserungsvorschläge für den Teststand

Durch die Integration des Leistungsmessgeräts in den Teststand, sowie die Kalibrierung der Thermoelemente, wurden die Messunsicherheiten, wie bereits in Kapitel 5.6 erläutert, sehr gering gehalten. Die größte Unsicherheit in den Ergebnissen der Messungen liegt an der unsicheren Positionierung der Thermoelementspitzen im Absorber und somit am Messen der tatsächlich vorherrschenden Temperatur. Die Temperaturunterschiede im Absorber sind sehr groß, daher kann schon eine kleine Verschiebung der Messspitze einen großen Unterschied ausmachen.

Während den Messungen hat sich gezeigt, dass der verwendete Zwei-Komponenten-Klebstoff leider nicht zu den gewünschten Ergebnissen führt. Durch das wiederholte Aufbrechen einiger Klebestellen mussten diese immer wieder nachbearbeitet werden. Da der verwendete Klebstoff grobkörnig und damit schwer aufzutragen war, konnte es vorkommen, dass die Zusammensetzung der beiden Komponenten an verschiedenen Klebestellen unterschiedlich ist und somit die Wärmeleitfähigkeit entscheidend beeinflusst wird. Dadurch kommt es zu nicht quantifizierbaren Fehlern in der Temperaturmessung.

Wie bereits in Kapitel 5.2 Validierung der Absorbermessstellen erwähnt, kann es durch das Anbringen unterschiedlicher Mengen an Keramikwolle unter den

Absorberinnenrohr-Messstellen ebenfalls zu Abweichungen in der Temperaturmessung kommen. Da sich das Mantelthermoelement nach der letzten Drahtbefestigung auch noch in verschiedenste Richtungen im Absorber biegen kann, ist auch hier die Anordnung der Messspitzen jedes Mal unterschiedlich.

Um die oben erwähnten Unsicherheiten im exakten Messen der Temperaturen zu minimieren oder bestenfalls zu eliminieren, wäre der Einsatz von Stufenthermoelementen mit 1,5 mm Außendurchmesser zu empfehlen. Mithilfe eines solchen Thermoelements wäre es möglich 6 Temperaturen zu messen. Zwei Thermoelemente würden dadurch ausreichen, um alle zwölf Temperaturen im Absorber zu messen. Laut Hersteller ist es möglich, diese Thermoelemente mittels Hartlöten zu befestigen. Die Kupfermessstellen wären durch das Hartlot mit dem Kupfer verbunden und würden so immer die exakte Temperatur messen. Durch die Fixierung des Stufenthermoelements wären auch die Absorbermessstellen bei jeder Messung an der gleichen Position. Das Hartlöten müsste eventuell von einer externen Firma durchgeführt werden, da die Dicke des Stufenthermoelement-Mantels nur unwesentlich stärker ist als bei einem 1mm Mantelthermoelement und daher höchste Sorgfalt geboten ist.

8. Zusammenfassung

Ziel dieser Diplomarbeit war es einen Versuchsstand zu entwickeln, mit dessen Hilfe der Verlustwärmestrom der Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler bestimmt werden kann. Die ermittelten Daten werden benötigt um die Leistung bzw. Effizients eines pneumatisch vorgespannten Solarkonzentrators ermitteln zu können. Der Teststand basiert auf einem schon bekannten Prinzip, welches auch in [1] und [2] beschrieben wurde. Der gravierendste Unterschied zu den bereits gebauten Versuchsständen lag im wesentlich geringeren Innendurchmesser der zu vermessenden Absorber. Durch diese Dimensionierung mussten auf engstem Raum die Temperaturfühler appliziert werden.

Um einen ersten Überblick über den Einfluss der verschiedenen Systemvariablen zu bekommen, sowie Abschätzungen über die mögliche Verlustleistung machen zu können, wurde zuerst ein eindimensionales MATLAB Simulink Modell erstellt. Dieses Modell wurde genau erklärt, sowie alle im Versuchstand verwendeten Komponenten detailliert beschrieben.

Um möglichst genaue Daten über die gemessenen Temperaturen zu bekommen, wurden alle verwendeten Temperaturfühler mit der gesamten Messkette kalibriert. Die Verlustleistung wurde von einem im Teststand integriertem Wattmeter bestimmt. Die Genauigkeit des Teststandes bei der Temperaturmessung beträgt ± 0,5 °C und bei der Leistungsmessung ± 5,5 W / m

Die Verlustleistung wurde bei verschiedenen Temperaturen gemessen. Mithilfe mehrerer Heizelemente (vier Heizspulen und ein Heizstab) wurde der Absorber auf eine gewünschte Temperatur gebracht und auf dieser gehalten. Die Regelung erfolgt mittels PID-Regler. Die Regelparameter wurden nach einem Einheitssprung mithilfe der Einstellregel nach Chien, Hrones und Reswick bestimmt. Die elektrische Leistung, welche nötig war um die Temperatur konstant zu halten, entspricht der thermischen Verlustleistung.

Der Vergleich der Messungen mit der Simulation ließ erste Abschätzungen über den unbekannten Emissionskoeffizienten der selektiven Beschichtung zu.

Die größte Schwierigkeit bei den Messungen lag darin, die Spitzen der Thermoelemente so zu platzieren und zu befestigen, dass an jedem Absorber die tatsächlich vorherrschenden Temperaturen exakt gemessen wurde. Aufgrund des vorherrschenden Zeitdruckes konnten während der Versuchsreihe keine Veränderungen vorgenommen werden.

Ein Vergleich der Verlustleistung der Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler mit jenen der Firma Schott zeigt, dass bei ersteren noch deutliches Entwicklungspotential vorhanden ist. Die Verlustleistung ist bei einer Betriebstemperatur von 320 °C bis zu vier Mal so groß. Mithilfe dieses Teststandes können nun Verbesserungen in späteren Absorbergenerationen quantifiziert werden. Die ermittelten Daten der 18 gemessenen Absorber wurden außerdem für die Leistungsbestimmung eines pneumatisch vorgespannten Solarkonzentrators verwendet.

9. Verzeichnisse

9.1 Literaturverzeichnis

[1] BURKHOLDER, F. und KUTSCHER, C. *Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver.* NREL (National Renewable Energy Laboratory). Technical Report, NREL/TP-550-45633, Mai 2009.

[2] LUPFERT, ECKHARD, *Experimental Analysis of Overall Thermal Properties of Parabolic Trough Receivers.* s.l. : ASME J. Sol. Energy Eng., 2008. S. 021007

[3] ALLELEIN, HANS-JOSEF, Energietechnik - Systeme zur Energieumwandlung. Kompaktwissen für Studium und Beruf. Vieweg+Teubner, 2010. Bd. 5.

[4] WATTER, HOLGER Nachhaltige Energiesysteme - Grundlagen, Systemtechnik und Anwendungsbeispiele aus der Praxis. Vieweg+Teubner, 2009.

[5] SOLAR MILLENIUM AG. Solar Millennium. [Online] [Zitat vom: 10. 06 2011.] http://www.solarmillennium.de/upload/bilder/Parabolrinne/Parabol-FlashAnimation-Screenshot.jpg.

[6] MERTINS, MAX. Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren. Universität Karlsruhe. 2009.

[7] KALTSCHMITT, MARTIN, STREICHER, WOLFGANG und WIESE, ANDREAS. Erneuerbare Energien - Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Springer Berlin Heidelberg, 2006. Bd. 4.

[8] SCHOTT SOLAR CSP, GsmbH. SCHOTT PTR®70 Receiver The Next Generation. 95666 Mitterteich, Germany 2009.

[9] SIEMENS AG. [Online] [Zitat vom: 10. 06 2011.] http://www.energy.siemens.com/co/en/power-generation/renewables/solar-power/concentrated-solar-power/receiver.htm.

[10] HELIOVIS AG. [Online] [Zitat vom: 12. 05 2011.] http://www.heliovis.com.

[11] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, [Hrsg.]. VDI - Wärmeatlas. Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

[12] FORISTALL, R. Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. NREL (National Renewable Energy Laboratory). 2003.

[13] GONG, GUANGJIE, An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough solar receiver. Solar Energy 2010, Bd. 84, S. 2230-2245.

[14] DIECK, R. H. Measurement Uncertainty, Methods and Applications. North Carolina : Instrument Society of America, 1992.

[15] VIEBAHN, PETER, NEEDS: Final report on technical data, costs and life cycle inventories of solar thermal power plants. DLR, CIEMAT. 2008.

[16] BAEHR, HANS DIETER und STEPHAN, KARL. Wärme- und Stoffübertragung: Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2006. Bd. 5.

9.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Absorberkennzahlen [9] 8
Tabelle 2: Regelparameter 35
Tabelle 3: Unsicherheit bei der Temperaturmessung 40
Tabelle 4: Unsicherheit bei der Leistungsmessung 40
Tabelle 5: Absorbermesswerte 45

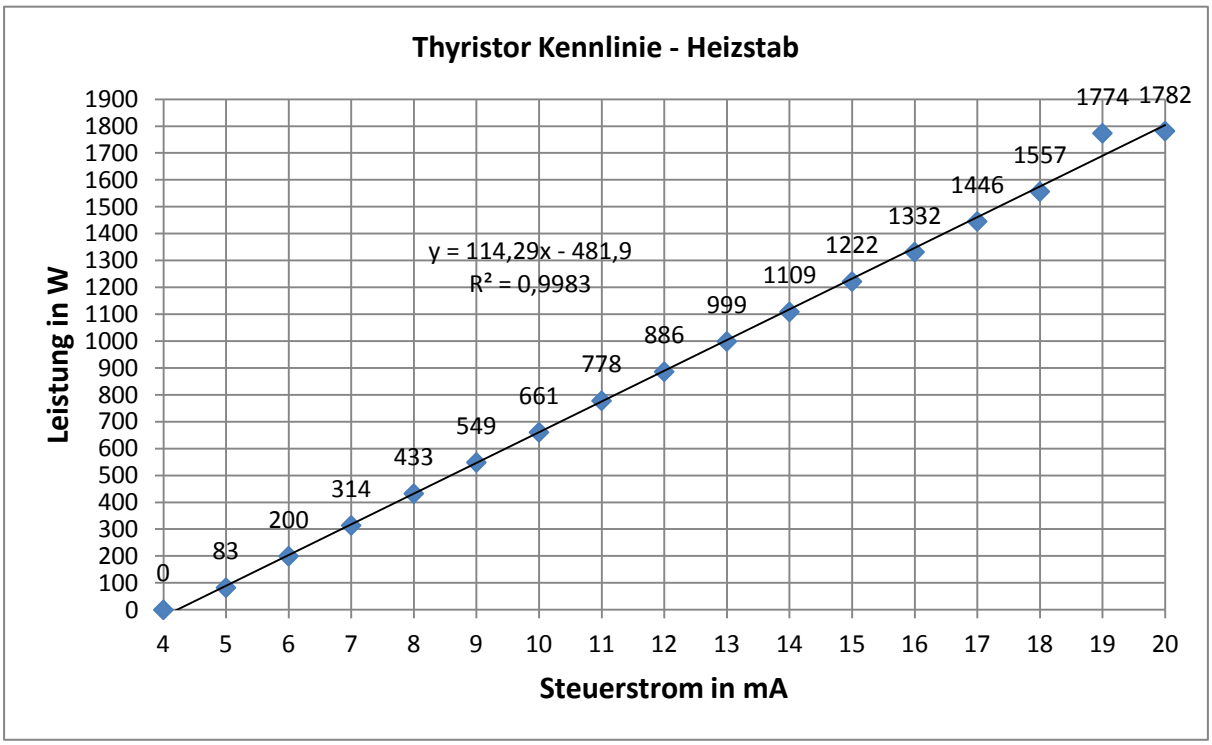
9.3 Abbildungsverzeichnis

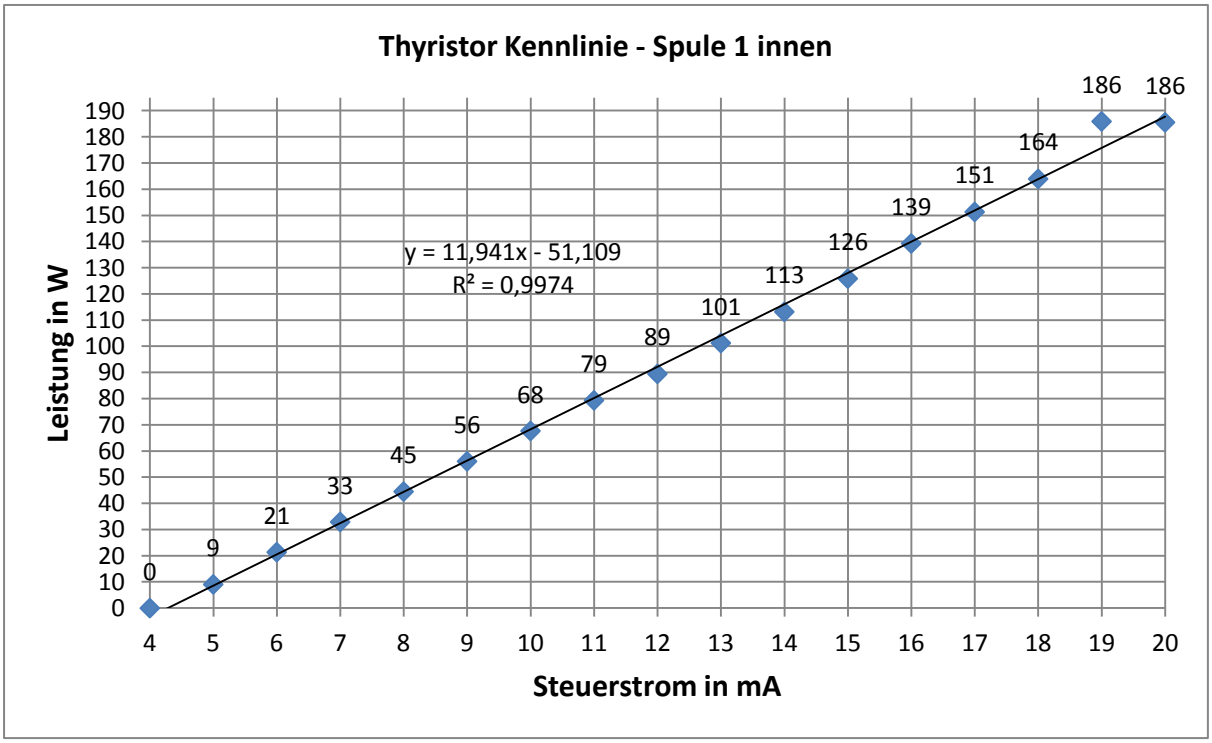
Abbildung 1: Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks [5] 4
Abbildung 2: Parabolspiegel [6] 5
Abbildung 3: Vakuumröhrenabsorber der Firma Einsiedler Solartechnik 6
Abbildung 4: Schott PTR 70 Receiver [8] 7
Abbildung 5: Kompensatorsystem von Schott, welches bei höheren Temperaturen die aktive Aperturlänge vergrößert [8] 7
Abbildung 6: Siemens UVAC 2010 Receiver [9] 8
Abbildung 7: Schematische Darstellung eines HELIOtube [10] 9
Abbildung 8: Querschnitt HELIOtube [10] 9
Abbildung 9: Querschnitt des Receivers [L...Leitung, S…Strahlung, K… Konvektion, (1)-(2) Heizstab; (2)-(3) Luft; (3)-(4) Kupfer; (4)-(5) Luft; (5)-(6) Absorberrohr; (6)-(7) Vakuum; (7)-(8) Glas; (9) Umgebung] 15
Abbildung 10: Teststand 16
Abbildung 11: Anordnung der Heizelemente 17
Abbildung 12: Dämmung am Ende 18
Abbildung 13: Detailansicht zur Verdeutlichung des geringen Platzes im Absorberrohr 19
Abbildung 14: Heizelemente 20
Abbildung 15: Anordnung der Thermoelemente 21
Abbildung 16:Querschnitt des Kupferrohres 22
Abbildung 17: Befestigungsdraht 23
Abbildung 18:Gesamtes Heizpaket 24

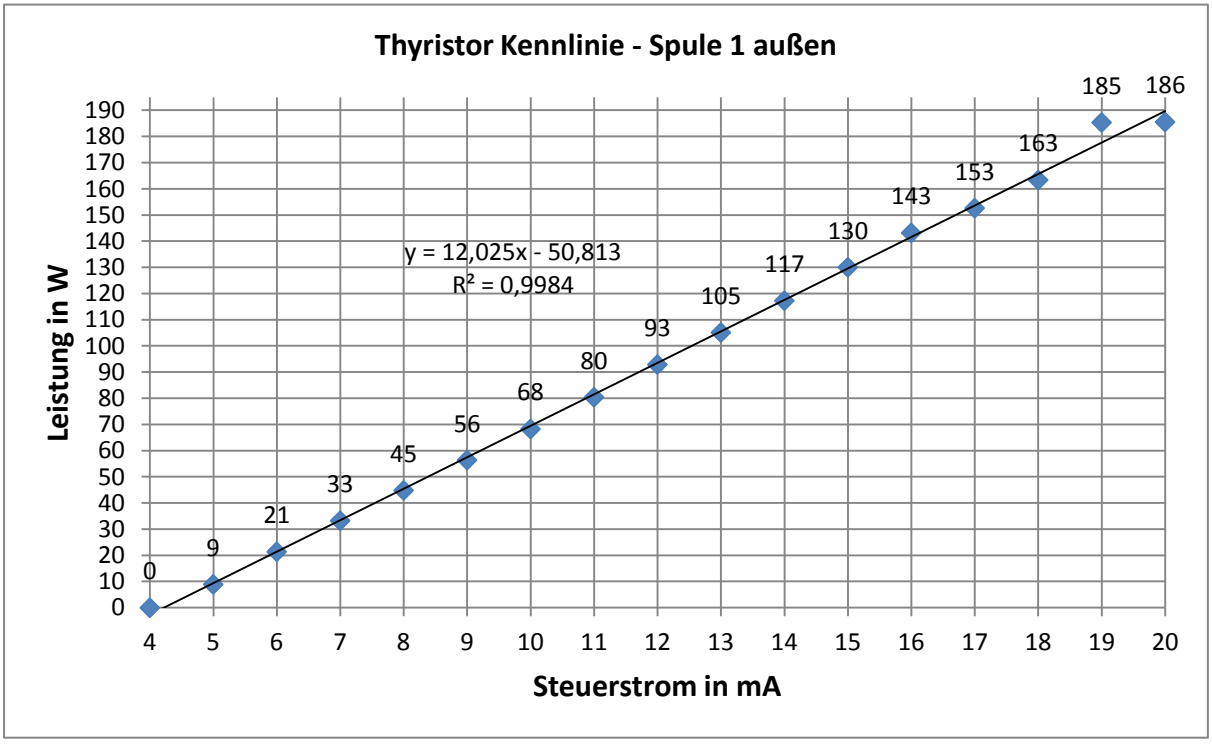
Abbildung 19: Schematischer Aufbau des Teststandes (blau…Steuerstromleitungen, rot... Spannungsversorgung, grün…Datenleitungen) 27
Abbildung 20: Testrohr für verschiedenste Versuche 29
Abbildung 21: Temperaturverlauf am Messingrohr 30
Abbildung 22: Thermoelement zur Messung der Absorberinnenrohrtemperatur inklusive Abschirmung 31
Abbildung 23: Einheitssprung Heizstab 33
Abbildung 24: Einheitssprung Spule 1 innen 34
Abbildung 25: Verlustwärmestrom 35
Abbildung 26: Wärmebild des beheizten Kupferrohres bei ε= 0,75 36
Abbildung 27: Messreihe an einem Absorber 37
Abbildung 28: Temperaturverlauf am Absorber 41
Abbildung 29: Ermittlung des Emissionskoeffizienten 42
Abbildung 30: Vergleich Messergebnisse zwischen Einsiedler Receivern und Schott PTR 70 43
Abbildung 31: Streuung der Absorberverlustleistung bei einer Absorbertemperatur von 325 °C 44
Abbildung 32: Verlauf der Absorbertemperaturen/Heizleistungen im stationären Zustand 46
Abbildung 33: Verlauf der Kupfer-/Glasoberflächentemperaturen im stationären Zustand 47

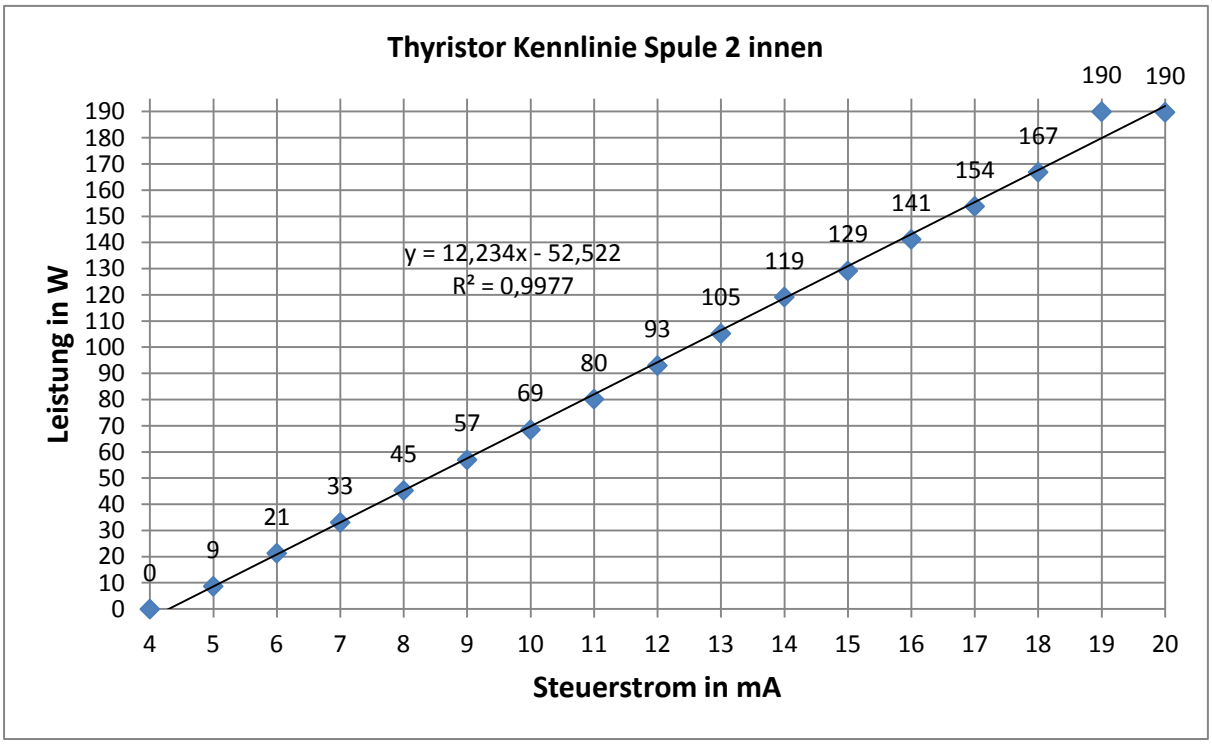
10. Anhang

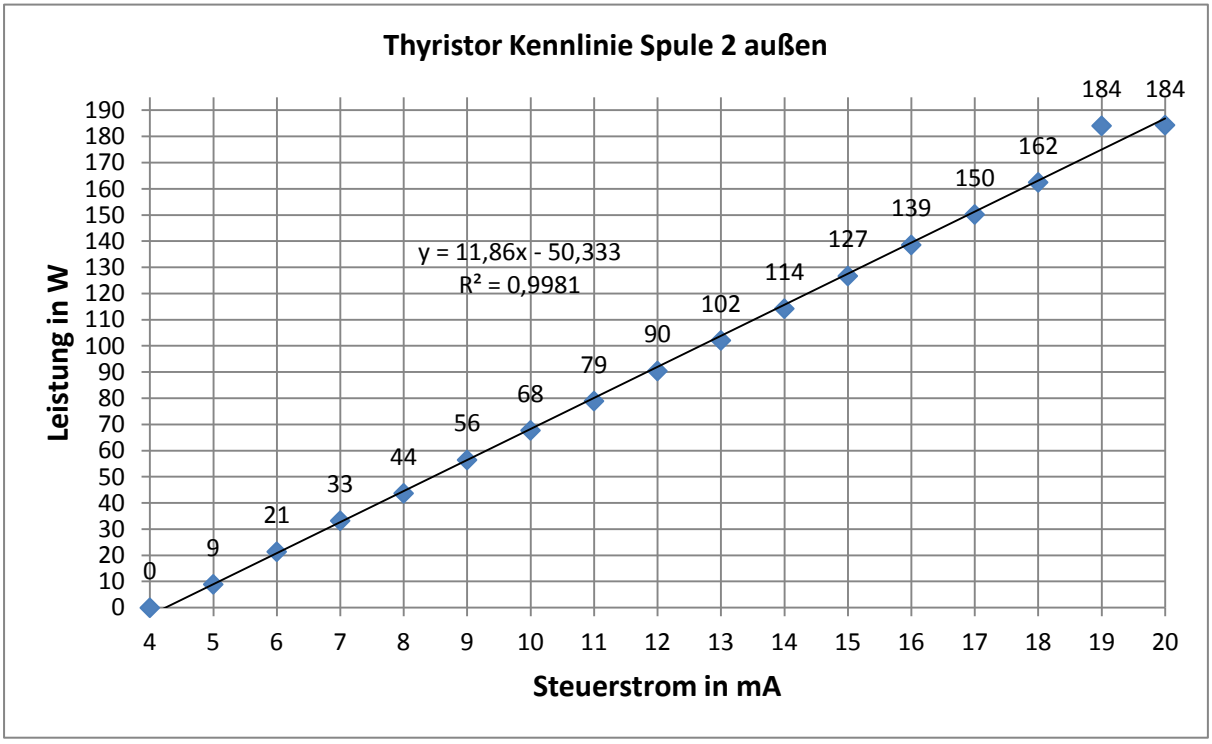
10.1 Anhang A





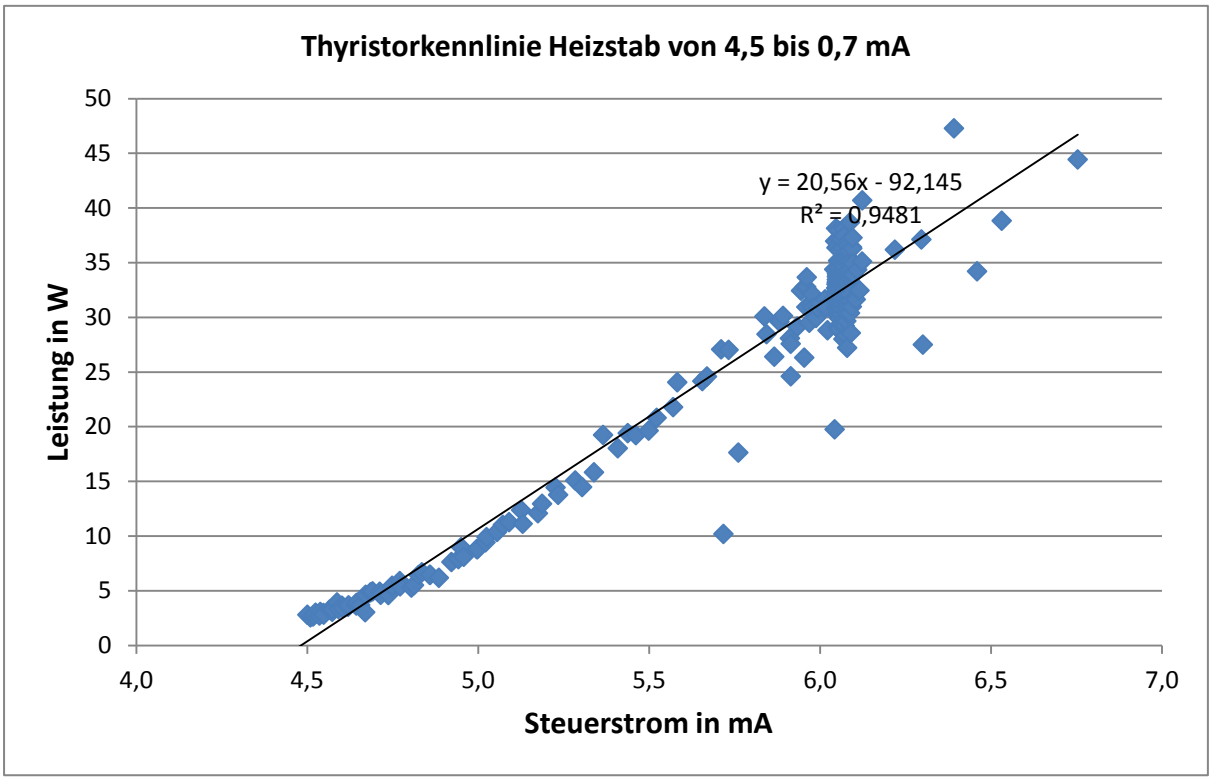

Thyristor Kennlinie - Spule 1 außen
y = 12,025x - 50,813
R² = 0,9984
Leistung in W
Steuerstrom in mA
0 9 21 33 45 56 68 80 93 105 117 130 143 153 163 185 186

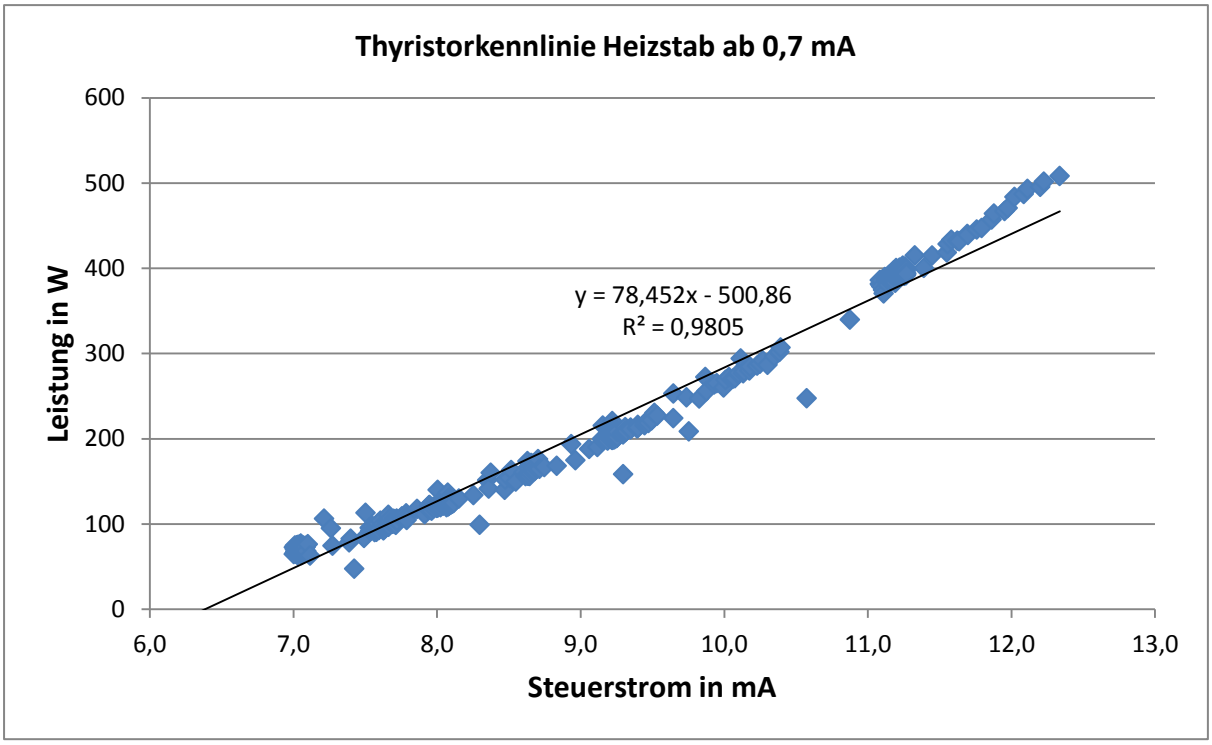

Thyristor Kennlinie Spule 2 innen
y = 12,234x - 52,522
R² = 0,9977
Leistung in W
Steuerstrom in mA
0 9 21 33 45 57 69 80 93 105 119 129 141 154 167 190 190



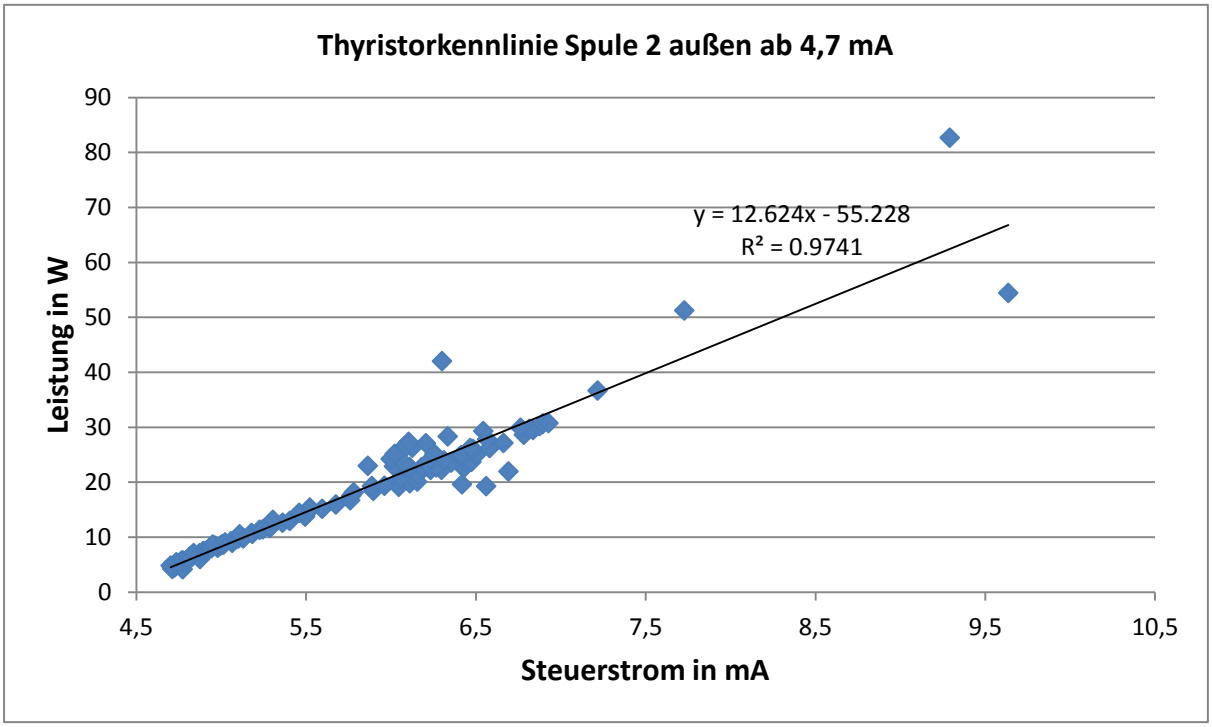
10.2 Anhang B

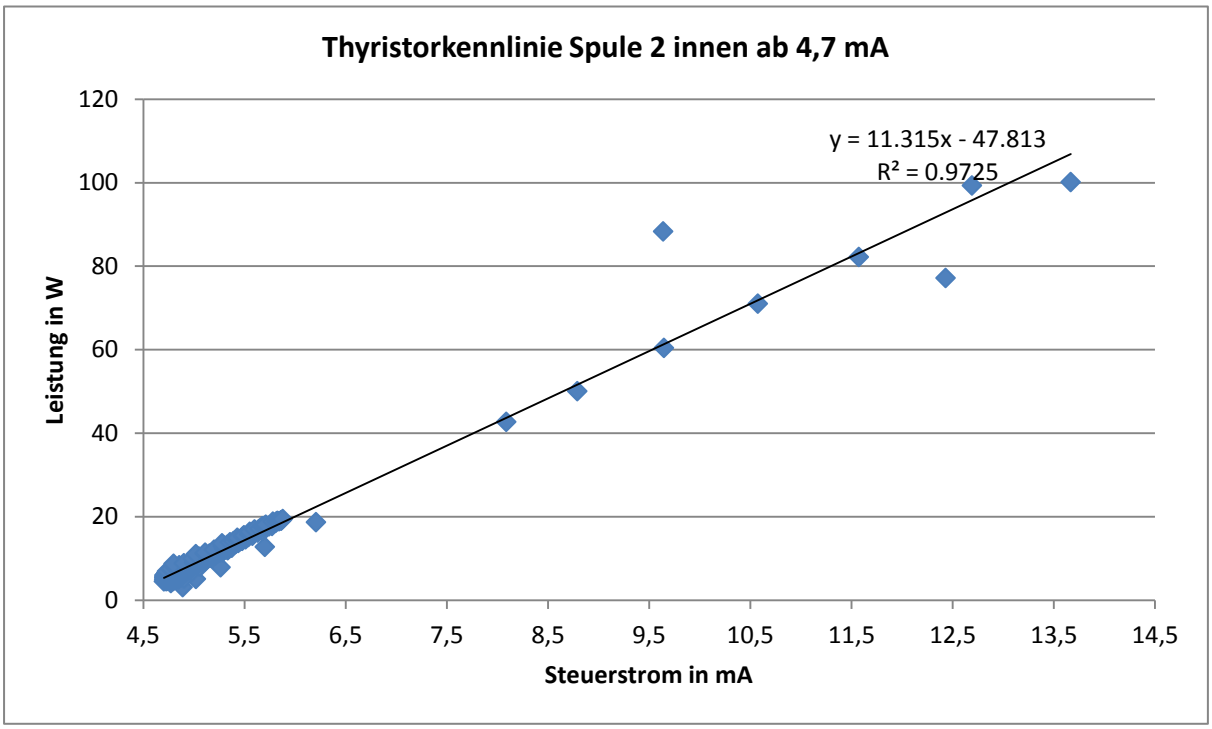
Verbesserte Leistungskennlinien

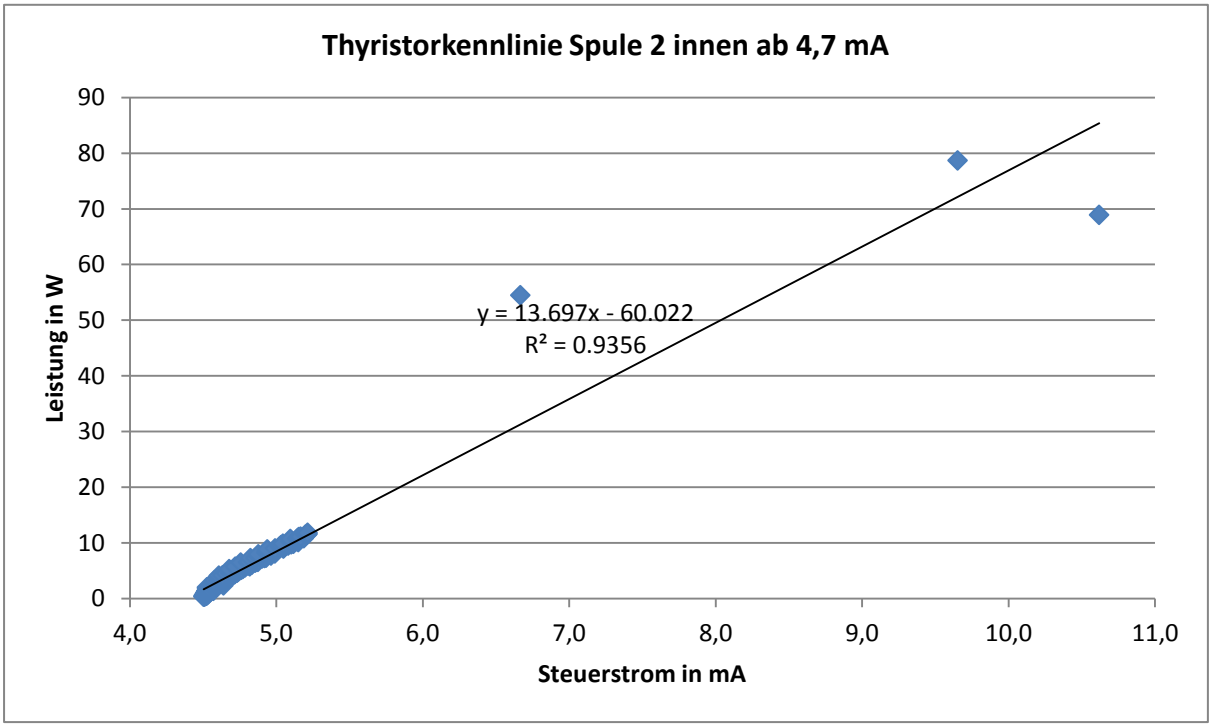




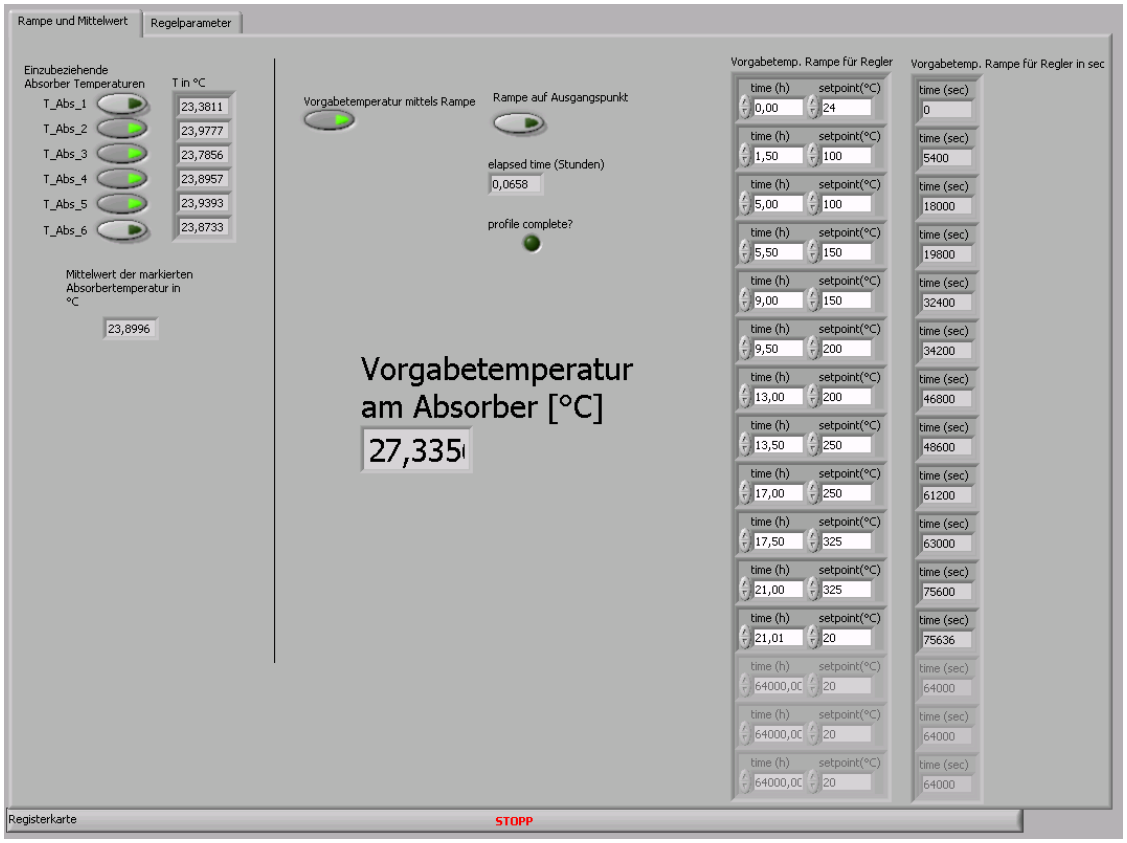
Für die Spule 1 außen wurde die gleiche Funktion wie bei Spule 2 außen gewählt, da diese nicht an das Wattmeter angeschlossen ist.

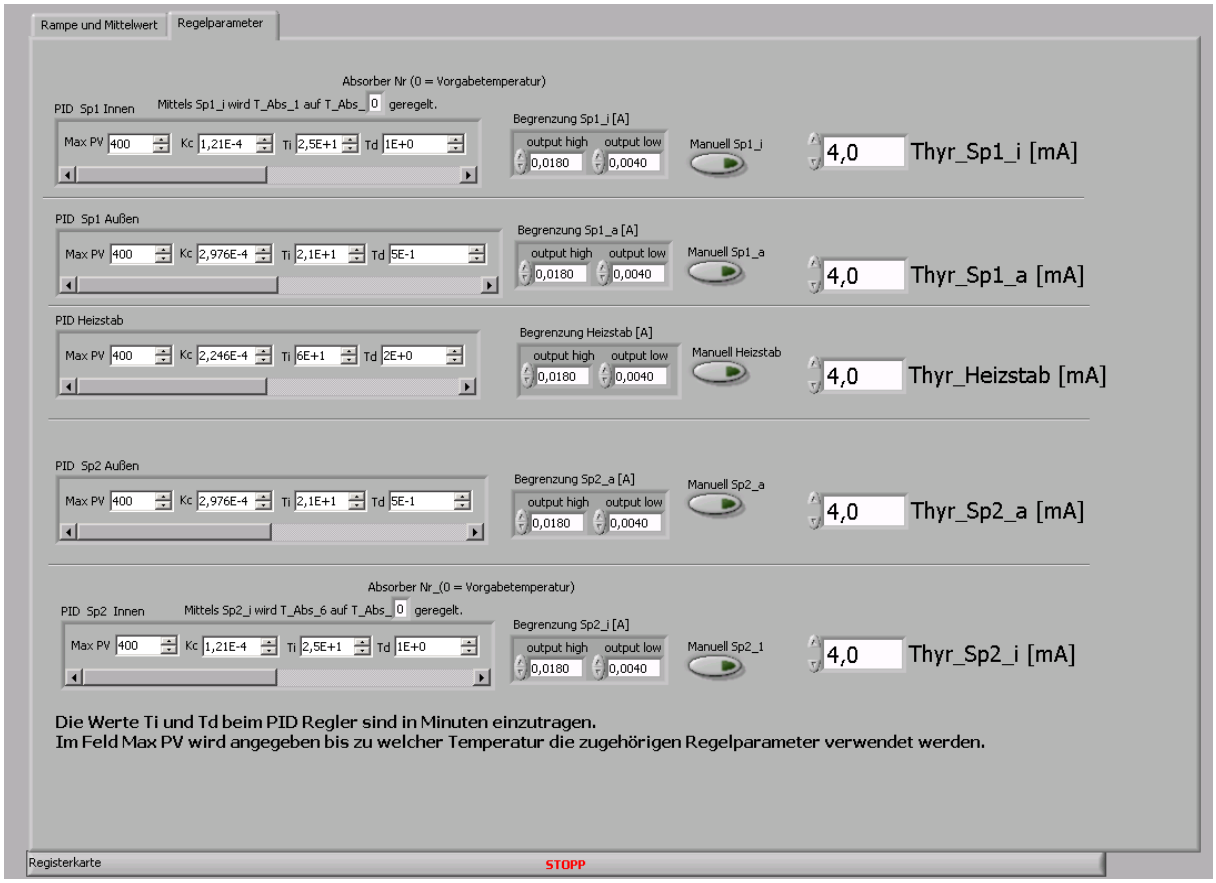


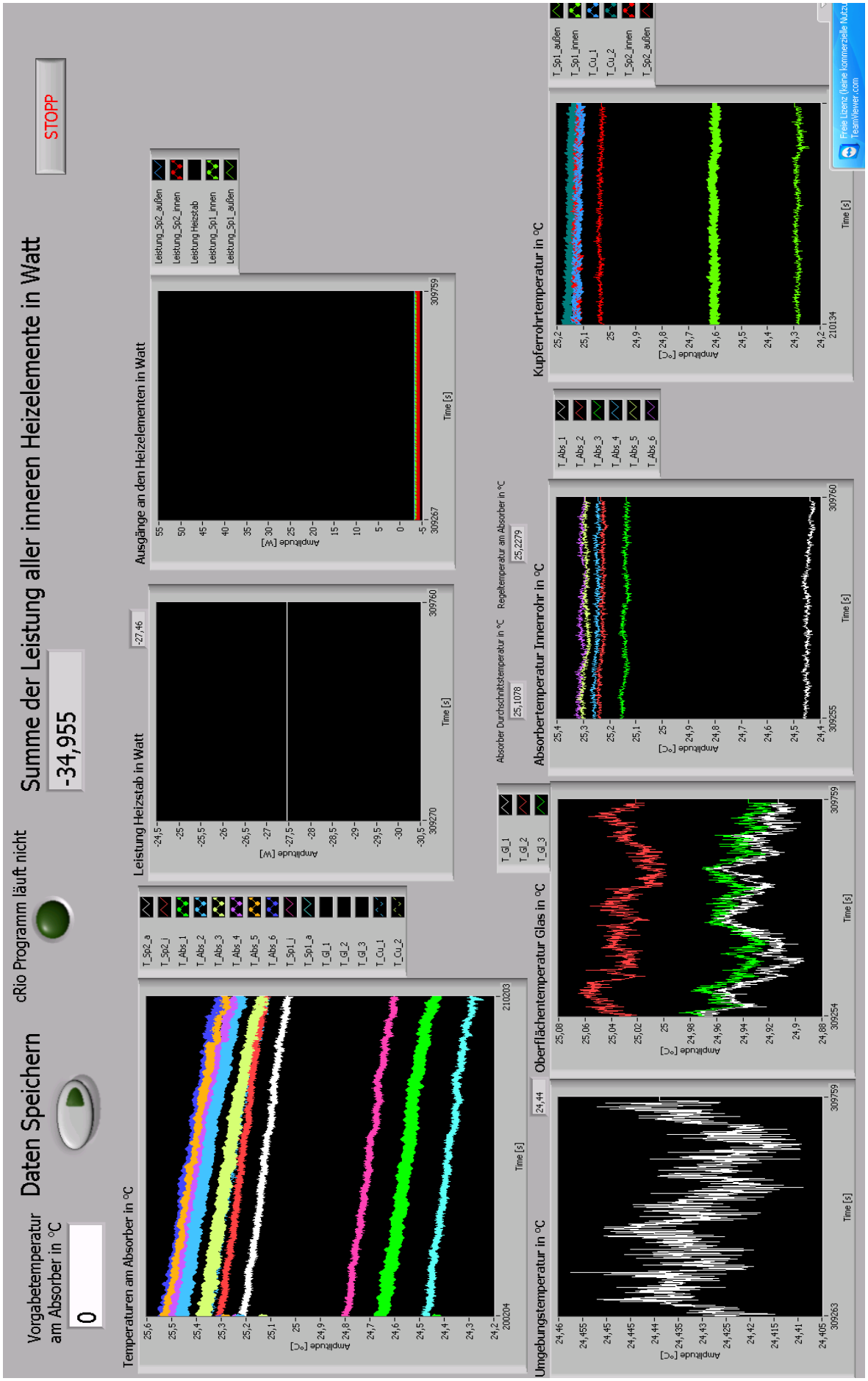

Thyristorkennlinie Spule 2 innen ab 4,7 mA
y = 11.315x - 47.813
R² = 0.9725
Leistung in W
Steuerstrom in mA
0
20
40
60
80
100
120
4,5
5,5
6,5
7,5
8,5
9,5
10,5
11,5
12,5
13,5
14,5


Thyristorkennlinie Spule 2 innen ab 4,7 mA
y = 13.697x - 60.022
R² = 0.9356
Leistung in W
Steuerstrom in mA
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
4,0
5,0
6,0
7,0
8,0
9,0
10,0
11,0

10.3 Anhang C


Rampe und Mittelwert
Regelparameter
Einzubeziehende Absorber Temperaturen
T in °C
T_Abs_1
23,3811
T_Abs_2
23,9777
T_Abs_3
23,7856
T_Abs_4
23,8957
T_Abs_5
23,9393
T_Abs_6
23,8733
Mittelwert der markierten Absorbertemperatur in °C
23,8996
Vorgabetemperatur mittels Rampe
Rampe auf Ausgangspunkt
elapsed time (Stunden)
0,0658
profile complete?
Vorgabetemperatur am Absorber [°C]
27,335
Vorgabetemp. Rampe für Regler
Vorgabetemp. Rampe für Regler in sec
time (h) setpoint(°C)
0,00 24
1,50 100
5,00 100
5,50 150
9,00 150
9,50 200
13,00 200
13,50 250
17,00 250
17,50 325
21,00 325
21,01 20
time (sec)
0
5400
18000
19800
32400
34200
46800
48600
61200
63000
75600
75636
64000
Registerkarte
STOPP


Rampe und Mittelwert
Regelparameter
Absorber Nr (0 = Vorgabetemperatur)
PID Sp1 Innen
Mittels Sp1_i wird T_Abs_1 auf T_Abs_ 0 geregelt.
Max PV 400 Kc 1,21E-4 Ti 2,5E+1 Td 1E+0
Begrenzung Sp1_i [A]
output high 0,0180 output low 0,0040
Manuell Sp1_i
4,0 Thyr_Sp1_i [mA]
PID Sp1 Außen
Max PV 400 Kc 2,976E-4 Ti 2,1E+1 Td 5E-1
Begrenzung Sp1_a [A]
output high 0,0180 output low 0,0040
Manuell Sp1_a
4,0 Thyr_Sp1_a [mA]
PID Heizstab
Max PV 400 Kc 2,246E-4 Ti 6E+1 Td 2E+0
Begrenzung Heizstab [A]
output high 0,0180 output low 0,0040
Manuell Heizstab
4,0 Thyr_Heizstab [mA]
PID Sp2 Außen
Max PV 400 Kc 2,976E-4 Ti 2,1E+1 Td 5E-1
Begrenzung Sp2_a [A]
output high 0,0180 output low 0,0040
Manuell Sp2_a
4,0 Thyr_Sp2_a [mA]
Absorber Nr_(0 = Vorgabetemperatur)
PID Sp2 Innen
Mittels Sp2_i wird T_Abs_6 auf T_Abs_ 0 geregelt.
Max PV 400 Kc 1,21E-4 Ti 2,5E+1 Td 1E+0
Begrenzung Sp2_i [A]
output high 0,0180 output low 0,0040
Manuell Sp2_1
4,0 Thyr_Sp2_i [mA]
Die Werte Ti und Td beim PID Regler sind in Minuten einzutragen.
Im Feld Max PV wird angegeben bis zu welcher Temperatur die zugehörigen Regelparameter verwendet werden.
Registerkarte
STOPP


Vorgabetemperatur am Absorber in °C
0
Daten Speichern
cRio Programm läuft nicht
Summe der Leistung aller inneren Heizelemente in Watt
-34,955
STOPP
Temperaturen am Absorber in °C
Leistung Heizstab in Watt
Ausgänge an den Heizelementen in Watt
Absorber Durchschnittstemperatur in °C
25,1078
Regeltemperatur am Absorber in °C
25,2279
Absorbertemperatur Innenrohr in °C
Kupferrohrtemperatur in °C
Oberflächentemperatur Glas in °C
Umgebungstemperatur in °C
Amplitude [°C]
Amplitude [W]
Time [s]
Leistung_Sp2_außen
Leistung_Sp2_innen
Leistung Heizstab
Leistung_Sp1_innen
Leistung_Sp1_außen
T_Sp2_a
T_Sp2_i
T_Abs_1
T_Abs_2
T_Abs_3
T_Abs_4
T_Abs_5
T_Abs_6
T_Sp1_i
T_Sp1_a
T_Gl_1
T_Gl_2
T_Gl_3
T_Cu_1
T_Cu_2
T_Sp1_außen
T_Sp1_innen
T_Sp2_innen
T_Sp2_außen
Free Lizenz (keine kommerzielle Nutzu
TeamViewer.com

10.4 Anhang D

Calibration Certificate

Certificate No. T012616

Model: 600S-2 220V+PE S/N: 84554

Range: AMBIENT TO 600°C / 1112°F Calibration date: 02-02-01

CALIBRATION EQUIPMENT:

Primary reference sensor	: Rosemount 162 CE	Reg. No. T014
Calib. reference sensor	: AMJ	Reg. No. T067
Calibration instruments	: DTI1000	Reg. No. E051

CALIBRATION TRACEABILITY and PROCEDURE:

Calibration traceability	: According to ITS 90, NPL, DANARK (DK) accreditation No. 200
Calibration procedure	: See enclosed

CALIBRATION CONDITIONS:

Calibration point	: Bottom of wall	
Calibration uncertainty	: Less than ±0.1°C / ±0.18°F	
Ambient calibration temp.	: 22.6°C ±0.7°C / 72.6°F ±1.3°F	Reg. No. E060

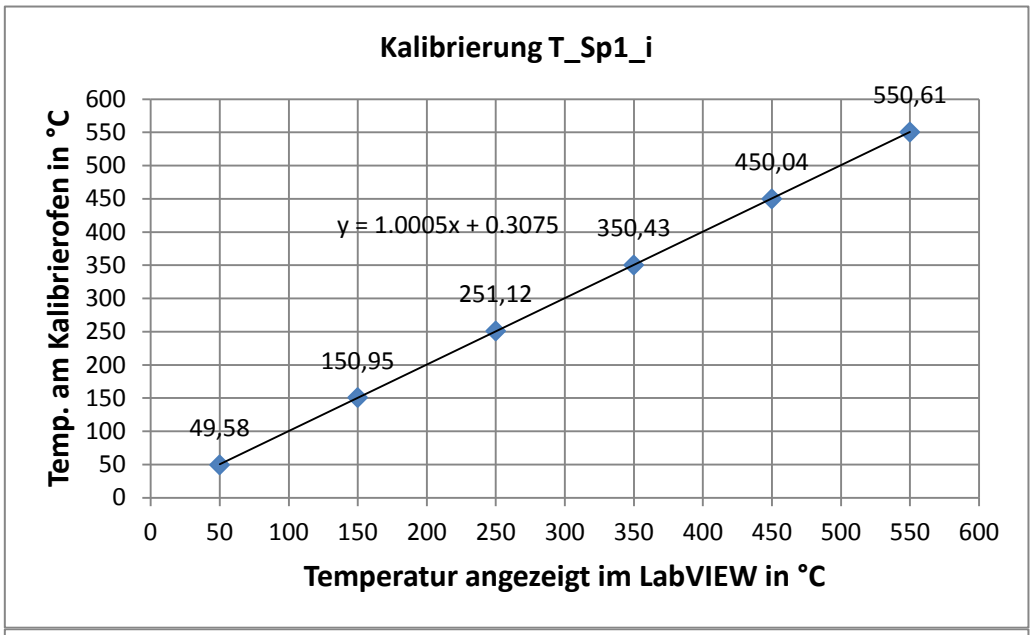
CALIBRATION RESULTS: **These are test results not a specification**

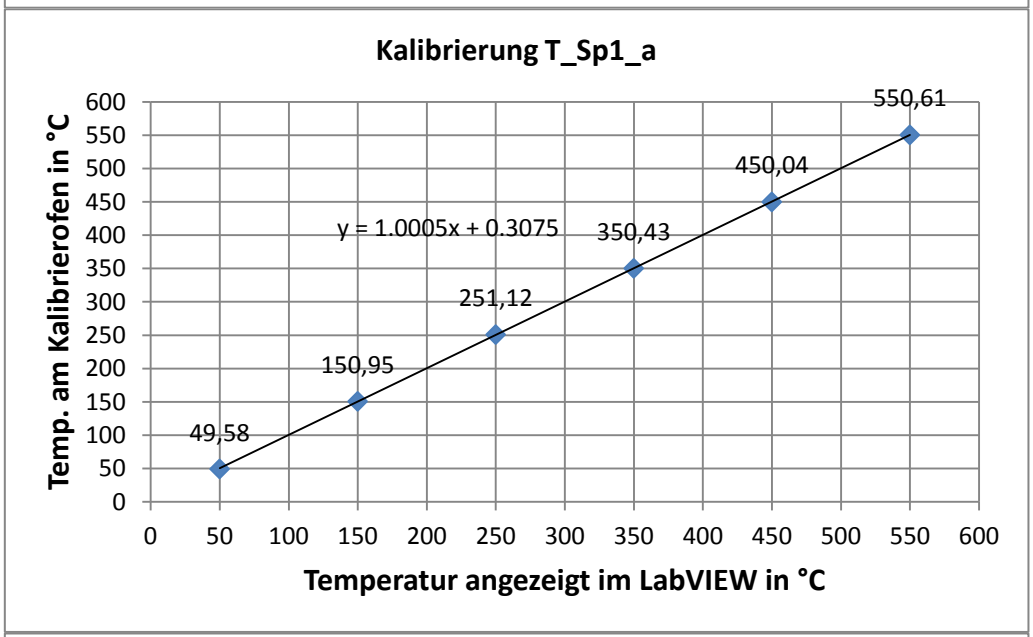
Temperature Set Value		Temperature Read Value		Temperature True Value		Temperature Deviation	
°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F
600	1112	600	1112	600.0	1111.9	0.0	0.1
400	752	400	752	400.3	752.6	-0.3	-0.6
200	392	200	392	200.0	392.0	-0.0	-0.0
100	212	100	212	99.5	211.0	0.5	1.0

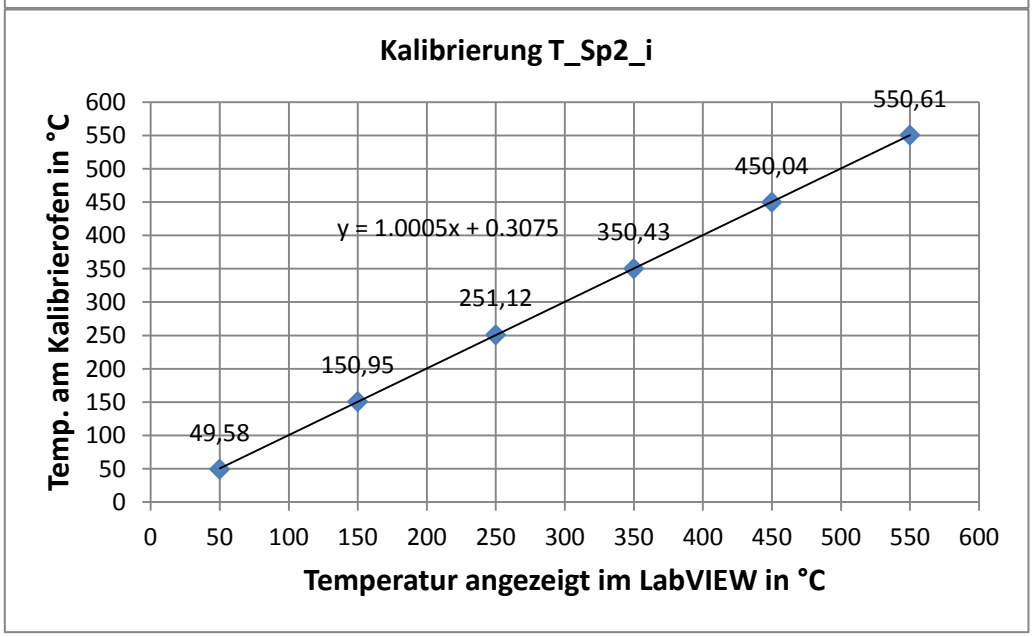
Operator: HPH Inspector: FM Date: 02-02-01

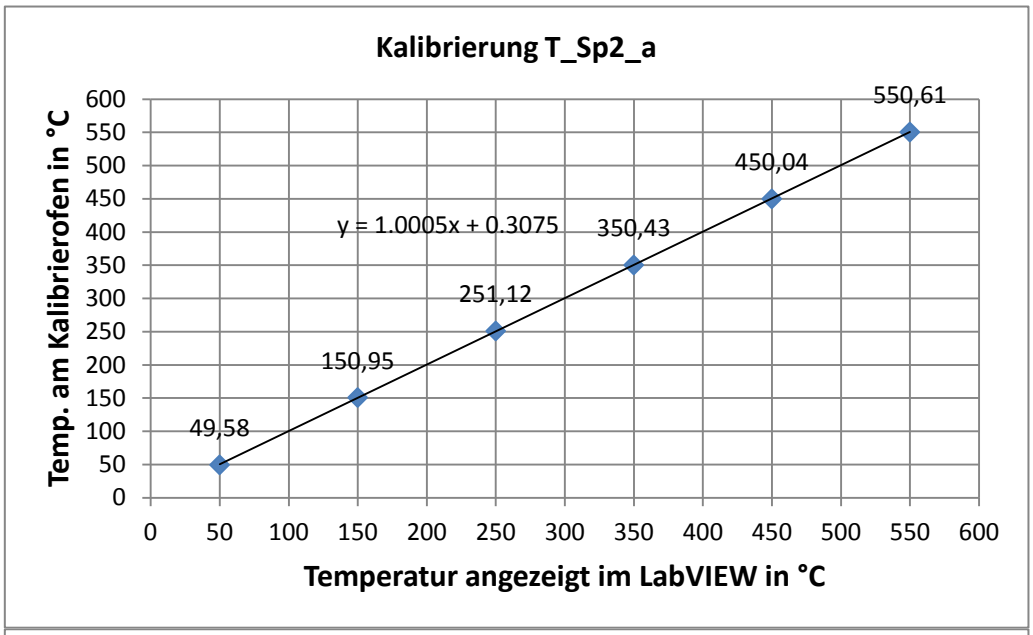
AMETEK Denmark A/S
E-Mail: ametek@ametek.dk
WEB: www.ametek.com/tci
GYDEVANG 32-34
DK-3450 ALLERØD
DENMARK
TEL +45 4816 8000
FAX +45 4816 8080

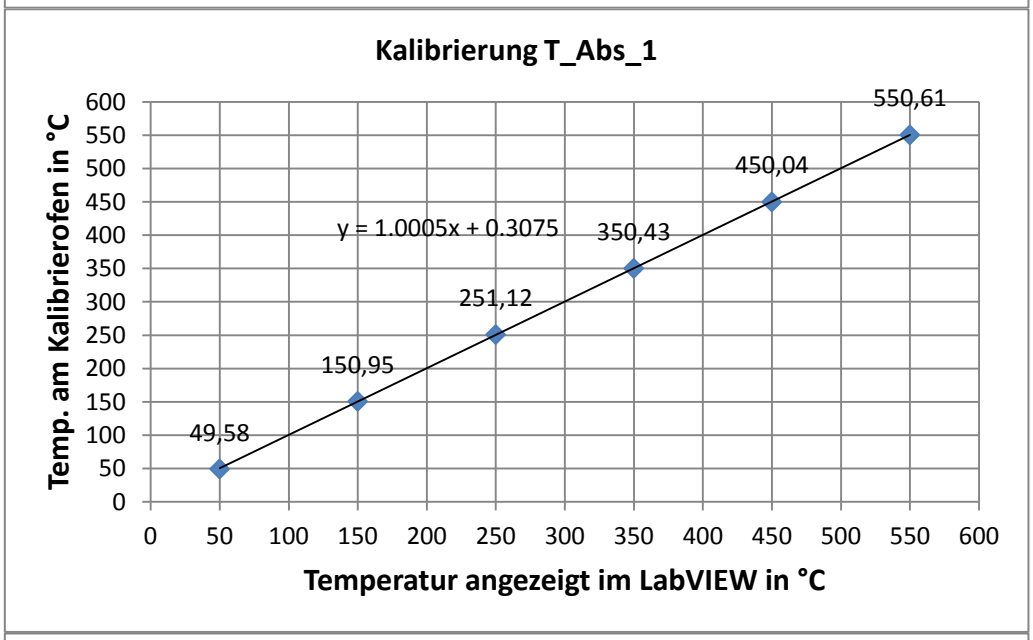
AMETEK®
CALIBRATION INSTRUMENTS

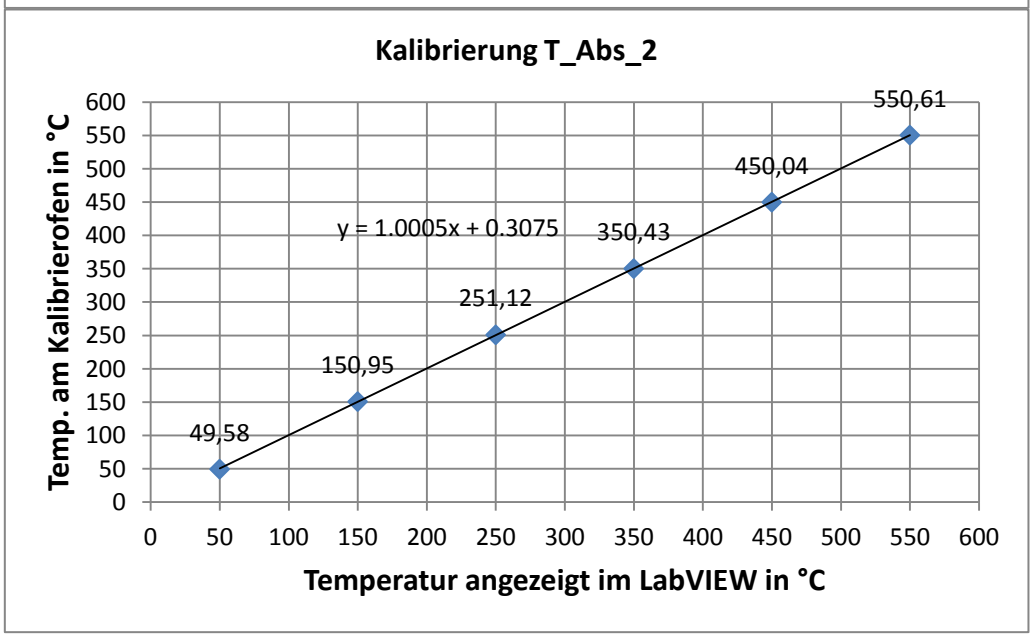

Kalibrierung T_Sp1_i
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

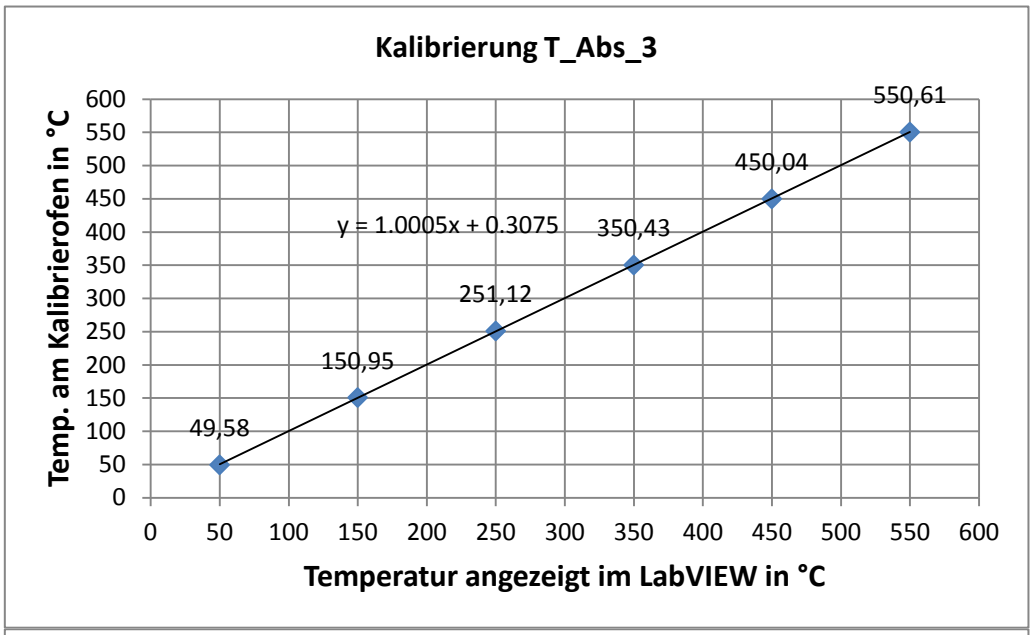

Kalibrierung T_Sp1_a
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

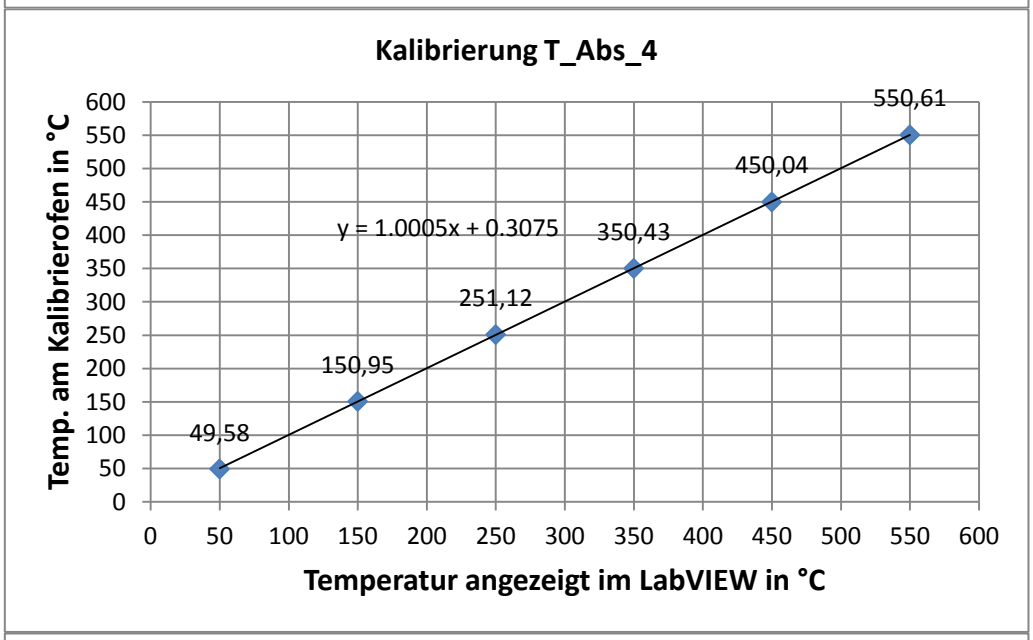

Kalibrierung T_Sp2_i
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

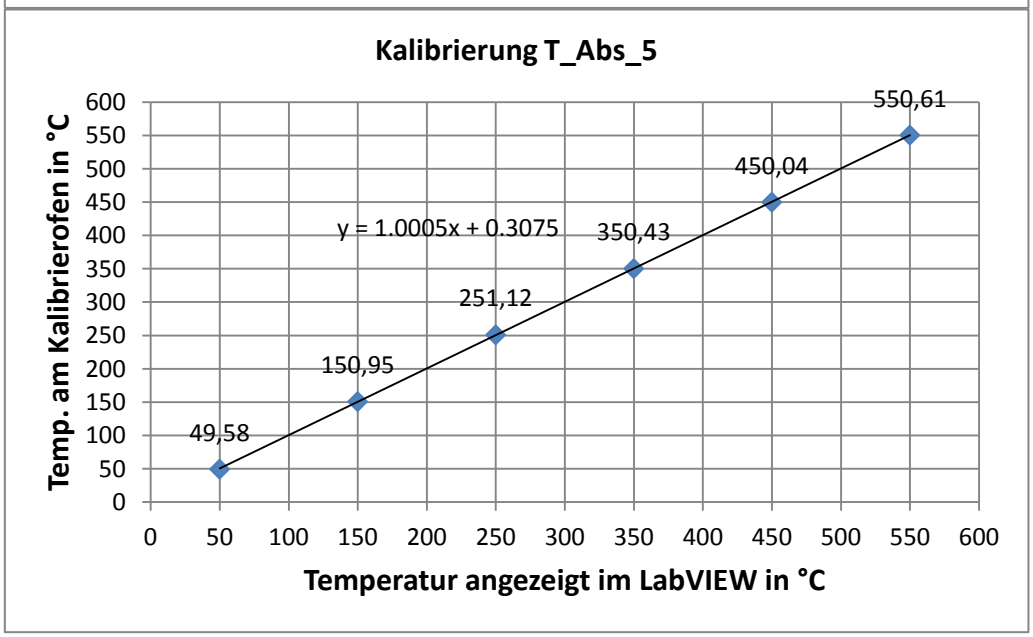

Kalibrierung T_Sp2_a
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

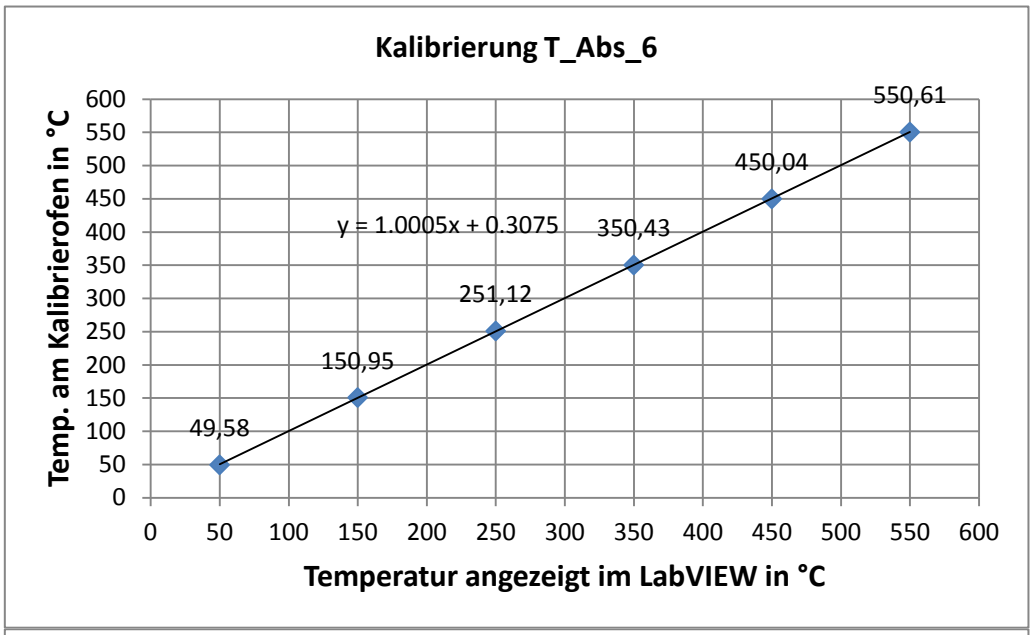

Kalibrierung T_Abs_1
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

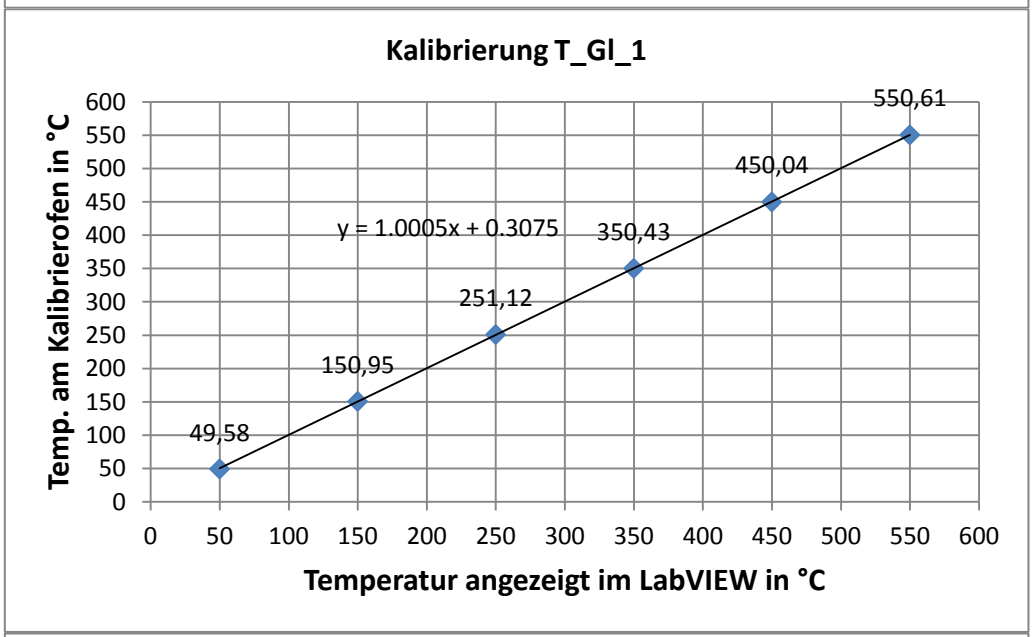

Kalibrierung T_Abs_2
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

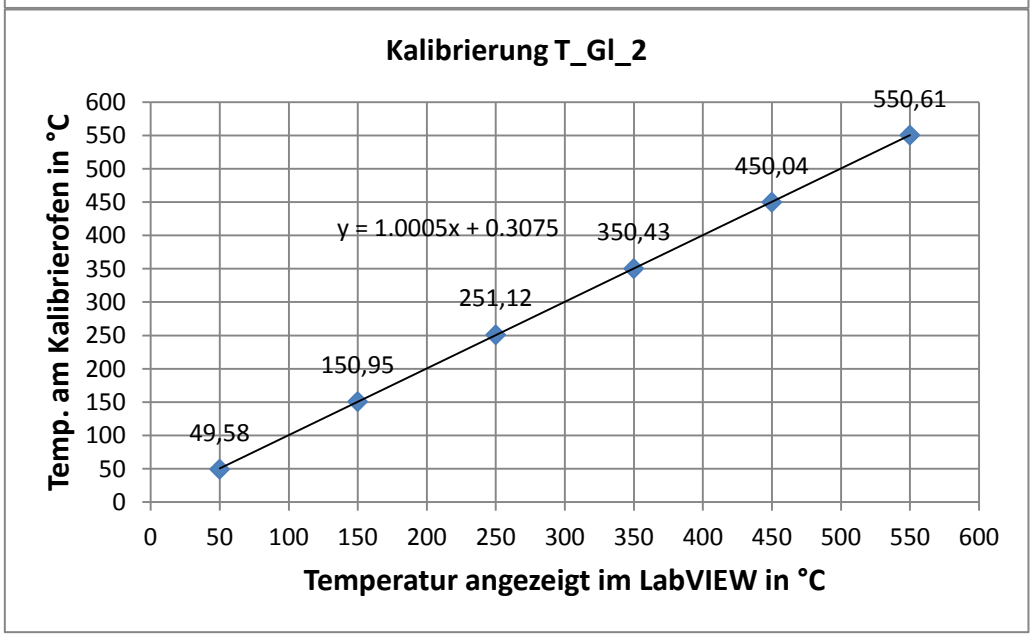

Kalibrierung T_Abs_3
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

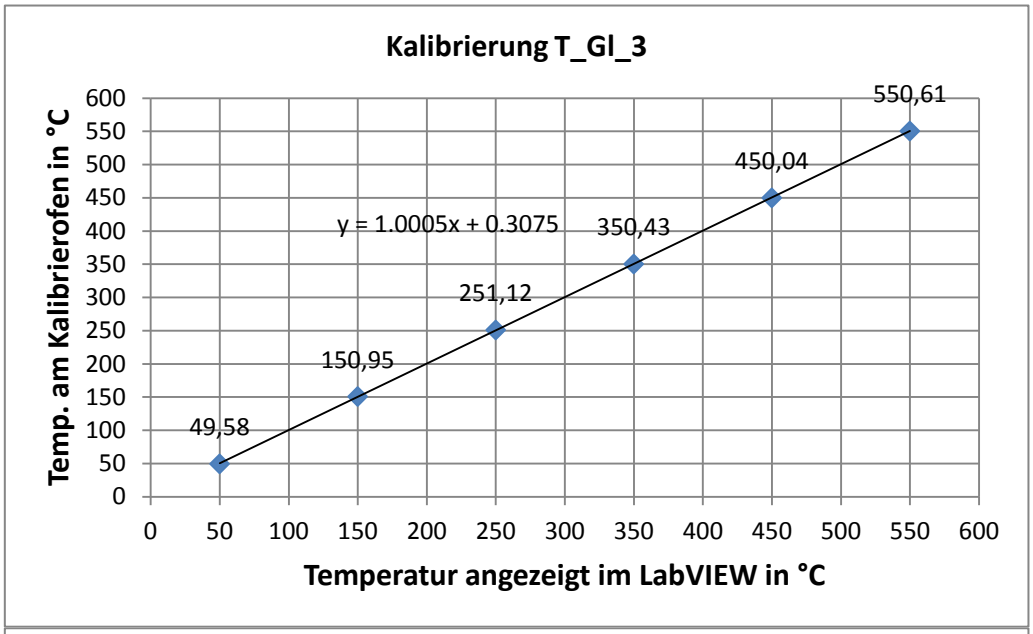

Kalibrierung T_Abs_4
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

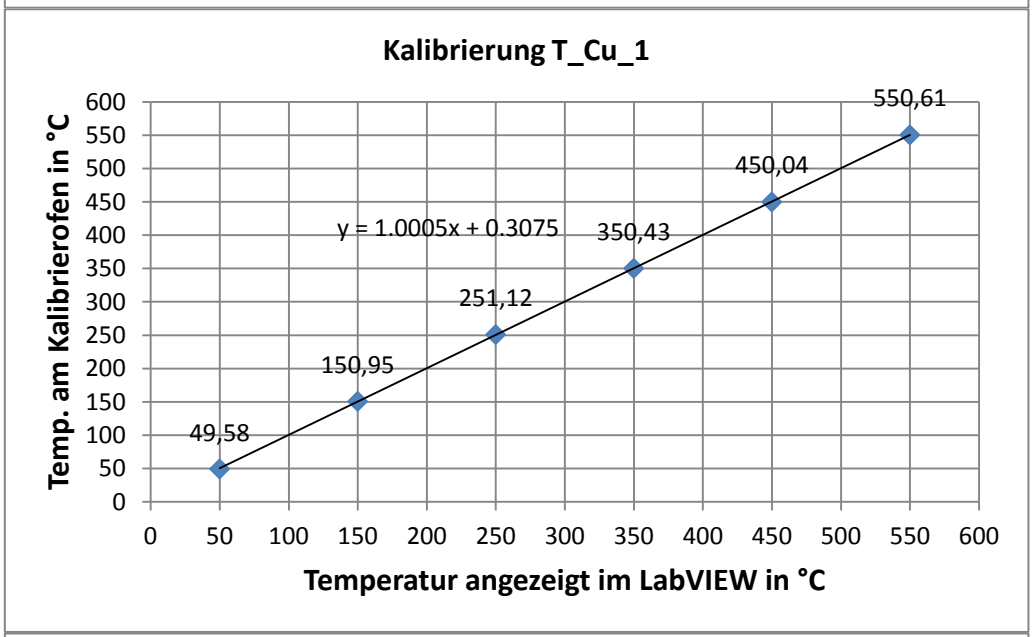

Kalibrierung T_Abs_5
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

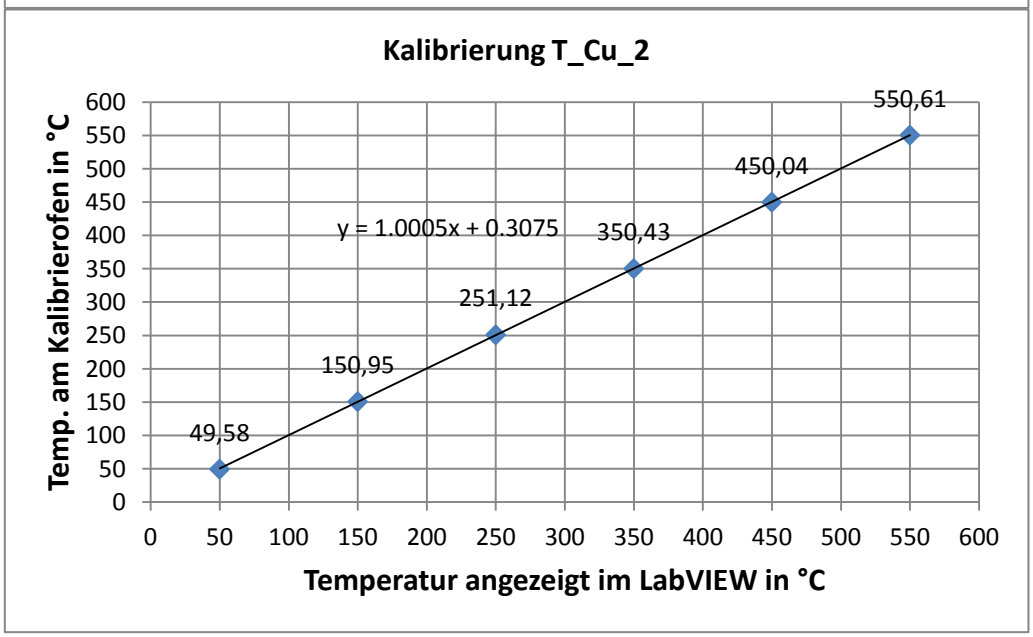

Kalibrierung T_Abs_6
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600

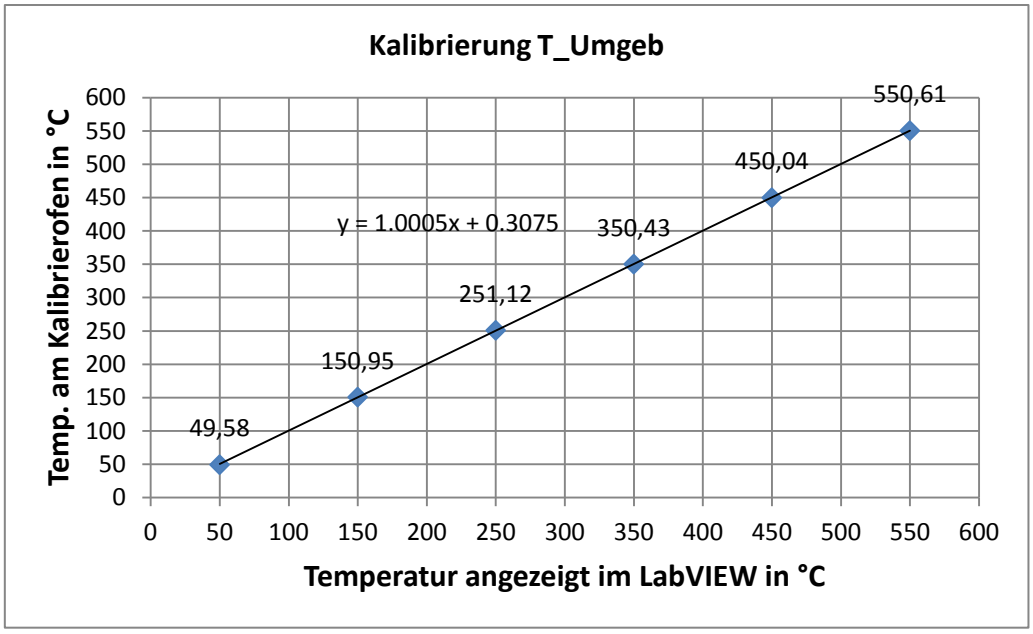

Kalibrierung T_Gl_1
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600


Kalibrierung T_Gl_2
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600


Kalibrierung T_Gl_3
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600


Kalibrierung T_Cu_1
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600


Kalibrierung T_Cu_2
Temp. am Kalibrierofen in °C
Temperatur angezeigt im LabVIEW in °C
y = 1.0005x + 0.3075
49,58
150,95
251,12
350,43
450,04
550,61
0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600



10.5 Anhang E

Folgende Stoffdaten sind im MATLAB Simulink Modell verwendet worden:

Umgebungstemperatur

T_u=293,15 K

Stefan-Boltzmann Konstante

σ=293,15 W / (m^2 K^4)

Heizstab

λ=16 W / (m K)

c_p= 540 J / (kg K)

ε= 0,79

ρ= 8E3 kg / m^3

Kupferrohr

λ=350 W / (m K)

c_p= 415 J / (kg K)

ε= 0,75

ρ= 8,75E3 kg / m^3

Absorberrohr

λ=18.5 W / (m K)

c_p= 520 J / (kg K)

ε_{innen}= 0,79

$\varepsilon_{außen}$= 0,3

ρ= 7,6E3 kg / m^3

Glasrohr

λ=1,2 W / (m K)

c_p= 0,98E3 J / (kg K)

ε= 0,92

ρ= 2,23E3 kg / m^3

Stoffwertpolynome für Luft:

Kinematische Viskosität in m^2 / s:

ν(T) = 2,84934954E-23 m^2 / (s K^6) T^6 - 1,20642079E-19 m^2 / (s K^5) T^5 + 2,20851701E-16 m^2 / (s K^4) T^4 - 2,37507303E-13 m^2 / (s K^3) T^3 + 2,33894544E-10 m^2 / (s K^2) T^2 - 8,57062000E-10 m^2 / (s K) T + 6,63236321E-08 m^2 / s

Dynamische Viskosität in kg / (m s):

η(T) = -2,05818535E-23 kg / (m s K^6) T^6 + 8,41158476E-20 kg / (m s K^5) T^5 - 1,50007890E-16 kg / (m s K^4) T^4 + 1,57635495E-13 kg / (m s K^3) T^3 - 1,14932478E-10 kg / (m s K^2) T^2 + 8,76845288E-08 kg / (m s K) T - 6,54861774E-07 kg / (m s)

Volumsausdehnungskoeffizient in 1 / K:

β(T) = 1,04264921E-19 K^{-7} T^6 - 4,08548374E-16 K^{-6} T^5 + 6,69314594E-13 K^{-5} T^4 - 5,93301926E-10 K^{-4} T^3 + 3,06806655E-07 K^{-3} T^2 - 9,23824747E-05 K^{-2} T + 1,49594275E-02 K^{-1}

Prandtlahl:

Pr(T) = -2,40173557E-19 K^{-6} T^6 + 1,30127851E-15 K^{-5} T^5 - 2,31874102E-12 K^{-4} T^4 + 1,51429748E-09 K^{-3} T^3 + 5,46903215E-08 K^{-2} T^2 - 3,67726314E-04 K T + 7,87514245E-01

Dichte in kg / m^3:

$\rho(T)$ = 3.55007673E-17 kg / (m^3 K^6) T^6 - 1.39069723E-13 kg / (m^3 K^5) T^5 + 2.27838316E-10 kg / (m^3 K^4) T^4 - 2.02059564E-07 kg / (m^3 K^3) T^3 + 1.04622483E-04 kg / (m^3 K^2) T^2 - 3.15898301E-02 kg / (m^3 K) T + 5.14462019 kg / m^3

Isobare Wärmekapazität in J / (kg K):

c_p = -1.54555573E-15 J / (kg K^7) T^6 + 6.25736715E-12 J / (kg K^6) T^5 - 1.00770290E-08 J / (kg K^5) T^4 + 7.83179460E-06 J / (kg K^4) T^3 - 2.72325458E-03 J / (kg K^3) T^2 + 4.12990633E-01 J / (kg K^2) T + 9.83884997E+02 J / (kg K)

Wärmeleitfähigkeit in W / (m K):

$\lambda(T)$ = -9.07954040E-21 W / (m K^7) T^6 + 4.71649134E-17 W / (m K^6) T^5 - 1.04847823E-13 W / (m K^5) T^4 + 1.34762061E-10 T^3 W / (m K^4) - 1.16325081E-07 W / (m K^3) T^2 + 1.17226078E-04 W / (m K^2) T - 1.21187686E-03 W / (m K)