

Betreut durch:

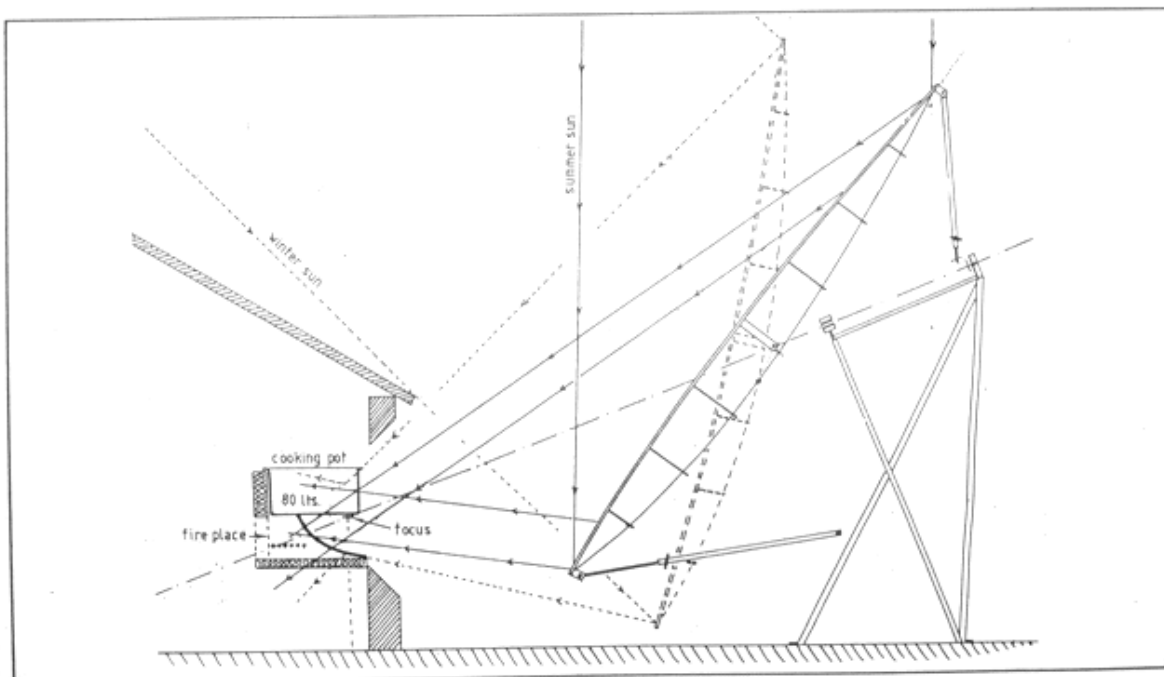
Universität Karlsruhe (TH)
Institut für Kerntechnik und Reaktorsicherheit
Lehrstuhl o. Prof. Dr. Dr. h. c. Dan G. Cacuci

Im Auftrag von:

FH Aachen, Abteilung Jülich
Solarthermische Gruppe, SIJ
Prof. Dr. K. Schwarzer

Studienarbeit vorgelegt von Hans-Christoph Müller

Anbindung eines Stein-Öl-Wärmespeichers an einen Fix-Fokus-Parabolspiegel



Beginn: April 1995

Ende: November 1995

Betreuer: Dr. Ing. Volker Heinzel

Aufgabensteller: Prof. Dr. K. Schwarzer

Diese Web-Version enthält leider einige qualitativ schlechte Bilder.
Dipl. Ing. Christoph Müller, Email: chris@hc-solar.de

Inhalt

- 1. Die Anlage im Überblick**
 - 1.1. Allgemeine Einführung
 - 1.2. Das Fix-Fokus-Parabol
 - 1.3. Mathematische Grundlagen des Fix-Fokus-Parabols
 - 1.4. Die Wärmespeicherung
- 2. Die Aufgabenstellung**
- 3. Wahl des Absorbers**
- 4. Der Wärmeträger**
- 5. Untersuchung der Leistung des Parabols**
- 6. Untersuchung der Energiestromdichteverteilung über der Empfängerfläche**
- 7. Konstruktive Auslegung des Hohlraumes**
- 8. Die Simulation**
 - 8.1. Das mathematische Modell des Hohlraumempfängers
 - 8.1.1. Der Hohlraumempfänger mit Glasabdeckung
 - 8.1.2. Der Hohlraumempfänger ohne Glasabdeckung
 - 8.2. Simulation des Stillstandes
 - 8.3. Die Anlagensimulation
 - 8.3.1. Der Wärmeverlust der Rohre
 - 8.3.2. Die Wärmeabgabe des Kühlers
 - 8.3.3. Die Massenstromberechnung
 - 8.4. Das Programm
- 9. Der Meßstand**
 - 9.1. Der Absorber
 - 9.2. Der Kühler
 - 9.4. Das Wechselventil
 - 9.5. Der Verdampfer
 - 9.6. Die Meßeinrichtung
- 10. Die Meßergebnisse**
 - 10.1. Der Wirkungsgrad
 - 10.2. Der Massenstrom
 - 10.3. Vergleich Simulation und Messung
- 11. Resultat und Verbesserungsvorschläge**

Verwendete Formelzeichen

a :	Temperaturleitfähigkeit, m^2/s
b:	Breite, m
c:	Konzentrationsverhältnis
c_p :	spezifische Wärmekapazität, kJ/kgK
d,D:	Durchmesser, m
g:	Erdbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$
h:	Höhe, m
I:	Einstrahlung, W/m^2
k:	Wärmedurchgangskoeffizient, $\text{W/m}^2 \text{ K}$
l,L:	Länge, m
p:	Druck, N/m^2
Q:	Wärmestrom, W
r,R:	Radius, m
s:	Dicke, m
t:	Zeit, s
w:	Geschwindigkeit, m/s
	Bimetallrechnung: spezifisches Arbeitsvermögen, $\text{N/mm}^2\text{K}^2$

Indizes

A:	Anfang
Abs:	Absorber
Apt:	Apertur
B:	Bimetall
c:	charakteristisch
eff:	effektiv
krit:	kritisch
L:	Luft
max:	Maximalwert
S:	Scheibe
sol:	Solar
stat:	statisch
Sp:	Speicher
u:	unterdrückt
verd:	verdampft
w:	Wand
zul:	zulässig

Griechische Zeichen

- : Optik: Absorptionskoeffizient
- Wärmetechnik: Wärmeübergangskoeffizient, W/m^2K
- : Thermischer Volumenausdehnungskoeffizient, $1/K$
- : Emissionsvermögen
- : Einfallswinkel der Strahlung zur Empfänger normalen
- : Divergenz der Sonnenstrahlen, $9,2 \text{ mrad}$
- : Wirkungsgrad
- : Optik: Wellenlänge, nm
- Wärmetechnik: Wärmeleitfähigkeit, W/mK
- : Neigungswinkel der Hohlraumöffnung
- : Kinematische Viskosität, m^2/s
- : Optik: Reflexionsvermögen
- Wärmetechnik: Dichte, kg/m^3
- : Stefan-Boltzman-Konstante, $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$
- : Transmissionsvermögen
- : Widerstandsbeiwert

Ähnlichkeitszahlen

$$Gr = \text{Grashof-Zahl} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2}$$

$$Pr = \text{Prandtl-Zahl} = \frac{\nu}{a}$$

$$Ra = \text{Raleigh-Zahl} = Gr \cdot Pr$$

Zusammenfassung

Eine bisher in den sogenannten Entwicklungsländern bewährte, konzentrierende Solaranlage soll mit einem Speicher versehen werden. Die Anlage besteht aus einem Parabolspiegel mit ortsfestem Brennpunkt (Fix-Fokus), in dem eine Temperatur von bis zu 600°C und eine Leistung von bis zu 4kW genutzt werden kann. Das System wurde bisher hauptsächlich zum Betrieb von Großküchen zur Versorgung von bis zu 100 Personen pro Parabolspiegel eingesetzt. Die Anlage arbeitet vor allem in den ariden Regionen der "Dritten" Welt, wie zum Beispiel in der Sahelzone wirtschaftlich. Hier wird die Brennstoffversorgung durch Holz immer knapper und damit teurer. Entsprechend der dortigen Infrastruktur ist die Anlage vom benutzten Material, sowie in den Verarbeitungsmethoden, optimal auf einen derartigen Standort abgestimmt. Zum Bau der Anlage werden nur vor Ort erhältliche Materialien, wie Stahlprofile, und eine einfache Schlossereiausstattung benötigt.

Um den Komfort der Anlage zu verbessern, soll der Speicher die Möglichkeit bieten, tageszeitlich unabhängig zu kochen, sowie plötzlich aufziehende Bewölkung auszugleichen. Der Speicher mit einer Kapazität von 40 kWh ist ein Zweistoffspeicher. Das heißt, er benutzt ein festes Medium zur Speicherung der Wärme, in diesem Fall sind das Kieselsteine, und ein flüssiges Medium zum Wärmetransport an die Steine, hier ist der Wärmeträger ein pflanzliches Öl.

Ein im Konzentrationsvermögen verbessertes Fix-Fokus-Parabol, sowie ein Prototyp des Speichers existieren bereits im Solarpark des Auftraggebers im Solarinstitut der FH Aachen, Abteilung Jülich.

Gegenstand der Arbeit ist es die zwei Komponenten der Anlage, das Fix-Fokus-Parabol und den Speicher miteinander zu verbinden. Mittels eines Absorbers muß die vom Parabol konzentrierte Strahlungsenergie in eine vom Speicher verwertbare Wärmeenergie umgewandelt werden. Um dem Konzept der angepassten Technologie treu zu bleiben, soll der Absorber aus Materialien aufgebaut werden, die in Ländern der "Dritten" Welt erhältlich sind und den dortigen Verarbeitungsmethoden entsprechen. Nach dem Abwägen zweier Möglichkeiten zur Realisierung des Absorbers fällt die Entscheidung auf einen Hohlraumempfänger, der einen Ölkreislauf erhitzt. Der Kreislauf soll durch einen Schwerkraftumlauf, also ohne Hilfsenergie angetrieben werden. Der Konstruktion des Hohlraumempfängers sind mit der maximal zulässigen Temperatur und der Leistungsdichte des Öls enge Grenzen gesetzt. Es ist nötig die maximale Leistung des Parabolspiegels, sowie deren Verteilung über der Brennebene, beziehungsweise über der Absorberfläche zu bestimmen. Dazu wird ein hochtemperaturfester Sensor zur Messung der Energiestromdichte entworfen. Aus Versuchen und Überlegungen zur Strahlungsverteilung, die bei Fix-Fokus-Parabolen tages- und jahreszeitlich variiert, ergibt sich die Größe des Hohlraumes sowie die Anordnung der Sekundärreflektoren.

Die Wärmeübergänge des Hohlraumempfängers werden mathematisch beschrieben. Es zeigt sich in der Stillstandssimulation, daß ein Kühler als Übertemperaturschutz für das Öl unerlässlich ist.

Um konstruktive Parameter des Kreislaufs zu bestimmen wird mit Unterstützung durch Dipl. Physiker Bernd Hafner eine Simulation durchgeführt. Dazu müssen für alle Anlagenkomponenten mathematische Modelle erstellt werden. Der Durchmesser der Rohrleitungen und die Höhendifferenzen der Anlagenkomponenten werden bestimmt um den natürlichen Umlauf zu gewährleisten. Des weiteren werden die Abmessungen des Kühlers

berechnet. Es wird ein Wechselventil entworfen, das den Ölstrom durch den Kühler steuert und ohne Hilfsenergie auskommt. Dies wird mithilfe eines Bimetalls realisiert.

Die so gewonnene Konstruktion wird gebaut und vermessen. Dazu werden verschiedene Einflüsse, wie zum Beispiel eine Glasabdeckung der Hohlraumöffnung und andere Möglichkeiten des Windschutzes getestet. Der Wirkungsgrad des Absorbers ergibt sich bei einer Verdampfungsmessung zu 74 Prozent. Das Wechselventil erweist sich als undicht, so daß unnötig Energie über den Kühler verloren geht. Aufgrund des starken Soges des Kühlers kann das Ventil jedoch bei einer verbesserten Version als Öffner vereinfacht werden. Um den Wirkungsgrad zu erhöhen wäre vor allem eine Verbesserung des verhältnismäßig geringen Konzentrationsvermögens des Parabolspiegels von Nöten. Ein größeres Konzentrationsvermögen bewirkt eine kleinere Hohlraumöffnung und damit geringere Strahlungs- und Wärmeverluste.

Die mittels Simulation vorhergesagten Temperaturen der Anlage werden bis auf wenige Grad eingehalten.

1. Die Anlage im Überblick:

1.1 Allgemeine Einführung

Konzentrierende Solaranlagen gehören zu den exergetisch hochwertigen Systemen. Beim Auffangen und Umwandeln bleibt die hohe Qualität des Sonnenlichts vergleichsweise gut erhalten. Mit einem idealen Konzentrator läßt sich ein Medium theoretisch auf die Temperatur der Sonne (5800 K) aufheizen. Mit einfachen Materialien wie hochglanzgewalztem Aluminium können schon Total-Reflexionsgrade von bis zu 95% erreicht werden. Der Systemwirkungsgrad wird dann meist nur noch von der konstruktiven mechanischen Auslegung und deren Umsetzung bestimmt.

Der hier verwendete Konzentrator gehört zu der Gruppe der Fix-Fokus-Parabole. Hier wird über einen verspiegelten Ausschnitt eines Parabols Sonnenlicht auf einen erdnahen Brennpunkt gebündelt. Das besondere an dem Fix-Fokus-Parabol ist, daß der bodennahe Brennpunkt örtlich feststeht. Egal ob es die tägliche Erddrehung ist, oder der jahreszeitlich veränderte Sonnenwinkel, das Fix Fokus Parabol kann das Licht aus allen Sonnenständen genau auf einen festen Brennpunkt bündeln. Im Gegensatz dazu gibt es Anlagen die sowohl das Parabol als auch den damit fest verbundenen Empfänger der Sonne nachführen müssen.

Der große Vorteil des Fix-Fokus-Parabols gegenüber diesen mitbewegten Empfängern liegt darin, daß die Empfängerkonstruktion durch den stationären Aufbau erheblich vereinfacht wird. Der Empfänger ist zugänglicher und aufgrund kürzerer Zuleitungen einfacher und effektiver an ein nachfolgendes System anzubinden. So wird der Einsatz schwerer oder lageempfindlicher Empfänger- oder Wandlersysteme ermöglicht. Beispiele hierfür sind :

Thermische Speicher

Wärmerohre mit grossen Abmessungen

chemische Reaktoren mit unflexiblen oder kurzen Leitungen

lageempfindliche (ölgeschmierte Maschinen)

Das hier vorgestellte Fix Fokus Parabol wurde von dem Physiker Wolfgang Scheffler und Chris-tine Lippold in jahrelanger Entwicklung erarbeitet. Dies geschah unter den nicht einfachen Be-dingungen der "Entwicklungsländer" in denen Dipl.Phys.Scheffler seit 1989 die Sonnenenergie-nutzung forciert. Das bedeutet, daß nur einfachste Materialien und Verarbeitungsmethoden zur

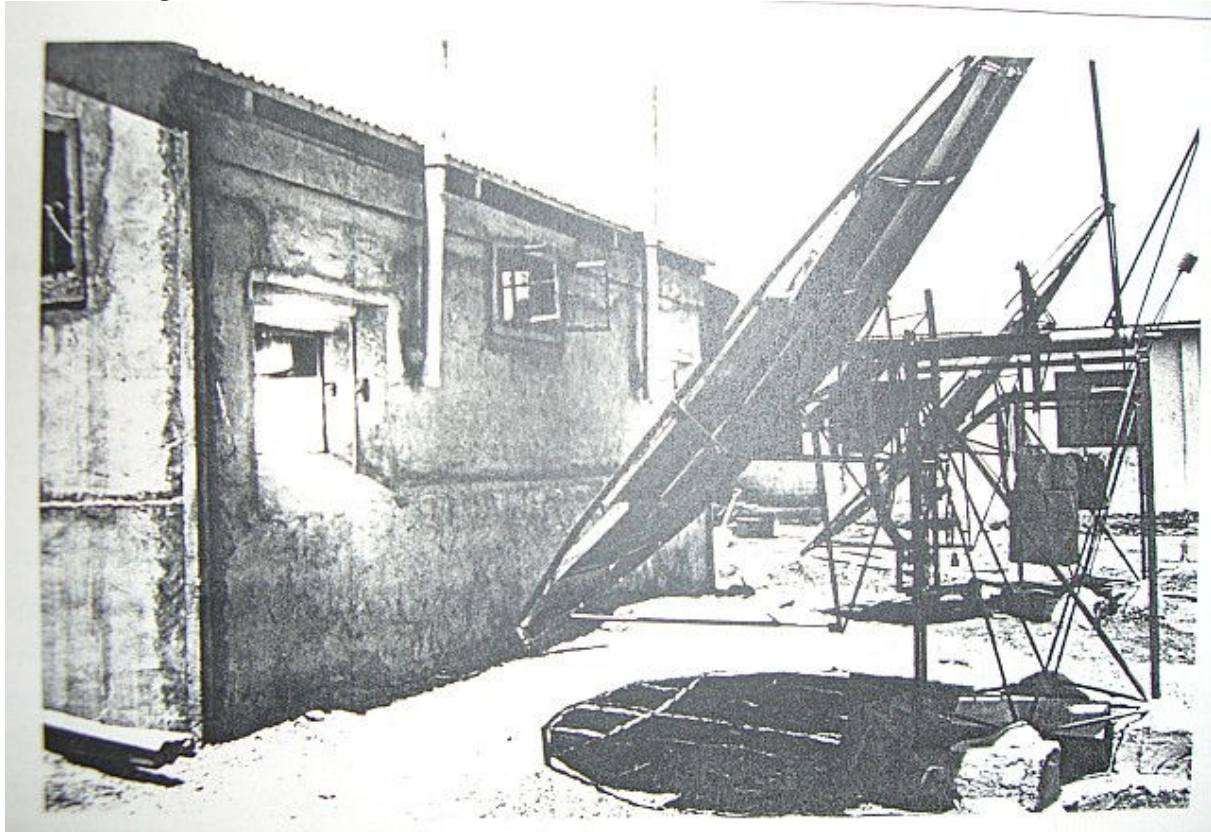


Abbildung 1.1, Solare Großküche mit 3 Fix-Fokus-Parabolspiegeln in Nyakongo

Verfügung standen. Dementsprechend ist der Konstruktions- und Arbeitsaufwand für diese Art solarthermischer Anlagen recht hoch, der Kostenaufwand für das Material und die Werkzeuge dagegen eher niedrig. Da die Löhne in den Ländern der "Dritten" Welt sehr niedrig sind (ein Handwerker verdient in Afrika monatlich nur ca. 30 DM), ist der Anlagentyp damit ökonomisch optimal auf einen derartigen Einsatz abgestimmt.

Der mögliche Einsatzbereich einer solchen Anlage ist vor allem in dem Betrieb von Großküchen zu sehen. Weltweit existieren bereits über 70 solcher Anlagen. Davon 32 in Indien, 5 im Sudan, 24 in Kenia, 3 in Kamerun, 5 in Peru, 1 in Burkina, 1 in Ägypten. Der wirtschaftliche Standort ist auf Regionen mit wenig Feuerholz und viel Sonne beschränkt. Mit einem Parabolspiegel mit der Fläche von $8,2\text{m}^2$ läßt sich je nach Mahlzeit für 50-100 Schüler kochen. Die Einsatzmög-lichkeiten sind jedoch sehr stark von den Essensgewohnheiten des jeweiligen Landes abhängig. So läßt sich vor allem das Mittagessen problemlos kochen, da es in die Zeit der größten Ein-strahlung fällt. Auch ein frühes Abendessen läßt sich vorkochen und eine Zeit lang warmhalten. Schwierig ist es jedoch mit dem Frühstück. Hier kann man sich nur mit einem gut isolierten Warmwassertank über die Runden helfen, der morgens noch heißes Wasser für einen Tee bietet. Wie Langzeitbeobachtungen an einer Schule in Deesa/Indien gezeigt haben läßt sich an optimal-en Standorten, wo die klimatischen Bedingungen sowie die Gewohnheiten der Leute stimmen, der Feuerholzverbrauch um bis zu 80% senken. Hier wurde der Verbrauch von ursprünglich 43kg Holz pro Tag auf nur noch durchschnittlich 10kg

reduziert. Die dadurch erzielten Kosten-einsparungen an Feuerholz reichen aus um eine solare Grossküche binnen weniger Jahre zu amortisieren. Ein durchschnittlicher Tagesablauf zur Versorgung von 220 Schülern durch die solar betriebene Grossküche in Deesa sieht dann zum Beispiel so aus [1]:

8 Uhr - 10.15 Uhr : 2 * 24 Liter Gemüse / 250 dicke Chapatis auf zusätzl. Sägemehlöfen

11.30 Uhr - 14.30 Uhr : 2 * 72 Liter Bulgur

14.30 Uhr - 17.00 Uhr : 2 * 32 Liter Sauce

Diese Gerichte werden in zwei 100 Liter Töpfen zubereitet. Für jeden Topf ist dabei ein Parabol vorgesehen. Zusätzlich ist ein Parabol zur Erhitzung eines gut isolierten Warmwasserbehälters installiert. Dies gewährleistet die ausreichende Versorgung mit Warmwasser zur Teebereitung sowie zum Spülen. Da sich je nach Jahreszeit die Apertur der Parabole zwischen 4.1qm und

6.0 qm ändert kann man zum Beispiel bei einer Einstrahlung von 750 Watt/qm mit einer Leistung von 1.8kW im Juni und im Dezember mit einer Leistung von 2.7kW rechnen [1].

Warum der Speicher?

Ein großes Problem derartiger Anlagen ist es, das die Sonne auch in südlichen Breitengraden nicht immer zuverlässig scheint. Bevor man also die Anlage anschaltet muß man die Wetterlage richtig einschätzen und auch während des Kochens im Auge behalten. Da die Abschattung durch kleine Wolken oft nicht kalkulierbar ist, verringert sich dadurch die Akzeptanz der Benutzer. Zwar läßt sich im Falle von Bewölkung mit einem konventionellem Zusatzofen nachheizen, es erfordert jedoch immer eine gewisse Aufmerksamkeit den richtigen Zeitpunkt zu wählen. Der zweite Nachteil ist, daß am frühen Morgen und am späten Abend nicht gekocht werden kann, obwohl diese Mahlzeiten in den landwirtschaftlich ausgerichteten "Entwicklungsländern" eine große Rolle spielen. Dies liegt daran, daß tagsüber auf dem Feld gearbeitet wird und es über Tag für warmes Essen zu heiß ist. Nur in Institutionen wie Schulen wird auch Mittags umfangreich gekocht. Deshalb liegt hier bisher das Hauptanwendungsgebiet der solaren Großküchen.

Durch einen Speicher werden die beiden Nachteile aufgehoben. Ein Speicher bietet zum einen Sicherheit vor rasch aufziehender Bewölkung und andererseits noch die Möglichkeit Abends und am nächsten Morgen zu Kochen. Für den Anwender bedeutet das weniger Umstellung von den traditionellen Kochmethoden auf das neue System. Dies kommt der Akzeptanz der Anwender sehr entgegen. Der Komfort eines Speichers muß allerdings mit den zusätzlich anfallenden Material und Arbeitskosten erkaufte werden.

1.2. Das Fix Fokus Parabol:

Ein Parabolspiegel hat die Eigenschaft, parallel zur Paraboloidachse einfallende Strahlen so zu reflektieren, daß sich die reflektierten Strahlen alle in einem Punkt, dem Brennpunkt schneiden. Möchte man nun das Sonnenlicht auf diese Weise bündeln so stellt sich schnell das Problem, die Paraboloidachse stets parallel zu den einfallenden Strahlen, der über den Himmel wandernden Sonne zu halten. Die Anlage muß also nachgeführt werden. Die Nachführung muß zum einen die Erddrehung von 15 Grad pro Stunde ausgleichen zum anderen muß die Paraboloidachse dem jahreszeitlichen Sonnenstand von maximal $\pm 23,5$ Grad angepaßt werden.

Um die Erddrehung auszugleichen bietet es sich an, das Parabol um eine, zur Polarachse parallelen, Drehachse nachzuführen. Das Parabol muß dabei mit 15 Grad pro Stunde entgegen der Erddrehung gedreht werden. Der Winkel zwischen der Drehachse und der Erdoberfläche ist der Breitengradwinkel. Abbildung 1.2 verdeutlicht die Zusammenhänge.

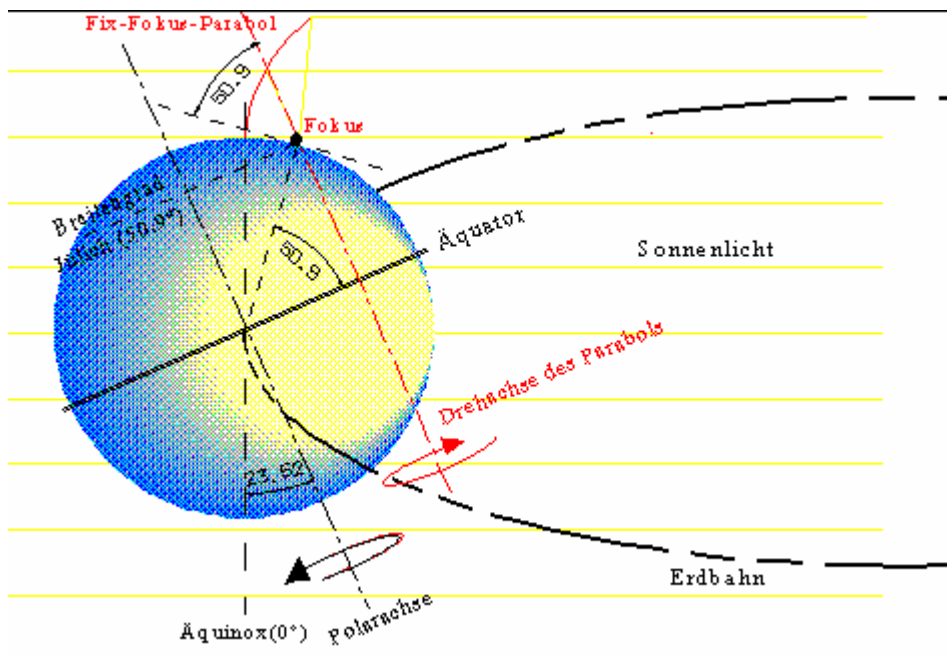


Abbildung 1.2, Tägliche Nachführung des Parabols für den Standort Jülich

Die saisonale Nachführung ist nicht ganz so einfach. Es gibt zwei Möglichkeiten Sonnenlicht zu beliebigen Jahreszeiten mit Hilfe eines paraboloiden Reflektors auf einen stationären Empfänger zu bündeln:

1. Man kann das Parabol relativ zum Empfänger drehen, so daß der Brennpunkt gleichzeitig auch Drehpunkt bleibt. Man fährt das Parabol um den Empfänger um 23,5 Grad hoch oder runter und gleicht so den jahreszeitlich veränderten Sonnenstand aus. Die saisonale Nachführung geschieht also über ein Bewegen des Parabols auf einer Kreisbahn nach Oben oder Unten.
Ein Vertreter dieser Art von Konstruktion ist der Fix-Fokus-Spiegel von Bomin-Solar. Die tägliche Nachführung wird über die Drehung um eine erdachsenparallele Achse bewerkstelligt:

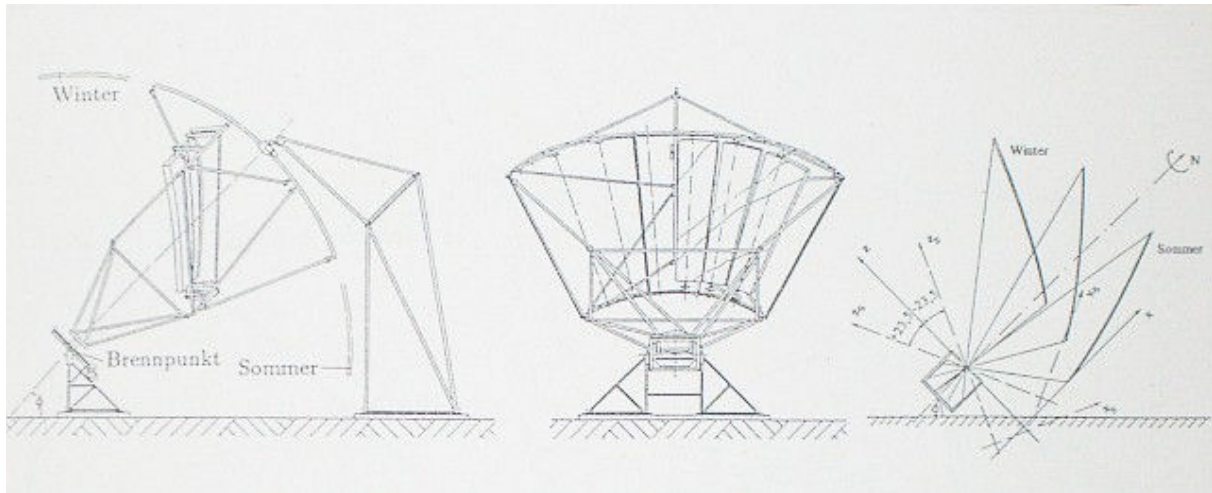


Abbildung 1.3, Fix-Fokus-Parabol von Bomin-Solar

2. Die saisonale Winkeländerung läßt sich auch durch Kippen und Verformen des Paraboloidachse zur Sonne aus. Nun ist jedoch je nach Jahreszeit der Brennpunkt zu hoch oder zu niedrig. Diesem Effekt steuert man dadurch entgegen, daß man das Parabol in ein anderes mit einer veränderten Brennpunkthöhe umformt. Abbildung 1.4 zeigt die verschiedenen Parabeln. Dieses Verfahren kommt bei der hier verwendeten Anlage zum Zuge. Man kann wie bei der anderen Konstruktion die tägliche Erddrehung durch Gegendrehen um eine erdachsenparallele Achse ausgleichen.

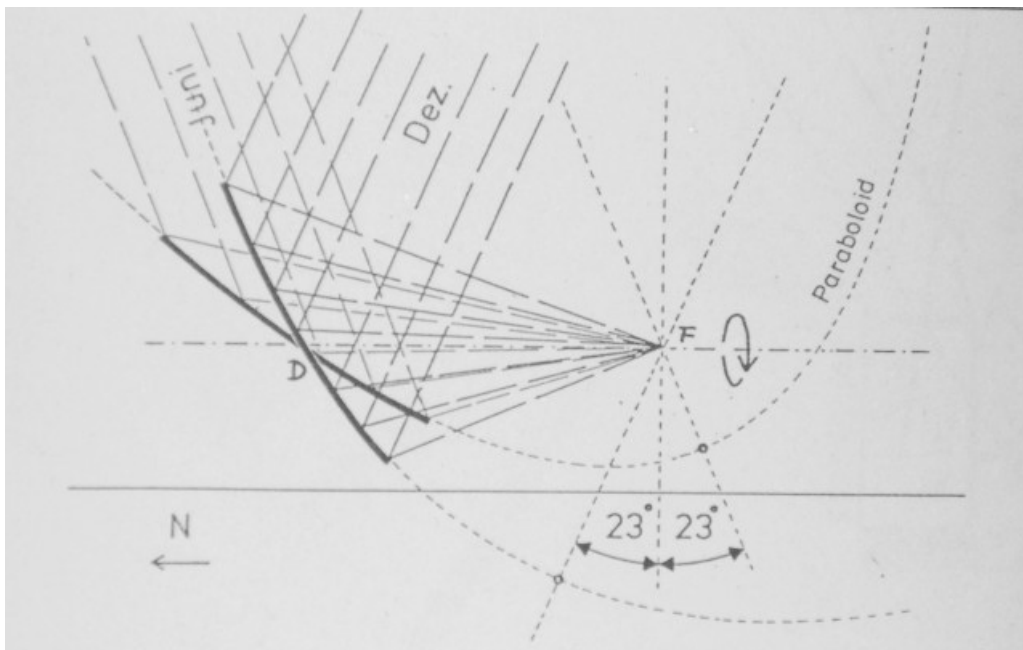


Abbildung 1.4, saisonale Verformung des Fix-Fokus-Parabolsiegels

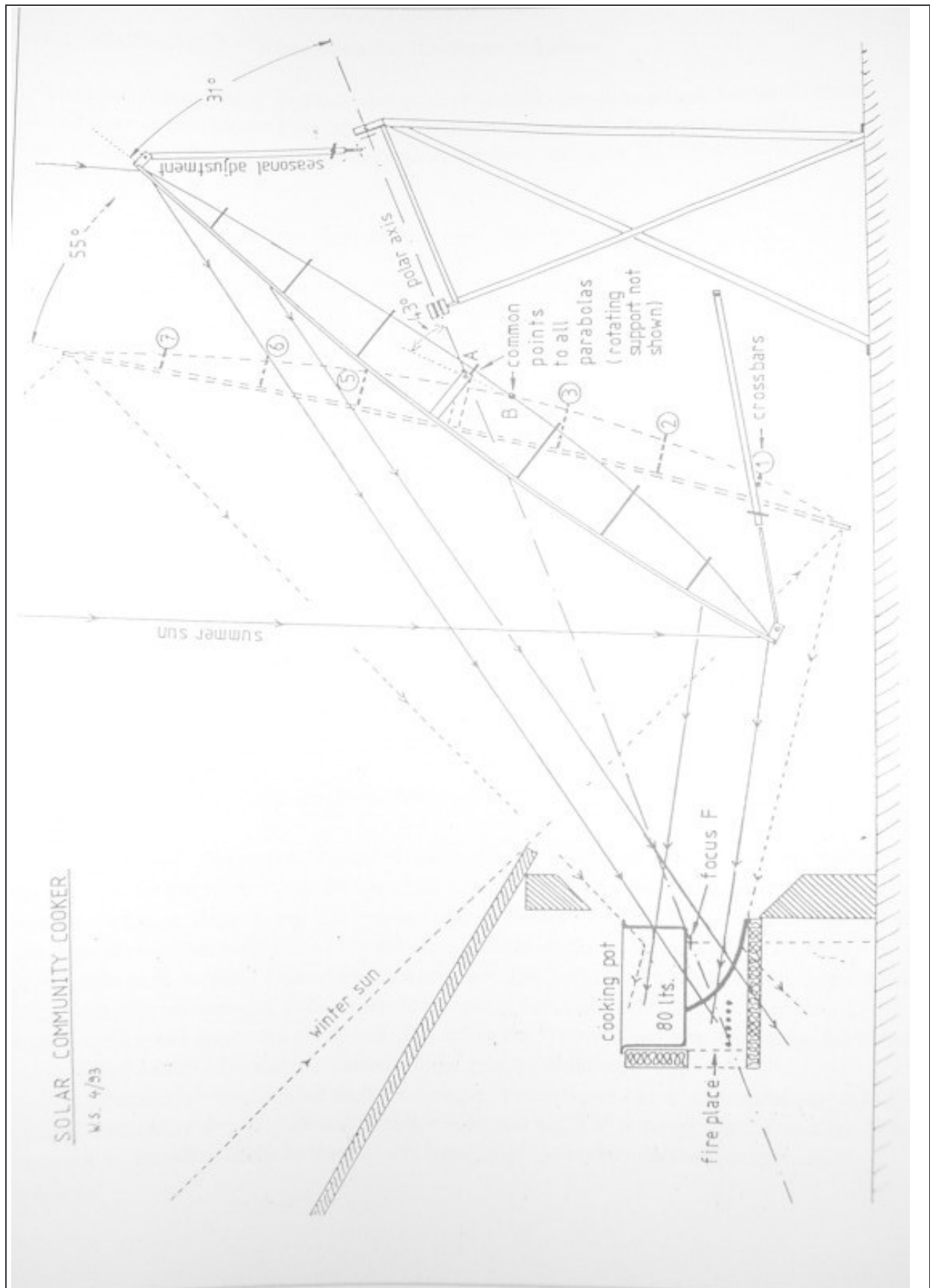


Abbildung 1.5, Seitenansicht des Fix-Fokus-Parabols von Wolfgang Scheffler

1.3. Mathematische Grundlagen des Fix-Fokus-Parabols

Der hier verwendete Parabolspiegel wird als ein Parabolabschnitt berechnet, der durch einen Schnitt einer ebenen Fläche $R(x)$ mit einem rotationssymmetrischen Paraboloid entsteht. Dieser Schnitt wird in der Äquinoxstellung des Parabols vollzogen. Die Schnittkante stellt den Spiegelrahmen dar.

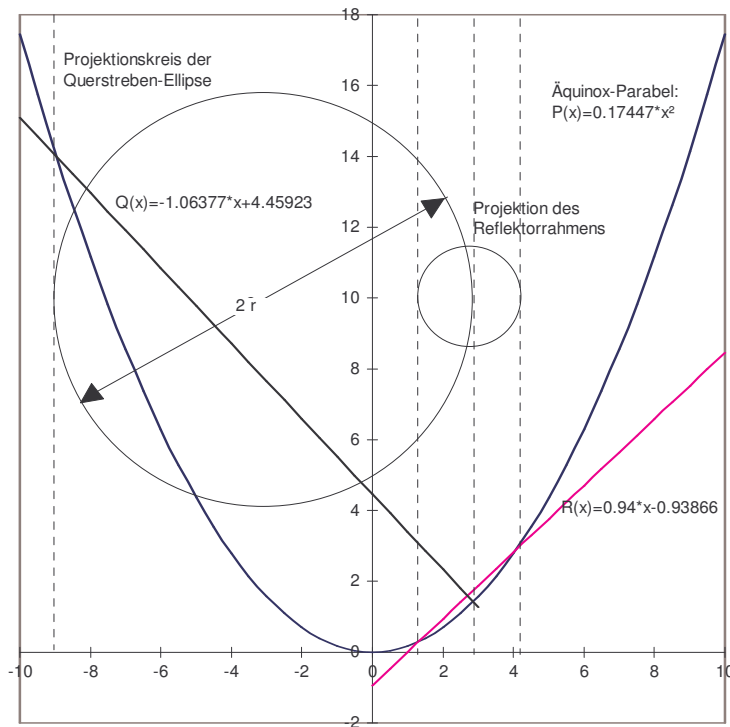


Abbildung 1.6, Schnitt des Paraboloids mit den zwei Flächen $R(x)$ und $Q(x)$.

Der Schnitt einer Fläche mit einer Parabel bildet immer eine Ellipse, so also auch der Spiegelrahmen. Um die Form des Paraboloids auf die Spiegel zu übertragen, werden Querstreben in den Rahmen eingefügt. Deren Form läßt sich aus dem Endstück einer Ellipse bestimmen, die sich aus dem Schnitt einer zweiten Fläche $Q(x)$ mit dem Parabol ergibt. In Abbildung 1.6 ist diese mit $Q(x)$ für die mittlere von 7 Querstreben eingetragen. Die Form im Randbereich der Querstreben-ellipse läßt sich mit wenigen Millimetern Abweichung durch ein Kreissegment annähern. Der Radius des Kreises entspricht der kleinen Halbachse der Ellipse. Die kleine Halbachse kann man aus dem Radius r des Projektionskreises ablesen (siehe Abbildung 1.6.). Zu den extremen Jahreszeiten hin muß der Spiegel entsprechend dem Sonnenstand um $\pm 11.75^\circ$ gekippt werden um den veränderten Einfallswinkel von $\pm 23.5^\circ$ auszugleichen. Damit der Fokus trotzdem an derselben Stelle bleibt muß der Spiegel in eine andere Parabolform gebracht werden.

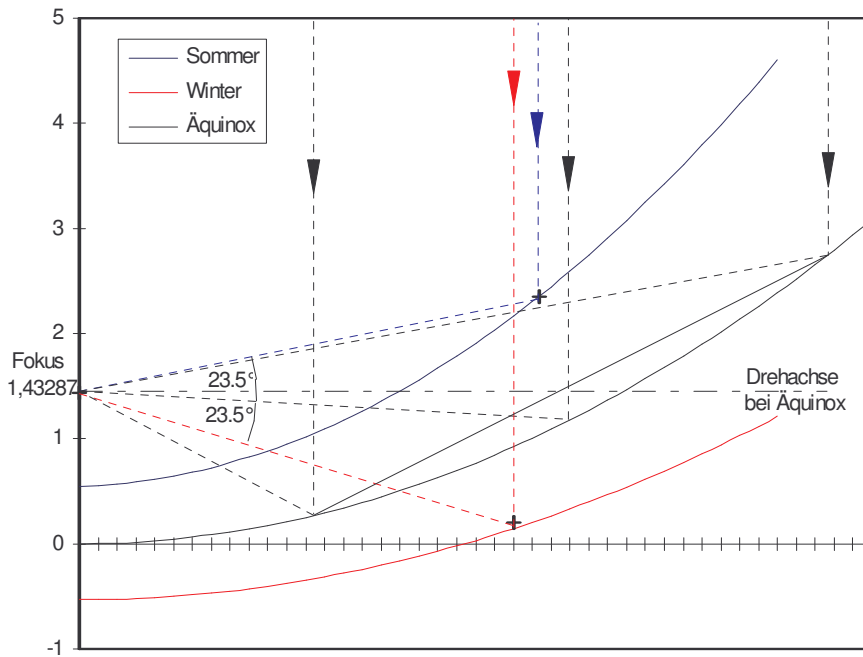


Abbildung 1.7, Parabolformen der verschiedenen Jahreszeiten. Die reflektierten Strahlen der extremen Jahreszeiten sind um $\pm 23,5^\circ$ verschoben.

Abbildung 1.7 zeigt die verschiedenen Parabole zu den extremen Jahreszeiten und zum Äquinox.

Durch eine geschickte Wahl des Drehpunktes lassen sich alle drei Parabole an demselben Punkt aufhängen. Die Überführung in die anderen Parabolformen wird durch eine zur mittigen Kipp-achse versetzte Kippachse der beiden Rahmenbefestigungspunkte erleichtert. Wird das Parabol nach vorne gekippt (Winter) so ergibt sich erzwungenermaßen eine flachere Form. Wird es nach hinten gekippt so wird die Mitte automatisch nach hinten gezogen und das Parabol wird tiefer. Diese automatische Verformung reicht jedoch leider nicht für den gesamten Spiegel, so daß das obere und untere Ende durch Teleskopstangen nachjustiert werden muß. Die Teleskopstangen sowie die automatische Verformung durch die drei Aufhängungspunkte sind in Abbildung 1.5. zu erkennen

1.4. Die Wärmespeicherung

In der Thermodynamik wird Wärme als eine Energieform definiert, die eine Systemgrenze überschreitet. Die Systemgrenze kann zum Beispiel ein Verdampfer sein, der Wärme an Wasser und Umgebung abgibt. Wenn sie nicht gerade über die Systemgrenze geht, ist Wärme jedoch immer an einen Stoff gebunden und heißt in der Thermodynamik "innere Energie".

Wärme kann nur als Enthalpie gespeichert werden. Mit der Wärme muß auch immer ein Stoff gespeichert werden, der sie enthält. Zur Wärmespeicherung benötigt man also einen Behälter, der geeignete Stoffe enthält, die die Wärme aufnehmen können.

Verschiedene Stoffe eignen sich unterschiedlich gut zur Speicherung. Das wichtigste Kriterium ist die spezifische oder volumetrische Wärmekapazität. Sie gibt an welche Wärmemenge man einem Kilo bzw. einem Kubikdezimeter des Stoffes zuführen muß, um seine Temperatur um 1 Grad zu erhöhen.

Die höchste Wärmekapazität besitzt Wasser mit 4,182 kJ/kg*K, aber es läßt sich bei 1 bar nur bis zu einer Temperatur von 100°C einsetzen. Da die Anlage auch bei Temperaturen über 200°C drucklos betrieben werden soll muß man auf ein anderes Material zurückgreifen. Hier stellt sich wieder die Preis und Beschaffungsfrage. Verhält sich doch die speicherbare Energiemenge pro-portional zur Wärmekapazität und Stoffmenge. Ein Stoff der sich wohl als der praktisch günstig-ste erwiesen hat ist Stein. Er liegt zwar mit einer volumetrischen Wärmekapazität von ungefähr 2.1 kJ/dm³*K unterhalb der der Metalle, ist dafür aber in großen Mengen preisgünstig zu haben.

Um die Wärme an die Steine zu bringen wird ein Wärmeträger benötigt. Er soll einen möglichst kleinen Reibungswiderstand haben, muß also viskos sein und er muß die hohe Tempertatur aus-halten. Hier findet pflanzliches Öl Verwendung.

Der Speicher besteht aus einer 2mm starken Stahlhülle, die ein Volumen von 364 dm³ umfaßt. Das Speichervolumen ist zu 60% mit Steinen und zu 40% mit Öl ausgefüllt. Das entspricht bei der Dichte der Steine von 2,69kg/dm³ einem Gewicht von 588kg und bei einer Dichte des Öls von 0,96kg/dm³ bei 20°C einem Gewicht von 140 kg Öl. Die Stahlhülle wiegt 38kg [2]. Es muß auch die Masse der Isolation und deren Wärmekapazität mit berücksichtigt werden. Über die Gleichung 1.1 ergibt sich die Speicherenergie:

$$Q_{Sp} = (m_{\emptyset} \cdot c_{p,\emptyset} + m_{Stein} \cdot c_{p,Stein} + m_{Stahl} \cdot c_{p,Stahl} + m_{iso} \cdot c_{p,iso}) \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

Q_{Sp} [J]	gespeicherte Wärmeenergie
m [kg]	Speichermasse
c_p [J/kg·K]	spezifische Wärmekapazität
ΔT [°K]	Temperaturdifferenz

Die maximale Speicherenergie beträgt bei einer Temperaturdifferenz von 230K von Umgebungs-temperatur zu Speicherhöchsttemperatur 41,3 kWh.

Zur Simulation eines Zweistoffspeichers existieren bereits mathematische Modelle (TRNSYS 14.1, TYPE72). Diese machen es später möglich den gesamten Kreislauf von Absorber, Speicher und Kühler mathematisch zu Beschreiben.

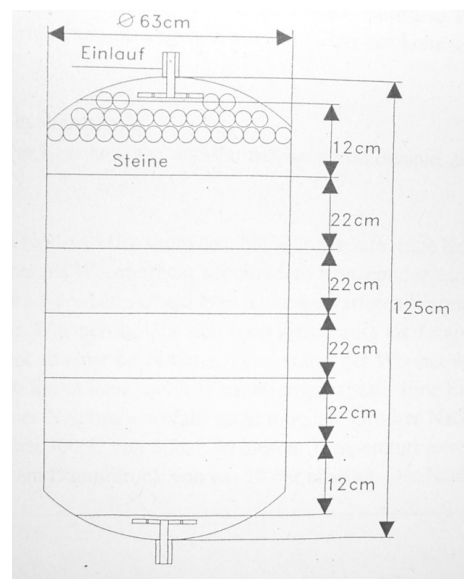


Abbildung 1.8, der Speicher der Anlage [2]

2. Die Aufgabenstellung:

Diese Studienarbeit behandelt die Anbindung des bereits erstellten Stein-Öl-Wärmespeichers mit 40 kWh Speicherkapazität an den bestehenden konzentrierenden Fix-Fokus-Parabolspiegel mit einer Leistung von 4kW. Die konzentrierende Solaranlage gehört zu der Gruppe der Fix-Fokus-Parabole. Beide Anlagenteile wurden für den Betrieb in den sogenannten Entwicklungsländern konzipiert. Das äußert sich vor allem in der leichten Verfügbarkeit der verwendeten Materialien, sowie in den angepaßten Herstellungsprozess. Während das Fix-Fokus-Parabol schon über 70 mal in den Ländern der "Dritten" Welt gebaut wurde, befindet sich der Speicher noch in der Entwicklungsphase.

Als Schnittstelle zwischen den beiden Anlagenteilen ist ein Absorber nötig. Er soll die vom Parabol gebündelte Strahlungsenergie in eine für den Speicher verwertbare Wärmeenergie umwandeln. Dies soll mit einem möglichst guten Wirkungsgrad geschehen.

Die Konstruktion soll dem Konzept entsprechen, in den sogenannten Entwicklungsländern leicht nachbaubar zu sein. Die Verwendung möglichst angepaßter Materialien und Herstellungsverfahren kann unter Umständen eine Einbuße im Wirkungsgrad bedeuten. Es ist abzuwägen inwiefern das energetische Optimum zulasten des ökonomischen Optimums gehen soll.

3. Wahl des Absorbers

Es wäre theoretisch möglich den Speicher direkt zu bestrahlen. Dies lohnt sich bei den hier entstehenden hohen Temperaturen jedoch nur so lange, wie genügend Sonnenenergie zugeführt wird. Nachts und an bewölkten Tagen sind die Isolationsverluste durch das Absorberfenster zu groß. Der Absorber sollte also räumlich von dem Speicher getrennt werden.

Nun stellt sich die Frage, wie man die umgewandelte Strahlungsenergie vom Absorber in den Speicher transportiert. Es bietet sich ein Wärmetransport durch einen Wärmeträger an. Der Wärmetransport soll ohne Hilfsenergie vonstatten gehen, um die Kosten und den Beschaffungsaufwand gering zu halten. Der Temperatur der Anlage ist durch die, für das Speicheröl zulässige, Temperatur von 300°C eine Grenze gesetzt. Der Wärmeträger sollte also Temperaturen

bis 300°C und hohe Energiestromdichten vertragen. Zwei Möglichkeiten kommen näher in Betracht:

Der Wärmetransport über ein Wärmerohr

Der Wärmetransport in einem Kreislauf, der als Wärmeträger zum Beispiel ein Thermoöl verwendet.

In der Literatur [17] finden sich Konstruktionshinweise für Wärmerohre. Eine Kombination von Kupfer als Mantelrohr mit Wasser als Wärmeträger scheint dem Konzept der leichten Verfügbarkeit der Materialien zu entsprechen. Der Arbeitsbereich eines derartigen Wärmerohres liegt zwischen 100°C und 350°C. Ein Wärmerohr läßt sich auch gleichzeitig als Temperaturschutz für das Speicheröl verwenden. Ist ab einer bestimmten Temperatur der Wärmeträger in der Heizzone komplett verdampft so findet kaum noch Wärmetransport statt. Eine Entladung in umgekehrter Richtung ist bei einer Neigung ebenfalls nicht möglich. Größter

Nachteil ist der hohe Dampfdruck des Wassers bei 300°C von 80bar. In diesem Temperaturbereich gibt es nur Benzol, das bei einem niedrigerem Dampfdruck von ca. 50 bar arbeitet. Der Nachteil des Benzols liegt in dem notwendigen Aluminium Mantelrohr, das spezielle Schweißtechniken voraussetzt.

Aufgrund des geringeren Risikos, guter Verfügbarkeit der Materialien und angepaßten Herstellungsverfahren fiel die Entscheidung auf einen Ölkreislauf. Die Verrohrung kann aus handelsüblichen Kupferrohren aufgebaut werden, die hartverlötet werden. Ist der Wärmeträger flüssig genug und der Höhenunterschied zwischen dem Absorber und der Wärmesenke ausreichend, so bildet sich ein Schwerkraftumlauf aus. Ist der Absorber kälter wie der Speicher, so bleibt das wärmere Medium aufgrund der geringeren Dichte oben und die Anlage ist vor einer Rückfluß-entladung sicher. Nachteil des Wärmeträgers Öl ist die geringere Temperaturbelastbarkeit, so daß unter Umständen ein Temperaturschutz eingebaut werden muß.

4. Der Wärmeträger

Der bereits erstellte Speicher ist darauf ausgelegt Öl als Wärmeträger zu verwenden. So bietet sich dasselbe Öl auch zur Anbindung an den Empfänger an. Die Wahl des Wärmeträgers ist von großer Bedeutung für die Auslegung des Empfängers, da das Öl das schwächste Glied im Kreislauf ist. Es muß darauf geachtet werden, daß die für das Öl maximal zulässige Temperatur und Leistungszufuhr eingehalten wird. Anderenfalls kommt es im Öl zum sogenannten Kracken, das heißt das Öl wird in leichte und schwere Bestandteile gespalten. In der Wahl des Öls beschränkt sich die Auswahl auf synthetische Thermoöle und organische Öle. Der Vorteil pflanzlicher Öle liegt vor allem in der guten Verfügbarkeit in den Entwicklungsländern, für die diese Anlage ursprünglich konzipiert wurde. Thermoöle bieten dagegen eine höhere Temperaturbelastbarkeit und maximale Leistungszufuhr. Aufgrund der besseren Verfügbarkeit und des günstigen Preises kommt hier pflanzliches Öl zur Anwendung.

Kriterien bei der Auswahl des Öls:

Der Rauchpunkt des Öls sollte über 200°C liegen

Es darf keine aggressiven Säuren enthalten

Es sollte bis 250°C temperaturstabil sein und nicht gasen (keine kaltgepressten Öle)

Unter den pflanzlichen Ölen gibt es viele geeignete. Nur eine kleine Auswahl: Baumwollsaatöl, Erdnußöl, Traubenkernöl und Sonnenblumenöl.

Zur Simulation der Anlage muß man die Abhängigkeit der Dichte, Wärmekapazität, Viskosität und Wärmeleitfähigkeit des Öls von der Temperatur kennen.

Hier die Stoffwerte von Baumwollöl stellvertretend für das verwendete Erdnußöl [3]:

Maximaltemperatur: 300 °C

Maximale Leistungszufuhr: 1.5 W/cm²

Wärmekapazität: $c_p = 4.2144 \cdot T + 1649$ [J / kg · K] (4.1)

$$\text{Dichte:} \quad \rho = 935 - 0,6806 \cdot T \quad \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right] \quad (4.2)$$

$$\text{Wärmeleitfähigkeit:} \quad \lambda = 0,169 - 1,343 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad \left[\text{W} / \text{m} \cdot \text{K} \right] \quad (4.3)$$

Kinematische Viskosität:

$$\nu = \left(5,5328 \cdot 10^{-7} - \frac{2,0783 \cdot 10^{-4}}{T} + \frac{0,12077}{T^2} - \frac{2,99177}{T^3} + \frac{24,842}{T^4} \right) \quad \left[\text{m}^2 / \text{s} \right] \quad (4.4)$$

5. Bestimmung der Leistung des Parabols

Um die Energiestromdichte auf dem Absorber zu bestimmen ist eine Leistungsmessung des Parabols unerlässlich. Eine Verdampfungsmessung bietet sich als verlässlichste Methode an. Eine abgemessene Menge Wasser wird dabei über einen längeren Zeitraum von der Anlage am Kochen gehalten. Hierzu kommt der ursprünglich vorgesehene Herd der Kochanlage zum Einsatz. Die vom Parabol gebündelten Strahlen treffen zur einen Hälfte auf die Seitenwand des schwarzen 50 Litertopfes, zur anderen Hälfte auf einen Sekundärreflektor, von dem sie aus auf den Topfboden reflektiert werden. Nach einem Zeitraum von mehreren Stunden mißt man die Menge des verbliebenen Wassers und bestimmt dann die verdampfte Menge.

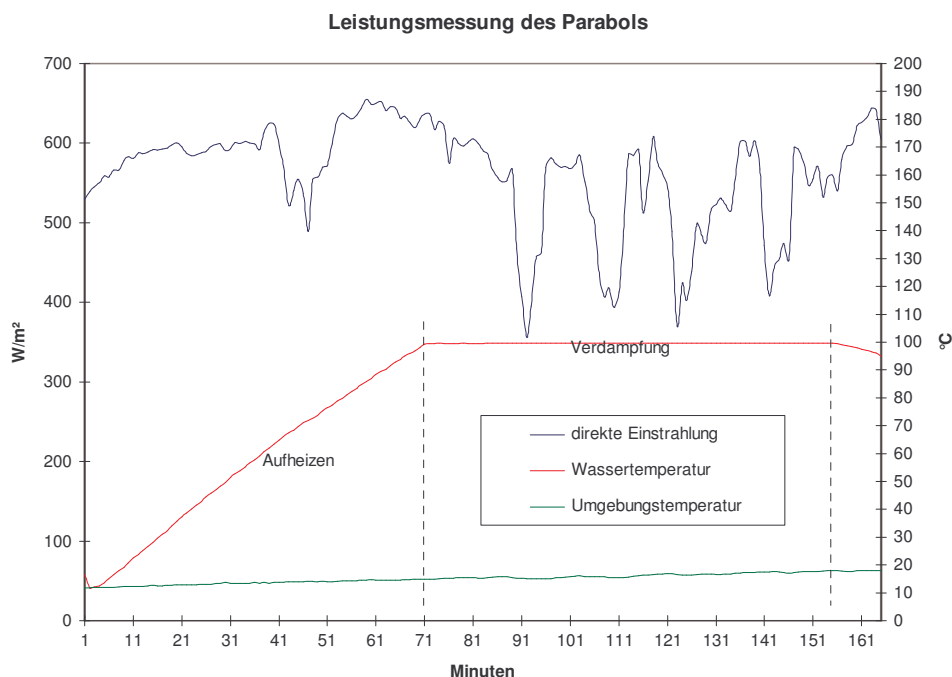


Diagramm 5.1, Leistungsmessung des Parabols am 23.10.

Mit der für Wasser gegebenen Verdampfungsenthalpie von 2256 kJ/kg bei 1,0132 bar ergibt sich dann die aufgenommene Energie zu:

$$Q_{abs} = \Delta M_w \cdot 2256 \text{ kJ} \quad (5.1)$$

Addiert man die über diesen Zeitraum eingefallene direkte Sonneneinstrahlung auf, so erhält man aus dem Produkt mit der Apertur des Spiegels die eingetrahlte Energie.

$$Q_{zu} = A_{apt} \cdot \int_t^{t+1} I_{Sol} \cdot dt \quad (5.2)$$

Der über die Einstrahlung gemittelte Gesamtwirkungsgrad ergibt sich zu:

$$\eta_{ges} = \frac{Q_{abs}}{Q_{zu}} \quad (5.3)$$

In dem gefahrenen Versuch wird der Topf mit 19.6 Litern Wasser befüllt. Danach wird die Anlage eingeschaltet und die Temperatur des Wassers und die Einstrahlung aufgezeichnet. Gemessen wird mit der Meßtechnik, die in Kapitel 9.6 beschrieben ist.

Für die 86 Minuten der Verdampfung wurden gemittelte 514W direkte Einstrahlung gemessen

$$Q_{zu} = 514 \frac{W}{m^2} \cdot 5.9m^2 \cdot 1.433h = 4.345 kWh$$

Die verdampfte Wassermenge betrug 2.83 kg. Eingesetzt in Formel 5.3 ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad zu 40.7 Prozent.

Während der Aufheizphase läßt sich der Wirkungsgrad nach Gleichung (5.3) bestimmen mit :

$$Q_{abs} = c_p \cdot M_w \cdot (T_{Ende} - T_{Anfang}) \quad (5.4)$$

Es ergibt sich bei einer gemittelten Einstrahlung von 595 W und einer Temperaturdifferenz von 87°C ein Gesamtwirkungsgrad von 49,9%.

Die große Differenz im Ergebnis der beiden Berechnungen ist in in den den verschiedenen Temperaturbereichen der Messungen zu suchen. Eine niedrige Temperatur bewirkt auch gering-ere Wärmeverluste. Dieser Fehler wird eliminiert indem die Wärmeverluste abgezogen werden.

Der berechnete Wirkungsgrad gilt nur für den 50 Litertopf. Um den optischen Wirkungsgrad des Parabols zu erhalten, der vom Empfänger unabhängig ist, muß man dessen Wärmeverluste sowie den Absorbtionskoeffizienten der Topffarbe bestimmen.

Dann ergibt sich für den optischen Wirkungsgrad:

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{abs} + Q_{ab}}{Q_{zu} \cdot \alpha_{Topf}} \quad (5.5)$$

Mithilfe der Abkühlkurve (Diagramm 5.2) bestimmt man den Wärmeverlust:

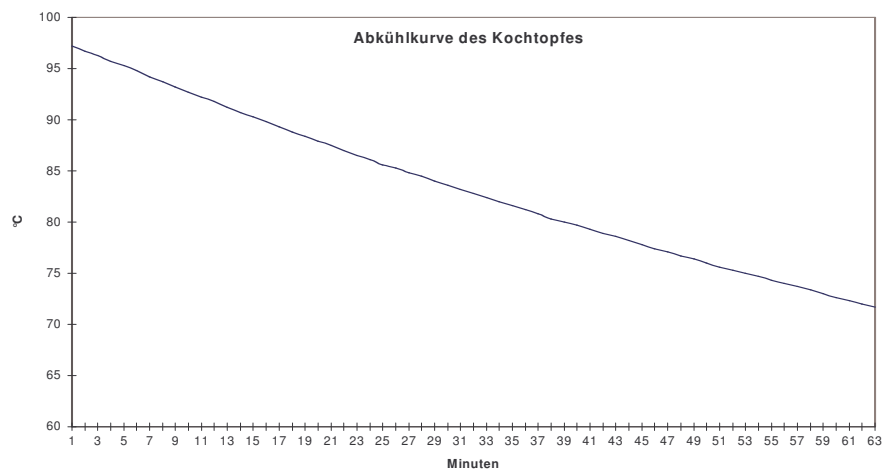


Diagramm 5.2, Abkühlkurve des Topfes vom 15.10

Der Wärmeverluststrom ist gegeben durch:

$$Q_{ab} = k \cdot A_{topf} \cdot (T_{topf} - T_{luft}) \quad (5.6)$$

Die Unbekannte ist der Wärmedurchgangskoeffizient $k \cdot A_{topf}$ in Watt/Kelvin.

Mit dieser Gleichung läßt sich $k \cdot A_{topf}$ ermitteln. Die Wassermenge M_W beträgt 20 Liter.

$$k \cdot A_{topf} = -\frac{c_p \cdot M_W}{\Delta t} \cdot \ln \frac{(T_{W,t+1} - T_{luft})}{(T_{W,t} - T_{luft})} \quad (5.7)$$

t [s] Meßintervall

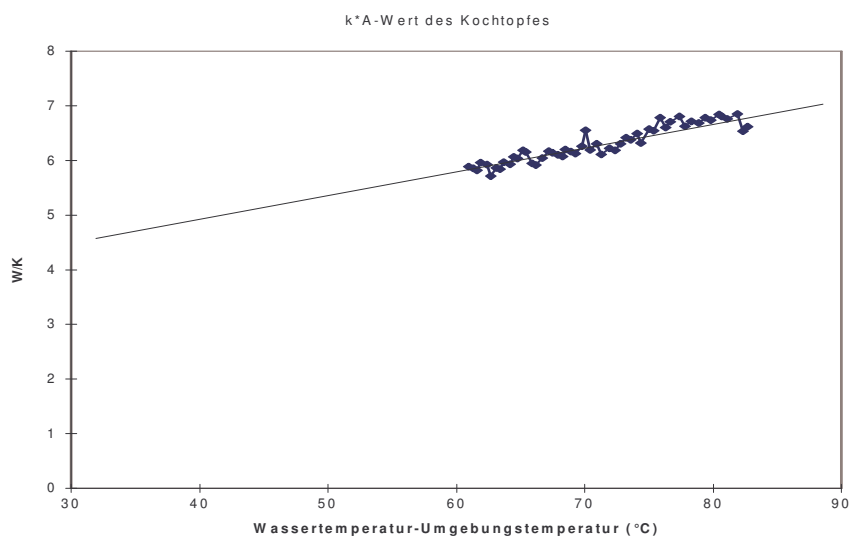


Diagramm 5.3, $k \cdot A = 0.042 \cdot T + 3.375$

Da das Wasser im Topf kontinuierlich kocht benutzt man für die Wärmeverlustrechnung der Verdampfung den k-Wert für 100 °C. Aus Diagramm 5.3 erhält man bei der Temperaturdifferenz von Umgebungstemperatur und Wassertemperatur von 87°C einen k*A-Wert von ungefähr 7 Watt/Kelvin

Somit ergibt sich der optische Wirkungsgrad zu :

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{abs} + Q_{ab}}{Q_{zu} \cdot \alpha_{Topf}} = \frac{1773W + 609W}{4345W \cdot 0,85} = 0.645$$

Für die Berechnung der Wärmeverluste in der Aufheizphase muß die verlorene Wärme über die Zeit aufintegriert werden. Dazu benötigt man die temperaturabhängige Gleichung des Wärme-verlustskoeffizienten k*A. Aus einer numerischen Integration ergibt sich ein mittlerer Wärme-verlust von 235W. Daraus bestimmt sich der optische Wirkungsgrad hier zu 65,6 Prozent.

Rechnet man mit dem "worst-case" so muß man für die direkte Einstrahlung einen Wert von ca. 1000 Watt/qm annehmen.

Aus dem Produkt der maximalen Einstrahlung mit der maximalen Apertur des Parabols von 6qm und dem optischen Wirkungsgrad ergibt das eine am Empfänger anliegende Maximalleistung von 3.94 kW.

6. Untersuchung der Energiestromdichtenverteilung über der Empfängerfläche

Konzentrationsverhältnis eines Solarkonzentrators ist eines der wichtigsten Kriterien zur Beurteilung seiner Güte. Die Güte ist wiederum ein ausschlaggebender Faktor in der Dimensionierung und Optimierung von Parabolspiegeln sowie deren Empfängern. Das Konzentrationsverhältnis ist definiert als der Quotient aus der Aperturfläche des Spiegels zur Aperturfläche der Hohlraumöffnung. Für die verwendete Anlage ergibt sich mit der maximalen Spiegelapertur von 6m² und einer Hohlraumapertur von 0.066 m² das Konzentrationsverhältnis c zu 90.

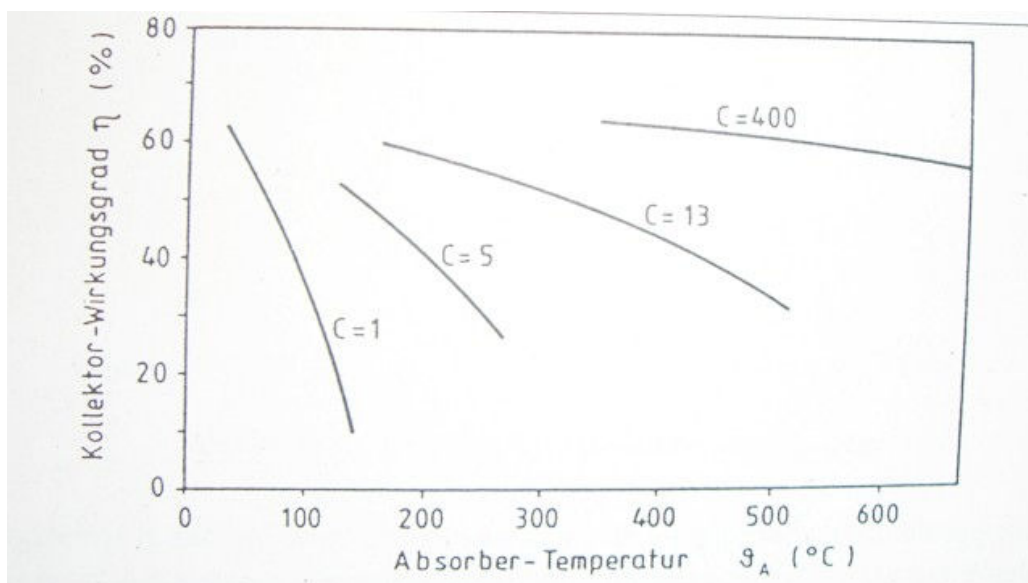


Diagramm 6.1, Wirkungsgrad eines Kollektors für verschiedene Konzentrationsverhältnisse c [4]

Um den Brennfleck mathematisch zu erfassen, muß man sich ein Bild von den bei der Reflexion von Sonnenlicht auftretenden Fehlern machen.

Es kann zwischen zwei verschiedenen Fehlerarten unterschieden werden:

- optische Abbildungsfehler
- fertigungs- und betriebsbedingte Spiegelfehler:
 - Oberflächenfehler bedingt durch Rauigkeit und Welligkeit des Spiegelmaterials
 - Formfehler des Spiegelträgers
 - Ausrichtungsfehler

Optischer Abbildungsfehler ist vor allem die Koma. Sie entsteht durch die Divergenz der einfallenden Sonnenstrahlung. Bemerkbar macht sich dieser Fehler durch eine symmetrische Aufweitung des Brennflecks. Der Durchmesser des Brennflecks d ist bei einer optimal parabolischen Spiegel-form gegeben durch [4]:

$$d = \frac{l \cdot \gamma_D}{\cos \phi} \quad (6.1)$$

Die Aufweitung des Strahlenkegels durch die Divergenz beträgt $\gamma_D = 32' = 9.3 \text{ mrad}$. So macht sich der größte Fehler bei der Distanz von 4.4 m zwischen Paraboloberkante und Fokus bei einem Einfallswinkel von 14° mit 4.2 cm bemerkbar.

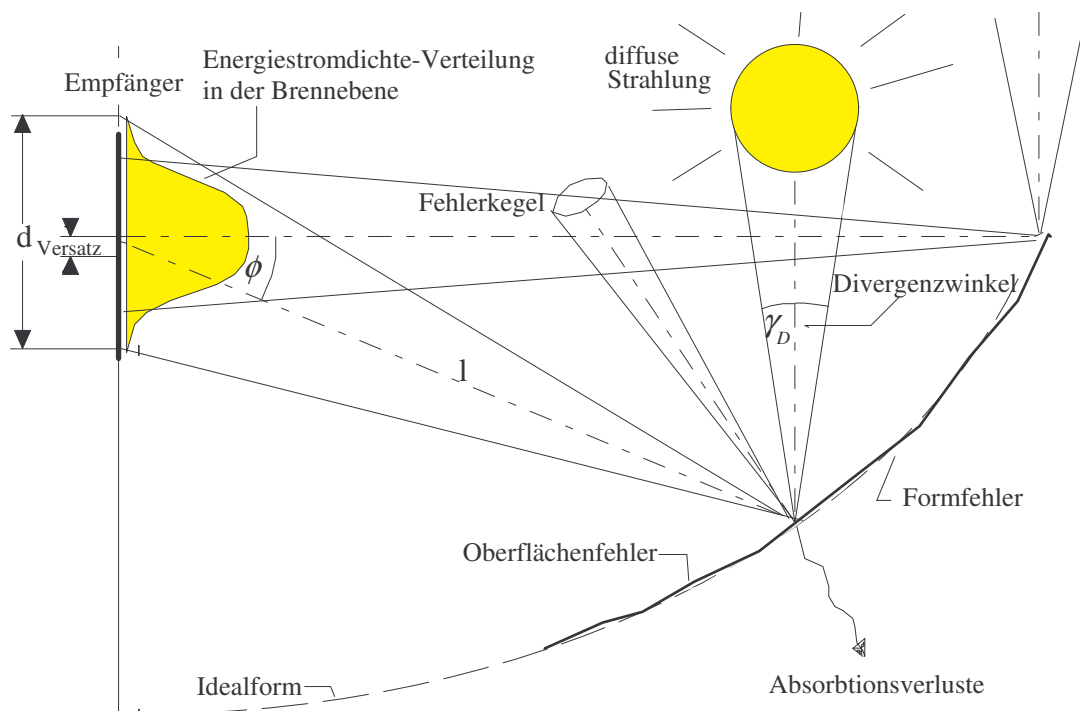


Abbildung 6.1, Fehlerquellen konzentrierender Anlagen

Ausrichtungsfehler treten bei einer unzureichend genauen täglichen Nachführung auf. Die Paraboloidachse hinkt der Sonnenbewegung nach, beziehungsweise eilt ihr voraus. Auch bei der saisonalen Nachführung treten Ausrichtungsfehler auf. Theoretisch müßte man saisonal kontinuierlich nachführen. Beim praktischen Betrieb des Fix-Fokus-Parabols ergaben sich allerdings Intervalle von 1-2 Wochen. Ausrichtungsfehler machen sich, bei kleinen Winkelabweichungen von der Sollstellung, in einem Versatz des Fokus bemerkbar. Der auf den

Fokus treffende Strahlenkegel wird um die doppelte Winkelabweichung verschoben. Formfehler des Spiegel-trägers können zum einen herstellungsbedingt sein, können aber auch durch Windverformung auftreten. Ein, bei dem hier benutzten System, gravierender Formfehler ist die ungenaue saisonale Verkrümmung.

Oberflächenfehler und teilweise auch Formfehler machen sich als stochastisch verteilte Fehler bemerkbar. Der reflektierte Strahlenkegel wird aufgeweitet. Stochastische Fehler sind, soweit sie in allen Richtungen den gleichen Betrag haben, in Form einer rotationssymmetrischen Gauß-Kurve verteilt.

Neben den schon beschriebenen Spiegelfehlern, die sich auf das Konzentrationsverhältnis auswirken gibt es noch weitere Faktoren, die die Strahlungsintensität im Fokus verringern.

- teilweise Absorption der Strahlung an den Spiegeln
- Segmentierungsverluste durch eine unvollständige Ausfüllung der Spiegelapertur.
- Abschattung eines Teils der Spiegel durch die Rahmenkonstruktion.

Die Reflexion der verspiegelten Aluminumbleche wird vom Hersteller mit 87% angegeben [11].

Es existieren verschiedene Verfahren zur Berechnung der lokalen Energiestromdichte in der Brennfleckenebene. Es kann grundsätzlich zwischen analytischen (schnellen) Verfahren und numerischen Verfahren mit relativ hohem Rechenaufwand unterschieden werden. Bei den analytischen Verfahren [6] wird beschrieben, welcher Anteil eines unter einem Öffnungswinkel γ_D auf die Spiegeloberfläche treffenden Strahles in die Empfängeröffnung reflektiert wird. Diese sogenannte Akzeptanzfunktion kann auf analytische Weise für den gesamten Spiegel eines rotationssymmetrischen Paraboloides berechnet werden. Bei Fix-Fokus-Spiegeln ist aufgrund der Asymmetrie eine numerische Integration über die Spiegelfläche nötig [7]. Das Verfahren eignet sich nur zur Berechnung des Auffangfaktors, der den Anteil des vom Spiegel reflektierten Lichtes angibt, das innerhalb eines Kreises mit einem bestimmten Radius um den Fokus auftritt. Eine Berechnung der lokalen Konzentration ist damit nicht möglich.

Numerische Verfahren [8,9,10] beruhen auf einer Überlagerung der reflektierten Strahlungsanteile aller finiten Spiegelemente, die jeweils auf ein beliebig angeordnetes finites Empfänger-element fallen.

Das hier benutzte Fix-Fokus-Parabol wurde bereits auf die Abweichungen von der idealen parabolischen Form hin vermessen. Dabei ergaben sich vor allem in den extremen Jahreszeiten erhebliche systematische Fehler. Der Ursprung dieser Fehler ist hauptsächlich darin zu suchen, daß sich bei der saisonalen Verformung des Rahmens keine parabolische Biegelinie einstellt. Da der elliptische Rahmen aus homogenem Material besteht, ergibt sich bei der Verzerrung für die obere Hälfte eine zu große und für die untere eine zu geringe Durchbiegung. Diagramm 6.2 zeigt die Abweichung des Rahmens von der Sollform zur Sommersonnenwende. Ebenso ergibt sich mit der falschen Biegung des Rahmens eine falsche Biegung der Querstreben. Der Fehler in der Kreisform der Querstreben ist in Diagramm 6.3 über der Idealform dargestellt:

Fehler der Rahmenpunkte bei $+23.5^\circ$
Fehler zehnfach überhöht

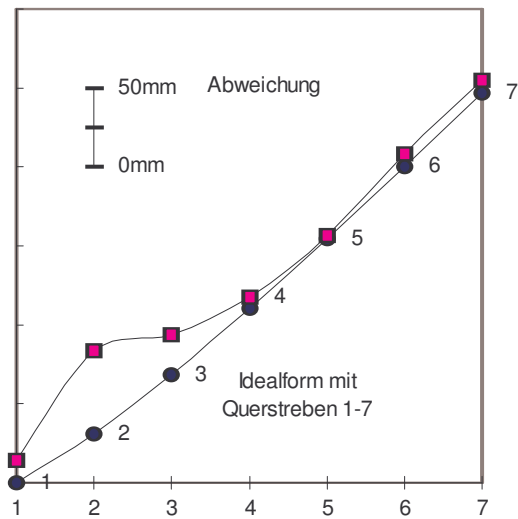


Abbildung 6.2, systematischer Fehler des Rahmens in Sommerstellung

Abweichung der Querstrebenform von der Idealform bei $+23,5^\circ$
Der Fehler ist zehnfach überhöht dargestellt.

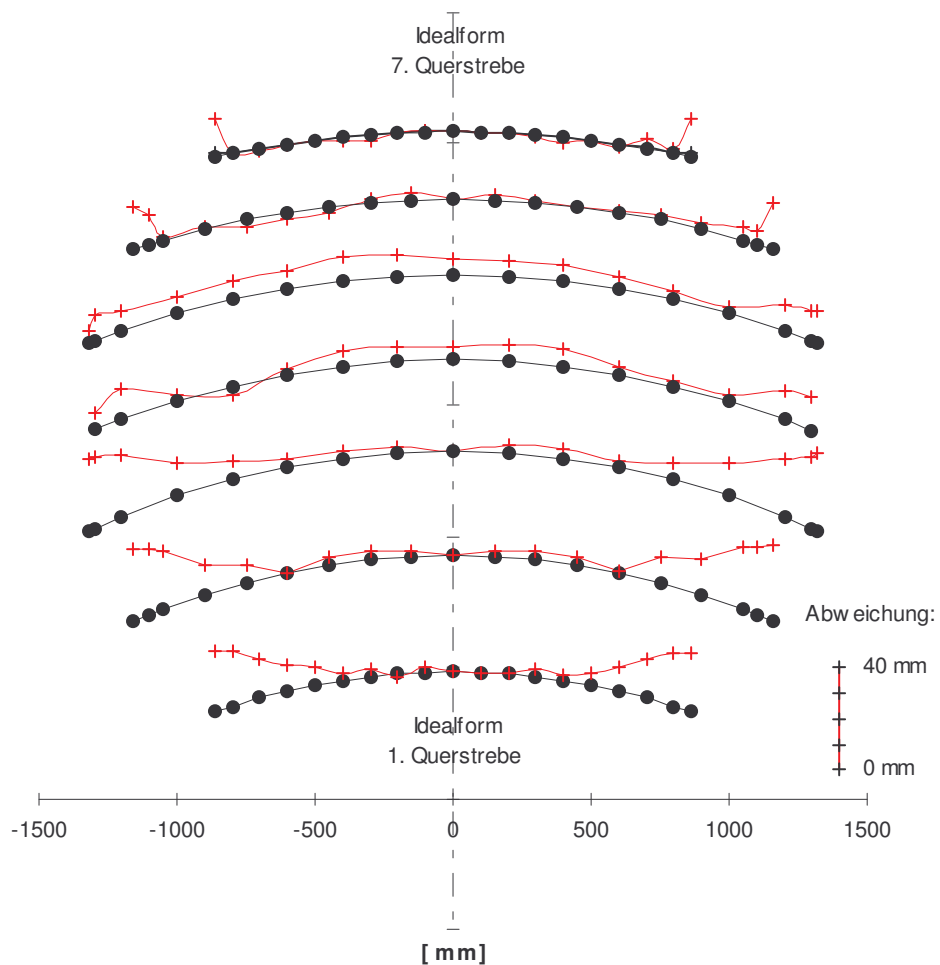
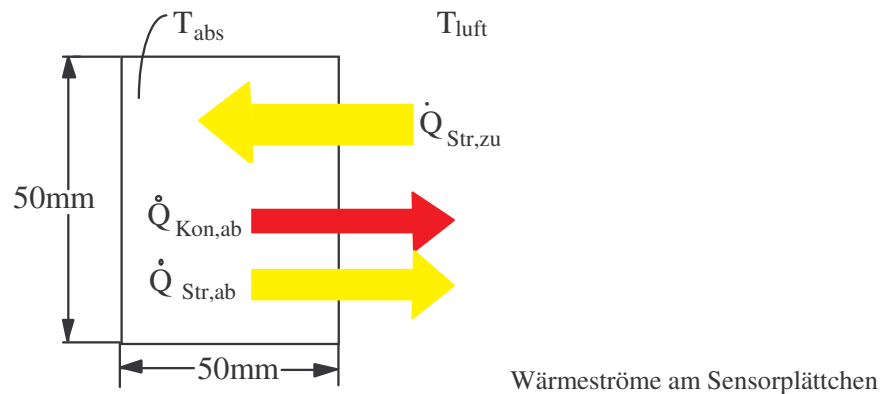


Abbildung 6.3, systematischer Formfehler der Querstreben in Sommerstellung

Es läßt sich erkennen, daß der Formfehler der unteren Streben bis zu 30 mm beträgt. Aufgrund der 3 dimensional Struktur läßt sich die durch Verformung einstellende Geometrie der angenäherten Parabolform nur schwierig mathematisch erfassen, so daß auf eine analytische oder numerische Berechnung der Energiestromdichte in der Brennfleckenebene verzichtet wurde. Stattdessen bietet sich ein praktisches Messen der Intensität auf einem Raster innerhalb der Empfängerenebene an. Als Sensor dient dabei ein geschwärztes Kupferplättchen der Kantenlänge 50mm*50mm. An dem Plättchen ist ein NiCrNi-Thermoelement angebracht. Die von dem Thermoelement gemessene Temperatur steht in einem indirekten Zusammenhang mit der auf die Sensorfläche fallenden Strahlung. Um die kapazitive Trägheit des Absorberplättchens klein zu halten wird eine Stärke von nur 0.7 mm gewählt. .



Es stellt sich ein energetisches Gleichgewicht zwischen der absorbierten Strahlungsleistung, der Abstrahlung und den konvektiven Wärmeverlusten ein.

$$Q_{konv,ab} = \alpha \cdot A \cdot (T_{abs} - T_{luft}) \quad (6.2)$$

$$Q_{str,ab} = \epsilon_{abs} \cdot \sigma_s \cdot A \cdot (T_{abs}^4 - T_{luft}^4) \quad (6.3)$$

$$Q_{str,zu} = \epsilon_{abs} \cdot A \cdot I \quad (6.4)$$

Die Gleichung (6.3) für die Abstrahlung beschreibt den Energiestrom, der zwischen einem Flächenelement der Fläche A und einer unendlich großen, schwarzen Halbkugel stattfindet.

Gleichung (6.4) gibt an, wieviel der eingestrahnten Leistung vom Sensor absorbiert wird. Der konvektive Wärmeverlust $Q_{konv,ab}$ läßt sich am besten mit der freien Konvektion an den zwei Seiten einer vertikalen Platte beschreiben. [nach VDI, Fa 2.2]

$$\alpha = \frac{2 \cdot Nu \cdot \lambda_L}{l} \quad (6.5)$$

$$Nu = (0.825 + 0.387(Ra \cdot 0.345)^{1/6})^2 \quad (6.6)$$

$$Ra = Pr \cdot \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta_L \cdot (T_{abs} - T_{luft})}{\nu_L^2} \quad \text{mit } Pr=0.7 \quad (6.7)$$

Für ideale Gase gilt der thermische Ausdehnungskoeffizient:

$$\beta = \frac{1}{T_m} [1/K] \quad (6.8)$$

Stoffwerte von Luft bei $T_m = \frac{T_{sensor} + T_{\infty}}{2}$

Umgerechnet auf die maximal mögliche Einstrahlung ergibt sich für die am Sensor herrschende Energiestromdichte die Beziehung:

$$I_{abs} = \left(\frac{\alpha_{Abs}}{\epsilon_{Abs}} \cdot (T_{abs} - T_{luft}) + \sigma_s \cdot (T_{abs}^4 - T_{luft}^4) \right) \cdot \frac{I_{sol,max}}{I_{sol}} \quad (6.9)$$

Gemessen wird die Temperatur des Sensors in einem Raster mit 100 mm Meßpunkt Abstand. Die vermessene Fläche ist 600x600mm. Das ergibt 36 Meßwerte.

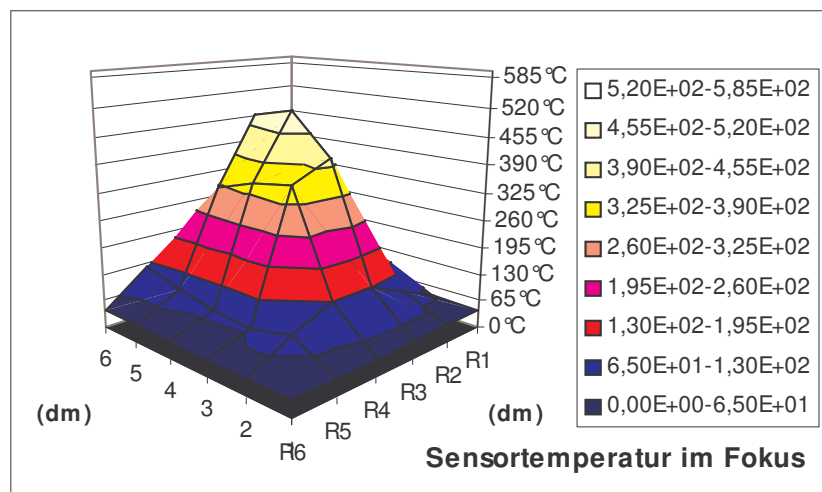


Diagramm 6.2, Sensortemperatur im Fokus

Nach Gleichung (6.9) ergibt sich die Intensitätsverteilung im Fokus :

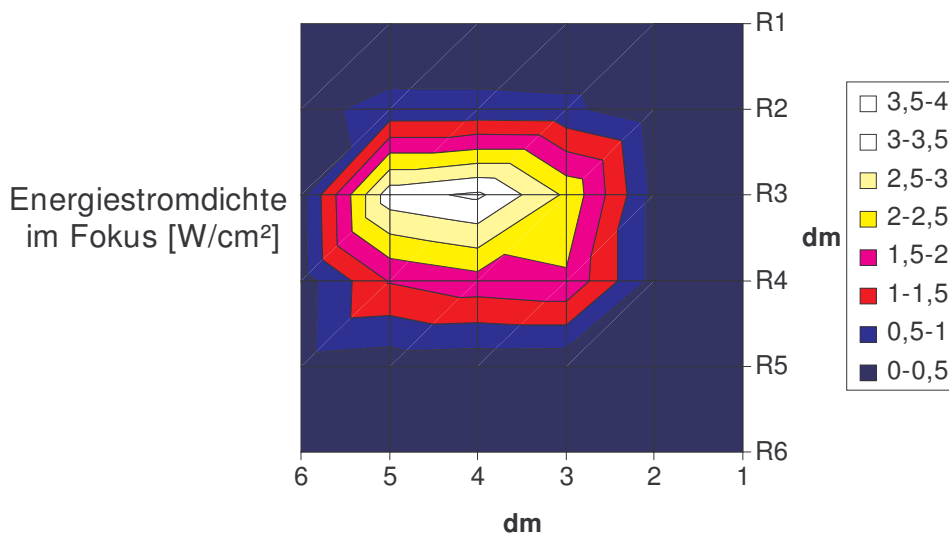


Diagramm 6.3, Energiestromdichteverteilung im Fokus

Man kann deutlich erkennen, dass die Spiegelbahnen, die vertikal kontinuierlich der Parabelform angepaßt sind, in der Vertikalen des Brennflecks eine nur halb so große Aufweitung verursachen, wie in horizontaler Richtung.

Die Breite des Brennflecks wird vor allem durch die Breite der Segmente von 19 cm bestimmt. Diese Messung wurde zur Mittagszeit gemacht. Zu anderen Tageszeiten ist der Brennpunkt um die Mittelachse gedreht.

Der Brennfleck ist das Resultat der von der Spiegelfläche reflektierten Strahlung. Nun ist jedoch das Parabol nicht symmetrisch zur Drehachse gebaut. Daraus resultiert eine asymmetrische Verteilung der Energiestromdichte um die Drehachse

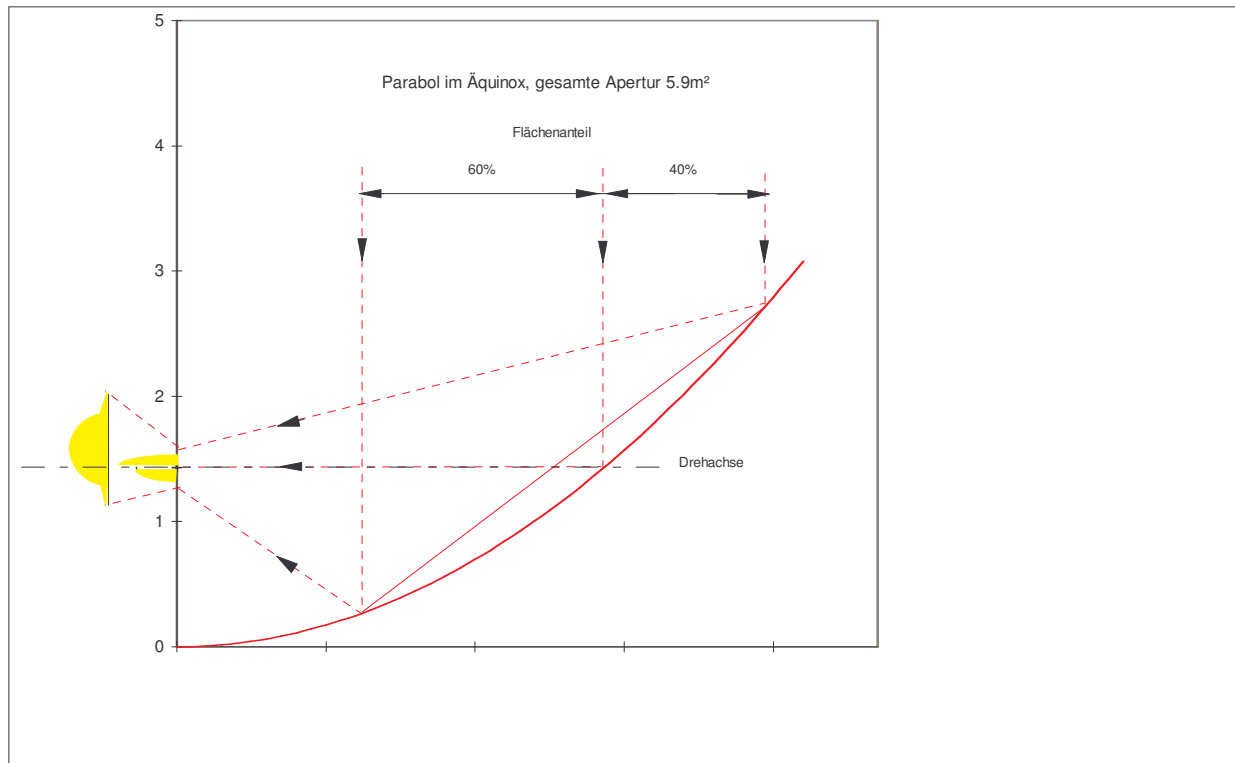


Abbildung 6.4, Asymmetrie des Strahlungsverteilung

Im Sommer beträgt der Anteil der unteren Fläche an der Apertur 76% der oberen 34%.

Im Winter ist der Unterschied mit 56% zu 44% nicht ganz so groß.

Die Asymmetrie hat zur Folge, daß hinter dem Brennpunkt ein entsprechendes Abbild mit einer eben solchen Verteilung entsteht. Die asymmetrische Verteilung bewegt sich mit dem Parabol mit um die Drehachse. Trotz eines kleinen Brennflecks ist also ein recht großer Empfänger nötig um der zeitlichen Varianz der Strahlungsverteilung Rechnung zu tragen.

7. Konstruktive Auslegung des Hohlraumes:

Geht man von den in Kapitel 5 bestimmten, maximal anliegenden, 3,94 kW aus so müßte die Fläche des Absorbers bei optimaler Energiedichteverteilung 51*51 cm betragen um die Leistung auf 1,5 W/cm² zu verteilen. Wie man aus Diagramm 6.3 sehen kann, wird die für das Öl zulässige Leistungsdichte im Fokus jedoch weit überschritten. Es ist nötig den Absorber hinter dem Brennpunkt zu positionieren, denn dort ist der Strahl wieder aufgeweitet.

Wichtig für die Position des Absorbers ist, daß er senkrecht steht. In einem nach hinten geneigten Absorber würde das erhitzte Öl an der Oberseite ein Polster bilden, so den

Wärmeübergang verschlechtern und sich unnötig stark erwärmen. Der Einfluß des Neigungswinkels auf den Wärmeübergang läßt sich mit der Formel für offene geneigte Flüssigkeitsschichten [nach VDI, Fd 2] verdeutlichen :

$$Nu_{\text{geneigt}} = 0,673 \cdot (Gr_s^* \cdot Pr \cdot \cos \theta)^{1/4} \quad (7.1)$$

Der Neigungswinkel aus der Vertikalen, θ , des durchfloßenen Systems geht mit der zweiten Wurzel der Kosinus-Funktion in die Nusseltzahl und damit in den Wärmeübergangskoeffizienten ein.

Das Sensorraster wurde mit Sekundärreflektoren ausgestattet um so den späteren Hohlraum zu simulieren. Versuche ergaben schnell, daß alle auf den unteren Umlenkspiegel fallenden Strahlen auf den oberen Teil des Absorbers reflektiert werden sollten um eine homogene Ausleuchtung zu bewirken.

Es ergibt sich folgende Konstruktion:

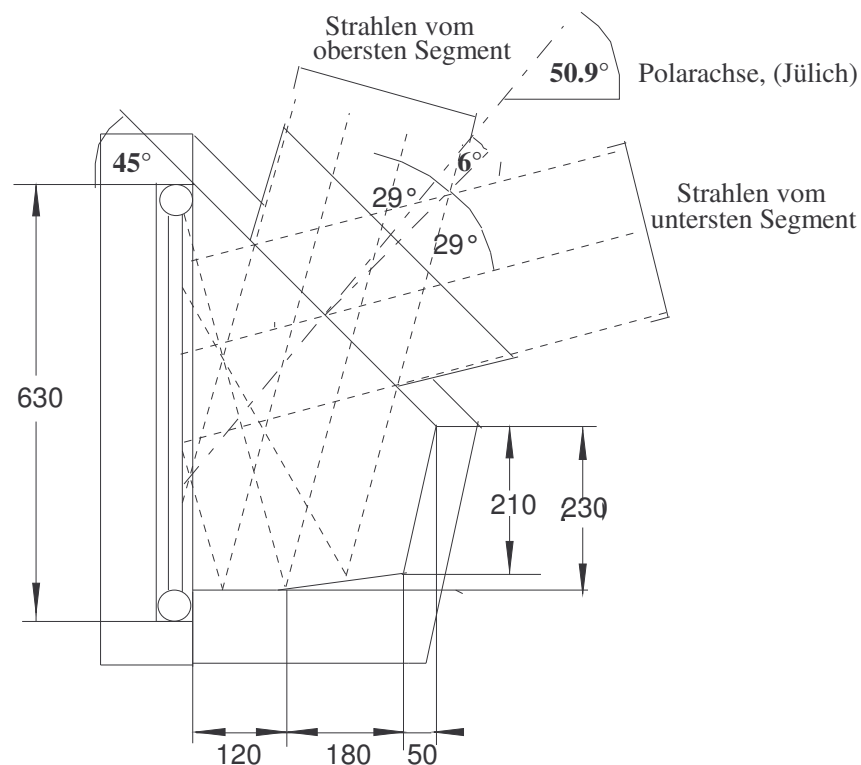


Abbildung 7.1, Schnitt durch den Hohlraumempfänger

Der Winkel der Glasabdeckung wurde so gewählt, daß der Einfallswinkel der Strahlen bezogen auf die Flächennormale der Abdeckung klein bleibt. Den flachesten Einfallswinkel erhält man im Sommer mit 29°. Die Abdeckung muß um 6° zur Polarachse geneigt sein. Bezogen auf den Standort Jülich ergibt sich ein Neigungswinkel der Glasabdeckung von $50,9^\circ - 6^\circ = 44,9^\circ$.

Die Größe der Hohlraumöffnung ergibt sich aus Diagramm 6.3. Um vor allem die Strahlungsverluste gering zu halten muß die Hohlraumöffnung so klein wie möglich gehalten werden. Gleichung (8.8) macht den Zusammenhang von Wärmeübergangskoeffizienten und Öffnungsfläche deutlich. Die Fläche geht mit dem Kehrwert in den Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung ein. Es wurde ein Durchmesser von 29cm gewählt. Zwar werden bei dieser Größe nicht alle Strahlen des Parabols direkt durchgelassen, der davor angebrachte Trichter reflektiert

jedoch einen Großteil der Randstrahlung noch hinein. Der Trichter soll zudem Windschutz bieten.

Der gesamte Innenraum ist mit Alanod-Aluminiumspiegeln ausgekleidet. Der Reflektionsgrad dieser Spiegel wird mit 87% angegeben [11]

Eine Anordnung der Sekundärreflektoren, wie sie in Abbildung 7.1 zu sehen ist, ergibt dann für die Temperaturmessung folgendes Bild:

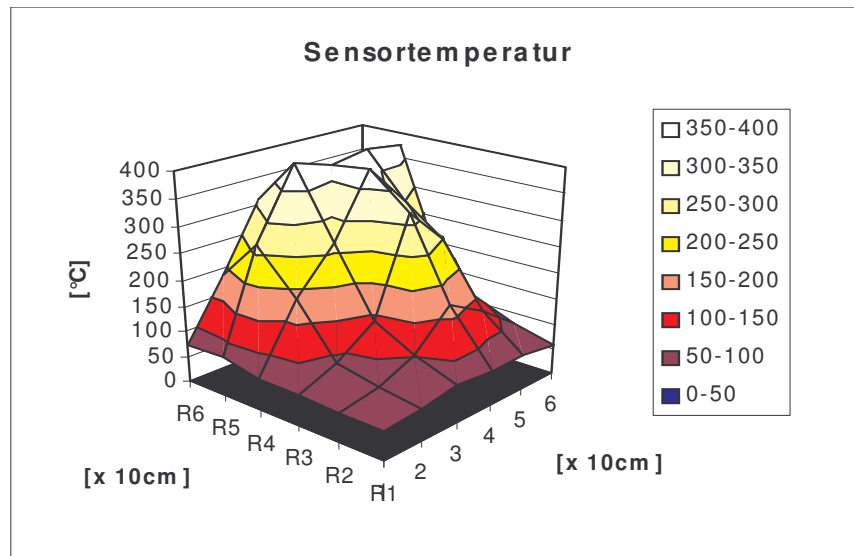


Diagramm 7.1, Sensortemperatur über der Empfängerfläche

Nach Gleichung (6.9) ergibt sich die Intensitätsverteilung in Absorberebene :

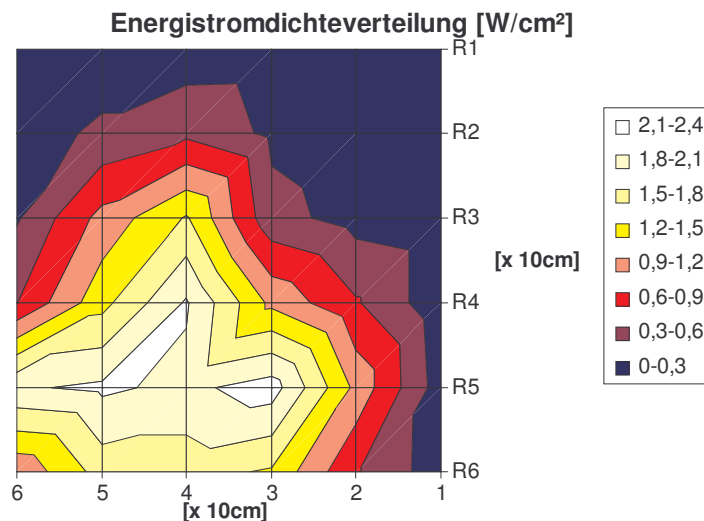


Diagramm 7.2, Energistromdichteverteilung in der Empfängerebene

Das Diagramm (7.2) zeigt das die Energistromdichteverteilung in Absorberebene mit einem Maximum der Einstrahlung von 2.4 W/cm² über den für das Öl zulässigen 1.5 W/cm² liegt. Es muß jedoch berücksichtigt werden, daß die Einstrahlung nicht zu 100% absorbiert wird. Der Absorber ist mit schwarzer Farbe mit einem Absorptionskoeffizienten von 0.90 gestrichen. Die Energistromdichte liegt also unter 2.2 W/cm². Die effektive Fläche des Absorbers ist, bedingt

durch seinen Aufbau aus Rohren um 63% größer als die einer planen Fläche. Multipliziert mit diesem Formfaktor ergibt sich für die Energiestromdichte am Öl ein maximaler Wert von 1.4 W/cm^2 .

Die gesamte Fläche homogen auszuleuchten ist trotz mehrer Versuche nicht gelungen. Dies wäre möglich indem man im Hohlraum Spiegel quer vor dem Absorber anbringen würde, die das Licht schon früher auf die obere Absorberfläche reflektieren. Eine andere Möglichkeit ist es, den Absorber noch weiter nach hinten zu rücken und abzusenken.

Die Fläche ist etwas größer wie auf den ersten Blick nötig erscheint. Dies hängt mit der zeitlich-en Varianz der Brennfleckposition zusammen. Sie wandert, wie im Kapitel 5 beschrieben, mit der täglichen Nachführung um die Polarachse.

8. DIE SIMULATION

Anhand der Simulation läßt sich abschätzen ob die maximal zulässige Temperatur für den Wärmeträger Öl am Absorber eingehalten wird. Es wird ersichtlich ob ein Kühler nötig ist und welche konstruktiven Parameter einzuhalten sind.

Um eine Simulation durchführen zu können muß man die Anlagenkomponenten mathematisch beschreiben.

8.1. Mathematisches Modell des Absorbers

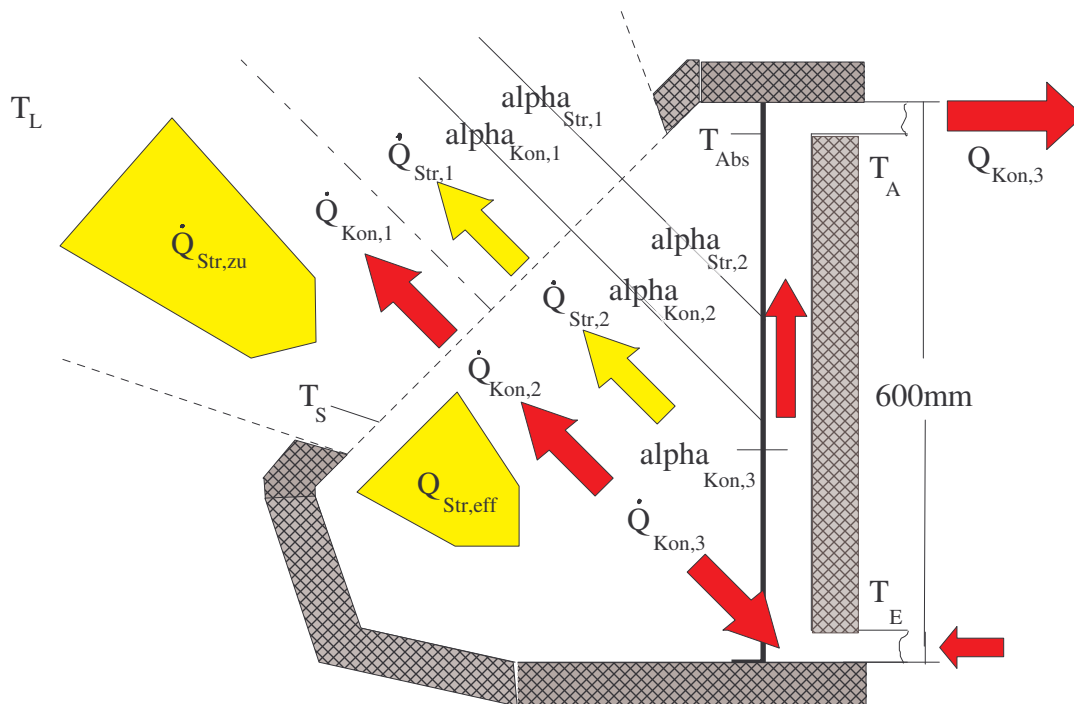


Abbildung 8.1, Wärmeströme am Hohlraumabsorber

8.1.1. Hohlraumempfänger mit Glasabdeckung:

Für den Absorber läßt sich für den statischen Fall folgendes energetisches Gleichgewicht aufstellen:

$$Q_{Str,eff} = Q_{Kon,3} + Q_{Str,2} + Q_{Kon,2} \quad (8.1)$$

Für die Scheibe gilt:

$$Q_{Str,zu} = Q_{Str,eff} + Q_{Str,1} + Q_{Kon,1} \quad (8.2)$$

Um den Wärmestrom zu berechnen ist die Kenntnis des Wärmeübergangskoeffizienten α nötig:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad (8.3)$$

Folgende Auflistung zeigt die Wärmeübergänge des Systems.

1. Strahlungsübergänge:

Strahlung, die auf einen Körper trifft, wird entweder reflektiert, absorbiert oder transmittiert. Aus dem Energieerhaltungssatz folgt [12]:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (8.4)$$

α : Absorptionsvermögen
 ρ : Reflexionsvermögen
 τ : Transmissionsvermögen

Jeder Körper sendet entsprechend seiner Temperatur und seiner Oberfläche Strahlung aus. Aus dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik folgt das Kirchhoff'sche Gesetz:

$$\varepsilon(\lambda) = \alpha(\lambda) \quad (8.5)$$

ε : Emissionsvermögen
 λ : Wellenlänge

Scheibe-Himmel

Benutzt wird hier die Formel für den Strahlungsaustausch zwischen einer Platte und einer unendlichen, schwarzen Halbkugel ($\varepsilon = 1$)

Man kann den strahlungsbedingten Anteil des Energietransports auch als Wärmewiderstand formulieren:

$$R = \frac{1}{\alpha \cdot A} \quad (8.6)$$

Mit $Q = \frac{\Delta T}{R}$ ergibt sich für den Wärmeübergangskoeffizient [3]:

$$\alpha_{Str,1} = \varepsilon_S \cdot \sigma_S \cdot (T_S^2 + T_{Luft}^2) \cdot (T_S + T_{Luft}) \quad (8.7)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{Str,1} : & \quad [W/m^2 \cdot K] && \text{Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung} \\ \varepsilon_S & && \text{Emissionsvermögen der Scheibe} \\ \sigma_S = 5.67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4] & && \text{Stefan-Boltzman-Konstante} \end{aligned}$$

Absorber-Scheibe

Hier wird idealistisch davon ausgegangen, dass der mit Aluminiumspiegeln ausgekleidete Hohlraum keine Strahlung absorbiert.

Es handelt sich also nur um einen Strahlungsaustausch zwischen zwei unterschiedlich großen Flächen mit verschiedenen großen Emissionsvermögen. Nach dem VDI-Wärmeatlas wird eine Strahlungsaustauschzahl $C_{1,2}$ definiert. Es findet die Formel für einen Strahlungsaustausch zwischen einem Innen- und einem Mantelrohr Verwendung [nach VDI, Ka 2.1.].

$$C_{1,2} = \frac{\sigma_S}{\frac{1}{\varepsilon_S} + \frac{A_S}{A_{Abs}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{Abs}} - 1 \right)} \quad (8.8)$$

mit $Q_{1,2} = C_{1,2} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)$ ergibt sich für $\alpha_{Str,2}$:

$$\alpha_{Str,2} = C_{1,2} \cdot (T_{Abs}^2 + T_S^2) \cdot (T_{Abs} + T_S) \quad (8.9)$$

Diese Rechnung stimmt allerdings nur für nicht selektive Oberflächen. Handelt es sich um eine selektive Beschichtung, so muß die ausgetauschte Strahlungsenergie über die Wellenlänge aufintegriert werden, da dann ε_{Abs} eine Funktion über der Wellenlänge ist.

Parabol-Hohlraum

Der gebündelte Strahl wird durch die Scheibe teilweise absorbiert und reflektiert. Dies wird mit dem Transmissionsgrad τ ausgedrückt.

Der Reflexionsgrad ist vom Winkel abhängig, in dem das Licht auf die Scheibe fällt. Der Fehler nimmt bei Glas jedoch erst ab einem Winkel von 60° zur Flächennormale stark zu.

Da der gebündelte Strahl jedoch nicht mehr als 30° aus der Flächennormalen der Empfänger-scheibe abweicht ist diese Ungenauigkeit unerheblich. Der winkelabhängige Transmissionsgrad beträgt [3]:

$$\tau = e^{-K \cdot d / \cos \phi} \quad (8.10)$$

d: [m] Dicke der Abdeckung

K: [1/m] Absorptionskoeffizient (Weißglas K=4/m, Fensterglas K=16 bis 32/m)

ϕ : Einfallswinkel der Strahlung zur Scheibennormale

Für die effektiv am Absorber anliegende Leistung ergibt sich:

$$Q_{Str,zu,eff} = \tau \cdot Q_{Str,zu} \quad (8.11)$$

2. Konvektive Wärmeübergänge:

Scheibe-Umgebung:

Die Wärmeverluste lassen sich mit Hilfe der Nusseltzahl berechnen. Die Nusseltzahl für den gesamten Wärmeübergang setzt sich zusammen aus einer Nusseltzahl für die freie und einer für die erzwungene Konvektion.

$$\alpha_{Kon,1} = \frac{\lambda_L \cdot Nu_{ges}}{l_S} \quad (8.12)$$

$$Nu_{ges} = \sqrt[3]{Nu_{frei}^3 + Nu_{erz}^3} \quad (8.13)$$

Freie Konvektion [nach VDI, Fa 3]:

$$Nu_{frei} = 0.56 \cdot (Ra_c \cdot \cos \gamma)^{0.25} + 0.13 \cdot (Ra_c^{\frac{1}{3}} - Ra_c^{\frac{1}{3}}) \quad (8.14)$$

$$\text{mit} \quad Ra = Gr \cdot Pr, \quad Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta_L \cdot (T_s - T_L)}{\nu_L^2} \quad (8.15)$$

$$\text{und} \quad Ra_c = 10^{[8.9 - 0.00178 \cdot \gamma^{1.82}]} \quad (8.16)$$

l : Länge der Glasscheibe

γ : Neigungswinkel der Glasscheibe zur Vertikalen

Stoffwerte von Luft gelten bei Umgebungstemperatur.

Erzwungene Konvektion [nach VDI, Ga1 und Fa5.7]:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu_L} < 10^5 \Rightarrow \text{laminare Strömung,} \quad (8.17)$$

$$\text{mit einer kritischen Länge} \quad x_{krit} = \frac{Re_{krit} \cdot \nu}{w} \quad (8.18)$$

$$\text{ergibt sich} \quad Nu_{erz} = 0.664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr_L} \quad (8.19)$$

ν_L : $[m^2/s]$ kinematische Viskosität

w : $[m/s]$ Windgeschwindigkeit

l : $[m]$ überströmte Länge der Scheibe

Stoffwerte gelten hier für die mittlere Temperatur $T_M = \frac{T_\infty + T_S}{2}$

Für die Maximalwerte von $w = 4 \frac{m}{s}$, $\nu_{L,50^\circ C} = 182.5 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$, $l = 0.4 m$ ergibt sich

$Re = 87900 < 10^5$ und $x_{krit} < 0.45m$.

Konvektion im Hohlraum

Hier findet eine Formel Verwendung die den konvektiven Wärmeaustausch zwischen einer heißen und einer kalten Wand eines kubischen Hohlraumes beschreibt.

$$\alpha_{Kon,2} = \frac{\lambda_L}{a} \cdot \left(1 + \frac{0.0236 \cdot (Gr \cdot Pr_L)^{1,393}}{10100 + Gr \cdot Pr_L}\right) \quad (8.20)$$

a : $[m]$ mittlerer Abstand zwischen Scheibe und Absorber

Stoffwerte von Luft bei $T_M = \frac{T_S + T_A}{2}$

Übergang Rohrwand zu Öl

Hier findet eine Formel aus dem amerikanischen Wärmeatlas Verwendung, die den Wärmeübergang durch freie und erzwungene Konvektion in senkrechten Rohren beschreibt.

$$\alpha_{Kon,3} = \frac{Nu_{ges} \cdot \lambda_{öl}}{D}, \quad Nu_{ges} = \sqrt[6]{Nu_{frei}^6 + Nu_{erz}^6} \quad (8.21)$$

$$\text{mit: } Nu_{frei} = 0.846 \cdot \left(\frac{g \cdot \beta_{öl} \cdot \rho_{öl}^2 \cdot c_{p,öl} \cdot d^4}{\eta_{öl} \cdot \lambda_{öl}} \cdot \frac{T_{Abs} - T_E}{h} \right)^{0,25} \quad (8.22)$$

$$\text{und } Nu_{erz} = \frac{48}{11} \quad (8.23)$$

h : Höhe des betrachteten Segments

Stoffwerte von Öl gelten bei: $T_m = \frac{T_{Abs} + T_E}{2}$

8.1.2. Hohlraumempfänger ohne Glasabdeckung:

Strahlungsaustausch findet nun nach Gleichung(8.7) statt. Nur wird jetzt statt der Absorberfläche die Fensterfläche eingesetzt. Es wird für die Absorbtemperatur eine gemittelte Temperatur eingesetzt:

$$T_{Abs} = \left(\sum_{i=1}^N \frac{T_i^3}{N} \right)^{1/3}$$

Die Verluste durch die Transmission des Glases entfallen.

Konvektiver Wärmeverlust

Hier findet das Stine-Modell für nach oben geöffnete Hohlraumempfänger Verwendung [13]:

$$Nu = 0.088 \cdot Gr^{1/3} \left(\frac{T_{Abs}}{T_L} \right)^{0.18} (\cos \theta)^{2.47} \left(\frac{D_{apt}}{L_c} \right)^s \quad (8.24)$$

$$\text{wobei: } s = -0.982 \cdot \frac{D_{apt}}{L_c} + 1.12 \quad (8.25)$$

θ : Neigungswinkel der Empfängeröffnung
 D_{apt} : Durchmesser der Empfängeröffnung

Die charakteristische Länge L_c ist als mittlere innere Abmessung des Hohlraumes definiert. Hier geht die effektive Auftriebshöhe als Maß für die Geschwindigkeit der Luftströmung ein. Sie ist das arithmetische Mittel aus überstrichener Wandlänge und Auftriebshöhe. In der hier verwendeten Geometrie des Empfängers tritt ein Sonderfall ein, da die Auftriebshöhe aufgrund der vertikalen Anordnung des Absorbers mit der Überströmlänge übereinstimmt ist die charakteristische Länge die Länge des Absorbers L_{Abs} .

Die Fläche der Konvektionszone A_{kv} ist definiert als die innere Wandfläche des gesamten Hohlraumes abzüglich des in der Stagnationszone liegenden Bereichs zuzüglich der Fläche der vertikalen Projektion der Hohlraumöffnung.

Stoffwerte werden bei Umgebungstemperatur genommen.

Der konvektive Wärmeverlust wird letztendlich bestimmt durch:

$$Q_{kon,1} = \frac{Nu \cdot \lambda_L}{L_{Abs}} \cdot A_{kv} \cdot (T_{Abs} - T_L) \quad (8.26)$$

8.2. Simulation des Stillstandes:

Die Berechnung der Stillstandstemperatur soll eine Antwort auf die Frage geben, ob die Absorb-erausgangstemperatur im Extremfall, d.h. bei Massenstrom gleich Null, die für das Öl maximal zulässigen 300° Celsius überschreiten kann..

Die Berechnung basiert auf den zwei Gleichungen (8.1) und (8.2) des Kapitels 8.1.1. Mithilfe einer iterativen Schleife wird mit einem Fortranprogramm die in beiden Gleichungen unbekannte Größe der Glastemperatur bestimmt. Das Ergebnis für die Stillstandstemperatur mit und ohne Glas zeigt Diagramm 8.1. Der zeitliche Verlauf der Absorb-ertemperatur hängt

von der im Ab-sorber befindlichen Wärmekapazität des Öls sowie von der Kapazität der Absorberkonstruktion ab. Es wird eine Umgebungstemperatur von 20°C und eine Einstrahlung von 950 W/m² ange-nommen.

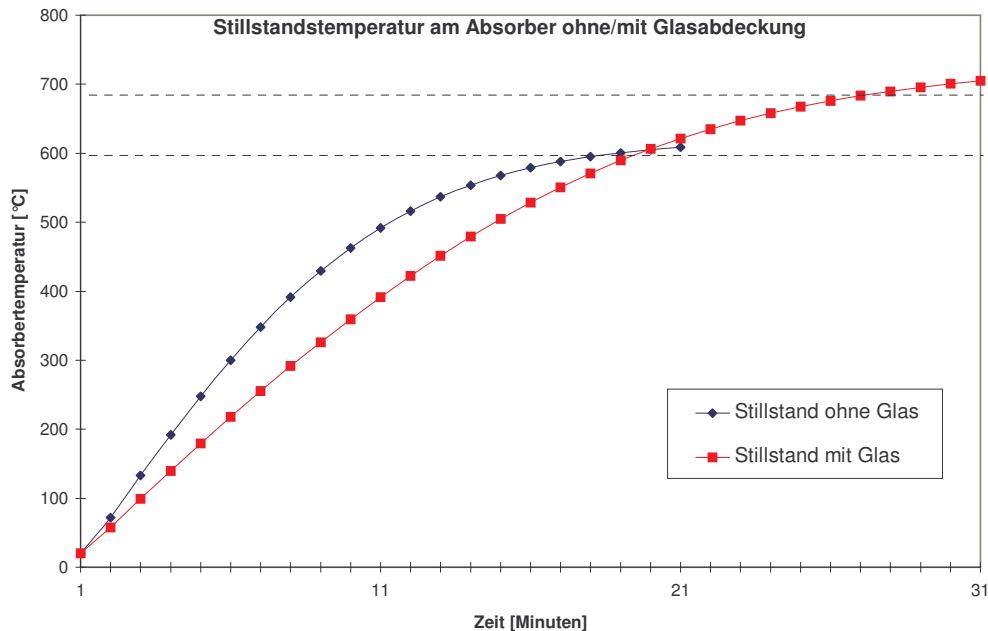


Diagramm 8.1, Maximale Temperatur des Absorbers

Man erkennt deutlich in beiden Fällen die Unabdingbarkeit des Kühlers. Der Massenstrom durch den Kühler muß durch ein Ventil gesteuert werden. Das Diagramm zeigt auch, daß sich der Ein-satz einer Glasabdeckung erst ab einer Temperatur von ca. 450°C lohnt. Erkennbar ist dies an dem stärkeren Anstieg der Ausgangstemperatur des Absorbers ohne Glasabdeckung gegenüber dem mit Glasabdeckung bis zum Erreichen von 450°C.

Die Verlustwärmeströme für den Hohlraum mit und ohne Glas zeigt das Diagramm 8.2. Es ist zu beachten, daß der Energieverlust durch die Absorption der Scheibe nicht mit dargestellt ist. Eine Einbeziehung der Absorption hätte für die Wärmeverluste mit Glas eine Verschiebung nach oben zur Folge. Der Hohlraumempfänger mit Glas ist im unteren Temperaturbereich also nicht unbedingt effizienter. In dem hier vorkommenden Temperaturbereich bis 300°C ist von der Scheibe abzuraten, es sei denn der Hohlraumempfänger wäre extrem starken Wind ausgesetzt.

Die mit ansteigender Temperatur abfallenden Konvektionsverluste für den Hohlraum mit Glas sind dadurch zu erklären, das sich das Fenster zunehmend erwärmt und sich ein heißes Luftpolster bildet, das den Übergang verschlechtert.

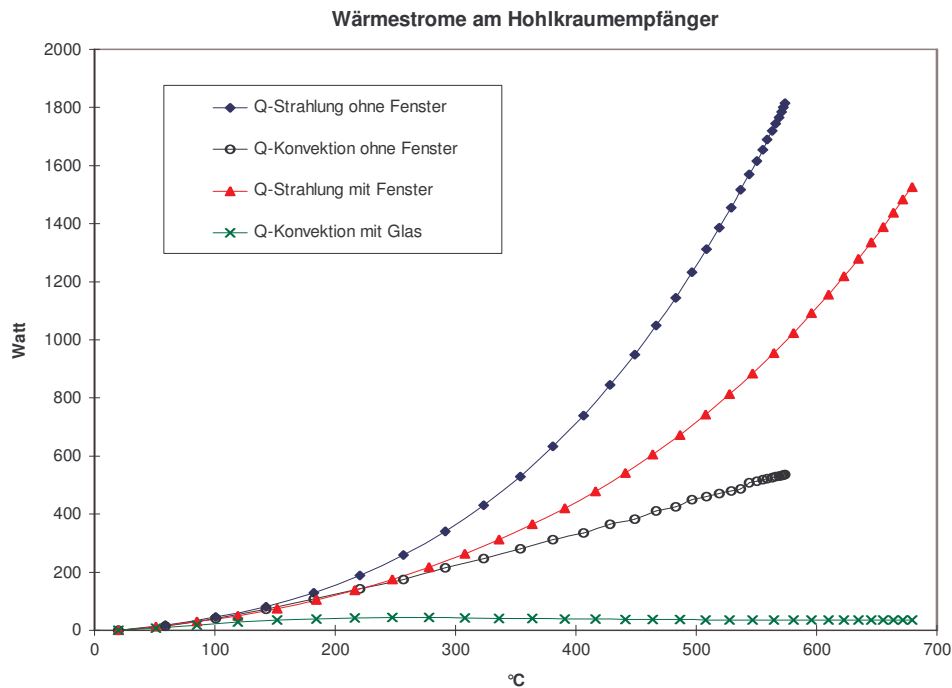


Diagramm 8.2, Wärmeströme am Hohlraumempfänger

Diagramm 8.3 zeigt die Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur. Es wird deutlich, wie wichtig eine kleine Hohlraumöffnung bei höheren Temperaturen wird, um den Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung klein zu halten.

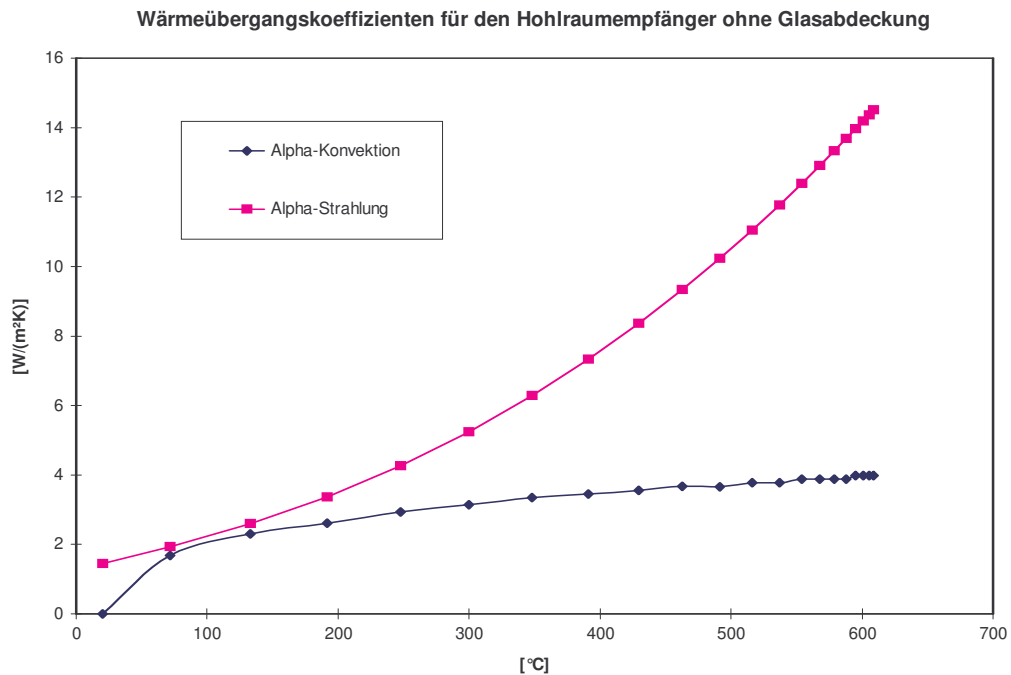


Abbildung 8.3, Wärmeübergangskoeffizienten

8.3. Die Anlagensimulation

Um das Öl vor Überhitzung zu schützen muß der Kühler so ausgelegt sein, das er im Extremfall die gesamte vom Absorber eingefangene Energie von 3kW abführen kann. Um die konstruktiven Parameter des Kühlers und des Thermoventils abschätzen zu können, wurde für den, aus den Komponenten Absorber, Kühler, Ventil und Rohre zusammengesetzten Kreislauf ein Simulationsprogramm unter TRNSYS 14.1. geschrieben. Um die zeitliche Komponente zu simulieren müssen die Wärmekapazitäten, sowie die Massen der einzelnen Systemkomponenten berücksichtigt werden.

Komponenten des Systems sind:

- der Absorber, zusammengesetzt aus parallelen Steigrohren mit 20 mm Innendurchmesser die oben und unten durch ein Sammelrohr mit 40 mm Innendurchmesser verbunden sind. Die Rohrverbindungen stellen ein T-Stücke dar. Der Ein- und Ausgang ist diagonal angeordnet um den Massenstrom durch die Rohre gleichmäßig zu verteilen.
- der Kühler ist baugleich mit dem Absorber, nur mit größerem Rohrabständen, um die Luftkonvektion an den Rohren nicht zu behindern.
- der Speicher als Wärmesenke. Für den Speicher wurde unter TRNSYS 14.1 ein Modell erstellt, das einen Zweistoffspeicher simuliert. Dieses wird nach dem Setzen der Parameter aufgerufen.
- isolierte Rohrverbindungen zwischen den Komponenten. Es werden für den Wärme- und Druckverlust wichtige, gerade Rohrstücke genauso simuliert, wie Rohrbögen, T-Stücke, Rohrwinkel und Verjüngungen.
- das Schutzventil ist direkt hinter dem Absorber angebracht. Es beginnt den Kühler ab einer Absorberausgangstemperatur von 270°C freizugeben. In gleichem Maße wird der Speicherkreislauf geschlossen. Bei 300°C ist der Kühler komplett geöffnet und der Speicherzulauf ganz geschlossen.

8.3.1 Wärmeverluste der Rohrleitungen

Es ist eine einfache Schalenisolation für die Rohrleitung der Länge l vorgesehen. Der Außendurchmesser der Schale ist D der Durchmesser der Rohrleitung ist d . Der Wärmeübergang wird hauptsächlich durch Wärmeleitung bestimmt [14]:

$$Q = \alpha \cdot 2 \cdot \pi \cdot l \cdot (T_{Rohr} - T_L) \quad \text{mit} \quad \alpha = \frac{\lambda}{\ln\left(\frac{D}{d}\right)} \quad (8.27)$$

λ : Wärmeleitfähigkeit der Isolation

8.3.2. Wärmeabgabe des Kühlers

Wärmeverlust durch Abstrahlung:

Hier findet dieselbe Gleichung wie unter 8.1.1. Verwendung. Es findet ein Strahlungsaustausch zwischen einer Platte und einem unendlichen schwarzen Halbraum statt:

$$\alpha_{Str} = \varepsilon_{Kühler} \cdot \sigma_S \cdot (T_{Kühler}^2 + T_L^2)(T_{Kühler} + T_L) \quad (8.28)$$

Wärmeverlust durch Konvektion:

Es muß wieder in freie und erzwungene Konvektion unterschieden werden.

$$Nu_{ges} = \sqrt[3]{Nu_{free}^3 + Nu_{erzw}^3} \quad (8.30)$$

-Freie Konvektion [nach VDI, Fa3] :

$$Nu_{free} = 0.56(Ra_C \cdot \cos \gamma)^{1/4} + 0.13(Ra^{1/3} - Ra_C^{1/3}) \quad (8.31)$$

$$Ra_C = 10^{(8.9 - 0.00178 \cdot \gamma^{1.82})} \quad \text{und} \quad Ra = Gr \cdot Pr \quad (8.32)$$

$$\text{mit} \quad Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta_L (T_{Kühler} - T_L)}{\nu^2} \quad \text{und} \quad \beta_L = \frac{1}{T_L} \quad (8.33)$$

γ : Neigungswinkel gegen die Vertikale

-Erzwungene Konvektion [nach VDI, Ga1]:

$$Nu_{erzw} = 0.664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} \quad (8.34)$$

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$$

$$\text{Stoffwerte für Luft bei} \quad T_M = (T_E + T_A)/2$$

8.3.3. Massenstromberechnung:

Als wichtigster Faktor, der die Öltemperatur beeinflusst, ist der Massenstrom zu nennen. Da es sich um einen Schwerkraftumlauf handelt, ist der Massenstrom das Resultat verschiedener Öldichten im System. Die Öldichte wiederum ist bedingt durch die verschiedenen Temperaturen und damit durch die Wärmeübergänge. Die in Abschnitt 8.1 und 8.3 beschriebenen Gleichungen für die Wärmeübergänge an jeder Komponente wurden in das Simulationsprogramm eingebaut. Den Auftriebskräften des heißen Öles stehen die mit dem Massenstrom anwachsenden Reibungskräfte entgegen:

$$\Delta p_{stat} = \Delta p_{reib} \quad (8.35)$$

Mit dem statischen Druck als Wegintegral:

$$\Delta p_{stat} = g \cdot \int \rho(T_{\vartheta}) \cdot dh \quad (8.36)$$

Die Reibungsverluste sind sehr spezifisch von Form und Länge des betrachteten Abschnitts abhängig [3].

$$\Delta p_{reib} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{l_a}{d} + \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.37)$$

$$\text{Mit : } l_a = l + n_B \cdot d \cdot 32 \quad (8.38)$$

$$\text{und } Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad \text{Reynoldszahl für laminare Strömung, } Re < 2000$$

Am Anfang eines Rohres muß sich die laminare Strömung erst entwickeln, deshalb:

$$\lambda = \lambda + \frac{0.38 \cdot \lambda}{\left(\frac{l}{Re \cdot d}\right)^{0.964}} \quad (8.39)$$

n_B : Anzahl der rechtwinkligen Biegungen in der Leitung.

Für 45°-Bögen gilt $n_B = 0.75$

l : Rohrlänge [m]

d : Innendurchmesser Rohr [m]

w : Geschwindigkeit im Rohr [m/s]

ζ : Widerstandsbeiwert

ν : dynamische Viskosität [m²/s]

Der Widerstandsbeiwert muß je nach Fall, zum Beispiel bei der Verjüngung oder Erweiterung eines Rohres nach geeigneten Formeln berechnet werden.

Bei der Berechnung der Reibungsverluste in dem Absorber und Kühler werden die parallelen Steig/Fallrohre mit den T-Stücken berücksichtigt.

Der Druckverlust des Speichers ist aufgrund des großen inneren Durchmessers d so klein, daß er keinen Einfluß auf den gesamten Druckverlust hat.

8.4. Das Simulationsprogramm

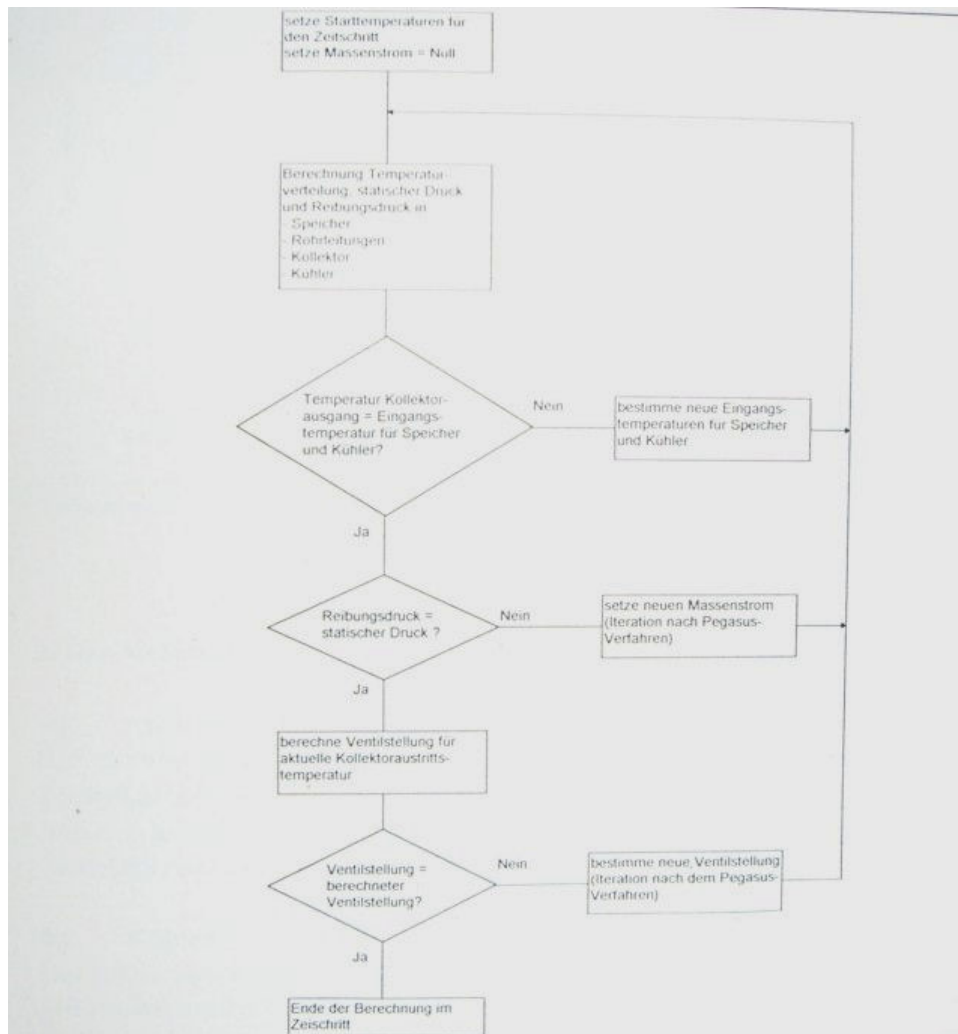
Die Simulation beginnt mit dem Setzen der Anfangstemperatur für den Zeitschritt. Der Massenstrom wird gleich Null gesetzt.

Der Zeitschritt besteht aus 3 Iterationen. Zuerst wird die Temperatur des Systems entsprechend der Absorberausgangstemperatur korrigiert. Dazu wird für jede Systemkomponente die sich einstellende Temperaturverteilung berechnet. Mit der veränderten Temperatur stellt sich auch ein veränderter statischer Druck ein. Alle Stoffwerte werden auf die neuen Temperaturen be-

zogen. Die erste Iteration wird beendet wenn der Absorberausgang gleich der Eingangstemperatur von Speicher und Kühler ist.

Daraufhin wird die zweite Iterationsschleife durchlaufen. Sie dient der Korrektur des Massenstromes. Er wird nach Kapitel 8.3.3 berechnet. Diese Iteration benutzt für eine verkürzte Rechenzeit das Pegasus Verfahren. Unter jeder Änderung des Massenstromes ändern sich auch die Wärmeübergänge in Absorber und Kühler, so daß auch hier eine neue Temperatur berechnet werden muß. Die Schleife wird dann beendet, wenn der Reibungsdruck gleich dem statischen Druck ist.

Als letzte Iteration wird die Ventilstellung als Funktion der Absorberausgangstemperatur berechnet. Entspricht die neu berechnete Stellung der zur Bestimmung des Massenstromes eingesetzten, so ist der Zeitschritt beendet. Ist dies nicht der Fall, wird mit dem Pegasus-Verfahren eine neue Ventilstellung bestimmt und die Iteration beginnt von vorne. Die Absorberausgangstemperatur öffnet das Ventil ab einer Temperatur von 270°C, das Ventil ist jedoch erst bei 300°C ganz geöffnet. Je nach Ventilstellung stellt sich ein anderer Massenstrom durch Speicher und Kühler und damit eine andere Temperatur ein. Diese beiden Faktoren werden wieder durch die vorangehenden Schleifen angeglichen.



Flußdiagramm des Simulationsprogramms

8.4. Das Simulationsergebnis

Das Diagramm 8.4 zeigt das Ergebnis der Simulation. Diese Simulation fand vor den ersten Messungen statt, so daß einige Korrekturen noch nicht stattfanden. Das Programm überschätzt noch die Absorberausgangstemperatur von 240°C bei einem Absorbereingang von 100°C. Es läßt sich aber erkennen, daß der Kühler genügend Energie abführen kann und der Massenstrom ausreichend ist. Das Simulationsergebnis zeigt Diagramm 8.4.

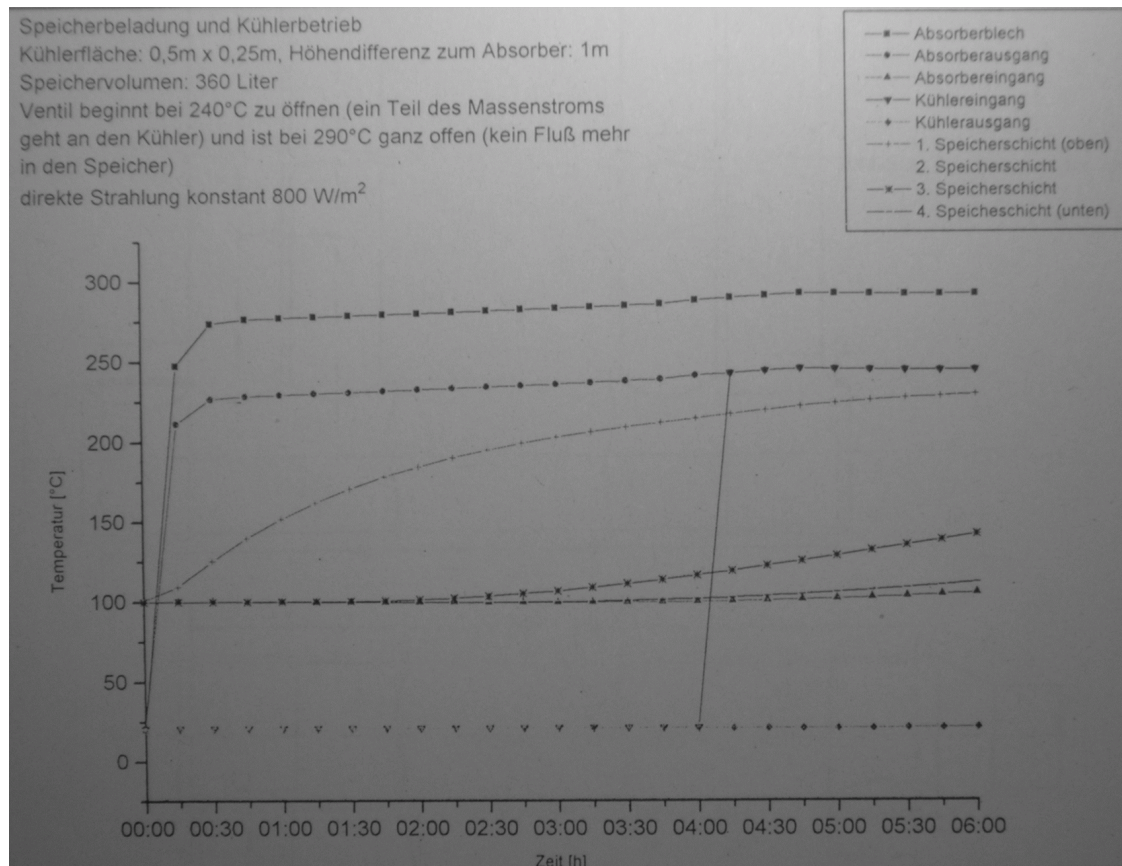


Diagramm 8.4., Simulationsergebnis

9. Der Meßstand

9.1. Absorber

Der Absorber ist aus 26 parallelen Steigrohren mit 22 mm Durchmesser aufgebaut. Die beiden Sammelrohre haben einen Durchmesser von 42 mm. Die Kupferrohre sind hartgelötet. Als absorbierende Schicht findet hochtemperaturfester, schwarzer Lack Verwendung. Die Maße des Absorbers zeigt Zeichnung 9.1.

9.2. Kühler

Der Kühler ist baugleich mit dem Absorber, nur daß die Abstände zwischen den Fallrohren größer sind um die Konvektion nicht zu behindern. Zudem muß der Kühler als höchster Punkt des Systems entlüftet werden. Den Kühler zeigt Zeichnung 9.2.

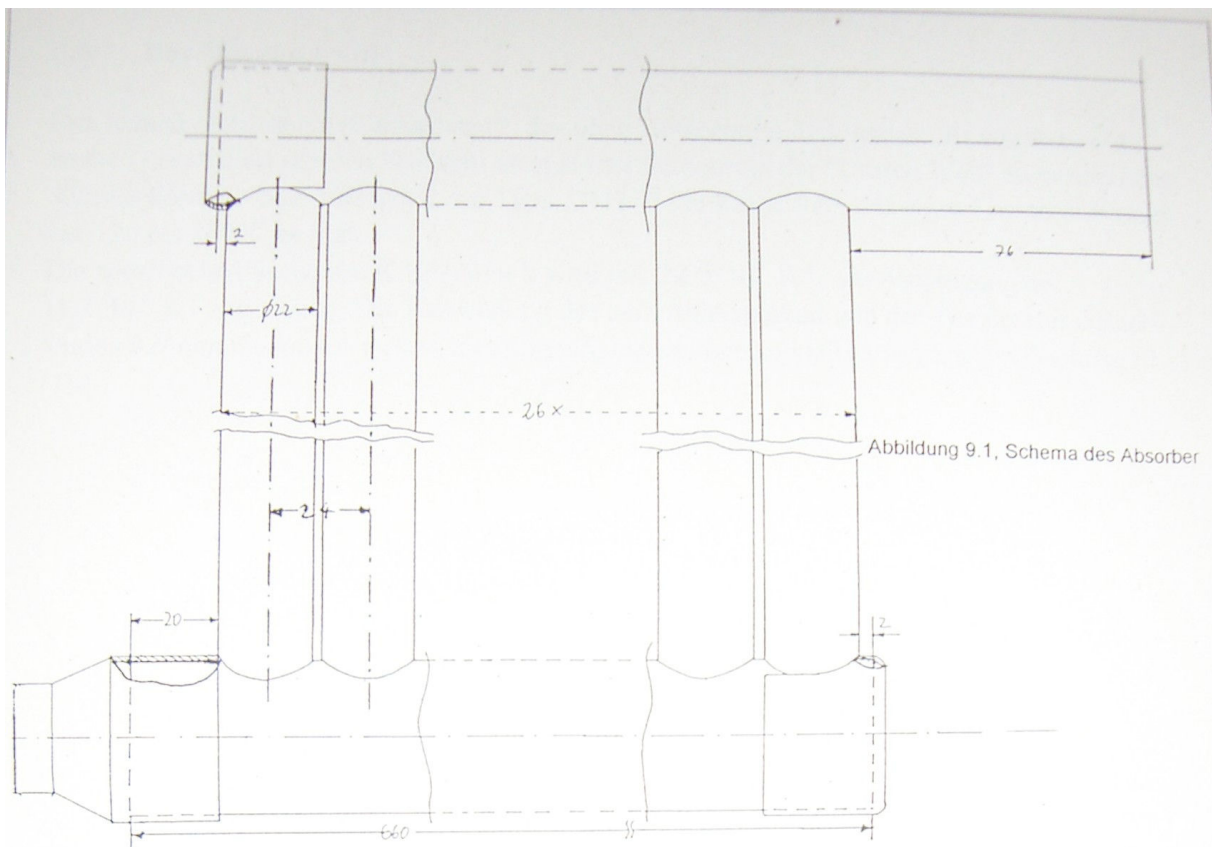


Abbildung 9.1, Schema des Absorber

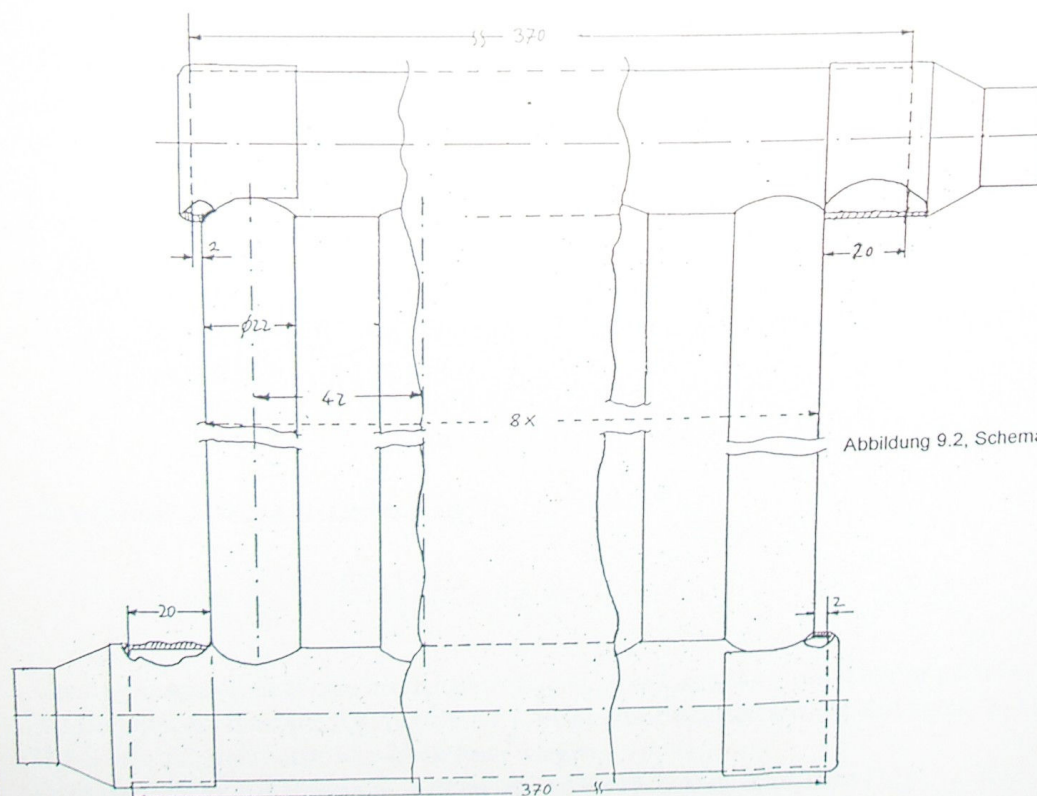


Abbildung 9.2, Schema des Kühlers

9.3. Das Wechselventil

Das Schutzventil ist ein Wechselventil, das ohne Hilfsenergie funktioniert. Es wurde bewußt einfach konstruiert um den Nachbau an späteren Standorten der "Dritten Welt" zu ermöglichen. Aktives Element ist ein Bimetall des Typs TB1170 der Firma Rau, das einen Linearitätsbereich von -20 bis 380°C besitzt.

Die spezifische thermische Krümmung k wird mit $22.0 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, die Ausbiegung mit $11.7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ angegeben. Die Berechnung des sich Abhängigkeit von der Temperatur einstellenden Krümmungsradius r eines einseitig eingespannten Bimetalls erfolgt nach Gleichung (9.1) [15].

$$r = \frac{s}{k \cdot (T_B - T_\infty)} \quad (9.1)$$

s : [mm] Dicke des Bimetalls
 T_B : [°C] Temperatur des Bimetalls
 T_∞ : [°C] Umgebungstemperatur

Der Fehler der Formel wird mit 0,5 % angegeben.

Es wird graphisch ermittelt, das ein Bimetall von 110 mm Länge (ohne Befestigung) bei einer Temperaturerhöhung von 270°C auf 300°C einen Weg von 6 mm zurücklegt. Mit 4 mm Weg wird der Schieber des Ventils betätigt.

Damit das Bimetall beim Arbeiten gegen das Rückstellgewicht des Schiebers noch genügend Weg zurücklegt und nicht plastisch verformt wird, muß die zulässige Gegenkraft berechnet werden.

$$P_u = \frac{2 \cdot b \cdot s \cdot l \cdot w \cdot \Delta T^2}{A} = 0,86 \text{ N} \quad (9.2)$$

A : [mm] nötige Ausbiegung (hier 4 mm)
 w : [N/mm²K²] spezifisches Arbeitsvermögen (hier 1.4E-6 N/mm²K²)
 b : [mm] Breite
 s : [mm] Dicke
 l : [mm] Länge

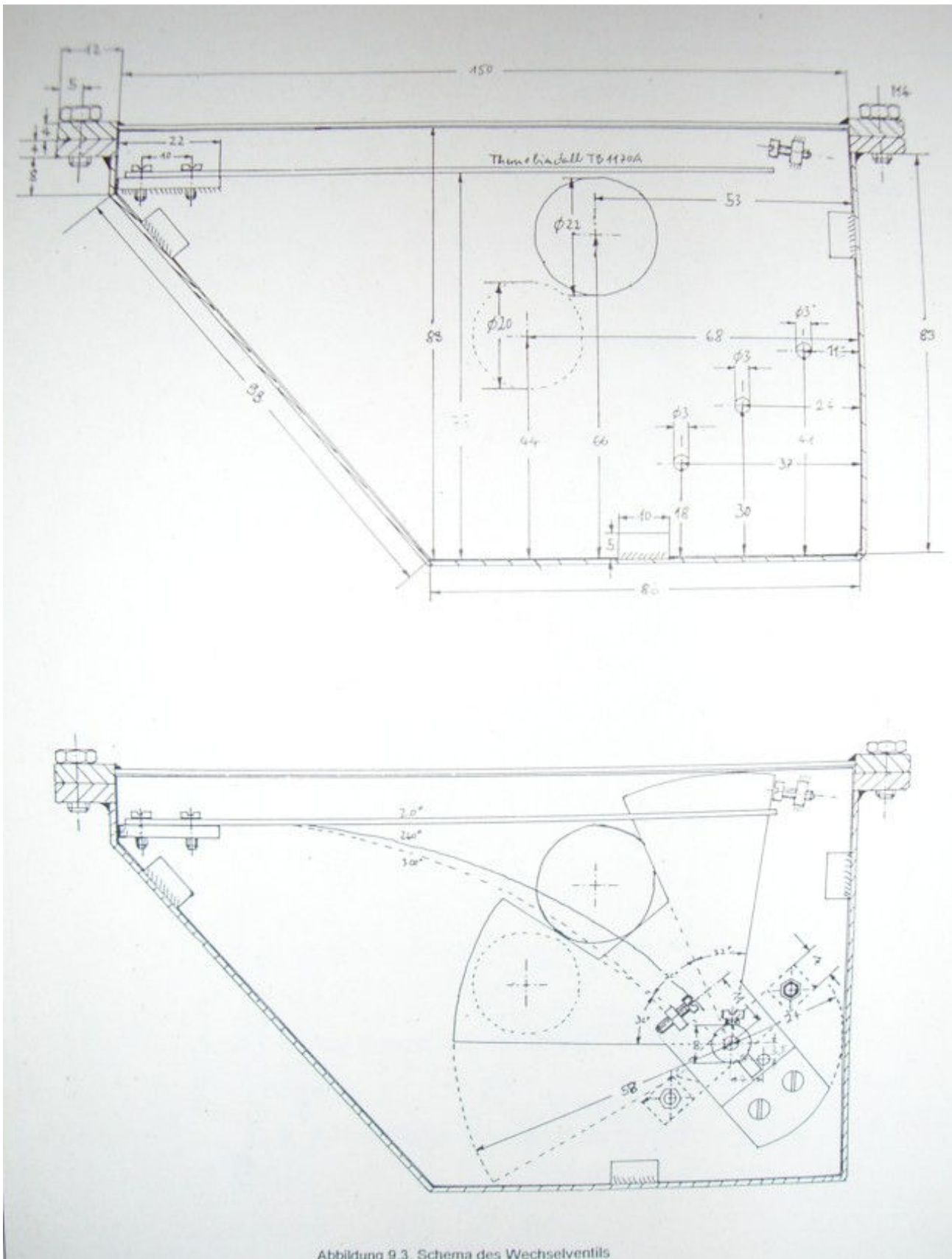
Die maximal zulässige Unterdrückung ist:

$$P_{zul} = \frac{\sigma_{zul} \cdot s^2 \cdot b}{6 \cdot l} = \frac{190 \cdot 1 \cdot 12.5}{6 \cdot 110} = 3.6 \text{ N} \quad (9.3)$$

Der Betriebspunkt liegt also im sicheren Bereich. Um einen Weg von 4mm zu garantieren darf das Bimetall mit maximal 0,89N belastet werden. Das Rückstellgewicht darf somit bei einem Hebel von 1:2 nicht mehr wie 45 Gramm wiegen.

Die Lebensdauer der Bimetalle wird mit ca. 10 E+05 Zyklen angegeben [15].

Das Ventil besitzt eine Sicherheitsvorkehrung. Reagiert das erste Bimetall aufgrund von Alterungserscheinungen nicht mehr, so spricht das zweite bis dahin unbelastete Bimetall an und



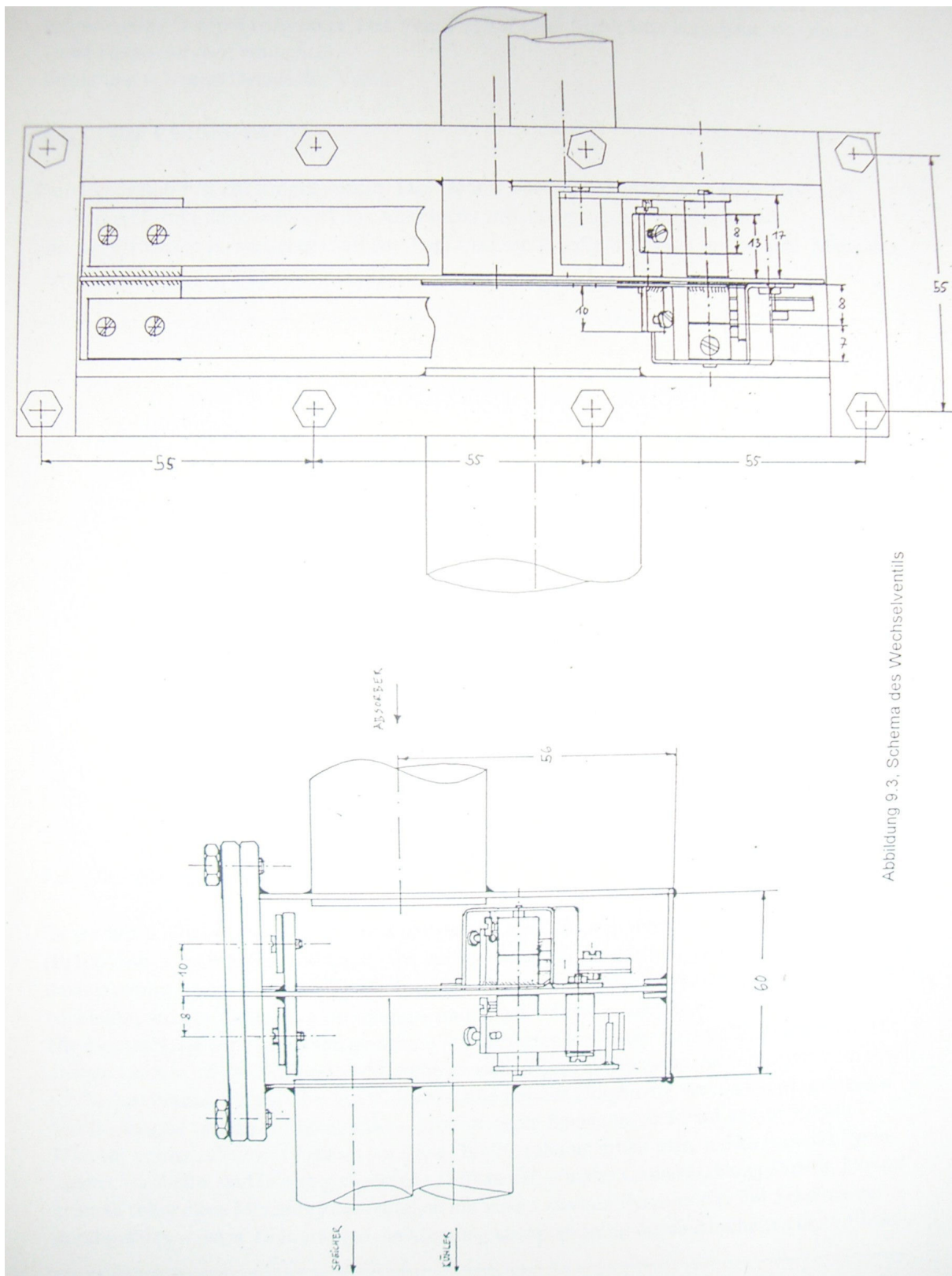


Abbildung 9.3, Schema des Wechselventils

betätigt die Sperrklinke. Ein an der Achse befestigtes exzentrisches Gewicht fällt nun und dreht den Schieber damit für immer in Kühlerstellung. Das zweite Ventil ist mit 310°C etwas höher eingestellt um versehentliches Auslösen zu verhindern. Es ist normalerweise nur dem tempera-

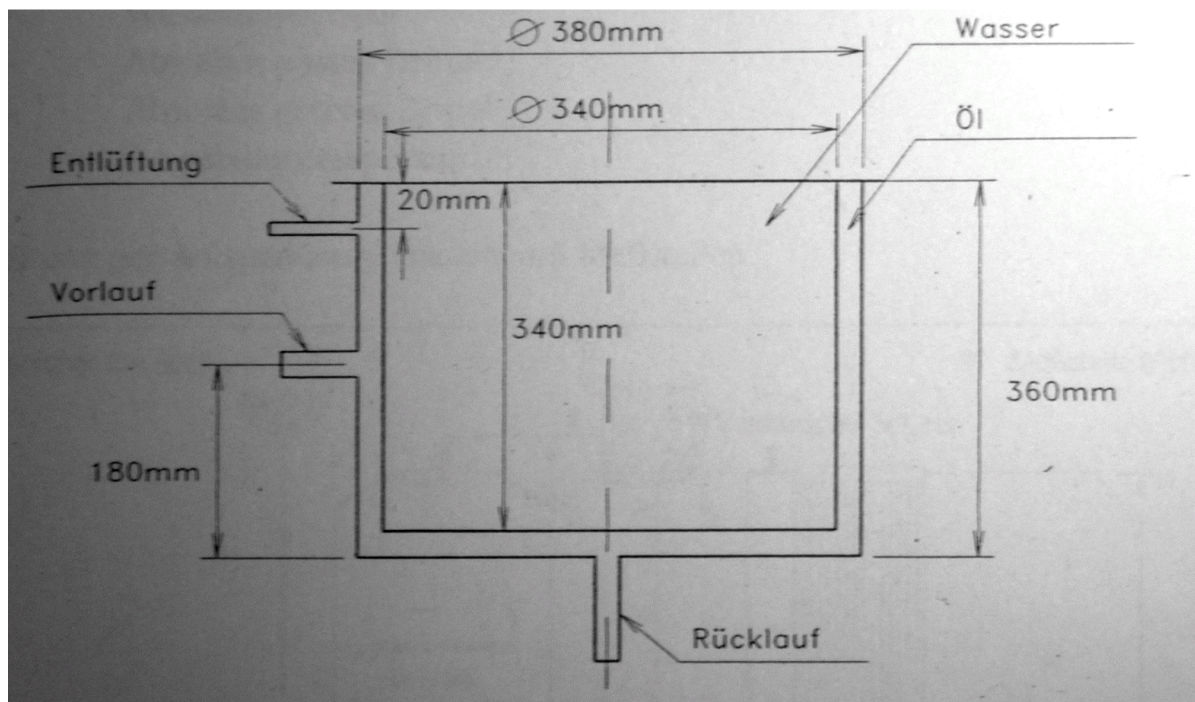
turgeregelten Ölstrom ausgesetzt. Das Ventil ist auf einer Stahlplatte aufgebaut, was das einfache Herausnehmen ermöglicht.

Zeichnung 9.3 zeigt Details des Ventils.

9.4. Der Verdampfer

Der Verdampfer ist ein Ringraumtopf. Das Öl tritt oben in den Hohlraum ein verteilt sich rundum und sinkt dann während des Abkühlens zum Ausgang am Topfboden ab.

Um keine Energie zu verlieren muß der Topf bis zum Rand mit Wasser gefüllt sein. Maße des Verdampfers zeigt Zeichnung 9.4.[2].



Zeichnung 9.4, Maße des Verdampfers

9.5. Die Meßeinrichtung

Es werden 8 Temperaturen im System gemessen. Als Sensoren dienen Platin-Widerstände (Pt100) mit 100 Ohm bei Null Grad. Mit dem gemessenen Widerstand wird über eine Formel die dazugehörige Temperatur berechnet. Zur Messung der Umgebungstemperatur dient eine Baum-bachhütte, die den Sensor vor Strahlungs- und Windeinflüssen schützt.

Die Einstrahlung wird mit einem geeichten Pyranometer der Sonne nachgeführt gemessen. Mit diesem Gerät wird die Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und der bestrahlten schwarzen Fläche, die nur über eine Thermosäule mit der Umgebung verbunden ist, gemessen. Das Meßsignal ist eine zur Einstrahlung proportionale Spannung und wird auf die Einheit Watt/m² geeicht. Die vom Parabol nutzbare Direktstrahlung erhält man, indem man das Pyran-ometer abschattet und den so gemessenen Diffusanteil von der Globalstrahlung abzieht. Normal-erweise sollte diese Messung kontinuierlich mit einem zweiten Pyranometer mit Schattenring durchgeführt werden. Hier erfolgte die Messung stichpunktartig durch Abschatten des vorhand-enen Pyranometers. Die so gemessene Einstrahlung läßt sich einfach auf die Apertur, vom eben-falls nachgeführten Parabol, umrechnen.

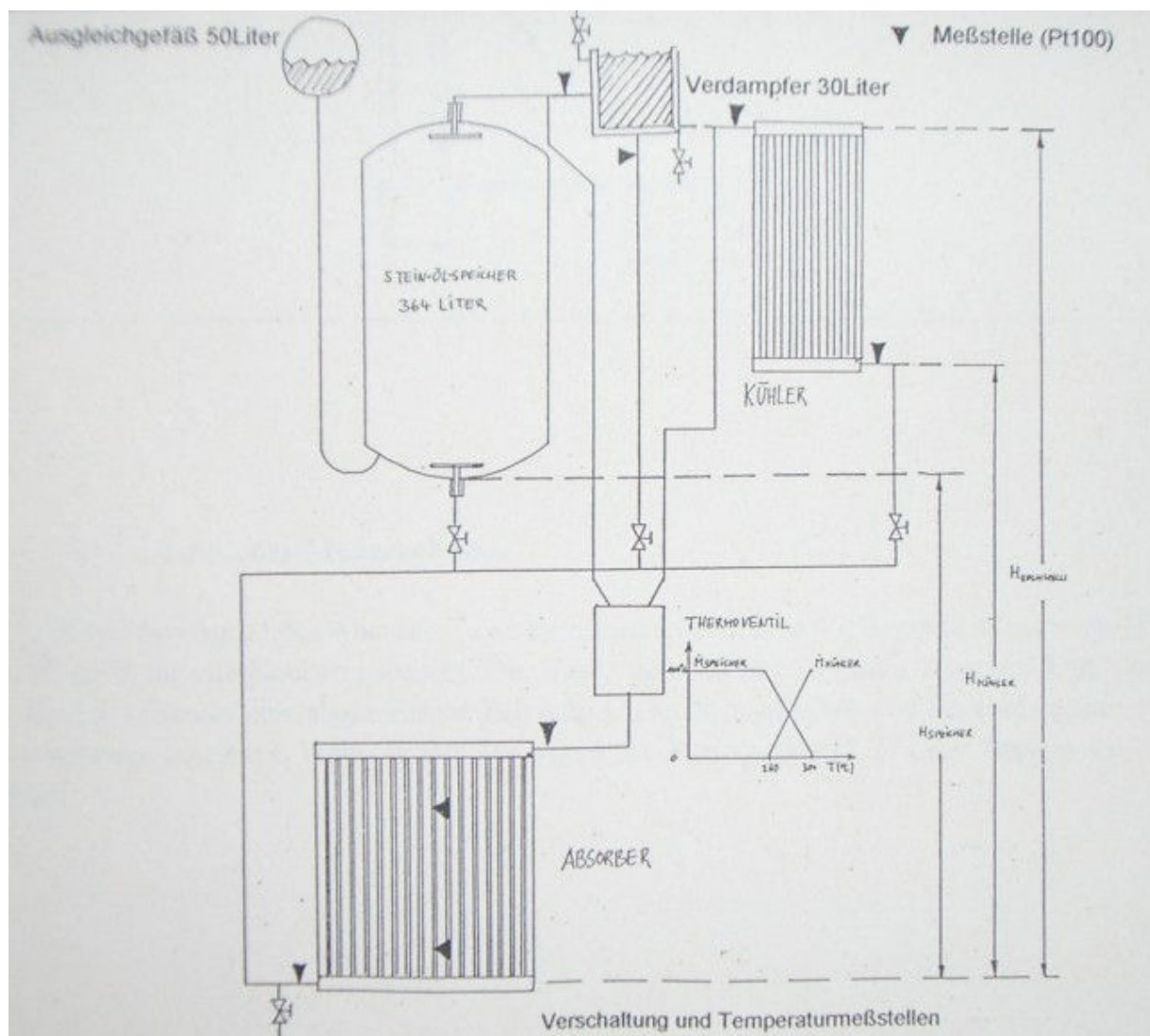
Die Messwerte werden von einem Yokogawa-Schreiber (HR2300) aufgenommen. Zum einen werden die Daten direkt auf Papier in Form einer Linie geschrieben, zum anderen in digitaler Form als 1 Minuten-Mittelwerte auf eine Speicherkarte. Die digitalen Aufzeichnungen werden mit einem Tabellenkalkulationsprogramm ausgewertet.

Die Anordnung der Temperaturmeßstellen zeigt Zeichnung 9.5.

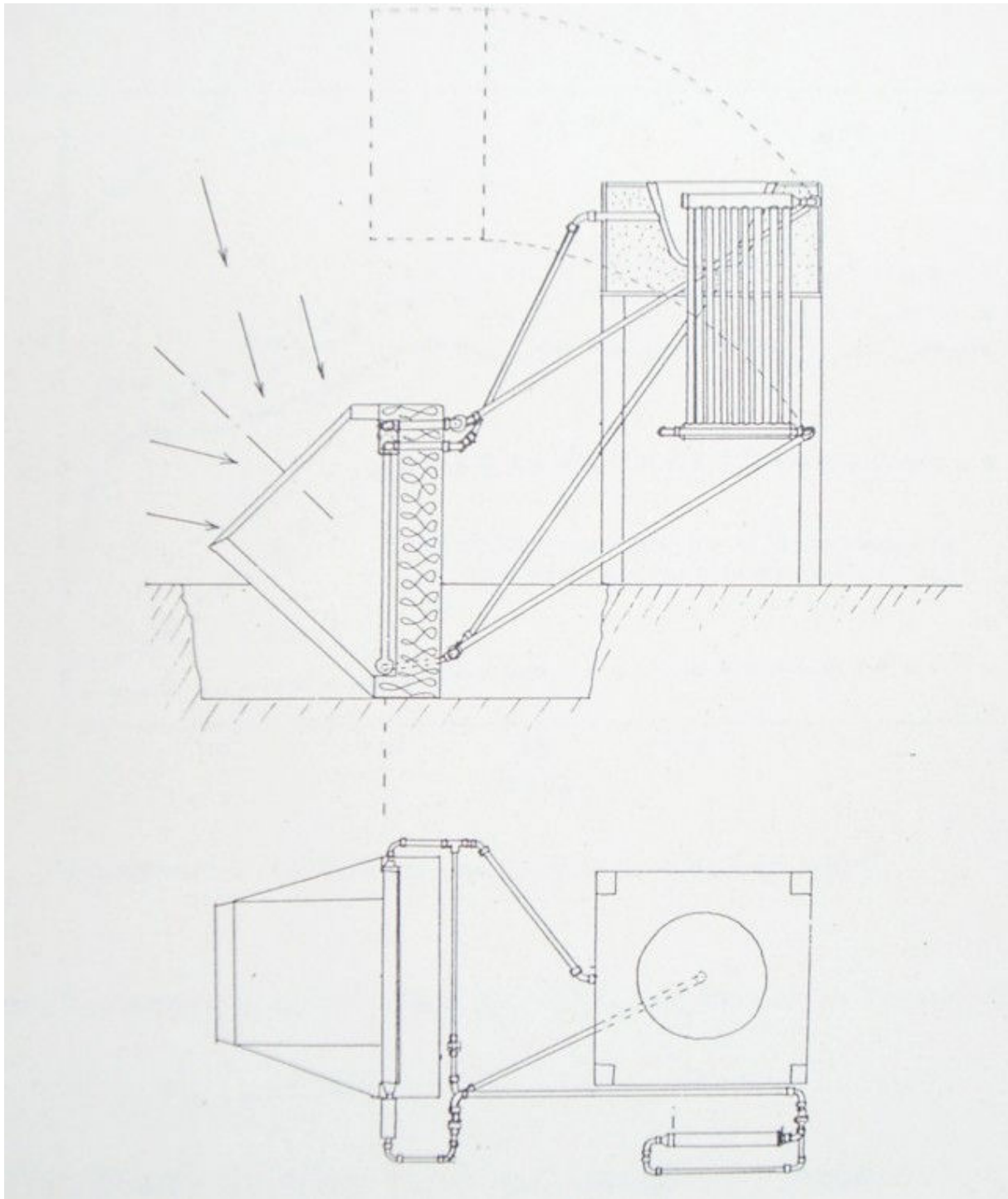
Gemessen wird an folgenden Stellen:

- Absorberausgang
- Topfeingang
- Topfausgang
- Kühlereingang
- Absorbereingang
- Wassertemperatur
- Absorber oberes Drittel
- Absorber unteres Drittel
- Umgebungstemperatur

Verschaltung der Anlagenkomponenten und Meßstellen:



Gesamtansicht des Meßstandes:



10. Auswertung der Meßergebnisse

Um den Wirkungsgrad des Absorbers zu bestimmen wird in dem Verdampfer Wasser mit Hilfe der Solaranlage zum Kochen gebracht. Der Verdampfer ist mit 26 Litern Wasser befüllt. Daraufhin wird das Wasser eine abgemessene Zeit lang am Kochen gehalten und die verdampfte Wassermenge bestimmt. Während der Zeit von 4 Stunden werden 11.77 Liter Wasser verdampft.

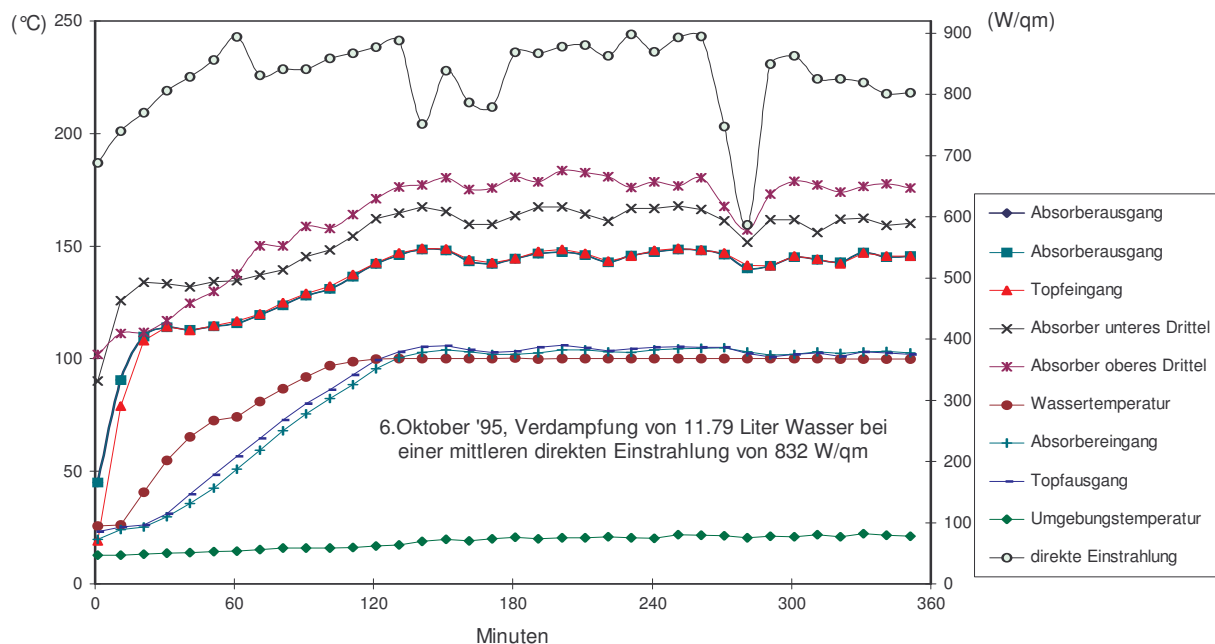


Diagramm 10.1, Einstrahlungs- und Temperaturverläufe am 6.10.95

Mit der Verdampfungsenthalpie von 2256 kJ/Kg ergibt sich die abgegebene Energie zu:

$$Q_{ab} = \Delta M_w \cdot 2256 \text{ kJ}$$

Mit 11,77 Litern verdampften Wasser ist die abgegebene Energie:

$$Q_{ab} = 11,77 \cdot 2256 = 26549 \text{ kJ} = 7,374 \text{ kWh}$$

Addiert man die über diesen Zeitraum eingefallene direkte Sonneneinstrahlung auf so erhält man aus dem Produkt mit der Apertur des Spiegels die anliegende Energie. Da sich zum Zeitpunkt der Messung am 6.10.95 der Parabolspiegel beinahe in Äquinostellung befindet, lässt sich die Aperturfläche als Kreisfläche berechnen. Die Sonne sieht den Spiegel nun als Kreis, da er nicht saisonal verformt ist (siehe Abbildung 1.6). Der Durchmesser des Kreises ist 2740mm, die Breite des Parabols an der breitesten Stelle. Es ergibt sich die Apertur zu 5,89 m².

Die zugeführte Energie berechnet sich aus:

$$Q_{zu} = A_{apt} \cdot \int_{10^{53}}^{14^{53}} I_{sol} \cdot dt$$

Über ein Tabellenkalkulationsprogramm lässt sich die mittlere direkte Einstrahlung zum Zeitpunkt der Messung numerisch zu 832 Watt/m² berechnen.

$$Q_{zu} = 5,89 \cdot 832 \cdot 4 = 19.623 \text{ kWh}$$

Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich zu:

$$\eta_{ges} = \frac{Q_{abs}}{Q_{zu}}$$

Damit ist der Wirkungsgrad

$$\eta_{ges} = 0.376$$

Um den Wirkungsgrad unabhängig von den Isolationsverlusten des Verdampfers zu erhalten, muß dessen k*A-Wert bestimmt werden. Dies geschieht analog zur Methode, wie sie in Kapitel 5 für den Topf angewendet wurde, mit Gleichung 5.7. Aus der Abkühlkurve ermittelt man den k*A-Wert :

Der k*A-Wert des Verdampfers:

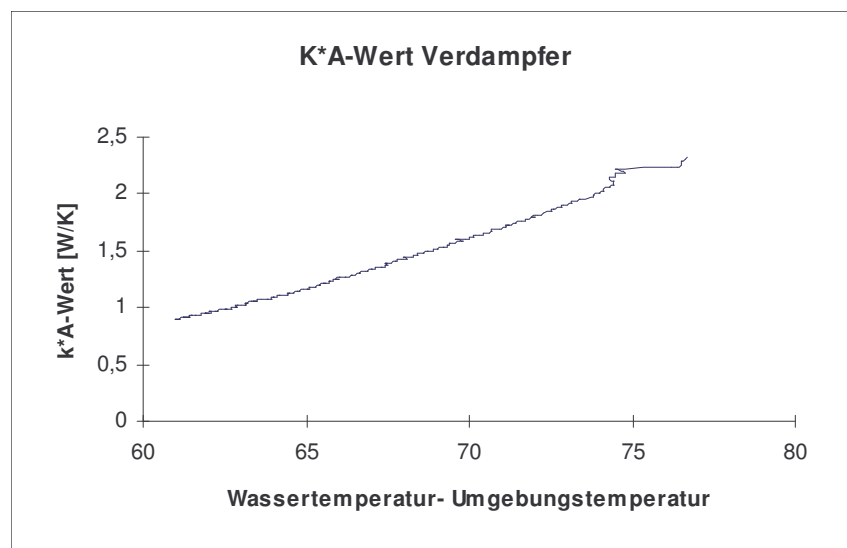


Diagramm 10.2, k*A-Wert Bestimmung für den Verdampfer

Für den Verdampfer ergibt sich bei 82°C Temperaturunterschied zwischen Umgebungs- und Wassertemperatur ein Wärmeverlust von:

$$Q_{ver} = k \cdot A \cdot \Delta T = 250 \text{ W}$$

Es sind in dem Verdampferkreislauf insgesamt 2.9m isoliertes Rohr verlegt. Die Isolation besteht aus Rockwool-Schalen mit 4 cm Wandstärke. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird mit 0,7 W/(m²K) angegeben.

Mit der Länge l=2,9 m und der Temperaturdifferenz von 130° ergibt sich nach Gleichung 8.27 ein Wärmeverlust von:

$$Q_{iso} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)} = 106 \text{ W}$$

Nun ist der Wirkungsgrad von Parabol und Absorber:

$$\eta_{ParAbs} = \frac{Q_{ab} + Q_{ver} + Q_{iso}}{Q_{zu}} = 0.394 \quad (10.1)$$

Den Wirkungsgrad des Absorbers erhält man durch Division mit dem optischen Wirkungsgrad aus Kapitel 5 zu :

$$\eta_{Abs} = \frac{\eta_{Par,Abs}}{\eta_{opt}} = \frac{0.393}{0.645} = 0.63 \quad (10.2)$$

Der Massenstrom im Ölkreislauf

Da wir die am Verdampfer abgegebene Leistung kennen, sowie die Ein- und Ausgangstemperatur des durch den Verdampfer fließenden Ölstromes können wir den Massenstrom des Öles berechnen:

$$Q_{ab} = \frac{26549 \text{ kJ}}{4 \text{ h}} = 6637 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = m \cdot c_{P,\text{öl}} \cdot (T_{Topf,ein} - T_{Topf,aus}) \quad (10.3)$$

Die Wärmekapazität läßt sich bei einer mittleren Öltemperatur von $T = \frac{T_{Topf,ein} - T_{Topf,aus}}{2} = 131^\circ\text{C}$ nach Gleichung (4.1) zu $c_{P,\text{öl}} = 2.2 \text{ kJ}/(\text{kgK})$

$$m_{\text{öl}} = \frac{6637}{2.2 \cdot (149^\circ\text{C} - 106^\circ\text{C})} \frac{\text{kJ} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}}{\text{kJ} \cdot \text{h}} = 70 \text{ kg/h} = 19 \text{ g/s} \quad (10.4)$$

Eine weitere Messung am 8.Oktober,dargestellt in Diagramm 10.3, ergab 40.7 % Gesamtwirkungsgrad. Daraus ergibt sich ein Parabol-Absorber-Wirkungsgrad von 47.7% und für den Absorber alleine 74 %.

Grund für diesen verbesserten Wirkungsgrad könnte die zusätzlich an der Vorderseite angebrachte Isolation sein, sowie eine genauere Nachführung, da die Meßzeit mit 1.1h kürzer war. Die kleine Hohlraumöffnung hat zur Folge, das der Brennpunkt, aufgrund ungenau eingestellter Uhr und schlecht ausbalanciertem Parabol nach ca. einer Stunde einige Zentimeter aus der Öffnung wandert.

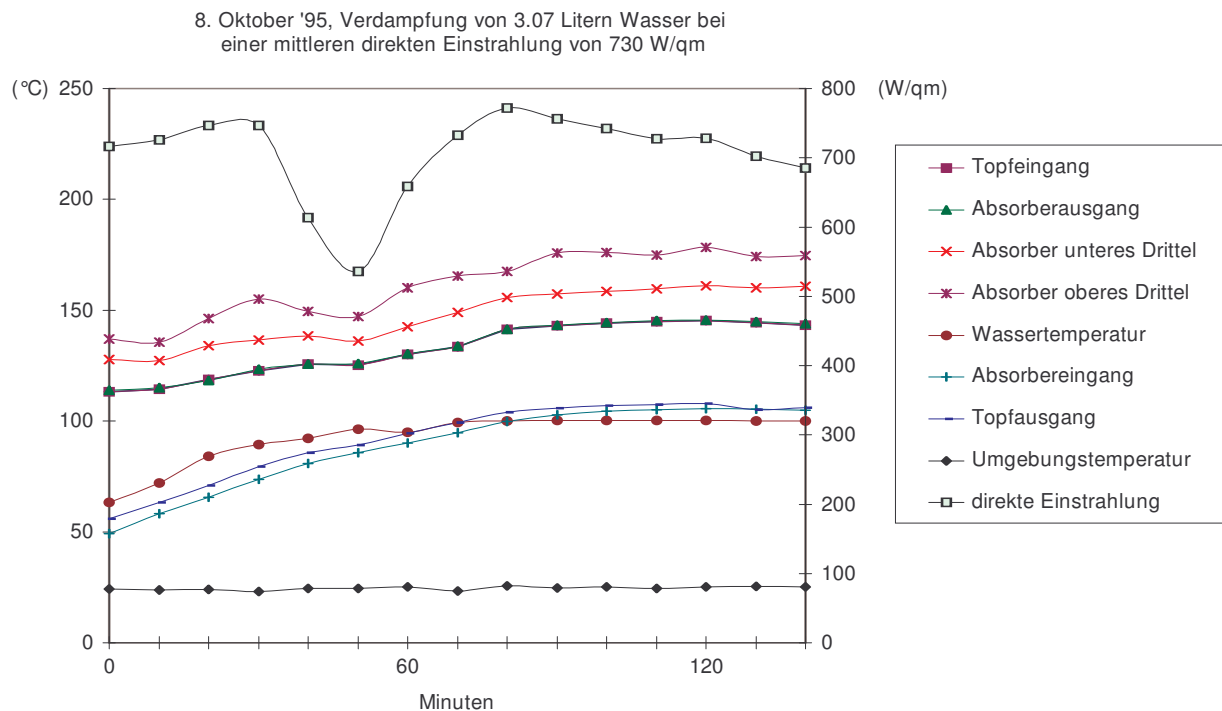


Diagramm 10.3, Temperatur- und Einstrahlungsverlauf vom 8. Oktober

Während weiterer Tests wurden verschiedene konstruktive Parameter verändert und die Absorberausgangstemperatur als Indikator für eine verbesserte Isolation des Empfängers beobachtet.

Großen Einfluß hatte erwartungsgemäß der Durchmesser der Hohlraumöffnung. Ebenso zu erwarten war der schlechtere Wirkungsgrad mit Glasabdeckung, der durch die Simulation bestätigt wird (Diagramm 8.1). Es handelte sich allerdings um Fensterglas mit sehr schlechtem Transmissionsgrad.

Es wurden Strömungsschikanen in Form von einem Kreuz im Trichter angebracht, (siehe Foto) ein positiver Effekt war jedoch, bei den zu dem Zeitpunkt herrschenden Windverhältnissen, nicht messbar. Es ist möglich, daß sich bei starkem Wind ein solches Hindernis lohnt.

Das Diagramm 10.4 zeigt einen Stillstand des Systems. Die Absorberausgangstemperatur überschreitet die auf ca. 260°C eingestellte Ansprechtemperatur des Thermoventils. Aufgrund des noch im Kühlersystem befindlichen kalten Öls sinkt die Absorbereingangstemperatur so weit ab, daß der Absorberausgang nachfolgend bis zu 30 °C unter die Ansprechtemperatur abgekühlt wird.

Genauso träge verhält sich die Regelung im zweiten Regelzyklus. Der Absorberausgang erreicht 15°C mehr als die eingestellte Ansprechtemperatur, da das im Absorber befindliche heiße Öl das Ventil noch passieren muß. Das bewirkt eine Übersteuerung des Ventils. Das Ventil läßt einen zu großen Massenstrom durch den Kühler fließen. Um die Übersteuerung in Grenzen zu halten sollte das System gedämpft werden. Das heißt der Massenstrom durch den Kühler muß ge-bremsst werden. Dies kann zum Beispiel experimentell durch stückweises Schließen des Hand-ventils geschehen oder durch Verkleinerung der Höhendifferenz von Kühler und Absorber. Auf-grund mangelnden Testwetters (Tage mit 850 Watt Direkteinstrahlung sind selten in Jülich) konnte eine Feinjustierung nicht mehr durchgeführt werden.

Man erkennt deutlich, daß das Ventil im ersten und zweiten Regelzyklus unterschiedlich auf die verschiedenen Absorbertemperaturen reagiert. Bei größerer Abweichung von der

Solltemperatur lässt es einen größeren Massenstrom zu. Dies entspricht seiner Auslegung von 260°C bis 300°C linear aufzuregeln.

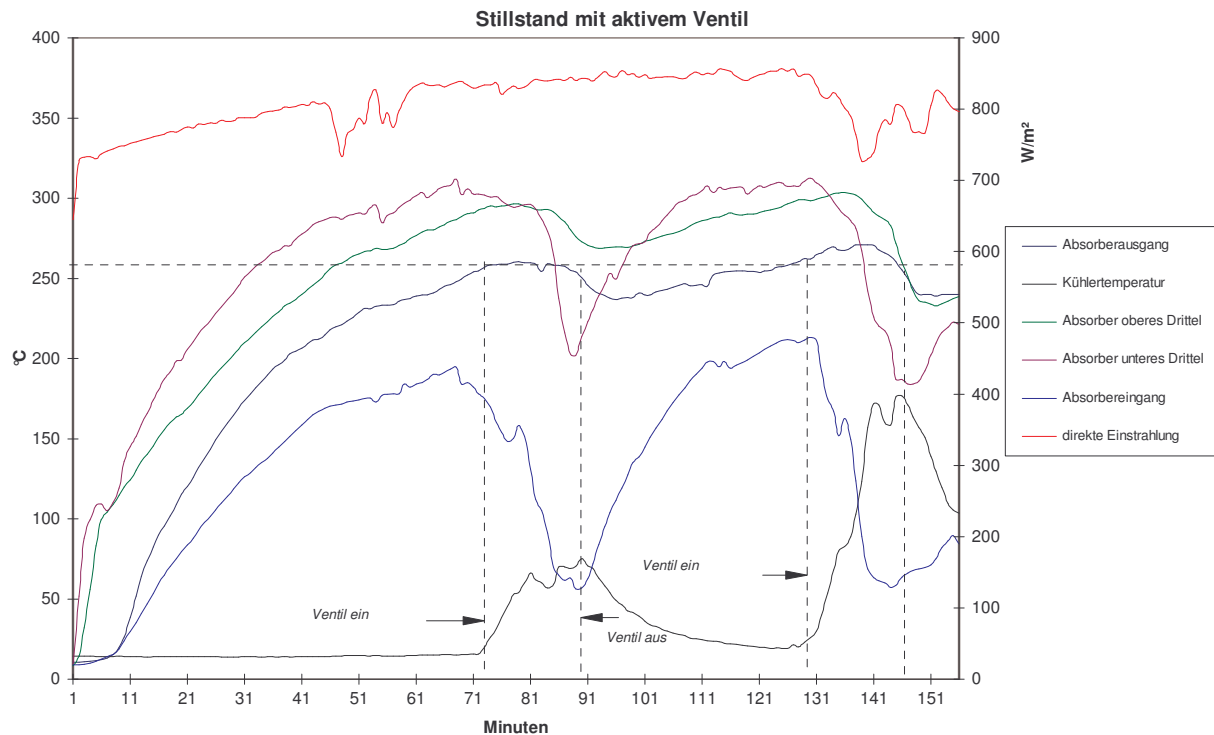


Diagramm 10.4, Messung vom 22.Oktober: Ansprechen des Sicherheitsventils

Der Sog der vom Kühler ausgeht wurde bei der Konstruktion des Thermoventils unterschätzt. So lag die Kühlertemperatur stets einige Grad höher wie die Umgebungstemperatur. Durch den Spalt von 0.1 mm zwischen Schieber und Wand im Ventil stellte sich ein Massenstrom durch den Kühler ein.

Wie spätere Berechnungen ergaben, entsteht aufgrund der großen Temperaturdifferenz von Absorberausgang und Kühlerausgang und der Höhendifferenz von 0.5 m nach Gleichung (8.36) ein Druck von:

$$\Delta p_{stat} = g \cdot h \cdot (\rho(\bar{T}_{kühl}) - \rho(\bar{T}_{abs})) = 662 \text{ N/m}^2$$

Dem steht ein Reibungsdruck entgegen der hauptsächlich durch den Spalt der Größe $0.1\text{mm} \cdot 62\text{mm} = 6.2 \text{ mm}^2$ bestimmt wird.

$$\Delta p_{stat} = \Delta p_{reib} = \zeta \cdot \rho \cdot w^2 / 2 \Rightarrow w = \sqrt{\frac{\Delta p_{stat} \cdot 2}{\zeta \cdot \rho}} \quad (10.5)$$

Die Dichte wird hier bei der Absorberausgangstemperatur berechnet. Der Widerstandsbeiwert für eine abrupte Erweiterung ist [16]:

$$\zeta = (A_{groß} / A_{klein} - 1)^2 \quad (10.6)$$

Für die Geschwindigkeit ergibt sich bei der Ausgangstemperatur von 200°C $w = 0.025 \text{ m/s}$. Das entspricht einem Massenstrom von 22.6 kg/h.

Für einen praktischen Einsatz bedeutet dies zuviel Energieverlust, auch wenn man die Höhendifferenz oder den Massenstrom verringert.

Es muß ein Ventil mit verbesserter Dichtwirkung gebaut werden. Es kann dafür aber auf das Schließen des Speicherkreislaufs verzichtet werden, da der Sog des Kühlers aufgrund der großen Temperaturdifferenz bei weitem dominiert.

10.2. Vergleich von Simulation und Messung

Um das Simulationsprogramm zu verifizieren, wird ein Vergleich mit den Meßergebnissen voll-zogen. Dazu wird das Simulationsprogramm mit den gleichen Parametern gestartet, die am Meßstand gemessen wurden. Zu diesen Parametern zählen zum einen die konstruktiven Daten, wie zum Beispiel die Größe der Hohlraumöffnung, zum anderen müssen die Einstrahlungsdaten und der Massenstrom bekannt sein.

Das erste Diagramm zeigt die Simulation der Messung vom 6.10.'95. Es werden konstante 830 W/m^2 direkte Einstrahlung angenommen, sowie der in Kapitel 9.1. berechnete Massenstrom von 19 g/s .

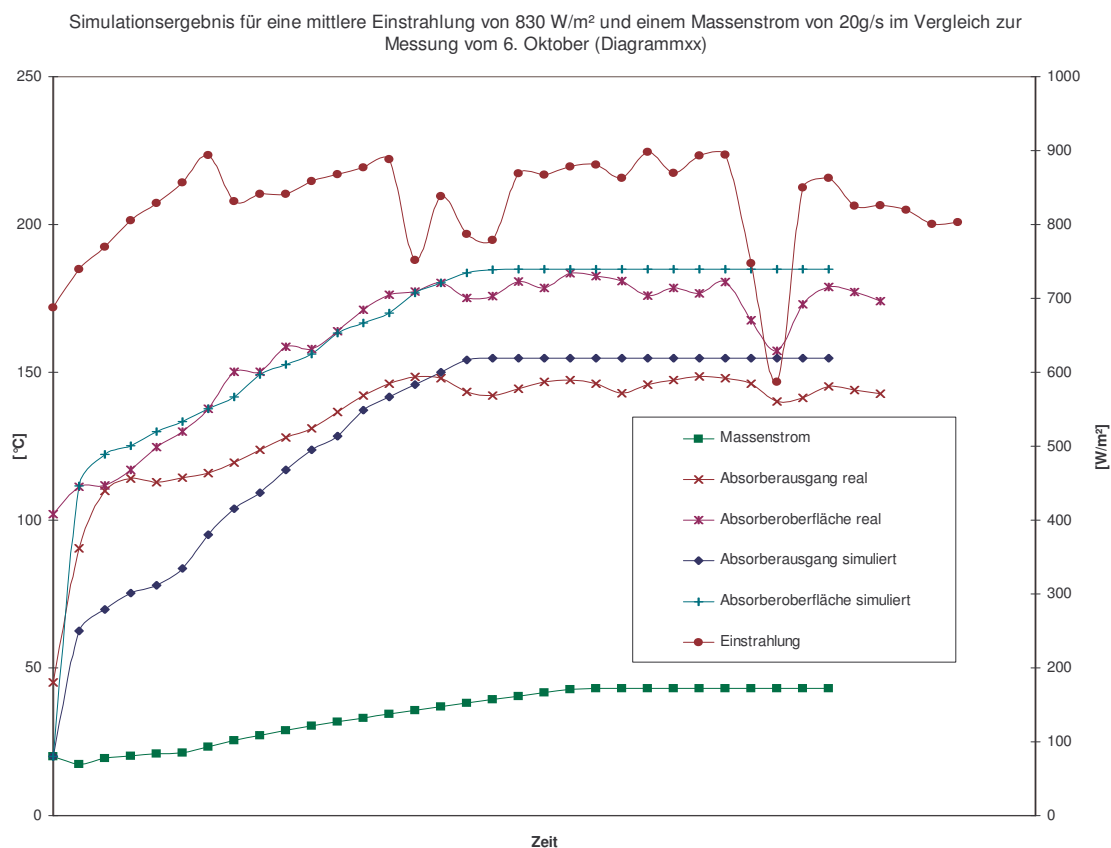


Diagramm 10.5, Simulation und Messung

Berücksichtigt man die stark schwankende Einstrahlung so erkennt man, das die simulierte Oberflächentemperatur von der berechneten nur um wenige Grad abweicht. Bei der Absorberausgangstemperatur ist die Berechnung etwas zu optimistisch. In der Realität werden ca. 10°C weniger erreicht.

Es wird ein weiterer Vergleich für einen anderen Massenstrom mit $4,7 \text{ g/s}$ vorgenommen.

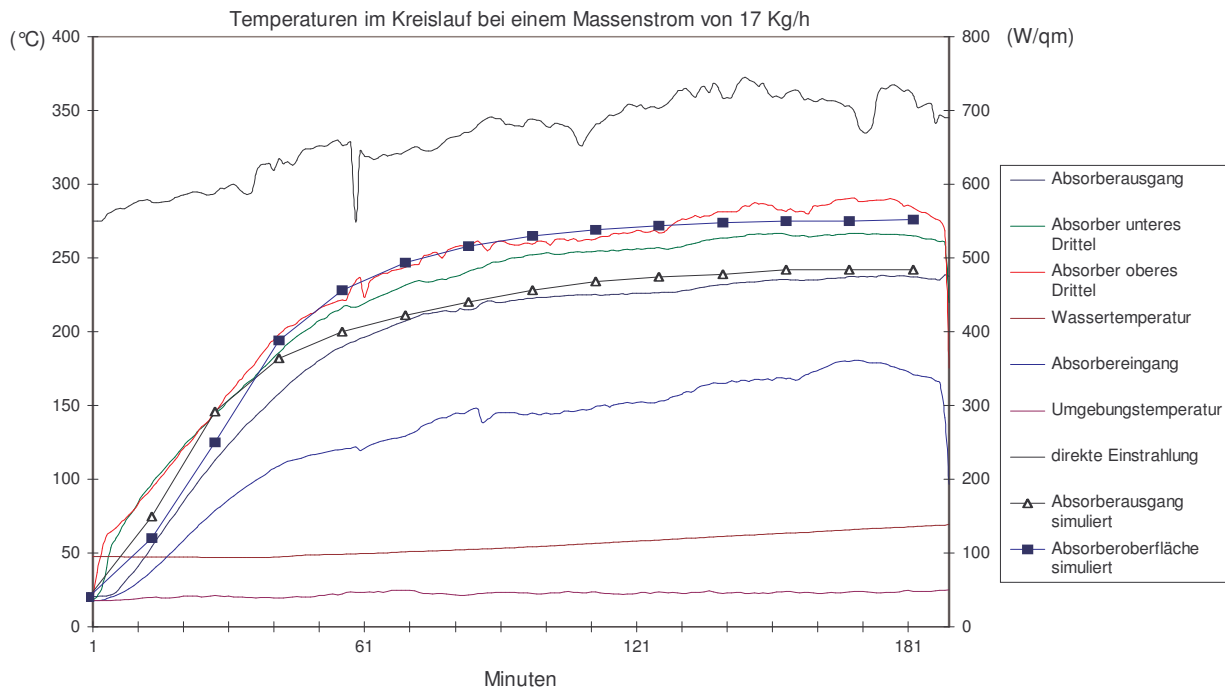


Diagramm 10.6, Simulation und Messung

Auch hier ist ein Vergleich wegen der stark schwankenden Einstrahlung schwierig. Die Simulation nimmt 700 W/m^2 konstante Einstrahlung an. Der Fehler liegt wiederum bei einigen Grad.

11. Resultat und Verbesserungsvorschläge

Um die Größe des Absorbers abschätzen zu können wurde die Leistung des Fix-Fokus-Parabols bestimmt. Der optische Wirkungsgrad berechnet sich zu 65 Prozent. Daraus ergibt sich bei der maximalen Apertur des Spiegels von 6 m^2 eine maximal anliegende Leistung von 3.94 kW .

Es werden Fehlerfaktoren bei der Konzentration von Sonnenstrahlen untersucht. Es zeigt sich, dass der systematische Fehler des Parabolrahmens so groß ist, daß eine mathematische Berechnung der lokalen Intensität in der Brennebene nicht möglich ist. Der Fehler tritt vor allem bei der Umformung in eine andere Parabolform in den extremen Jahreszeiten auf. Die Intensitätsverteilung in der Brennebene und der Absorberebene wird daher mit einem Sensor vermessen. Unter Berücksichtigung des Strahlengangs und der gemessenen Intensitätsverteilung wird ein Hohlraumempfänger mit entsprechenden Sekundärreflektoren konstruiert. Die Größe des Hohlraums richtet sich maßgeblich nach der zulässigen Wärmestromdichte. Das Öl wird mit maximal 1.4 W/cm^2 belastet, dies liegt unterhalb den zulässigen 1.5 W/cm^2 . Um die Notwendigkeit eines Kühlers abzuschätzen wird in Kapitel 8 ein mathematisches Modell für den Absorber erstellt. Auf dem Modell aufbauend wird der Stillstand des Systems simuliert. Die Ergebnisse zeigen, daß die Maximaltemperatur mehr als 500°C erreicht. Da die für das Öl zulässige Temperatur 300°C beträgt, ist ein Kühler unerlässlich. Um die konstruktiven Parameter des Kreislaufs zu bestimmen, die den Schwerkraftumlauf direkt beeinflussen, wie Höhendifferenzen und Rohrdurchmesser, wird für

die gesamte Anlage eine Simulation durchgeführt. Dafür müssen die übrigen Anlagenkomponenten, wie Kühler, Rohrleitungen, Speicher und Schutzventil ebenfalls in ihrem thermischen und strömungstechnischen Verhalten mathematisch beschrieben werden. Es zeigt sich, daß die Dichteunterschiede zwischen dem im Absorber erhitzten Öl und dem kälteren Öl im Rest der Anlage einen ausreichenden Massenstrom bewirken. Das System kommt also ohne Umwälzpumpe aus. Die Simulation ergibt, daß die Kühlerkonstruktion in der Lage ist, die maximal anliegende Leistung von 3.94kW abzuführen.

Die mit Hilfe der Simulation erstellte Konstruktion wird gebaut und zur Leistungsmessung mit einem Wasserverdampfer versehen. Es wird ein Schutzventil konstruiert, das ohne Hilfsenergie auskommt und mit einfachen Mitteln zu Bauen ist. Aktives Element ist ein Bimetall, das ab einer Temperatur von 270°C einen Schieber betätigt. Damit wird der Kühler geöffnet und der Speicher geschlossen. Das Ventil besitzt eine Sicherheitsmechanik. Falls das erste Bimetall aufgrund von Ermüdungserscheinungen nicht mehr anspricht, betätigt ein zweites, bis dahin unbelastetes Bimetall, eine Sperrklinke und schließt so den Speicher für immer (Zeichen fürs Auswechseln).

Der Wirkungsgrad des Absorbers wird während einer Langzeitmessung von 4 Stunden zu 63 Prozent bestimmt, das entspricht einem Gesamtsystemwirkungsgrad von 39.7 Prozent. Bei einer kürzeren Messung von 1 Stunde ergab sich der Absorberwirkungsgrad zu 74 Prozent. Der Systemwirkungsgrad von Parabol und Absorber ist damit 47.7 Prozent.

Der Absorberwirkungsgrad ergibt sich zu 63%- 74 %. Im Vergleich dazu können optimierte Hohlraumempfänger bis zu 94 Prozent Wirkungsgrad erreichen. Der größte Unterschied zu den optimierten Hohlraumempfängern ist die relativ große Hohlraumöffnung und der große Absorber, der einen großen Hohlraum nötig macht. Die Hohlraumöffnung des Spiegels von Bomin Solar hat zum Beispiel mit einem Konzentrationsverhältnis des Spiegels von $c = 300-400$ nur ein Drittel der Öffnungsfläche, wie sie für das hier verwendete System mit einem Konzentrationsverhältnis von $c = 90$ nötig ist. Das bewirkt nach Gleichung (8.7) eine Verringerung des Wärmeübergangs durch Strahlung auf 30%. Ebenso negativ wirkt sich die größere Öffnungsfläche auf den konvektiven Wärmeverlust aus. Nach Gleichung (8.24) erhöht sich bei dreifacher Öffnungsfläche die Nusseltzahl um 37%. Die Hohlrauminnenfläche geht in den konvektiven Wärmeverlust nach Gleichung (8.26) linear ein. Um den Hohlraumempfänger zu optimieren wäre also vor allem eine Verbesserung des Konzentrationsverhältnisses des Spiegels und damit eine Verkleinerung der Hohlraumöffnung sinnvoll. Dazu muß vor allem die saisonale Verformung optimiert werden. Soll weiterhin pflanzliches Öl als Wärmeträger Verwendung finden, so läßt sich die Absorberfläche aufgrund der einzuhaltenden Energiestromdichte kaum verkleinern. Es würde sich jedoch anbieten, die Hohlraumfläche durch eine geschicktere räumliche Anordnung des Absorber zu minimieren. Eine effektivere Flächenausnutzung bietet zum Beispiel eine kegel-förmige Ringraumkammer (siehe Verdampfer). Es würden so auch die Sekundärreflektoren entfallen. Die Messungen bestätigen die Simulation darin, daß in dem Temperaturbereich bis 300°C eine Glasabdeckung noch nicht sinnvoll ist. Veränderungen, wie zum Beispiel ein Kreuz als Strömungsschikane ergaben keine messbare Verbesserung.

Die Versuchsreihe zeigt das Ansprechen des Schutzventils bei Übertemperatur. Es stellt sich jedoch ein unerwartet großer Massenstrom durch den kleinen Spalt von 0.1 mm zwischen Schieber und Öffnung ein, so daß Wärmeverluste unnötig groß sind. Der Massenstrom ist mit der großen Temperaturdifferenz und dem damit verbundenen starken Sog im Kühler zu begründen. Es muß also ein neues Ventil mit verbesserter Dichtwirkung gebaut werden. Es kann auf die Wechslerfunktion des Ventils verzichtet werden. Wegen der großen Sogwirkung reicht es,

wenn nur der Kühler geöffnet und geschlossen wird. Zum Beispiel wäre eine Ventilkonstruktion mit einem passend gedrehten Kegel denkbar, der durch sein eigenes Gewicht den Kühlerzulauf versperrt. Geöffnet wird das Ventil durch einen Bimetallstreifen, der den Verschlußkegel anhebt. Soll die Anlage ohne die Option des schließbaren Speicherkreislaufes betrieben werden, bietet sich ein Temperaturschutz über einen Überlauf an, der den Massenstrom durch den Kühler bei einer ausreichenden Ausdehnung des Öls freigibt. Eine lokale Überhitzung am Absorber auf-grund großer Viskosität bei niedrigen Temperaturen ist nach der Simulation und Erfahrungen bei den Messungen nicht möglich. Aufgrund der starken Gasung des hier verwendeten Erdnussöls bei Temperaturen über 240°C ist eine automatische Entlüftung von Kühler, Ventil und Ver-dampfer unentbehrlich. Wird nicht entlüftet so gefährdet dies den freien Massenstrom.

Der praktische Betrieb zeigt eine ausreichende Übereinstimmung von Simulation und den Mess-werten der Praxis (Kapitel 10). Die sich einstellenden Temperaturen bei verschiedenen Massen-strömen weichen nur wenige Grad von den simulierten Werten ab.

Ich bedanke mich für die Hilfe in der Simulation bei Bernd Hafner und für die praktische Hilfe in der Werkstatt bei Heinz.

Literaturangaben:

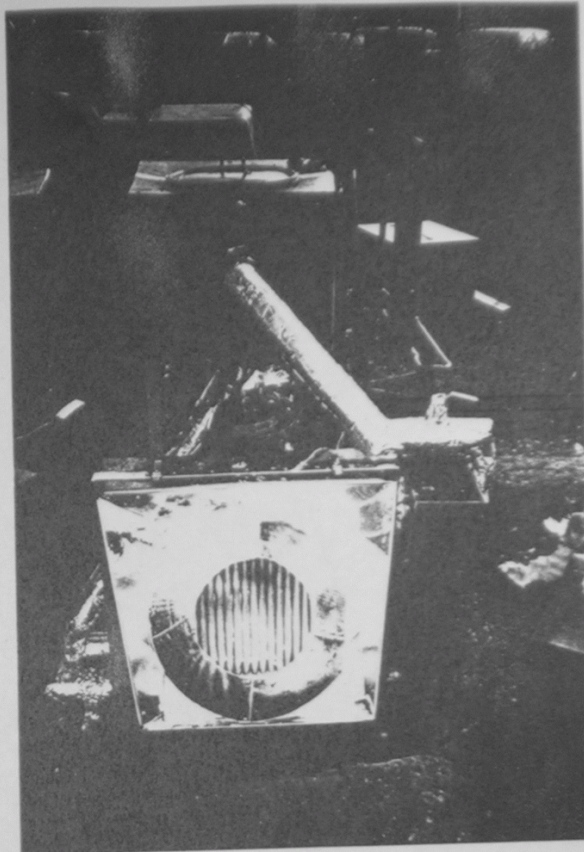
Mit VDI gekennzeichnete Gleichungen beziehen sich auf den VDI-Wärmeatlas, 5. Auflage, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1988

- [1] Unterlagen von Dipl. Physiker Wolfgang Scheffler, Morgartenring 18, CH-4054 Basel
- [2] Kiendl, F., "Konstruktion , Vermessung und Bewertung eines großvolumigen Stein- Öl-Speichers", Diplomarbeit an der FH Aachen, 1995
- [3] Hafner, B., "Computerprogramm zur Simulation des Verhaltens von Solarkochern und Überprüfung der Ergebnisse durch Messungen", Diplomarbeit am Institut f. angew. Physik der Universität Karlsruhe, 1993
- [4] Skript für Solarenergie, FH Jülich
- [5] Leibfried, U., "Optische und wärmetechnische Untersuchung eines parabolischen Solarkonzentrators mit ortsfestem Hohlraumempfänger", Fortschrittsberichte, Reihe 6, Nr316, VDI-Verlag
- [6] Bendt, P., Rabi, A., 1980, "Optical Analysis of Point Focus Parabolic Radiation Concentrators", Seri/Tr-631 336, Golden, Colorado
- [7] Frank Mast, 1992, "Untersuchung des Konzentrationsverhaltens von Parabolspiegeln", Diplomarbeit am Institut für angew. Physik der Universität Karlsruhe/Bomin Solar
- [8] Biggs, F., Vittitoe, C.N., 1976, "The Helios Modell for the Optical Behaviour of Reflecting Solar Concentrators", SAND 76-0347, Denver, Colorado
- [9] Bammert, K., Hegazy, A., 1984, "Optimierung von Solar beheizten Hohlraumstrahlungsempfängern mit Paraboloidkollektoren", Fortschrittbericht der VDI-Zeitschrift, Reihe 6, Nr160, VDI-Verlag Düsseldorf

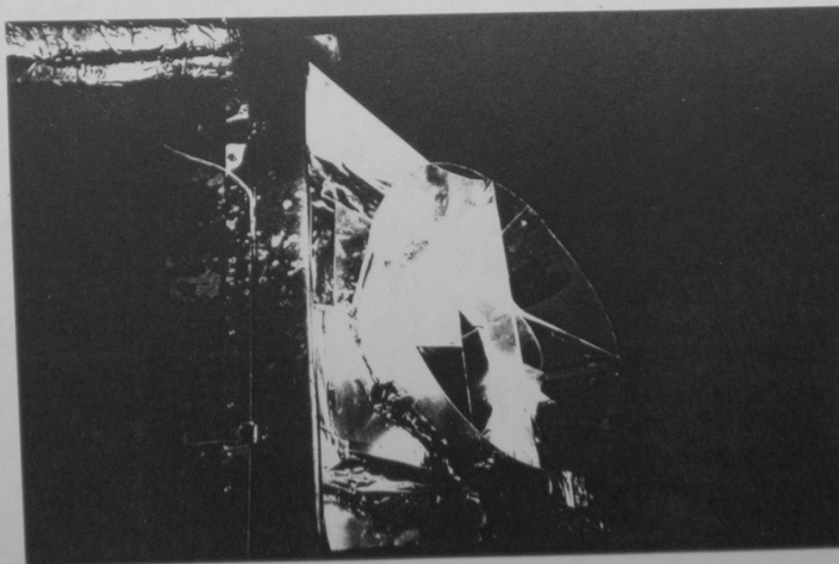
- [10] Johanning, J.,1987, "Die thermische Belastung von berohrten Solarerhitzern für Gasturbinenanlagen bei instationären Betriebszuständen", Dissertation Uni-Hannover
- [11] Alanod, Aluminium-Veredelung GmbH, Ennepetal
- [12] Beckmann, John A. Duffie," Solar Engineering of thermal Processes", John Weeley, New York, 1988
- [13] Stine, W.B.;McDonald, C.G.,1989, Cavity reciever convective heat loss, congress of ISES, Kobe, Japan
- [14] Technische Formelsammlung, Gieck,1989
- [15] G.Rau GmbH & Co. ,Weberdruck, Pforzheim,9/89
- [16] Dubbel - Taschenbuch für den Maschienenbau, 17. Auflage, Springerverlag
- [17] Basiulis,A.; Prager,R.C., "Compatibility and Reliability of Heat Pipe Materials",AIAA paper No.75-660, AIAA 10th Thermophysics Conference, Denver, Colorado, May 1975



Gesamtansicht von Fix Fokus Parabol und Meßstand



Der Meßstand im Betrieb



Ein Kreuz aus Spiegelblech als Strömungsschikane