

# Entwicklung und Optimierung eines Parabolrinnenkollektorsystems zur Erzeugung von Prozesswärme für industrielle Produktionsprozesse

D. Jähnig et al.

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

**61/2006**

**Impressum:**

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:  
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie  
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:  
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien  
Leiter: DI Michael Paula

Liste sowie Bestellmöglichkeit aller Berichte dieser Reihe unter <http://www.nachhaltigwirtschaften.at>

# Entwicklung und Optimierung eines Parabolrinnenkollektorsystems

zur Erzeugung von Prozesswärme für  
industrielle Produktionsprozesse

## **Projektleitung**

Dipl.Ing. Dagmar Jähmig  
*AEE INTEC Insitut für Nachhaltige Technologien*

## **Projektmitarbeiter**

Ing. Waldemar Wagner, Gernot Lipp  
*AEE INTEC Insitut für Nachhaltige Technologien*

Ing. Richard Matthias Knopf  
*Knopf Design*

Dr. DI Manfred Peritsch  
*Innovation Management Group*

Dr. Ing. Wolf-Dieter Steinmann  
*DLR*

Gleisdorf, April 2005

**Ein Projektbericht im Rahmen der Programmlinie**



Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften

Im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie



## Vorwort

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus der Programmlinie FABRIK DER ZUKUNFT. Sie wurde im Jahr 2000 vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie im Rahmen des Impulsprogramms Nachhaltig Wirtschaften als mehrjährige Forschungs- und Technologieinitiative gestartet. Mit der Programmlinie FABRIK DER ZUKUNFT sollen durch Forschung und Technologieentwicklung innovative Technologiesprünge mit hohem Marktpotential initiiert und realisiert werden.

Dank des überdurchschnittlichen Engagements und der großen Kooperationsbereitschaft der beteiligten Forschungseinrichtungen und Betriebe konnten bereits richtungsweisende und auch international anerkannte Ergebnisse erzielt werden. Die Qualität der erarbeiteten Ergebnisse liegt über den hohen Erwartungen und ist eine gute Grundlage für erfolgreiche Umsetzungsstrategien. Anfragen bezüglich internationaler Kooperationen bestätigen die in FABRIK DER ZUKUNFT verfolgte Strategie.

Ein wichtiges Anliegen des Programms ist es, die Projektergebnisse – seien es Grundlagenarbeiten, Konzepte oder Technologieentwicklungen – erfolgreich umzusetzen und zu verbreiten. Dies soll nach Möglichkeit durch konkrete Demonstrationsprojekte unterstützt werden. Deshalb ist es auch ein spezielles Anliegen die aktuellen Ergebnisse der interessierten Fachöffentlichkeit zugänglich zu machen, was durch die Homepage [www.FABRIKderZukunft.at](http://www.FABRIKderZukunft.at) und die Schriftenreihe gewährleistet wird.

Dipl. Ing. Michael Paula  
Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien  
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie



## Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>8</b>
<b>Summary</b> .....	<b>9</b>
<b>Kurzfassung (5 Seiten)</b> .....	<b>10</b>
<b>Summary (5 Pages)</b> .....	<b>15</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>20</b>
<b>2 Betriebsverhalten des Parabolrinnenkollektors</b> .....	<b>23</b>
2.1 Funktionsweise eines Parabolrinnenkollektors .....	23
2.2 Energiebilanz eines Parabolrinnenkollektors .....	26
2.2.1 Optische Leistungsfähigkeit .....	26
2.2.2 Thermische Leistungsfähigkeit .....	32
2.3 Erster Prototyp .....	39
2.3.1 Aufbau des ersten Prototypen .....	39
2.3.2 Thermische Messungen.....	40
2.3.3 Abschätzung der bekannten Verluste .....	43
2.3.4 Berechnung der Wärmeverluste .....	45
2.3.5 Messung mit 12 mm-Receiver .....	49
2.3.6 Optische Messungen .....	50
2.3.7 Auswertung der Ergebnisse.....	59
2.4 Zweiter Prototyp .....	59
2.4.1 Optische Messungen .....	60
2.4.2 Thermische Messungen.....	64
2.4.3 Berechnung der Wärmeverluste .....	64
2.5 Vergleich zwischen erstem und zweitem Prototypen.....	65
2.6 Optimierungsmaßnahmen zur Effizienzsteigerung .....	66
<b>3 Systemkonzept für die industrielle bzw. gewerbliche Anwendung</b> .....	<b>68</b>
3.1 Prozesse mit einem hohen Wärmeenergiebedarf im Temperaturbereich 100 - 200°C .....	68
3.2 Systemkonzepte für den Einsatz von Parabolrinnenkollektoren .....	69
3.3 Beispielprozess 1: Konstante Last .....	70
3.4 Beispielprozess 2: Dampfnetz einer Wäscherei.....	71
3.4.1 Wärmebedarfsprofil.....	71
3.4.2 Systemkonzept .....	72
3.4.3 Regelungskonzept .....	73

<b>4</b>	<b>Messtechnische Evaluierung eines Gesamtkonzeptes für einen industriellen Prozess .....</b>	<b>74</b>
4.1	Aufbau .....	74
4.1.1	Kollektoren .....	74
4.1.2	Nachführung der Kollektoren .....	75
4.1.3	Messtechnik .....	76
4.2	Analyse der Evaluierung .....	78
4.3	Wartung .....	81
4.4	Optimierungsvorschläge .....	82
<b>5</b>	<b>Anwendung der Parabolrinne in einer KWK – Anlage .....</b>	<b>83</b>
<b>6</b>	<b>Fallstudie .....</b>	<b>84</b>
6.1	Lastprofil .....	84
6.2	Solareinbindung in den Prozess .....	84
6.3	Simulationsmodell .....	85
6.3.1	Kollektorkennwerte .....	86
6.3.2	Strahlungsangebot der Standorte .....	87
6.3.3	Rohrleitungsverluste .....	89
6.3.4	Wärmetauscher .....	89
6.4	Ergebnisse .....	89
6.5	Wirtschaftlichkeitsrechnung .....	92
6.5.1	Aufgabenstellung .....	92
6.5.2	Vorgangsweise .....	93
6.5.3	Rahmenbedingungen für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen .....	93
6.5.4	Ergebnisse .....	95
<b>7</b>	<b>Hochtemperatur Speichertechnologien, Teil 1 .....</b>	<b>100</b>
7.1	Einleitung .....	100
7.2	Speicherkonzepte .....	101
7.2.1	Direkte Speicherung .....	101
7.2.2	Mittelbare Dampfspeicher .....	102
7.2.3	Speicherung sensibler Wärme .....	106
7.2.4	Speicherung von Latentwärme .....	112
7.2.5	Sorptionssysteme .....	116
7.2.6	Reversible Chemische Reaktionen .....	118
7.2.7	Kombinierte Systeme .....	119
7.3	Systemtechnische Aspekte .....	121
<b>8</b>	<b>Hochtemperatur Speichertechnologien, Teil 2 .....</b>	<b>125</b>
8.1	Einleitung .....	125

8.2	Wärmeträgermedien im Parabolrinnenkollektor und im Speichersystem.....	126
8.2.1	Wärmeträgerflüssigkeiten (synthetisch oder auf Mineralölbasis).....	126
8.2.2	Wasser.....	126
8.3	Berücksichtigung Temperaturspreizung zwischen Kollektor und Prozess.....	127
8.4	Speichersysteme.....	129
8.4.1	Direktspeicher.....	129
8.4.2	Dampfspeicher.....	131
8.4.3	Feststoffspeicher.....	134
8.4.4	Latentwärmespeicher.....	135
8.5	Parallelbetrieb von Kollektor und Speicher: Anwendungsbeispiel .....	137
8.5.1	Verschaltung von Speicher und Kollektor .....	137
8.5.2	Vergleich der Speicherkonzepte .....	139
8.6	Systemintegration des Speichers.....	143
8.7	Zusammenfassung.....	145
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>149</b>
<b>10</b>	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>157</b>

## Kurzfassung

21% des österreichischen Endenergieverbrauchs entfiel 1998 auf die industrielle Prozesswärme. Diese Prozesswärme wird derzeit nur zu 12% mit erneuerbaren Energieträgern gedeckt. Prozesswärme bis zu einem Temperaturniveau von etwa 100°C kann problemlos mit am Markt erhältlichen Sonnenkollektoren (Flachkollektoren bzw. Vakuumröhrenkollektoren) erzeugt werden. Ein großer Anteil der benötigten Prozesswärme liegt aber auch im Temperaturbereich zwischen 100°C und 200°C, dies gilt zum Beispiel für die Lebensmittel-, Textil- und Chemieindustrie. Solche Temperaturniveaus können jedoch nur noch mit konzentrierenden Systemen erreicht werden, da bei herkömmlichen Kollektoren die Wärmeverluste bei diesen Temperaturen zu hoch werden und damit der Wirkungsgrad stark abnimmt.

Im vorliegenden Projekt soll ein kostengünstiger konzentrierender Kollektor mit kleinen Abmessungen nach dem Parabolrinnenprinzip entwickelt werden. Ein derartiger Kollektor mit kleinen Abmessungen, der ohne großen Aufwand installierbar ist und durch seine kleinen Abmessungen und sein geringes Gewicht auch auf Fabrikdächern montiert werden kann, ist eine Neuheit im Bereich der Solartechnik.

Der erste Prototyp des Parabolrinnenkollektors der Firma Knopf Design, Wien, wurde am Teststand der AEE INTEC, Gleisdorf, vermessen. Dabei wurde der optische und thermische Wirkungsgrad des Kollektors bestimmt. Der optische Wirkungsgrad des 1. Prototypen lag mit knapp 50% noch zu niedrig, um mit anderen Kollektoren konkurrieren zu können. Mithilfe von Messungen der Strahlungsintensität in der Brennlinie des Parabolrinnenkollektors wurde herausgefunden, dass eine der Hauptursachen für den vergleichsweise niedrigen optischen Wirkungsgrad eine ungenaue Positionierung des Receivers ist. Diese und andere Verbesserungen wurden konstruktiv von der Firma Knopf Design umgesetzt und ein verbesserter zweiter Prototyp am Teststand in Gleisdorf vermessen. Der optische Wirkungsgrad hat sich durch die umgesetzten Maßnahmen von knapp 50% auf knapp 60% verbessert.

Basierend auf den Messergebnissen des Prototypen wurden im weiteren Projektverlauf Konzepte für das Gesamtsystem (Kollektor, Wärmeabnahme, Einkoppelung in das bestehende Wärmeversorgungssystem des Betriebes, evtl. Speicher) ausgearbeitet. Dabei ergeben sich 6 verschiedene Grundkonzepte. Je nach Anwendungsfall (Lastprofil, angestrebter solarer Deckungsgrad etc.) muss eines dieser Konzepte ausgewählt werden.

Ein Anwendungsfall wurde anschließend im Labormaßstab am Teststand aufgebaut und mit einem realistischen Wärmeabnahmeprofil vermessen. Während der Testphase des Beispielprozesses konnten Erfahrungen mit dem Betrieb eines Parabolrinnenkollektorsystems und insbesondere mit möglichen Regelkonzepten für den Betrieb gewonnen werden.

Die dadurch gewonnenen Erfahrungen dienten zur Erarbeitung einer Fallstudie für einen Prozess eines Betriebes, dessen Wärmebedarf mit dem Parabolrinnenkollektorsystem bereitgestellt werden soll. In der Fallstudie wurden für einen ausgewählten Anwendungsfall ein Parabolrinnenkollektorsystem und ein Vakuumröhrenkollektorfeld bei verschiedenen Betriebstemperaturen verglichen. So kann abgeschätzt werden, ab welcher Betriebstemperatur der Einsatz von Parabolrinnenkollektoren energetisch günstiger ist als konventionelle auf dem Markt erhältliche Vakuumröhrenkollektoren. Das Ergebnis dieser Fallstudie zeigt, dass bei Temperaturen um die 100°C Parabolrinnenkollektoren und Vakuumröhrenkollektoren einen ähnlichen Ertrag bringen. Wegen der relativ aufwändigen Nachführung der Parabolrinnenkollektoren sollten in diesem Fall eher Vakuumröhrenkollektoren eingesetzt werden. Aber schon ab etwa 120°C haben Parabolrinnenkollektoren einen deutlichen Vorteil.

Parallel zur Kollektorentwicklung wurde eine Studie durchgeführt, welche Speichertechnologien für die Speicherung von Wärme im Temperaturbereich bis 300°C geeignet sind. Eine Zusammenstellung der existierenden Speichertechnologien in diesem Temperaturbereich liegt vor. Im zweiten Teil der Studie wurden jene Technologien identifiziert, die für den angestrebten Anwendungsbereich der Parabolrinne besonders geeignet sind.

## Summary

In 1998, industrial process heat accounted for 21% of the Austrian final energy consumption. Only 12% of this is currently supplied from renewable energy sources. Process heat up to a temperature level of approx. 100°C can be supplied by solar collectors currently on the market such as flat plate or evacuated tube collectors. A large share of the process heat is needed at a temperature level between 100°C and 200°C, for example in the food, textile and chemical industry. However, these temperature levels can only be reached with concentrating solar collectors as heat losses of conventional collectors increase dramatically at these temperatures. This leads to very low collector efficiencies.

In the present project, a small-scale and low-cost concentrating parabolic trough collector will be developed. A small-scale collector that can be installed without the need of heavy equipment and that can also be installed on factory roofs due to its small size and low weight, is a novelty in solar engineering.

The operating characteristics of the first prototype, manufactured by the company Knopf Design, Vienna (Austria), were measured at the test facility of AEE INTEC in Gleisdorf (Austria). The main goal of these tests was to determine the optical and thermal efficiency of the prototype. The optical efficiency of the first prototype (at just below 50%) was still too low to compete with conventional collectors. Measurements of the radiation intensity in the focal line of the collector led to the conclusion that one of the main reasons for the relatively low optical efficiency was the poor positioning of the receiver tube. This and other improvements were incorporated in the second prototype by Knopf Design and, consequently, tested at the test facility in Gleisdorf. The optical efficiency has been improved from about 50% to about 60%.

Based on the measurement results of the prototypes, possible system concepts (including collector, heat transfer to the consumer, connection to the existing heat supply system and storage, if necessary) have been drawn up. 6 basic system concepts were identified. Depending on the application (load profile, desired solar fraction etc.) one of these concepts has to be chosen.

One application has been set up at a laboratory scale at the test facility. The setup will include a realistic heat consumption pattern. During the operation of this test facility, experience with the operation and, especially, possible control strategies of a parabolic trough collector system were gained.

These experiences were used to work out a case study for supplying process heat with the parabolic trough system to a selected industry. In the case study, a parabolic trough collector system was compared to a 'conventional' evacuated tube collector system. This allowed to get an idea from which temperature level a parabolic trough collector system is energetically better than evacuated tube collectors that are currently on the market. The results show that at operating temperature of 100°C parabolic trough collectors and evacuated tube collectors have a similar annual solar gain. Because of the fairly complex tracking system of parabolic trough collectors, evacuated tube collectors will be used in most applications. But already at temperatures as low as 120°C parabolic trough collectors have significant advantages.

In parallel to the collector development, a study has been carried out that identifies storage concepts that are suitable to store heat at a temperature level up to 300°C. A survey of these storage technologies has already been completed. In the second part of the study the technologies that are appropriate for use in industrial applications were identified.

## Kurzfassung (5 Seiten)

Der Endenergieverbrauch in Österreich betrug 1998 insgesamt 958 PJ. Den höchsten Verbrauch wies mit 269 PJ oder 28% der Sektor Industrie auf, wovon 31% dieses Bedarfs mit Gas, 27% mit Strom, 18% mit Kohle, 14% mit Öl und 9% durch erneuerbare Energieträger gedeckt wurden.

Den Hauptanteil des Endenergieverbrauches der Industrie stellt die Prozesswärme dar. Für die Bereitstellung von Prozesswärme wurden 1998 insgesamt 199 PJ oder 21% des österreichischen Endenergieverbrauches nachgefragt.

Eine weitere Verringerung des fossilen Anteils an Energieträgern ist auch im Bereich der industriellen Prozesswärme äußerst wünschenswert, was durch den Einsatz von Solartechnologie erreicht werden kann. Für die Bereitstellung von Prozesswärme mittels solarthermischer Anlagen gibt es allerdings Einschränkungen von technologischer Seite. Die am Markt erhältlichen Kollektoren und Systeme eignen sich für die Wärmegenerierung bis zu einem Temperaturniveau von 80°C mit Flachkollektoren und ca. 120°C mit Vakuumröhrenkollektoren. Über diese Temperatur hinaus sinken die Wirkungsgrade der Systeme so stark ab, dass eine wirtschaftliche Wärmezeugung nicht möglich ist.

Studien zeigen aber, dass auch im Bereich zwischen 100°C und 200°C ein großer Bedarf an Prozesswärme nachgefragt wird. Für Österreich werden Wärmeverbräuche von 25 PJ bis 100°C und 29 PJ im Bereich zwischen 100°C und 200°C für das Jahr 1998 angegeben.

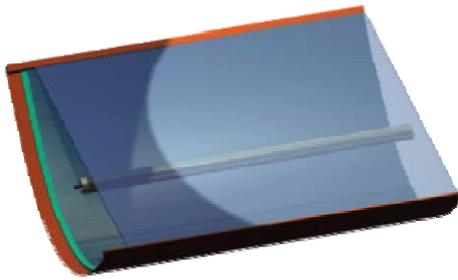
Wird für diese beiden Bereiche eine Substitution der Energieträger Gas und Heizöl durch erneuerbare Energieträger betrachtet, kann theoretisch eine jährliche Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen von ca. 70.000 Tonnen erreicht werden.

Die Literaturrecherche, welche innerhalb des Fabrik der Zukunft Projekts „PROMISE – Produzieren mit Sonnenenergie“ durchgeführt wurde, ergab, dass 27% des Prozesswärmebedarfs im Bereich bis 250°C liegt. Prozesswärme bis zu einem Temperaturniveau von etwa 100°C kann problemlos mit am Markt erhältlichen Sonnenkollektoren (Flachkollektoren bzw. Vakuumröhrenkollektoren) erzeugt werden. Ein großer Anteil der benötigten Prozesswärme liegt aber auch im Temperaturbereich zwischen 100°C und 200°C, dies gilt zum Beispiel für die Lebensmittel-, Textil- und Chemieindustrie.

Gerade für diesen Bereich ist die derzeitige Solarkollektorentechnologie aber nicht sinnvoll (technisch wie wirtschaftlich) einsetzbar, da dieses Temperaturniveau nur mit sogenannten konzentrierenden Systemen erreichbar ist. Diese konzentrierenden Systeme wurden bisher allerdings nur in solarthermischen Kraftwerken zur Dampfproduktion eingesetzt und bedingen sehr große Flächen, um wirtschaftlich betrieben werden zu können.

Im vorliegenden Projekt wurde ein kostengünstiger konzentrierender Kollektor mit kleinen Abmessungen nach dem Parabolrinnenprinzip entwickelt. Ein derartiger Kollektor mit kleinen Abmessungen, der ohne großen Aufwand installierbar ist und durch seine kleinen Abmessungen und sein geringes Gewicht auch auf Fabrikdächern montiert werden kann, ist eine Neuheit im Bereich der Solartechnik.

Der erste Prototyp des Parabolrinnenkollektors der Firma Knopf Design, Wien, besteht aus einer Glasform, in dem als Spiegel ein Aluminiumblech der Firma Alanod angebracht ist (siehe Abbildungen 1 und 2). Die Rinne ist mit Glas abgedeckt, das eine Verschmutzung des Reflektors verhindert und gleichzeitig Stabilität gewährleistet. Der Receiver ist im Schwerpunkt der Rinne angeordnet, so dass sich die Rinne selbst zur Nachführung leicht um den statischen Receiver drehen lässt. Der Receiver, der von einem Glashüllrohr umgeben ist, das bei diesem ersten Prototypen nicht evakuiert war, ist ein konzentrisches Edelstahlrohr mit 8 mm Außendurchmesser.



**Abbildung 1: Prinzipzeichnung 1. Prototyp Fa. Knopf Design, Wien**

**Abbildung 2: 1. Prototyp auf dem Teststand der AEE INTEC, Gleisdorf**

Der Prototyp wurde am Teststand der AEE INTEC in Gleisdorf, vermessen. Als Wärmeträgermedium diente dabei Wasser bei 15-20 bar, so dass keine Verdampfung bei den Betriebstemperaturen unter 200°C stattfand. Der Kollektor bietet die Möglichkeit, entweder im Druckwasserbetrieb zu fahren oder direkt im Kollektor Dampf zu erzeugen. Für die ersten Wirkungsgradmessungen wurde der Druckwasserbetrieb gewählt, da dies die Messungen wesentlich vereinfacht und im ersten Schritt der (optische) Wirkungsgrad des Kollektors und nicht der Vorgang der Direktverdampfung untersucht werden sollte.

Zuerst wurde die Wirkungsgradkennlinie des Kollektors aufgenommen, indem der Wirkungsgrad statisch bei verschiedenen Receivertemperaturen bestimmt wurde. Die gemessene Wirkungsgradkennlinie ist in Abbildung 3 dargestellt, aufgetragen über der Temperaturdifferenz zwischen Receiver und Umgebung geteilt durch die direkte Strahlung in der Kollektorebene.

Mithilfe von Stoffdaten der verwendeten Materialien sowie Wärmeverlustberechnungen und Messungen der Strahlungsintensität in und in der Nähe der Brennpunktlinie des Kollektors wurde analysiert, wo die größten Optimierungspotenziale bestehen. Der sogenannte optische Wirkungsgrad (Receivertemperatur gleich Umgebungstemperatur) wurde mit knapp 50% ermittelt und war damit noch zu niedrig, um mit anderen Kollektoren konkurrieren zu können. Mit den bekannten Verlusten durch die Abdeckgläser, die Absorptivität des Solarlacks und den Wärmeübergang vom Receiverrohr auf das Fluid lässt sich erschließen, dass die Verluste, die durch die Genauigkeit der Spiegelung auf das Receiverrohr verursacht werden, rund 30% betragen.

Mögliche Ursachen dafür sind:

- 1) Ein Teil der Strahlung wird vom Reflektor absorbiert.
- 2) Ein Teil der Strahlung wird nicht gerichtet (Einfallswinkel gleich Ausfallswinkel) reflektiert.
- 3) Die Parabelform der Rinne ist nicht optimal.
- 4) Der Receiver liegt nicht genau in der Brennpunktlinie.

Messungen bei Receivertemperaturen bis etwa 100 K über der Umgebungstemperatur zeigten, dass die Kennlinie recht flach verläuft. Das heißt, dass die Wärmeverluste des Receivers gering sind. Dies war aufgrund des sehr geringen Receiverdurchmessers auch zu erwarten. Durch Verwendung einer selektiven Beschichtung und durch Evakuieren des Glashüllrohrs können die Wärmeverluste noch weiter gesenkt werden.

Die optischen Messungen in der Brennpunktlinie des Kollektors ergaben, dass eine ungenaue Positionierung des Receivers in der Brennpunktlinie die Hauptursache für den relativ niedrigen optischen Wirkungsgrad war.

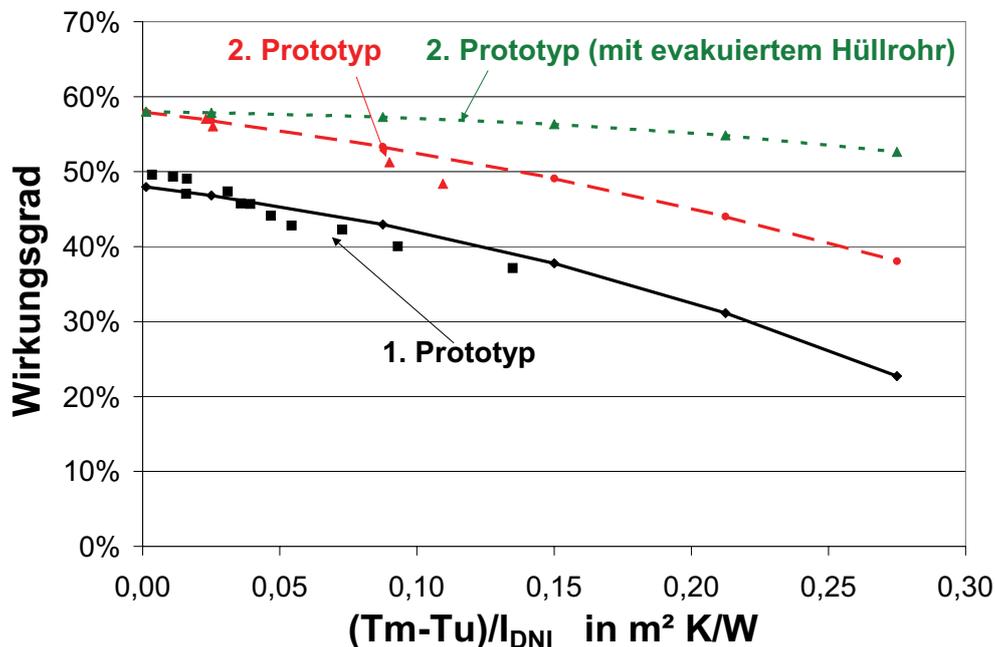


Abbildung 3: Gemessene und berechnete Kennlinien

Es wurden einige Verbesserungsvorschläge erarbeitet. Die folgenden Verbesserungen waren innerhalb der Laufzeit des Projektes realisierbar und wurden vom Hersteller umgesetzt.

- 1) Eisenarmes ESG statt Fensterglas als Abdeckscheibe
- 2) Genauere Positionierung des Receivers (Mechanische Optimierung der Abstützungen und Möglichkeit, die Receiverposition von außen nachzujustieren)
- 3) Receiverbeschichtung Poligrat statt Solarlack (führt zu einem niedrigeren optischen Wirkungsgrad, aber zu einer wesentlich flacheren Kennlinie durch die selektiven Eigenschaften der Beschichtung)
- 4) Evakuiertes Glashüllrohr (senkt die thermischen Verluste, verhindert das Zersetzen der selektiven Beschichtung)
- 5) Receiverdurchmesser 12 mm statt 8 mm (Dadurch steigt der optische Wirkungsgrad, die thermischen Verluste nehmen allerdings leicht zu), das innere Receiverrohr wird mit 6 mm Außendurchmesser so ausgelegt, dass die Querschnitte im inneren Rohr und im Ringspalt gleich sind. Der Druckverlust des Kollektors sinkt durch diese Maßnahme.

In einem nächsten Schritt wurde der verbesserte Prototyp getestet. Dazu gehörten wieder optische und thermische Messungen, um eine möglichst genaue Wirkungsgradkennlinie zu erhalten. Die Wirkungsgradkennlinie dieses 2. Prototypen ist ebenfalls in Abbildung 3 dargestellt. Der optische Wirkungsgrad des verbesserten 2. Prototypen lag bei knapp 60%, also etwa 10 Prozentpunkte besser als beim 1. Prototypen. Theoretische Berechnungen der Wärmeverluste zeigten, dass das Hüllrohr nicht tief genug evakuiert wurde oder die Evakuierung nicht gehalten wurde. Die Dämmwirkung der Evakuierung ist praktisch gleich Null. Hier sind also noch konstruktive bzw. fertigungstechnische Verbesserungen nötig.

### Systemkonzepte

Es gibt eine Reihe sinnvoller Systemkonzepte für die Einbindung von Parabolrinnenkollektoren in die Wärmeversorgung eines Betriebes. Welches Systemkonzept für einen konkreten Anwendungsfall gewählt werden sollte, hängt von folgenden Einflussfaktoren ab:

- Ist der Einsatz eines Energiespeichers sinnvoll?

Wenn der Betrieb einen stark schwankenden Wärmebedarf hat bzw. tagsüber oder am Wochenende Stillstandszeiten zu erwarten sind, ist der zu erwartende Solarertrag zeitweise wesentlich höher als der Verbrauch. In diesem Fall ist der Einsatz eines Energiespeichers sinnvoll. In Betrieben mit einem relativ konstanten Wärmebedarf und 7-Tage-Woche oder bei klein dimensionierter Kollektorfläche (geringe solare Deckung) kann auf den Energiespeicher verzichtet werden, da die Solaranlage ihren Ertrag immer in das Wärmeversorgungsnetz abgeben kann.

- Ist das Medium im Verteilnetz des Betriebes Dampf oder Druckwasser?

Wenn im Verteilnetz des Betriebes Druckwasser eingesetzt wird, ist es sinnvoll, den Parabolrinnenkollektor ebenfalls mit Druckwasser oder einem anderen flüssigen Wärmeträgermedium zu betreiben. Die Wärme wird dann über einen Wärmetauscher ans Verteilnetz abgegeben.

Wenn der Betrieb ein Dampfnetz betreibt, gibt es zwei Möglichkeiten, die Parabolrinnenkollektoren zu integrieren. Die erste Möglichkeit ist es, mit den Kollektoren direkt Dampf zu erzeugen und diesen in das Dampfnetz einzuspeisen. Die Kollektoren können aber auch mit einem flüssigen Wärmeträgermedium betrieben werden, das dann in einem sog. indirekten Dampferzeuger parallel zum konventionellen Dampfkessel Dampf ins Netz einspeist.

Ein Anwendungsfall wurde im Labormaßstab am Teststand aufgebaut und mit einem realistischen Wärmeabnahmeprofil vermessen. Ein Kollektorfeld mit 4 parallel geschalteten Parabolrinnenkollektoren mit insgesamt 7,5 m<sup>2</sup> Aperturfläche wurde am Teststand der AEE INTEC in Gleisdorf installiert. Für die Vermessung wurde von einem Prozess ausgegangen, der eine konstante Vorlauftemperatur von 140°C benötigt und eine ebenfalls konstante Rücklauf-temperatur von 120°C liefert. Aufgrund des in Arbeitspaket 2 ermittelten Kollektorwirkungs-grades von ca. 50% bei diesen Temperaturen wurde die Wärmeabnahme des Prozesses mit 3,75 kW festgelegt. Damit sollte das Kollektorfeld bei maximaler Einstrahlung annähernd 100% der Last decken können, bei niedrigerer Einstrahlung entsprechend weniger.

Der Betrieb dieser Laboranlage diente dazu, Erfahrungen mit dem Betrieb, der Regelung und der Wartung einer solchen Anlage zu gewinnen. Die Regelung eines Parabolrinnenfeldes ist etwas komplexer, als wir es von Flachkollektoranlagen gewohnt sind. Die Kollektoren befinden sich nachts in Ruhestellung (Abdeckglas zeigt nach unten). Morgens müssen sie dann hochgefahren und im Laufe des Tages von Osten nach Westen der Sonne nachgefahren werden. Zu diesem Zweck ist auf einem Kollektor ein Doppelstrahlungssensor angebracht, dessen Sensorelemente durch eine Wand voneinander getrennt sind. Dadurch wird auf beiden Sensorelementen nur dann die gleiche Strahlung gemessen, wenn die Einstrahlung genau senkrecht auf den Sensor trifft. Ist der Kollektor nicht optimal zur Sonne ausgerichtet, gibt es eine Abweichung zwischen den beiden Sensoren, und der Kollektor muss nachgeführt werden. Zum Hochfahren der Kollektoren wird ein zweiter Strahlungssensor benötigt, da der Doppelstrahlungssensor ungeeignet ist, wenn sich die Kollektoren in Ruhestellung befinden.

Bei kurzzeitigen Strahlungseinbrüchen an teilweise bewölkten Tagen sinkt auch die Vorlauf-temperatur rasch ab. Für die Regelung der Primärkreis-pumpe ist es daher sinnvoll, einen Bypass zu verwenden, so dass die Primärkreis-pumpe auch bei Strahlungseinbrüchen weiter-laufen kann, die zu niedrigen Vorlauf-temperaturen aber nicht an den Prozess weitergegeben werden. Nur wenn die Mindest-Sollvorlauf-temperatur längere Zeit unterschritten wird, sollte das System heruntergefahren werden.

Ein weiteres Ziel des Projektes war es, abzuschätzen, unter welchen Bedingungen es mög-lich und sinnvoll ist, den mit der Parabolrinne erzeugten Dampf zur Stromerzeugung mittels eines Lineargenerators einzusetzen. Im Rahmen der Weiterentwicklung des hier betrachte-ten Lineargenerators der Firma Knopf Design hat sich herausgestellt, dass zum Betrieb des

Generators mit akzeptablem Wirkungsgrad Dampf mit einer Temperatur von mindestens 350°C erforderlich ist. Derartige Dampftemperaturen können aber nur mit Kollektoren mit einem noch höheren Konzentrationsfaktor als die hier betrachtete Parabolrinne wirtschaftlich erzeugt werden. Daher ist der Einsatz der Parabolrinne für diesen Anwendungsfall nicht sinnvoll.

### **Einsatztemperaturen und Vergleich mit anderen Kollektortypen**

Für eine ausgewählte Anwendung wurde eine Fallstudie erstellt, die Parabolrinnenkollektoren mit 'konventionellen' Vakuumröhrenkollektoren bei verschiedenen Betriebstemperaturen und unter mitteleuropäischen und südeuropäischen Klimabedingungen vergleicht. Die Ergebnisse dieser Studie zeigen, dass bei 100°C Prozesstemperatur die Kollektoren unter beiden Klimabedingungen jeweils einen vergleichbaren Ertrag bringen. Ab ca. 120°C Prozesstemperatur kommen die Vorteile des Parabolrinnenkollektors deutlich zum Tragen.

Der Vorteil des Parabolrinnenkollektors zeigt sich besonders deutlich in den Wintermonaten, da nicht nachgeführte Kollektoren dann einen ungünstigen Winkel zur tiefstehenden Sonne haben. Daher ist der Ertrag von Parabolrinnenkollektoren an schönen Wintertagen auch schon bei niedrigeren Temperaturen Vakuumröhrenkollektoren überlegen.

### **Mitteltemperaturspeicher**

Parallel zur Kollektorentwicklung wird eine Studie durchgeführt, welche Speichertechnologien für die Speicherung von Wärme im Temperaturbereich bis 300°C geeignet sind. Die Speicherarten, die für den Temperaturbereich zwischen 100°C und 400°C existieren, sind vielfältig und unterscheiden sich im Speichermedium und im Druck- und Temperaturbereich. Man unterscheidet außerdem zwischen latenten, sensiblen, Sorptions- und chemischen Speichern. Daneben gibt es auch Kombinationen dieser Speichertypen.

Die Einbindung des Speichers in das Gesamtsystem, das Energiemanagement sowie die Abstimmung der Hauptkomponenten Solarfeld, Speicher und thermischer Prozess beeinflussen die Amortisation des Systems deutlich. Im Rahmen einer zukünftigen systemtechnischen Analyse sollten dabei folgende Aspekte betrachtet werden:

- Der Speicher sollte auch im nicht-solaren Betrieb zur Effizienzsteigerung der Energieumsetzung genutzt werden, beispielsweise zur Kompensation von Lastspitzen.
- Es sollten Optionen geprüft werden, ob die Verfügbarkeit von Speicherkapazität eine effektivere Prozessführung ermöglicht; so kann der thermische Prozess mit einer kleineren Maximalleistung ausgeführt werden, die aber gleichmäßiger ausgenutzt wird. Bei Kälteprozessen könnte die Kältemaschine nachts betrieben werden und so von der geringeren Außentemperatur profitieren.
- Bereits kleine Speicherkapazitäten können die Auswirkungen von schnellen Änderungen in der solaren Einstrahlung auf Anlagenkomponenten verringern und erleichtern die Regelung der Anlage.
- Energie kann auch vom Speicher an das Kollektorfeld geliefert werden, um das tägliche Hochfahren zu beschleunigen oder die Betriebstemperatur bei kurzzeitigen Wolkendurchgängen zu halten; derartige Maßnahmen erlauben eine Ausdehnung der jährlichen Betriebsdauer der Kollektoren.

**In diesem Projekt konnte der Wirkungsgrad des Prototypen deutlich gesteigert und die generelle Funktionsfähigkeit des Systems in einer realen Anwendung gezeigt werden. Weiterer Entwicklungsbedarf im Hinblick auf erste Demonstrationsanlagen besteht bei der weiteren Steigerung des Wirkungsgrades, bei der Identifizierung eines geeigneten Frostschutzmediums, bei einer zuverlässigen Regelstrategie und der Senkung der Produktionskosten.**

## Summary (5 Pages)

The final energy consumption in Austria totaled 958 PJ in 1998. The industry sector had the highest consumption with 269 PJ of which 31% was supplied by natural gas, 27% by electricity, 18% by coal, 14% by fuel oil and 9% by renewable energy sources.

The main share of the industrial final energy consumption is used for process heat. A total of 199 PJ or 21% of the Austrian final energy consumption was used for the generation of process heat.

It should be the goal to further reduce the share of industrial process heat that is covered from fossil energy sources. This goal can be reached by employing solar technology. But there are technological barriers for the widespread use of solar thermal installations for the production of process heat. The solar thermal collectors and systems that are currently on the market can be used up to a temperature level of 80°C (flat plate collectors) and approx. 120°C (evacuated tube collectors). However, the efficiency of these systems decreases at operating temperatures above these values so that an economical heat production is not possible anymore.

Studies show that there is a large heat demand for process heat in the temperature range between 100°C and 200°C. In Austria, a heat consumption of 25 PJ up to 100°C and 29 PJ up to 200°C are reported for the year 1998.

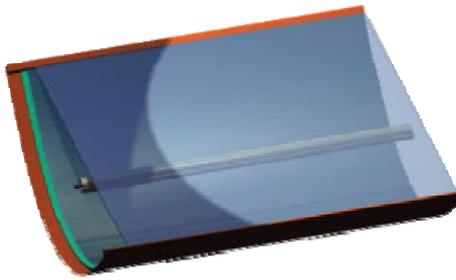
If a substitution of natural gas and fuel oil by renewable energy sources is considered, an annual reduction of CO<sub>2</sub>-emissions by 70,000 Tons can be reached.

Literature research within the "Fabrik der Zukunft"-project "PROMISE - Produzieren mit Sonnenenergie" showed that 27% of the process heat demand is at a temperature level below 250°C. Process heat up to a temperature level of 100°C can be delivered without problems using solar thermal collectors that are currently on the market (flat plate collectors or evacuated tube collectors). However, a large portion of the required process heat is needed at a temperature level between 100°C and 200°C. Examples for this are the food, textile and the chemical industry.

In this temperature range, it does not make sense to use the current collector technology for both technological and economic reasons because such temperatures can only be reached with so-called concentrating collectors. In the past, concentrating collectors have been used mainly for steam generation in solar thermal power plants and need very large collector areas to be operated in an economic way.

The goal of the underlying project was to develop a small-scale cost-efficient concentrating collector using the parabolic trough principle. Such a small-scale collector, that can easily be installed, for example, on factory roofs because of its small dimensions, is an entire novelty in the field of solar technology.

The first prototype of a parabolic trough collector by the company Knopf Design, Vienna, is made out of a glass parabolic shape with an aluminium mirror inside by the company Alanod (see Figure 1 and Figure 2). The trough is covered by a glass pane that prevents the mirror from getting dirty and ensures the stability of the construction. The receiver tube is located in the center of gravity of the trough. This way the trough can be turned easily around the static receiver. The receiver itself is a concentric stainless steel tube with an outer diameter of 8 mm and is surrounded by a glass cover tube. The cover tube of this 1<sup>st</sup> prototype was not evacuated.



**Figure 1: Cross-section of the 1<sup>st</sup> prototype by Knopf Design, Vienna**



**Figure 2: 1<sup>st</sup> prototype at the test facility of AEE INTEC in Gleisdorf**

The prototype was tested at the test facility of AEE INTEC in Gleisdorf. Plain water at 15-20 bars was used as the heat transfer medium to prevent the water from boiling at operating temperatures up to 200°C. The collectors can operate either with pressurized water or in direct steam generation mode. For the tests within this project, the pressurized water operation mode was chosen because it simplifies the measurements and because the efficiency of the collector and not the process of direct steam generation should be analyzed.

The first step was to measure the efficiency curve of the collector by means of measuring the static efficiency of the collector at different receiver temperatures. The measured efficiency curve is shown in Figure 3 plotted against the temperature difference between receiver and the ambient divided by the direct solar radiation in the collector plane.

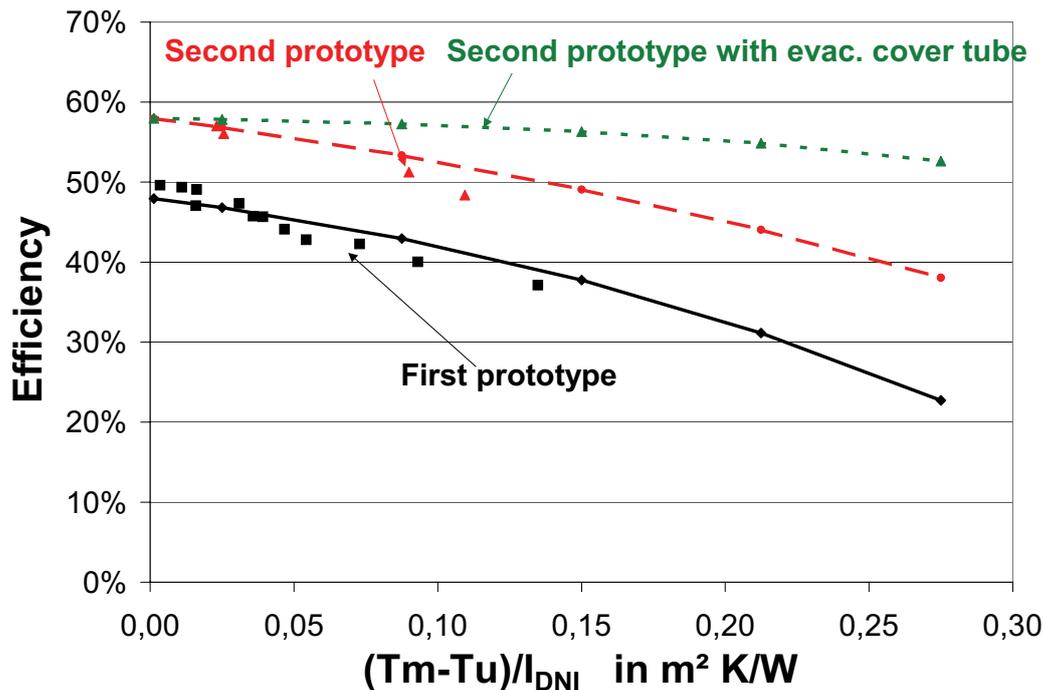
Material data as well as heat loss calculations and measurements of the flux distribution in and near the focal line of the collector were used to find out how to optimize the collector. The so-called optical efficiency (receiver temperature equals ambient temperature) of the first prototype was just below 50%. That means that it is too low to be able to compete with other collectors. The losses of the glass covers, the absorptivity of the receiver coating and the heat transfer from the receiver tube to the fluid are quite well known. This information allowed to deduce that the losses that are caused by the precision of the reflection onto the receiver tube, are around 30%.

Possible reasons for this are:

1. A part of the radiation is absorbed by the mirror.
2. A part of the radiation is not reflected at the same angle as the incidence angle.
3. The parabolic shape of the trough is not ideal.
4. The receiver is not positioned exactly in the focal line.

Measurements at receiver temperatures up to approx. 100 K above the ambient temperature showed that the slope of the efficiency curve is quite low. That means that the heat losses of the receiver are quite low. This had been expected because of the small receiver diameter. A selective coating and the evacuation of the glass cover tube can reduce the heat losses even further.

The optical measurements in the focal line of the collector showed that the main reason for the relatively low optical efficiency is the inaccurate positioning of the receiver in the focal line.



**Figure 3: Measured and calculated efficiency curves of the two prototypes**

A number of proposals for the improvement of the prototype were elaborated. The following improvements have been realized within the duration of the project and were implemented by the manufacturer into a 2<sup>nd</sup> prototype.

1. Low-iron safety glass was used instead of standard window glass.
2. More precise positioning of the receiver tube (mechanical optimization of the supports and the possibility to adjust the receiver position from the outside)
3. Receiver coating Poligrat instead of solar varnish (leads to a lower optical efficiency but to a lower slope of the efficiency due to the selective characteristics of the coating)
4. Evacuated glass cover tube (reduces the heat losses and prevents the decomposition of the selective coating)
5. Receiver diameter 12 mm instead of 8 mm (This increases the optical efficiency but also increases the heat losses). The inner receiver tube has an outer diameter of 6 mm. The cross section of the inner receiver tube is equal to the annulus between the two tubes. This reduces the pressure drop of the receiver tube.

The next step was to test the improved 2<sup>nd</sup> prototype with the same optical and thermal tests that were performed with the 1<sup>st</sup> prototype. The efficiency curve of the 2<sup>nd</sup> prototype is also shown in Figure 3. The optical efficiency is now just below 60%, i.e. 10 percentage points above that of the 1<sup>st</sup> prototype. Theoretical calculations showed that the vacuum in the glass cover tube was not sufficient to ensure a good insulation. That means that constructive or manufacturing improvements will be necessary.

### System Concepts

There is a number of system concepts that can be used with parabolic trough collectors in industrial applications depending on the respective applications. The following factors influence the choice of a specific system concept:

- Does it make sense to use an energy store?

If the heat demand of the company fluctuates significantly or there is sometimes no heat demand during daytime hours (e.g. weekends), the expected collector yield is, at least sometimes, above the heat demand. In this case, an energy store should be used. In companies with a relatively constant heat demand and 7-day operation or if the collector area is relatively small (small solar fractions) an energy store is not necessary because the yield of the collectors can always be put into the heat distribution network of the company.

- Is the heat transfer medium in the heat distribution network steam or pressurized water?

If the heat distribution network uses pressurized water, it makes sense to operate the parabolic trough collectors also with pressurized water or some other liquid heat transfer medium. The heat is simply transferred into the heat distribution network via a heat exchanger.

If the company operates a steam distribution network, there are two options to integrate parabolic trough collectors into the system. The first option is to operate the collectors in direct steam generation mode and feed the produced steam directly in to the network. The second option is to operate the collectors with a liquid heat transfer medium and then use a so-called indirect steam generator to generate steam that is fed into the steam network in parallel to a conventional steam boiler.

Then, one possible application was realized at the test facility with a realistic load profile. A collector array with 4 parabolic trough collectors in parallel and a total of 7.5 m<sup>2</sup> of aperture area was installed at the test facility. The chosen application was a process with a constant heat load, a flow temperature of 140°C and a return temperature of 120°C. Because the collector efficiency at these temperatures was expected to be around 50%, the load for the process was fixed at 3.75 kW. That means that at maximum radiation almost 100% of the load can be covered by solar, during hours with less radiation, the solar gain will be less.

The goal of the operation of this laboratory-scale application was to gain experience with the operation, the control and the maintenance of a parabolic trough collector system. The control of a parabolic trough collector array is more complicated than what we are used to from flat plate collectors. The collectors are in off position during night time (cover glass shows to the ground). In the morning, they have to be started up and be tracked from east to west during the day. For this purpose a double radiation sensor is installed on one of the collectors. The double radiation sensor consists of two sensor elements that are separated from each other by a sort of wall. Thereby, the two sensor elements show the same value only if the radiation hits the sensors perpendicularly. As soon as the collector is not oriented to the sun in an optimal way, there is deviation between the two sensors and the collector has to be tracked accordingly. For starting up of the collectors, an additional radiation sensor is necessary because the double radiation sensor is not suitable when the collectors are in off position.

On partly cloudy days the radiation will collapse briefly and the flow temperature of the collectors goes down rapidly. Therefore it makes sense for the control of the primary pump in the collector loop to use a by-pass that allows the primary pump to continue to operate during these periods of lower radiation without feeding the low flow temperatures into the heat distribution network. Only when the flow temperature falls below the minimum set temperature, the system should be shut down.

Another goal of the project was to estimate under which conditions it is possible to use the parabolic trough collector to generate steam for a so-called linear generator that generates electricity. During the development of the linear generator by the company Knopf Design it was shown that the linear generator needs steam at temperatures above 350°C to operate at

an acceptable efficiency. That means that solar collectors with even higher concentration ratios than that of the collector optimized in this project will be necessary.

### **Operating temperatures and comparison with other collectors**

A case study of a selected application was performed to compare the annual energy yields of parabolic trough collectors with that of 'conventional' evacuated tube collectors at different operating temperatures and under central and southern European weather conditions. The results of this study show that at a process temperature of 100°C both collector technologies reach similar energy yields under the respective climatic conditions. At higher process temperatures the advantages of parabolic trough collectors become predominant.

The advantages of a parabolic trough collector are especially significant during the winter months. The reason for this is that collectors that are not tracked, typically have a disadvantageous incident angle to the sun during winter. That's why the yield of parabolic trough collectors is significantly higher than that of evacuated tube collectors on clear winter days.

### **Medium Temperature Storage Concepts**

In parallel to the collector development, a study is carried out that identifies storage concepts that are suitable to store heat at a temperature level up to 300°C. There are many different storage technologies available between 100°C and 400°C that differ in the storage medium as well as in the pressure and temperature range. One can distinguish between sensible and latent heat stores and sorption and chemical stores. There are also combinations of these technologies.

The type of integration of an energy store in the overall system, the energy management as well as the adjustment of the main components collector array, store and process influence the amortization rate of the system significantly. Within a future analysis of system concepts, the following aspects should be paid attention to:

- The store should be used not only to buffer the solar gains but also to improve the efficiency of the entire system for example to compensate load peaks
- The management of the process itself should be analyzed to find out if it is possible to reduce the maximum load of the process. In refrigeration applications, the cooling machine could be operated during night time to make use of the lower ambient temperatures.
- Already small storage capacities can reduce the influence of radiation fluctuations on the process and thereby facilitate the control of the system
- Energy can be supplied from the storage tank to the collector array to accelerate the starting up of the system or to keep up the operating temperature during brief cloudy periods. These measures allow to extend the annual operating time of the collectors.

**In conclusion, the efficiency of the prototype has been improved significantly and the general functioning of the system in a real application has been proven. Further research is needed in the areas of further improvement of the collector efficiency, identification of a suitable antifreeze medium, improvement of a reliable control strategy and cost reduction.**

# 1 Einleitung

Der Endenergieverbrauch in Österreich betrug 1998 insgesamt 958 PJ. Den höchsten Verbrauch wies mit 269 PJ oder 28% der Sektor Industrie auf, wovon 31% dieses Bedarfs mit Gas, 27% mit Strom, 18% mit Kohle, 14% mit Öl und 9% durch erneuerbare Energieträger gedeckt wurde [Haas et al. (2001)].

Den Hauptanteil des Endenergieverbrauches der Industrie stellt die Prozesswärme dar. Für die Bereitstellung von Prozesswärme wurden 1998 insgesamt 199 PJ oder 21% des österreichischen Endenergieverbrauches nachgefragt [Neubarth, Kaltschmitt (2001)].

Von diesem industriellen Energiebedarf werden insgesamt mindestens 75% mit fossilen Brennstoffen (10% mit Strom und 15% mit Biomasse) erzeugt, einhergehend mit den entsprechenden Emissionen an Luftschadstoffen und der weiteren Verschlechterung der Klimasituation.

Daher ist eine weitere Verringerung des fossilen Anteils an Energieträgern äußerst wünschenswert, was durch den Einsatz von Solartechnologie erreicht werden kann. Gerade aber in der Industrie und im Gewerbe ist die Verbreitung von solaren Wärmegewinnungsanlagen im Temperaturbereich über 100°C so gut wie nicht vorhanden [Brunner, Mellitz (1998)].

Für die Bereitstellung von Prozesswärme mittels solarthermischer Anlagen gibt es allerdings Einschränkungen von technologischer Seite. Die am Markt erhältlichen Kollektoren und Systeme eignen sich für die Wärmegenerierung bis zu einem Temperaturniveau von 80°C mit Flachkollektoren und ca. 100°C mit Vakuumröhrenkollektoren. Über diese Temperatur hinaus sinken die Wirkungsgrade der Systeme so stark ab, dass eine wirtschaftliche Wärmeerzeugung nicht möglich ist.

Studien zeigen aber, dass auch im Bereich zwischen 100°C und 200°C ein großer Bedarf an Prozesswärme nachgefragt wird.

Für Österreich werden Wärmeverbräuche von 25 PJ bis 100°C und 29 PJ im Bereich zwischen 100°C und 200°C für das Jahr 1998 angegeben [Neubarth, Kaltschmitt (2001)].

Wird für diese beiden Bereiche eine Substitution der Energieträger Gas und Heizöl durch Erneuerbare Energieträger betrachtet, kann theoretisch eine jährliche Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen von ca. 70.000 Tonnen erreicht werden.

Die Literaturrecherche, welche innerhalb des Fabrik der Zukunft Projektes „PROMISE – Produzieren mit Sonnenenergie“ durchgeführt wurde, ergab dass 50% des Prozesswärmebedarfs im Bereich bis 250°C liegt. Für die Lebensmittel-, Textil- und Chemieindustrie stellt der Temperaturbereich zwischen 100°C und 200°C den maßgeblichen Anteil am Wärmeverbrauch dar [Schweiger et al. (2001)].

Gerade für diesen Bereich ist die derzeitige Solarkollektorentechnologie aber nicht sinnvoll (technisch wie wirtschaftlich) einsetzbar, da dieses Temperaturniveau nur mit sogenannten konzentrierenden Systemen erreichbar ist. Diese konzentrierenden Systeme wurden bisher allerdings nur in solarthermischen Kraftwerken zur Dampfproduktion eingesetzt und bedingen sehr große Flächen, um wirtschaftlich betrieben werden zu können.

Die Entwicklung eines kostengünstigen konzentrierenden Kollektors nach dem Parabolrinnenkonzept mit kleinen Abmessungen stellt eine Neuheit im Bereich der Solartechnik dar.

Ziel dieses Projektes war die Ermittlung der Leistungsdaten des Prototypen, der von einem der Projektpartner (Fa. Knopf Design, Wien) entwickelt wurde. Es sollten die erreichbaren Temperaturen und Drücke sowie die erzielbaren solaren Wärmegewinne ermittelt werden, die sich aufgrund der klimatischen Bedingungen Österreichs ergeben. Außerdem sollte das Betriebsverhalten, wie die Aufheizzeiten, der Einfluss von vorüberziehenden Wolken und des hohen Diffusstrahlungsanteils des mitteleuropäischen Klimas messtechnisch detailliert erfasst und analysiert werden. Aus den Ergebnissen der Messungen wurden mögliche Verbesserungen des Prototypen abgeleitet, ein optimiertes Konzept für das Gesamtsystem er-

stellt und Auslegungsrichtlinien für solare Wärmeproduktionsanlagen in Industriebetrieben abgeleitet.

Der mit den Parabolrinnenkollektoren erzeugte Dampf kann entweder ohne Zwischenspeicherung in die Prozessdampfleitungen von Produktionsbetrieben eingespeist werden oder die im Dampf gespeicherte Energie wird über Wärmetauscher an Heißwasser-, Dampf- oder Latentspeicher bzw. Druckluft/Wärmespeicher-Systeme übertragen. Um die für den vorliegenden Anwendungsfall geeigneten Hochtemperatur-Speicherkonzepte identifizieren zu können und davon abgeleitet geeignete Gesamtkonzepte entwickeln zu können, wurden im Rahmen des Projektes unterschiedliche Speicherkonzepte untersucht und dargestellt. Speicherkonzepte wurden für den Temperaturbereich von 100 bis 300°C und einen Leistungsbe- reich der Anlagen <10 MW untersucht.

Mit den Ergebnissen (kostengünstiger konzentrierender Kollektor und Speicher) soll gezeigt werden, dass diese Technologie auch im mitteleuropäischen bzw. dem österreichischen Klima im besonderen, dazu geeignet ist, Prozesse mit der entsprechenden Wärmeenergie zu versorgen. Erste Messungen, durchgeführt vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt, welche die solaren Erträge und erreichbaren Wärmekosten von Großanlagen im mitteleuro- päischen Klima vergleichen, zeigen einen Vorteil der Parabolrinnenkollektoren gegenüber Vakuumröhrenkollektoren und ab einer Temperatur von 75°C auch gegenüber Flachkollektoren [Krüger et al. (2000)].

Ein weiteres Ziel des Projektes war die Erarbeitung einer Fallstudie für einen Prozess eines Betriebes, dessen Wärmebedarf mit dem Parabolrinnensystem bereitgestellt werden soll.

Die Ergebnisse dieses Projektes sind die Grundlagen für eine erfolgreiche Markteinführung der Technologie. Die erreichbaren hohen Temperaturen und die direkte Produktion von Dampf im Kollektor eröffnen ein völlig neues Marktsegment für die Solarbranche und ermög- lichen den Ausbau der Technologieführerschaft Österreichs in diesem Bereich.

Einen Überblick über die Ausgangssituation und die Strategien zur Verbreitung von solaren Prozesswärmeerzeugungsanlagen im Rahmen der Programmlinie „Fabrik der Zukunft“, so- wie die mögliche Weiterführung der Projekte zur Umsetzung von Demonstrationsanlagen zeigt die folgende Grafik:

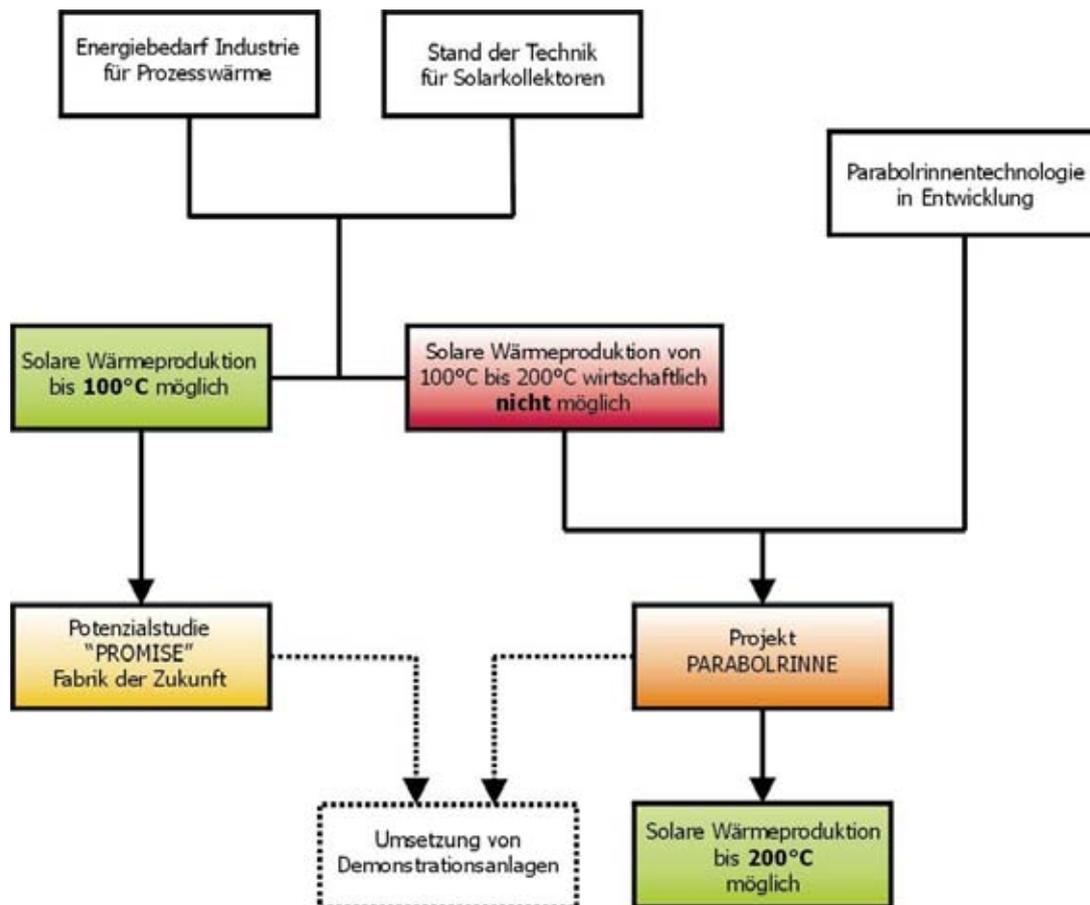


Abbildung 4: Strategie zur Verbreitung solarer Prozesswärmegenerierung im Rahmen der Programmlinie „Fabrik der Zukunft“

### Projektablauf

Im ersten Teil des Projektes wurde der erste Prototyp des Parabolrinnenkollektors der Firma Knopf Design, Wien am Teststand der AEE INTEC in Gleisdorf vermessen, um so den Wirkungsgrad des Kollektors bei verschiedenen Betriebstemperaturen bestimmen zu können (Kapitel 2.3.2). Anschließend wurde mithilfe von optischen Messungen (Kapitel 2.3.6) und theoretischen Überlegungen (Kapitel 2.3.7) bestimmt, wo die größten Optimierungspotenziale liegen. Dann wurde in Zusammenarbeit mit dem Hersteller festgelegt, welche Verbesserungen für den Bau des 2. Prototypen innerhalb dieses Projektes realisierbar sind. Die anschließende optische und thermische Vermessung dieses verbesserten 2. Prototypen ist in Kapitel 2.4 dargestellt.

Kapitel 3 gibt eine Übersicht über mögliche Systemkonzepte für Parabolrinnenkollektoren. Zwei Systemkonzepte werden anhand von Beispielen näher betrachtet.

Eines dieser Systemkonzepte wurde im Labormaßstab am Teststand aufgebaut und getestet. Die Ergebnisse und Erfahrungen dieses Tests sind in Kapitel 4 dargestellt.

Arbeitspaket 5 beschäftigte sich mit der Möglichkeit den von Parabolrinnen erzeugten Dampf für die Stromerzeugung in einem Lineardampfgenerator einzusetzen (Kapitel 5).

Die Fallstudie zeigt in Kapitel 6, welche Jahreserträge von Parabolrinnenkollektoren im Vergleich zu ‚konventionellen‘ Vakuumröhrenkollektoren zu erwarten sind. Die Erträge an verschiedenen Standorten und bei verschiedenen Betriebstemperaturen werden gegenübergestellt.

In Kapitel 7 und 8 werden die Ergebnisse der Studie über Hochtemperaturspeichertechnologien dargestellt (Arbeitspaket 7).

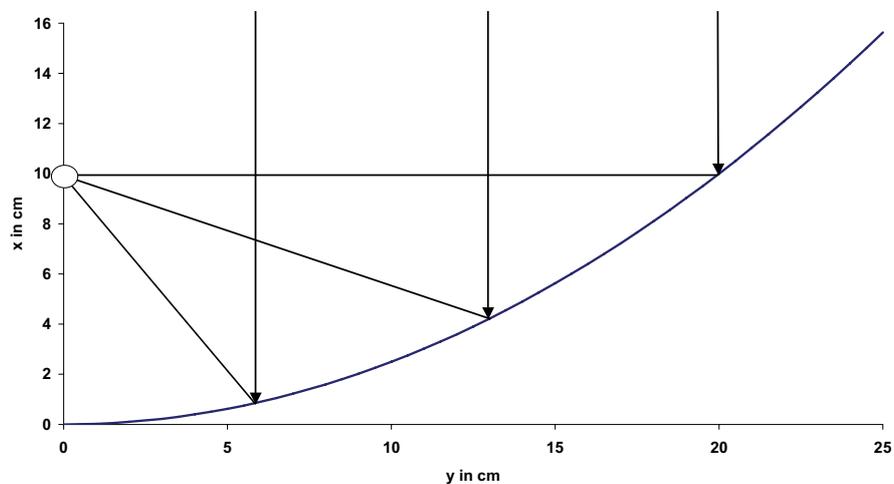
## 2 Betriebsverhalten des Parabolrinnenkollektors

### 2.1 Funktionsweise eines Parabolrinnenkollektors

Die maximale Betriebstemperatur eines Flach- oder Vakuumröhrenkollektors ist dadurch begrenzt, dass bei einer bestimmten Temperatur die Wärmeverluste vom Absorber gleich der einfallenden und absorbierten Strahlung sind. Um höhere Betriebstemperaturen zu erreichen, müssen daher entweder die Wärmeverluste reduziert oder die Strahlung pro  $\text{m}^2$  Absorber erhöht werden.

Beim Parabolrinnenkollektor wird dies durch ein flächenmäßig sehr kleines Absorberrohr (Receiver) erreicht, auf das mit einem Reflektor das Sonnenlicht fokussiert wird.

Wie in Abbildung 5 dargestellt, bewirkt der Reflektor durch seine Parabelform, dass senkrecht einfallendes Licht auf einen Punkt (den Brennpunkt) reflektiert wird.



**Abbildung 5: Schnittschema durch eine halbe Parabolrinne mit Verlauf von drei Lichtstrahlen (Maße: 1. Prototyp Knopf Design, Wien).**

Daher muss der Kollektor laufend der Sonne nachgeführt werden, so dass die Sonne immer parallel zur  $x,z$ -Ebene auf den Kollektor trifft. Das bedeutet aber auch, dass nur der direkte Anteil der Strahlung vom Kollektor genutzt werden kann. Diffuse Strahlung, die aus anderen Richtungen auf den Kollektor trifft, wird nicht auf den Receiver reflektiert.

Der Reflektor besteht üblicherweise aus Aluminiumblech oder aus verspiegeltem Glas. Die Parabelform muss sehr genau gefertigt sein, da schon geringe Abweichungen – je nach Größe des Receivers – bewirken können, dass Teile der Strahlung nicht mehr auf den Receiver treffen.

Wie stark die Strahlung von einem konzentrierenden Kollektor fokussiert wird, wird mit dem sog. Konzentrationsfaktor beschrieben. Dabei gibt es für den Konzentrationsfaktor mehrere Definitionen.

**Fluss-Konzentrationsfaktor:** Verhältnis des mittleren Energieflusses am Receiver zu dem an der Apertur

**Lokaler Fluss-Konzentrationsfaktor:** Verhältnis des Energieflusses an einem beliebigen Punkt des Receivers zu dem an der Apertur

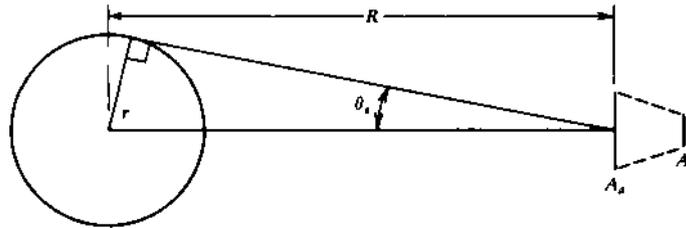
Am gebräuchlichsten ist aber der **Flächen-Konzentrationsfaktor C:**

Der Flächenkonzentrationsfaktor beschreibt das Verhältnis von Aperturfläche zu Receiveroberfläche und ist wie folgt definiert:

$$C = \frac{A_a}{A_r}$$

mit  $A_a$  Aperturfläche  
 $A_r$  Receiverfläche

C hat **obere Grenzen**, die aus dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik ableitbar sind.



**Abbildung 6:** Schematische Darstellung der Sonne mit der Temperatur  $T_s$  und einer Entfernung von  $R$  vom Konzentrator mit der Aperturfläche  $A_a$  und der Receiverfläche  $A_r$ .

Der Winkel  $\vartheta_s$  ist der Halbwinkel, unter dem die Sonne von der Erde zu sehen ist.

Maximalwert für C für linear konzentrierende Systeme:

$$\left( \frac{A_a}{A_r} \right)_{linear,max} = \frac{1}{\sin \vartheta_s} = 212 \quad \vartheta_s = 0,267^\circ$$

Maximalwert für C für zirkular konzentrierende Systeme:

$$\left( \frac{A_a}{A_r} \right)_{circular,max} = \frac{1}{\sin^2 \vartheta_s} = 45000$$

Der erste Prototyp der Firma Knopf Design hat eine Aperturfläche von  $1,9 \text{ m}^2$  und eine Receiveroberfläche von  $0,09927 \text{ m}^2$ , damit ergibt sich ein Konzentrationsfaktor von ca. 19.

Je höher das Konzentrationsfaktor ist, desto höher ist auch die Betriebstemperatur, die mit dem Kollektor erreicht werden kann. Bei einem Konzentrationsverhältnis von 19 ergeben sich Betriebstemperaturen bis etwa  $250^\circ\text{C}$  (siehe Abbildung 7).

Der Receiver besteht aus einem Rohr, das im Brennpunkt der Parabolrinne platziert ist und wie ein Flachkollektor mit einer möglichst selektiven Beschichtung versehen ist. Allerdings muss diese Beschichtung natürlich wesentlich höheren Temperaturen standhalten als bei Flachkollektoren. Häufig ist der Receiver außerdem von einem evakuierten Glashüllrohr umgeben, um die Wärmeverluste weiter zu reduzieren.

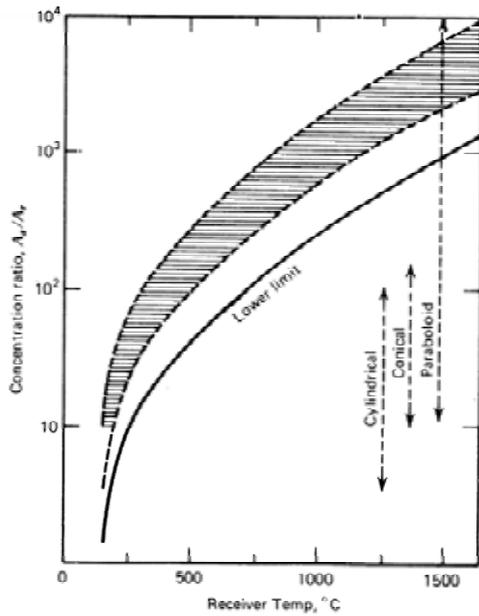


Abbildung 7: Zusammenhang zwischen Konzentrationsfaktor und Betriebs-Receivertemperatur. Die Linie ‚lower limit‘ kennzeichnet die Konzentrationsfaktoren, bei denen die thermischen Verluste gleich der absorbierten Energie sind. Alle Punkte über dieser Linie führen zu tatsächlich nutzbarer Energie. Die schraffierte Fläche zeigt den Bereich, der mit Kollektorstufen zwischen 40 und 60% erreicht werden kann. [Duffie, Löff, 1962]

## 2.2 Energiebilanz eines Parabolrinnenkollektors

Die auf den Kollektor eingestrahlte Energie teilt sich in optische Verluste, thermische Verluste vom Receiver und die nutzbare Energie auf.

### 2.2.1 Optische Leistungsfähigkeit

Bei allen Konzentratoren kann die absorbierte Strahlung je Flächeneinheit der unverschatteten Apertur  $S$  wie folgt dargestellt werden:

$$S = I_b \rho (\gamma \tau \alpha)_n K_{\gamma \tau \alpha}$$

mit

$I_b$  Direkte Strahlungsintensität in Aperturebene

$\rho$  gerichteter Reflexionsgrad des Konzentrators

$\gamma$  Intercept Faktor, Anteil der am Receiver auftreffenden reflektierten Strahlung

$\tau$  Transmissionsgrad der Abdeckung(en)

$\alpha$  Absorptionsgrad des Receivers

$K_{\gamma \tau \alpha}$  Einfallswinkel Korrekturfaktor für  $(\gamma \tau \alpha)_n$  (Index  $n$  = senkrecht auftreffend), ist für zylindrische Systeme biaxial.

#### 2.2.1.1 Geometrie linear abbildender Konzentratoren

Abbildung 8 zeigt die wichtigsten Maße eines Parabolrinnenreflektors (Fokallänge  $f$ , Aperturbreite  $a$ , Randwinkel  $\phi_r$ , größter Spiegelradius  $r_r$ ).

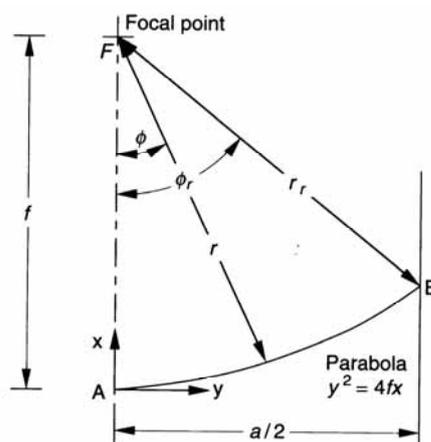


Abbildung 8: Schnitt durch einen linearen Parabolreflektor mit den wichtigsten Maßen in x,y,z-Koordinaten, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

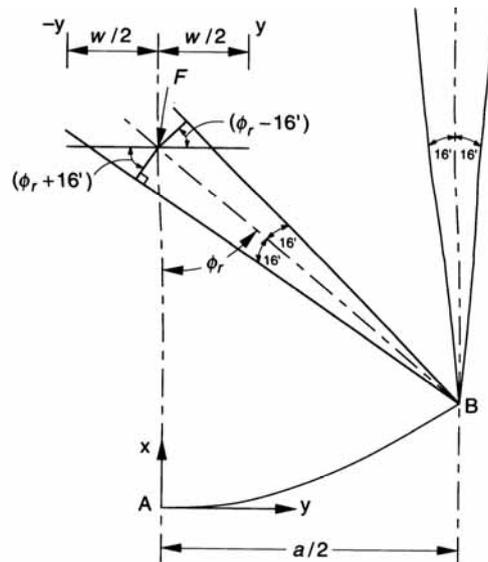


Abbildung 9: Abbilddimensionen eines linearen Konzentrators, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

Der Randwinkel  $\Phi_r$  bzw. der größte Spiegelradius  $r_r$  (Abstand zwischen Brennpunkt und Rand) eines parabolischen Reflektors ist gegeben durch:

$$\Phi_r = \arctan \left[ \frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \right] = \arcsin \left( \frac{a}{2r_r} \right) \quad \text{bzw.} \quad r_r = \frac{a}{2} \sin \left\{ \arctan \left[ \frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \right] \right\}$$

Der größte Spiegelradius  $r_r$  bestimmt die maximale Strahlaufweitung (Abbildung 9) und damit auch die notwendige Receivergröße. Dies ist in Abbildung 10 für unterschiedliche Receivergeometrien dargestellt

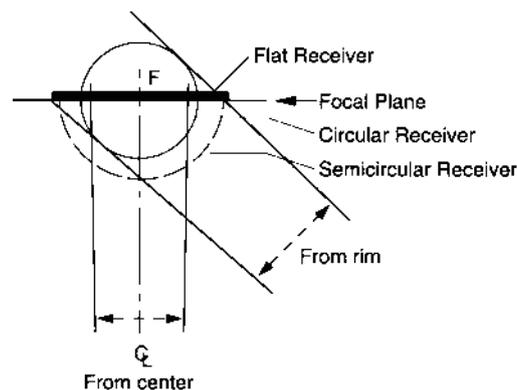


Abbildung 10: Schematische Darstellung der von der Mitte und vom Rand eines (halben) Parabolrinnenreflektors reflektierten Strahlung mit der jeweils notwendigen minimalen Größe eines flachen, eines runden und eines halbbrunden Receivers, mit der die gesamte reflektierte Strahlung aufgefangen werden kann, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

Für einen zylindrischen Receiver ergibt sich bei perfekter Geometrie der minimal notwendige Durchmesser  $D$  zur Erfassung des gesamten Sonnenbildes zu:

$$D = 2r_r \sin \vartheta_s = \frac{a \sin \vartheta_s}{\sin \Phi_r} = \frac{a \sin 0,267}{\sin \Phi_r}$$

Bei dem ersten Prototypen der Firma Knopf Design ist der Reflektor, anders als in Abbildung 8 dargestellt, über die Höhe des Brennpunktes hinaus hochgezogen. Dadurch ergibt sich ein Randwinkel von über  $90^\circ$ . Der Randwinkel und der größte Spiegelradius ergeben sich zu

$$\Phi_r = 101,5^\circ \text{ und}$$

$$r_r = 25 \text{ cm.}$$

Damit ergibt sich der minimal notwendige Receiverdurchmesser zur Erfassung des gesamten Sonnenabbildes bei perfekter Geometrie zu

$$D = 2,33 \text{ mm.}$$

### 2.2.1.2 Abbildungsformen perfekter linearer Konzentratoren

In der Literatur finden sich Abbildungen von perfekten Konzentratoren, hier werden allerdings nur **ebene Receiver** behandelt [Duffie, Beckman (1991)]. Für zylindrische gilt sinngemäß Ähnliches.

Die Sonne hat eine nicht gleich verteilte Leuchtdichte, im Zentrum ist diese höher als am Rand. Das wird im Folgenden berücksichtigt:

In Abbildung 11 ist der lokale Konzentrationsfaktor  $C_l$  und der Intercept Faktor  $\square$  (Image Fraction) dargestellt.  $C_l$  ist definiert als das Verhältnis der Intensitäten an einem Punkt der Abbildung zur Apertur.

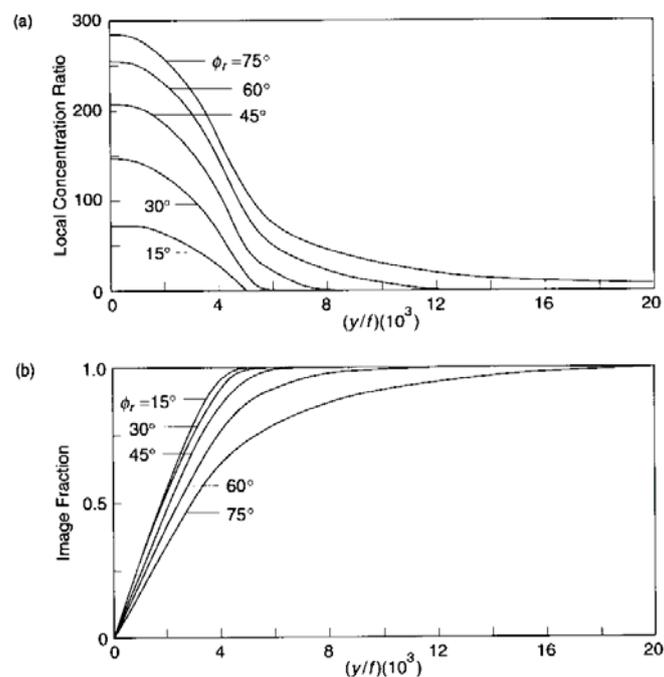
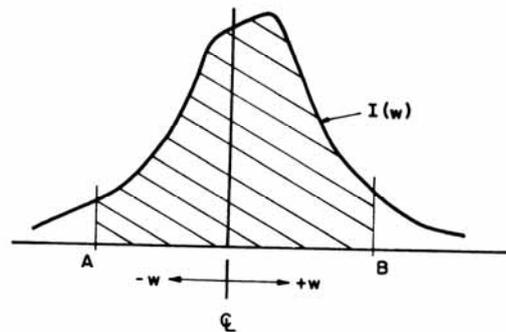


Abbildung 11: (a) Abbilder eines idealen Konzentratoren bei nicht gleichverteilter Leuchtdichte der Sonne, (b) Daraus resultierende Intercept Faktoren, aus:[Duffie, Beckman (1991)]

### 2.2.1.3 Intercept Faktor $\gamma$

Reale Reflektoren weisen immer gewisse Abweichungen von diesem idealen Reflektor auf. Das Abbild ist breiter als bei einem idealen Reflektor. Daher muss der Receiverdurchmesser so gewählt werden, dass der Großteil dieses realen Abbildes aufgefangen wird.

Ein Beispiel einer unsymmetrisch verteilt auf den Receiver auftreffenden Strahlungsverteilung ist in Abbildung 12 gegeben.



**Abbildung 12: Beispiel einer Strahlungsintensitätsverteilung in der Fokuslinie eines linearen Konzentrators. Der flache Receiver liegt zwischen den Punkten A und B. Aus: [Duffie, Beckman (1991)].**

Der Intercept Faktor  $\gamma$  ist definiert als das Verhältnis der Summe der Strahlung, die zwischen den Punkten A und B (also auf den Receiver) trifft, zu der Summe der gesamten reflektierten Strahlung:

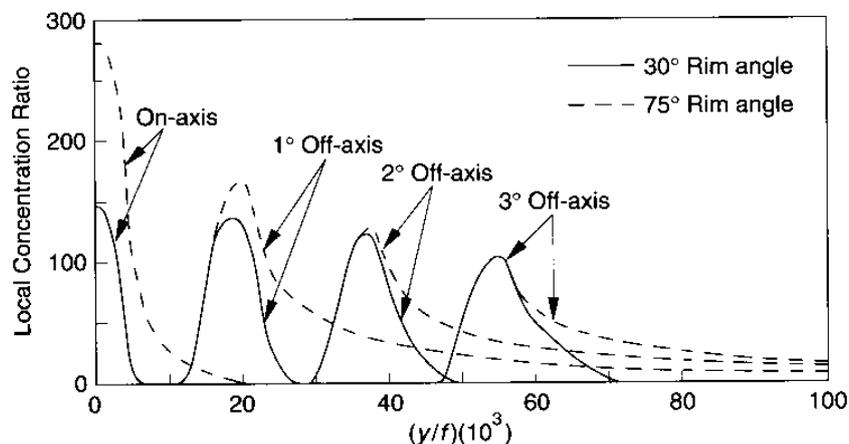
$$\gamma = \frac{\int_A^B I(y) dy}{\int_{-\infty}^{\infty} I(y) dy}$$

Üblicherweise wird  $\gamma = 0,9 - 0,95$  verwendet; als Kompromiss zwischen geringen Wärmeverlusten (kleiner Receiver) und hoher Strahlungsausnutzung (größerer Receiver).

#### 2.2.1.4 Abbildungsfehler durch nicht exakte Ausrichtung eines perfekten Konzentrators

Die folgenden Abbildungen zeigen die Fehler, die entstehen, wenn der Konzentrator nicht exakt auf die Sonne ausgerichtet ist. Hier werden ebenfalls nur **ebene Receiver** behandelt. Für zylindrische gilt sinngemäß Ähnliches.

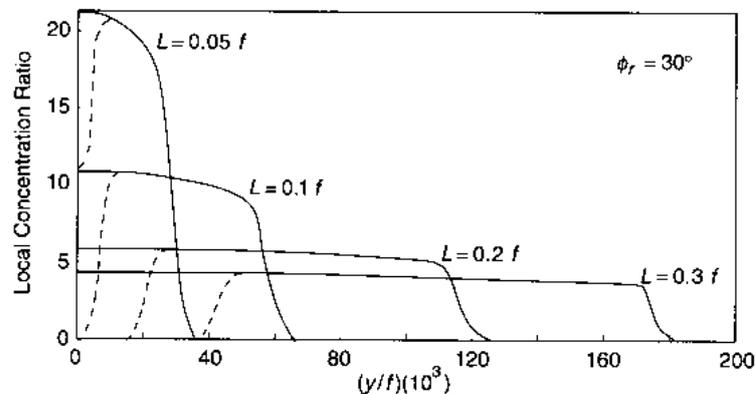
**Ausrichtungsfehler in der x-y Ebene** (Ausrichtung der Parabelachse nicht exakt zur Sonne)



**Abbildung 13: Abbild bei nicht gleich verteilter Leuchtdichte der Sonne für verschiedene Ausrichtungsfehler in x,y-Ebene, aus: [Duffie, Beckman (1991)].**

### Fehler im Fokusabstand

Abbildung 14 zeigt wie sich das Abbild verändert, wenn der Receiver um einen Abstand  $L$  aus dem Brennpunkt heraus verschoben wird.



**Abbildung 14: Abbilder von idealen Reflektoren, wenn das Abbild nicht im Brennpunkt sondern um die Länge  $L$  verschoben ist. Die gestrichelten Linien zeigen die Verschattung des Reflektors durch den Receiver, aus: [Duffie, Beckman (1991)].**

**Verbreiterung der Abbildung** durch nicht senkrecht Auftreffen der Strahlung in der x-z Ebene.

Die Breite des Sonnenabbildes  $W$  bei schrägem Einfall im Vergleich zu senkrechtem Einfall  $W_0$  wird bestimmt durch

$$\frac{W}{W_0} = \frac{1}{\cos \vartheta}$$

mit

$\vartheta$  Einfallswinkel in x-z Ebene, senkrecht =  $0^\circ$

Am günstigsten sind in diesem Aspekt daher Drehachsen (z-Achse) parallel zur Erdachse, Drehachsen in Nord-Süd-Richtung haben deutlich kleinere Verbreiterungen als Drehachsen in Ost-West-Richtung.

#### 2.2.1.5 Abbildungsformen nicht perfekter linearer Konzentratoren

Es gibt zwei Möglichkeiten einer mathematischen Behandlung:

##### 1. Statistisches Modell:

Die Ausrichtungsfehler der Reflektoroberfläche seien normalverteilt mit einer Standardabweichung  $\sigma$  (Abbildung 15).

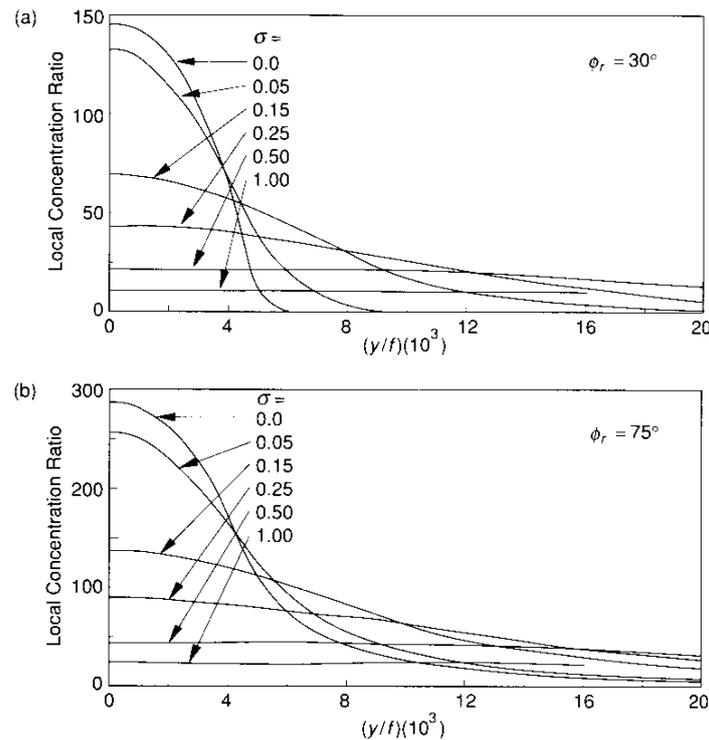


Abbildung 15: Abbildung nicht perfekter Reflektoren für verschiedene Standardabweichungen normalverteilter Fehler in der Reflektorsteigung, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

## 2. Modell mit Strahlaufweitung:

Der reflektierte Strahl hat einen zusätzlichen Dispersionswinkel  $\delta$  (Abbildung 16)

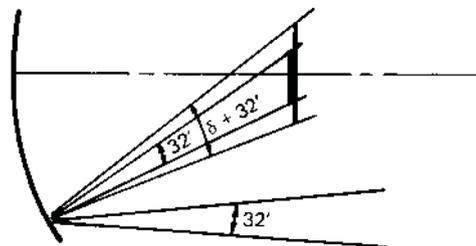


Abbildung 16: Schematische Darstellung des Dispersionswinkels, der zur Breite des Sonnenbildes von  $0,53^\circ$  hinzuaddiert wird, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

Der Durchmesser eines zylindrischen Receivers, der das gesamte Abbild erfasst ist dann:

$$D = \frac{a \sin(0,267 + \delta/2)}{\sin \Phi_r}$$

### 2.2.1.6 Einfallswinkel-Korrekturfaktor (Incidence Angle Modifier IAM)

Dieser unterscheidet sich sehr stark in der x-y-Ebene (siehe Abschnitt 2.2.1.4) von dem in der x-z-Ebene.

In letzterer gibt es drei Haupteinflüsse:

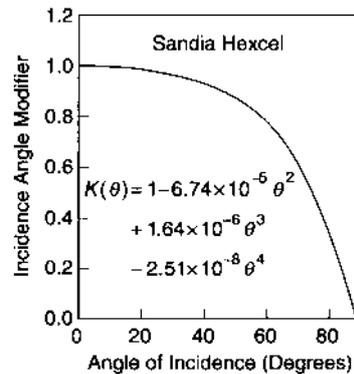
1. Aufweitung des Abbildes als Funktion von  $\Theta$  (siehe Abschnitt 2.2.1.4).
2. Abhängigkeit von Reflexion, Transmission und Absorption von  $\Theta$ .

3. Endeffekte: bei schrägem Einfall trifft das Abbild nicht mehr den Receiver.

Der Endeffekt-IAM  $K(\theta)$  kann für den Fall, dass die Receiverlänge  $l$  gleich der Reflektorlänge ist und eine symmetrische Anordnung besteht, dargestellt werden mit:

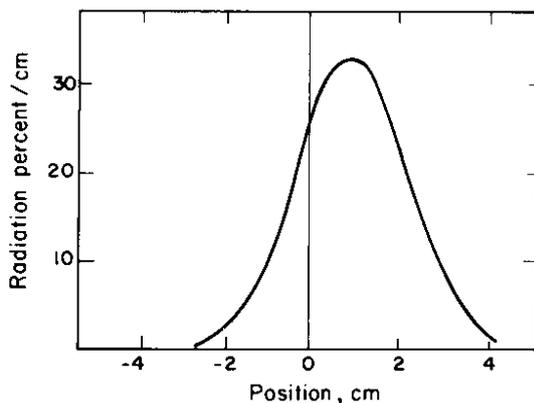
$$K(\theta) = 1 - \frac{f}{l} \left( 1 + \frac{a^2}{48f^2} \right) \tan \theta$$

Ein Beispiel eines gemessenen IAM für einen speziellen Kollektor zeigt Abbildung 17.

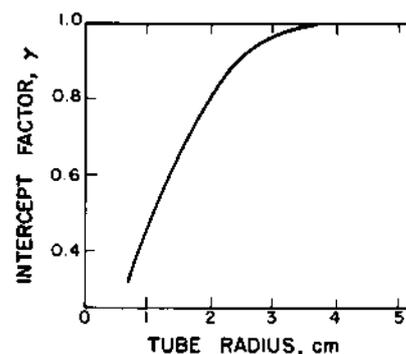


**Abbildung 17:** Incidence Angle Modifier als Funktion vom Einfallswinkel in der  $x,z$ -Ebene für einen linearen parabolischen Konzentrator, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

Die folgenden Abbildungen zeigen ein vermessenes Beispiel eines Kollektors mit parabolischem Reflektor (Apertur: Breite: 1,89m, Länge: 3,66 m, Brennweite: 0,305 m) und freiliegendem zylindrischem Receiver (drei Größen wurden vermessen, nichtselektiv schwarz  $\alpha = 0,95$ ). Nachführachse parallel zur Erdachse. Vermessen im Temperaturbereich von  $\Delta T = 0 - 180$  K. Abbildung 18 zeigt die mittlere Flussverteilung (Abbild) und Abbildung 19 zeigt den Intercept Faktor  $\gamma$  für verschiedene Receiver-Radien.



**Abbildung 18:** Experimentell ermittelte mittlere Energieflussverteilung für eine Parabolrinne, aus: [Duffie, Beckman (1991)].



**Abbildung 19:** Intercept Faktoren für Receiverrohre mit dem Mittelpunkt an Positionen 0 von Abbildung 18, aus: [Duffie, Beckman (1991)].

## 2.2.2 Thermische Leistungsfähigkeit

Thermische Verluste werden, in gleicher Weise wie bei Flachkollektoren, gewöhnlich mit auf die Receiverfläche bezogenen Verlustkoeffizienten  $U_L$  (ab Receiveroberfläche bis Umgebung) und  $U_o$  (ab Fluid bis Umgebung) ermittelt.

Zylindrische Absorber mit zylindrischer Glasabdeckung ergeben für  $U_L$ :

$$U_L = \left[ \frac{D_r}{(h_w + h_{r,c-a})D_{co}} + \frac{D_r \ln(D_{co}/D_{ci})}{2k_c} + \frac{1}{h_{c,r-c} + h_{r,r-c}} \right]^{-1}$$

$$U_0 = \left[ \frac{1}{U_L} + \frac{D_r}{h_{fi}D_{ri}} + \frac{D_r \ln(D_r/D_{ri})}{2k_r} \right]^{-1}$$

mit

$D_r$  Durchmesser des Receivers außen

$D_{ri}$  Durchmesser des Receivers innen

$D_{co}$  Durchmesser der Glasabdeckung außen

$D_{ci}$  Durchmesser der Glasabdeckung innen

$k_c$  Wärmeleitfähigkeit der Glasabdeckung

$k_r$  Wärmeleitfähigkeit des Receiverrohres

$h_w$  Wärmeübergangskoeffizient für freie Konvektion bzw. Wind an Glasabdeckung außen

$h_{r,c-a}$  Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung von Glasabdeckung an Umgebung

$h_{c,r-c}$  Wärmeübergangskoeffizient für freie Konvektion von Receiver an Glasabdeckung

$h_{r,r-c}$  Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung von Receiver an Glasabdeckung

$h_{fi}$  Wärmeübergangskoeffizient für das Fluid im Receiverrohr

$U_L$  ist iterativ zu berechnen, da die Stoffwerte für Luft und die Strahlungsübergänge temperaturabhängig sind.

Zu berücksichtigen sind auch, von Fall zu Fall unterschiedlich, parallele Verlustkoeffizienten  $U_{cond}$  durch Halterungen des Receivers.

Im speziellen Fall der vorliegenden Parabolrinne der Firma Knopf stellt ein zusätzliches äußeres Gehäuse eine weitere Abdeckung dar. Diese bewirkt einerseits einen Einfluss auf  $U_L$  (wird geringfügig kleiner – großes Flächenverhältnis), andererseits tritt beim äußeren Wärmeverlust der zylindrischen Receiver-Glasabdeckung neben Strahlung nur freie Konvektion auf (kein Wind).

### 2.2.2.1 Freie Konvektion allgemein

Folgende dimensionslose Größen sind zur Beschreibung der freien Konvektion notwendig:

$$Pr = c_p \nu k_l \quad Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta T$$

$Gr$  Grashof-Zahl

$Pr$  Prandtl-Zahl für Luft

$c_p$  spezifische Wärme Luft

$k_l$	Wärmeleitfähigkeit Luft
$\nu$	Kinematische Viskosität Luft
$g$	Erdbeschleunigung
$\beta$	$= 1/T_\infty$ , thermischer Ausdehnungskoeffizient in großer Entfernung
$\Delta T$	Temperaturdifferenz Oberfläche – Umgebung bzw. zweite Oberfläche
$l$	charakteristische Länge

### 2.2.2.2 Freie Konvektion Glaszylinder - Umgebung

Charakteristische Länge  $l = D_{co}$

$$h_w = \frac{Nu k_l}{D_{co}}, \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Zylinders}$$

$Nu$  Nußelt-Zahl

Nach [VDI (1991), Fa5] beträgt die Nußelt-Zahl für freie Konvektion um horizontale Zylinder:

$$Nu = \left\{ 0,60 + 0,387 [Gr Pr \cdot f_3(Pr)]^{1/6} \right\}^2 \quad \text{mit} \quad f_3(Pr) = \left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

Die Stoffwerte für Luft werden beim Temperaturmittel Umgebung – Oberfläche genommen

### 2.2.2.3 Freie Konvektion Ringspalt Receiver-Glaszylinder

Drei Literaturstellen stehen zur Verfügung:

1. Nach **Tabor** [Tabor (1955)]. Charakteristische Länge  $l = D_r$

$$h_{c,r-c} = \frac{Nu k_l}{D_r}, \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Receivers}$$

$$Nu = 0,28 (Gr Pr)^{1/4}$$

für höhere  $GrPr$ -Werte wobei dann eine **Untergrenze** für  $Nu$  (stehende Luft) eingeführt werden muss:

$$Nu = \frac{2}{\ln(D_{ci} / D_r)}$$

diese beiden  $Nu$ -Werte lassen sich mit schleifenden Übergang vereinen mit:

$$Nu = \left[ \left( 0,28 (Gr Pr)^{1/4} \right)^6 + \left( \frac{2}{\ln(D_{ci} / D_r)} \right)^6 \right]^{1/6}$$

Die Stoffwerte für Luft werden beim Temperaturmittel beider Oberflächen genommen.

2. Nach **Gretler** [Gretler (1990)] und **Müller** [Müller, Ehrhard (1999)]. Charakteristische Länge

$$l = \frac{\sqrt{D_r D_{ci}} \ln(D_{ci} / D_r)}{2}$$

$$h_{c,r-c} = \frac{Nu \, k_l}{D_r} \frac{2}{\ln(D_{ci} / D_r)}, \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Receivers}$$

für  $GrPr > 10000$  gilt

$$Nu = 0,20(GrPr)^{1/4}$$

für  $100 > GrPr > 10000$  gilt als Übergang (Ausgleichsfunktion)

$$Nu = 1 + 0,540 \cdot 10^{-4} GrPr + 1,482 \cdot 10^{-8} (GrPr)^2 - 1,021 \cdot 10^{-12} (GrPr)^3$$

für  $GrPr < 100$  gilt

$$Nu = 1$$

Die Stoffwerte für Luft werden beim Temperaturmittel beider Oberflächen genommen.

3. Nach **WPI** [6/]. Charakteristische Länge  $l = \frac{D_{ci} - D_r}{2}$  (Spaltbreite)

$$h_{c,r-c} = \frac{Nu \, k_l}{D_r} \frac{2}{\ln(D_{ci} / D_r)}, \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Receivers}$$

$$Nu = 0,386 \left( \frac{Pr}{0,861 + Pr} Ra_{Zyl} \right)^{1/4} \quad \text{mit} \quad Ra_{Zyl} = \frac{[\ln(D_{ci} / D_r)]^4}{l^3 (D_r^{-3/5} + D_{ci}^{-3/5})^5} GrPr$$

gilt für  $10^2 < Ra_{Zyl} < 10^7$

$Ra_{Zyl}$  Rayleigh-Zahl für Zylinder (allgemein:  $Ra = GrPr$ )

Die Stoffwerte für Luft werden beim Temperaturmittel beider Oberflächen genommen.

Während die Wärmeübergangskoeffizienten nach Tabor und Gretler – Müller praktisch übereinstimmende Werte liefern, liegen die nach WPI berechneten bei niedrigeren Temperaturen deutlich höher.

#### 2.2.2.4 Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom Vakuumdruck

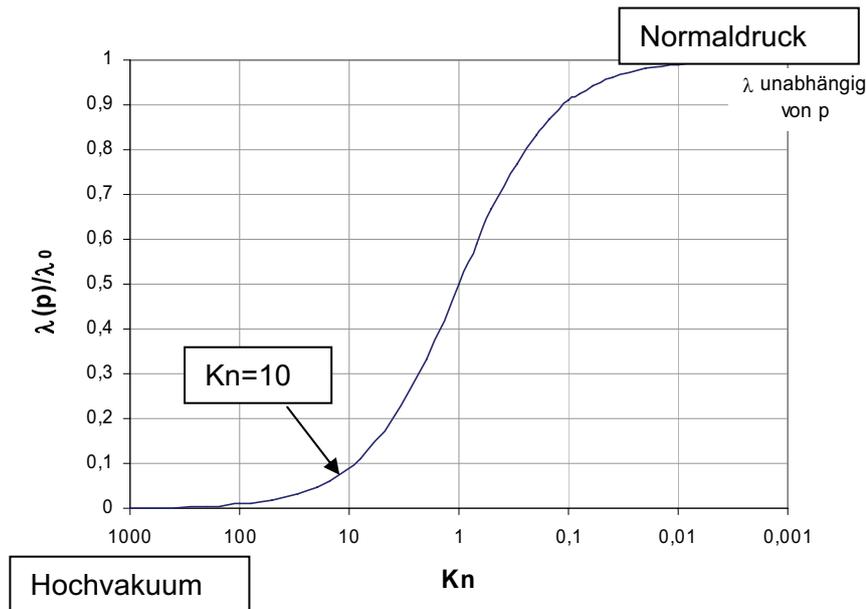
Die Druckabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von Gasen wird durch die Knudsenzahl  $Kn$  beschrieben [Fricke (1984)].

$$Kn = \frac{\bar{l}}{d}$$

$\bar{l}$  mittlere freie Weglänge zwischen Molekularstößen im Gas

$d$  Dimension des Gefäßes

$\lambda$  Wärmeleitfähigkeit



**Abbildung 20: Abhängigkeit des spezifischen Wärmeleitvermögens von Gasen von der Knudsenzahl  $Kn$**

Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit vom Gasdruck  $p$ :

$$\lambda(p) = \lambda_0 / (1 + Kn)$$

$\lambda_0$  Wärmeleitfähigkeit bei hohen Drücken (Normaldruck) ( $Kn < 0,001$ )

Luft:  $\lambda_0 = 26 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$  bei  $20 \text{ }^\circ\text{C}$

$\lambda(p) < 10\%$  von  $\lambda_0$  für  $Kn > \sim 10$ :

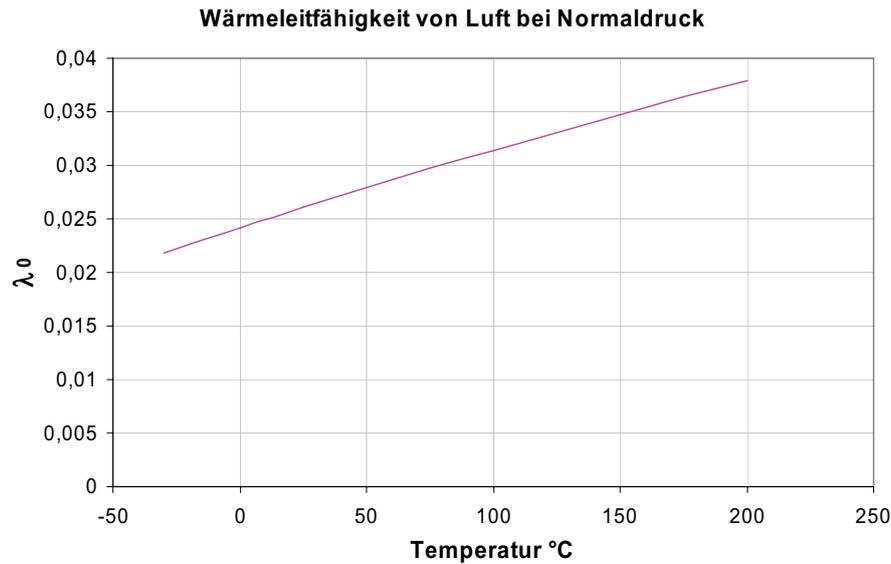
$Kn > \sim 10$  : für  $d = 1 \text{ cm}$   $\rightarrow \bar{l} > \sim 10 \text{ cm}$

$$p < \sim 5 \cdot 10^{-4} \text{ mbar}$$

$$\lambda < \sim 2 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

Um eine deutliche Verringerung der Wärmeleitfähigkeit durch Vakuum zu erhalten, ist also Hochvakuum ( $\ll 10^{-3} \text{ mbar}$ ) notwendig.

Die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von der Temperatur ist zwar stark, spielt aber im Vergleich zur Abhängigkeit vom Vakuumdruck nur eine untergeordnete Rolle:



**Abbildung 21: Abhängigkeit des Wärmeleitvermögens von Luft von der Temperatur [VDI Wärmeatlas (1991), Db16]**

### 2.2.2.5 Strahlungswärmeübergang Glaszylinder - Umgebung

$$h_{r,c-a} = \sigma \varepsilon_c (T_u^2 + T_{co}^2) \cdot (T_u + T_{co}), \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Zylinders}$$

$\sigma$  Strahlungskonstante

$\varepsilon_c$  Emissionskoeffizient Glas

$T_u, T_{co}$  absolute Temperaturen von Umgebung und Glaszylinder außen

### 2.2.2.6 Strahlungswärmeübergang Receiver - Glaszylinder

$$h_{r,c-a} = \frac{\sigma (T_r^2 + T_{ci}^2) \cdot (T_r + T_{ci})}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \frac{D_r}{D_c}}, \text{ Bezugsfläche: Oberfläche des Receivers}$$

$\varepsilon_r$  Emissionskoeffizient Receiver

$T_r, T_{ci}$  absolute Temperaturen von Receiver und Glaszylinder innen

### 2.2.2.7 Nutzbarer Energieertrag

Der nutzbare Energieertrag  $q_u'$  je m Receiverlänge  $L$  ist:

$$q_u' = F' \frac{A_a}{L} \left[ S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_f - T_a) \right] \quad \text{mit } F' = \frac{U_0}{U_L}$$

$T_a, T_f$  Temperaturen von Umgebung und Fluid

$F'$  Kollektorwirkungsgradfaktor

$S$  absorbierte Strahlung je  $m^2$  Aperturfläche

Die Nutzenergieertrag des gesamten Kollektors ergibt sich dann mit der Definition für die absorbierte Strahlung aus Kapitel 2.2.1 zu

$$Q_u = \frac{U_0}{U_L} A_a I_b \rho(\tau\gamma\alpha)_n K_{\tau\gamma\alpha} - U_0 A_r (T_f - T_a)$$

Das Verhältnis von Nutzenergie zum direkten Anteil der Strahlung auf die Kollektorfläche ist der Kollektorwirkungsgrad  $\eta$ . Der vordere Term ( $\eta_0$ ) ist der Kollektorwirkungsgrad, wenn das Kollektorfluid auf Umgebungstemperatur ist, hier werden nur die optischen Verluste berücksichtigt. Darum wird  $\eta_0$  auch als optischer Wirkungsgrad bezeichnet. Mit den thermischen Verlusten kann dann die komplette Kennlinie berechnet werden.

$$\eta = \frac{Q_u}{I_b A_a} = \frac{U_0}{U_L} \rho(\tau\gamma\alpha)_n K_{\tau\gamma\alpha} - U_0 \frac{A_r}{A_a} \frac{(T_f - T_a)}{I_b}$$

$$\eta = \eta_0 - U_0 A_r \frac{(T_f - T_a)}{I_b}$$

Der  $\eta_0$ -Wert wird durch die optischen Verluste bestimmt. Dazu gehören die Reflektionsverluste, die Transmissionsverluste, die Absorptionsverluste und die Verluste, wenn der Interceptfaktor kleiner 1 ist. Die thermischen Verluste (Konvektion, Wärmeleitung und Wärmestrahlung) bestimmen die Steigung der Kennlinie. Die einzelnen Verlustkomponenten sind in Abbildung 22 anhand eines gemessenen Beispiels dargestellt.

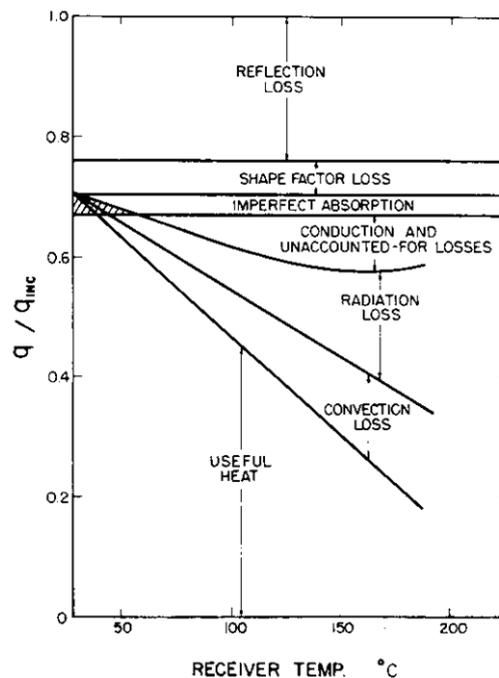
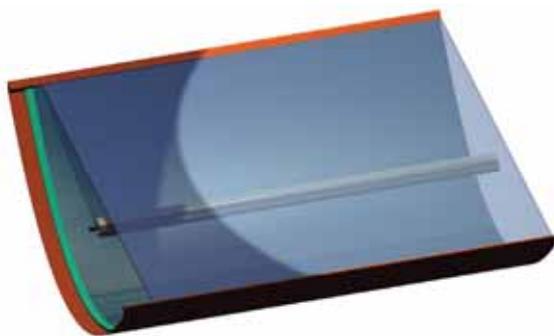


Abbildung 22: Aufteilung der eingestrahlichten Energie in die verschiedenen Verluste und nutzbare Energie, aus: [Löf et al. (1962)]

## 2.3 Erster Prototyp

### 2.3.1 Aufbau des ersten Prototypen

Der Prototyp der Firma Knopf Design besteht aus einer die Parabelform vorgebenden Glasrinne, in der ein Aluminiumblech der Firma Alanod (Markenname: Miro 27) als Reflektor angebracht ist. Die Glasrinne ist von außen mit einem Blechmantel geschützt. Oben ist die Parabolrinne mit einem normalen Fensterglas abgedeckt. Dies verhindert eine Verschmutzung des Reflektors und gibt dem Kollektor außerdem Stabilität. Die Stirnseiten des Kollektors sind mit einem Aluminiumblech verschlossen, das mit einer Bohrung zur Durchführung des Receivers versehen ist. Der Kollektor hat eine Aperturbreite von 49 cm und eine Länge von 3,98 m. Der Receiver ist im Schwerpunkt der Rinne angeordnet. Dadurch lässt sich die Rinne selbst zur Nachführung leicht um den statischen Receiver drehen.



**Abbildung 23: Prinzipzeichnung 1. Prototyp**  
Fa. Knopf Design, Wien



**Abbildung 24: 1. Prototyp auf dem**  
Teststand der AEE INTEC, Gleisdorf

Der Receiver ist ein konzentrisches Edelstahlrohr mit 8 mm Außendurchmesser. Das innere Rohr hat einen Außendurchmesser von 4 mm. Der Receiver ist von einem Glashüllrohr aus Borosilikatglas von 25 mm Außendurchmesser und einer Dicke von 1,2 mm umgeben, das bei diesem ersten Prototypen nicht evakuiert war. Das Glashüllrohr wird auf der Gesamtlänge des Kollektors von 4 m außer bei der Durchführung durch die Stirnseiten an zwei Punkten durch eine Halterung, die an der Abdeckscheibe befestigt ist, abgestützt. Der Receiver wird mithilfe von Drahtfedern im Glashüllrohr zentriert.

Durch das innere Rohr strömt der Rücklauf in den Kollektor ein und strömt dann durch den Ringspalt wieder zurück.

Als Wärmeträgermedium wurde bei diesem Prototypen Wasser bei 15-20 bar verwendet, so dass keine Verdampfung bei den verwendeten Betriebstemperaturen unter 200°C stattfand. Perspektivisch wird es mit diesem Kollektor auch möglich sein, Wasser direkt zu verdampfen. Zur Vereinfachung der Messtechnik und weil im ersten Schritt der Wirkungsgrad des Kollektors und nicht der Vorgang der Direktverdampfung untersucht werden sollte, wurde hier mit Druckwasser gearbeitet.

### 2.3.2 Thermische Messungen

Für die thermischen Wirkungsgradmessungen wurde ein kleiner Kreislauf mit dem Parabolrinnenkollektor, einer Pumpe, einem Volumenstrommessgerät und einem Wärmetauscher, über den Wärme abgenommen werden kann, aufgebaut. Direkt vor und hinter dem Kollektor waren zwei Temperatursensoren eingebaut. Die Strahlung wurde mit zwei Pyranometern (Global- und Diffusstrahlung), die horizontal installiert waren, gemessen. Aus diesen beiden Messwerten wurde dann jeweils die Direktstrahlung auf die geneigte Aperturfläche berechnet.

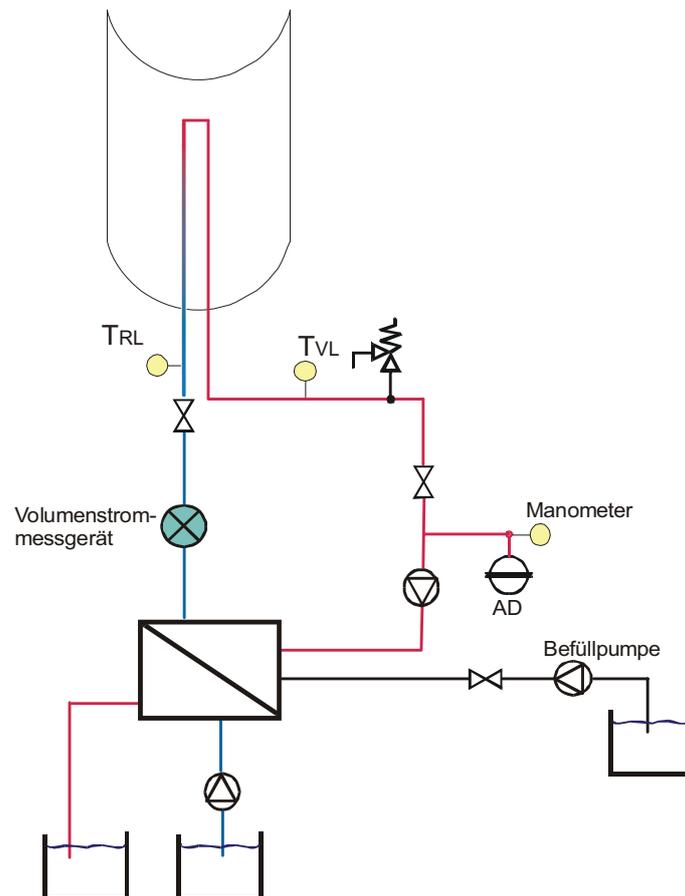


Abbildung 25: Messstellen

Tabelle 1: Messstellen bei den thermischen Messungen

Messgröße		Einheit	Messgerät
Globalstrahlung horizontal	$I_g$	W/m <sup>2</sup>	Pyranometer Kipp&Zonen CM11
Diffusstrahlung horizontal	$I_d$	W/m <sup>2</sup>	<b>Pyranometer mit Schattenring Kipp&amp;Zonen CM11</b>
<b>Umgebungstemperatur</b>	$T_u$	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Vorlauftemperatur	$T_{VL}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Rücklauftemperatur	$T_{RL}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Volumenstrom	$\dot{V}$	l/h	Schwebekörperdurchflussmessgerät Kobold KDM-VD15 W04 L00

Für die thermischen Messungen wurde der Receiver mit Solarlack beschichtet. Da der verwendete Solarlack nur bis etwa 150°C beständig ist, ist er für die hier erwünschten Betriebstemperaturen nicht geeignet. Bei dieser Messung ging es aber darum, insbesondere den Wirkungsgrad des Kollektors bei Umgebungstemperatur ( $\eta_0$ ) zu bestimmen. Dabei war es sinnvoll, eine Beschichtung mit bekanntem Absorptionsgrad zu verwenden, um die verschiedenen Verluste des Kollektors genauer zuzuordnen zu können.

Die Achse des Kollektors wurde für diese Messungen in Ost-West-Richtung ausgerichtet und der Neigungswinkel so eingestellt, dass der Einfallswinkel der Sonne minimiert wird. Dies ist der Fall, wenn

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos \gamma_s|$$

mit  $\beta$  = Kollektorneigungswinkel

$\theta_z$  = Zenitwinkel

$\gamma_s$  = Azimutwinkel der Sonne

Die Messungen wurden jeweils zwischen 11 und 13 Uhr Sonnenzeit durchgeführt. In dieser Zeit ändert sich die Höhe der Sonne nur um wenige Zehntel Grad, so dass der Kollektor fest auf einen für diesen Zeitbereich gemittelten Neigungswinkel eingestellt werden kann. Außerdem ist der Einfallswinkel auf den Kollektor sehr gering. Daher sind die Endverluste, die entstehen, wenn die Sonne sehr flach auf den Kollektor trifft, in diesem Zeitraum vernachlässigbar.

Bei verschiedenen Betriebstemperaturen wurde die nutzbare Leistung des Kollektors  $\dot{Q}_u$  bestimmt.

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{VL} - T_{RL})$$

mit  $\dot{Q}_u$  Nutzbare Leistung

$\dot{m}$  Kollektormassenstrom

$c_p$  Spez. Wärmekapazität des Wärmeträgermediums (Wasser)

$T_{VL}$  Kollektorvorlauftemperatur

$T_{RL}$  Kollektorrücklauftemperatur

Mithilfe der berechneten direkten Strahlungsleistung auf die Aperturfläche kann dann der Wirkungsgrad des Kollektors bestimmt werden.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{I_{b,T} \cdot A_a}$$

mit  $I_{b,T}$  Strahlungsleistung pro m<sup>2</sup> auf die geneigte Fläche

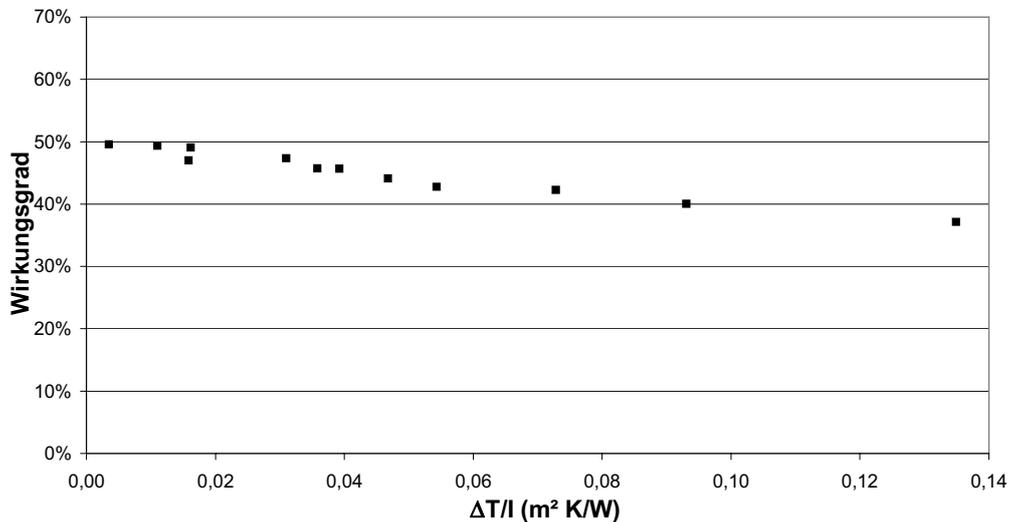
Verschiedene Betriebstemperaturen wurden durch unterschiedliche Wärmeabnahme über den Wärmetauscher in Abbildung 25 erreicht. Nachdem der Kollektor auf den korrekten Neigungswinkel eingestellt wurde, heizt sich der Kollektor solange auf, bis die Verluste über Wärmetauscher, Rohrleitungen und den Kollektor selbst gleich der absorbierten Strahlung sind. In diesem statischen Betriebszustand wurde dann die nutzbare Leistung bestimmt.

In Abbildung 26 sind die so gemessenen Betriebspunkte dargestellt. Auf der x-Achse ist die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung geteilt durch die direkte Strahlungsintensität auf die Aperturfläche aufgetragen.

$$\frac{\Delta T}{I} = \frac{(T_{VL} + T_{RL})}{2} - T_u$$

$$I_{b,T}$$

mit  $T_u$  Umgebungstemperatur



**Abbildung 26: Gemessene Kennlinie, Receiver mit Solarlack beschichtet**

Der Wirkungsgrad bei Umgebungstemperatur ( $\eta_0$ ) liegt bei knapp 50 %, bei höheren Kollektortemperaturen sinkt der Wirkungsgrad durch steigende thermische Verluste (Konvektion, Wärmeleitung und Wärmestrahlung).

Bei Umgebungstemperatur gehen gut 50 % durch Transmissionsverluste durch das Abdeckglas und das Glashüllrohr, Reflektionsverluste am Spiegel und geometrische Ungenauigkeiten des Reflektors bzw. des Receivers verloren.

### 2.3.3 Abschätzung der bekannten Verluste

Wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, setzt sich der Wirkungsgrad bei Umgebungstemperatur ( $\eta_o$ ) aus mehreren Komponenten zusammen. Einige dieser Komponenten sind bekannt oder lassen sich recht einfach abschätzen.

$$\eta_o = F' \rho (\tau \gamma \alpha)_n K_{\tau \gamma \alpha}$$

Der IAM,  $K_{\tau \gamma \alpha}$  kann für diese Messungen vernachlässigt werden, da die Messungen immer um die Mittagszeit bei einem sehr kleinen Einfallswinkel durchgeführt wurden.

Durch das Abdeckglas und das Hüllrohr ergeben sich erhebliche Transmissionsverluste  $\tau$ . Das Abdeckglas ist ein 4 mm starkes einfaches Fensterglas mit einem Extinktionskoeffizienten von  $23 \text{ m}^{-1}$ , das Hüllrohr ist 1,2 mm stark und aus Borosilikatglas mit einem wesentlich niedrigeren Extinktionskoeffizienten von  $3 \text{ m}^{-1}$ . Der kombinierte Transmissionskoeffizient wurde nach Duffie, Beckman (1991) für zwei parallele ebene Abdeckungen mit den genannten Eigenschaften gerechnet. Diese Vereinfachung erscheint deshalb gerechtfertigt, da die reflektierte Strahlung das Hüllrohr ebenfalls annähernd nur senkrecht trifft.

**Tabelle 2: Berechnete Transmissionskoeffizienten für verschiedene Abdeckungen**

	Transmission $\tau$
4 mm Fensterglas	0,836
1,2 mm Borosilikatglas	0,914
Kombination aus 4 mm Fensterglas und 1,2 mm Borosilikatglas	0,769

Der Absorptionskoeffizient  $\alpha$  des verwendeten Solarlacks liegt bei 0,95.

Der Kollektorwirkungsgradfaktor  $F'$  für die gegebene Kollektorgeometrie liegt bei niedrigen Kollektortemperaturen bei 0,975 und sinkt für hohe Temperaturen ( $250^\circ\text{C}$ ) leicht auf 0,95 ab.

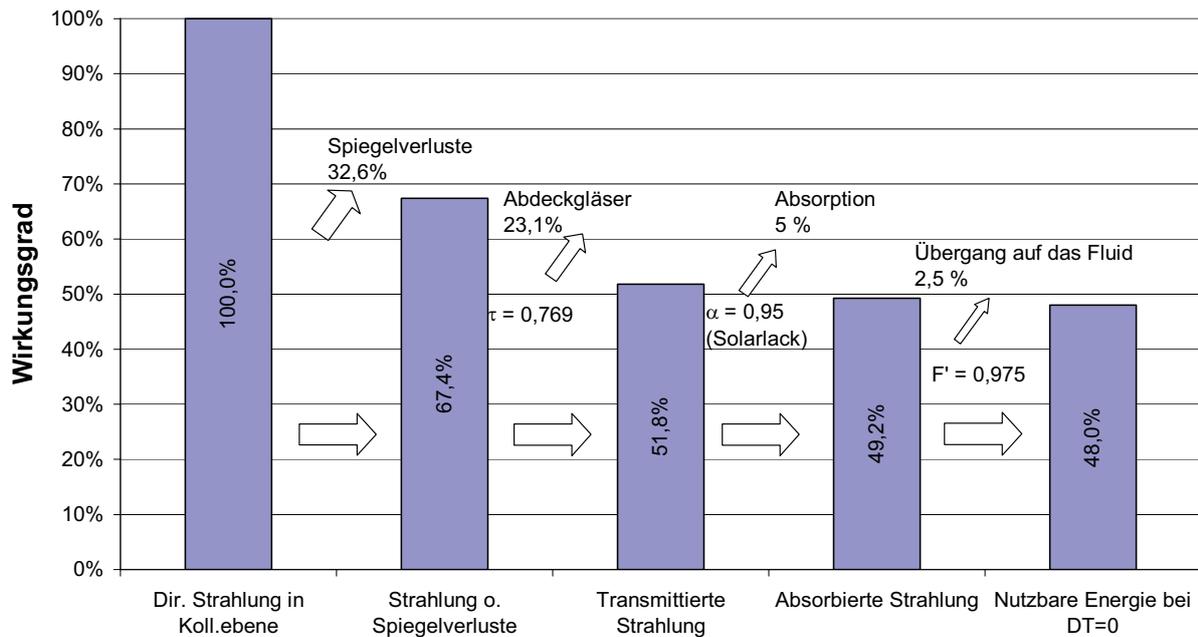
Damit bleiben zwei unbekannte Faktoren übrig: Der Reflektivitätsgrad der Spiegel und der Intercept Faktor. Mit dem gemessenen  $\eta_o$  lässt sich das Produkt aus Reflektivität und Interceptfaktor berechnen:

$$\rho \cdot \gamma_n = \frac{\eta_o}{F' \cdot (\tau \alpha)_n} = \frac{0,48}{0,975 \cdot 0,769 \cdot 0,95} = 0,674$$

Das bedeutet, dass 32,6 % der eingestrahnten Energie nicht am Receiver aufgefangen wird. Das hat mehrere Ursachen

- 5) Ein Teil der Strahlung wird vom Reflektor absorbiert
- 6) Ein Teil der Strahlung wird nicht gerichtet (Einfallswinkel gleich Ausfallswinkel) reflektiert
- 7) Die Parabelform der Rinne ist nicht optimal
- 8) Der Receiver liegt nicht genau im Brennpunkt

Diese Verluste werden in Abbildung 27 pauschal als Spiegelverluste bezeichnet.



**Abbildung 27: Wirkungsgradkette optische Verluste**

Nach den Angaben des Reflektorherstellers und Messungen am DLR [Fend et al. (2000)] sollte die Gesamtrefektivität des Reflektors bei 88-90% liegen und auch der Diffusanteil sollte nicht größer als 12% sein. Zur genaueren Bestimmung, was die Verluste des Kollektors verursacht, wurden optische Messungen durchgeführt, die in Abschnitt 2.3.6 beschrieben werden.

### 2.3.4 Berechnung der Wärmeverluste

Der Wärmeverlustkoeffizient  $U_L$  wurde für unterschiedliche Beschichtungen für die vorhandene Kollektorgeometrie berechnet. Dabei wurde davon ausgegangen, dass der 8 mm-Receiver in einem Glashüllrohr (25 mm Außendurchmesser) positioniert ist. Das Glashüllrohr wiederum ist in einem mit Luft gefüllten Raum mit einer Temperatur von 30°C. Diese Annahme erscheint plausibel, da der Luftraum um das Glashüllrohr groß ist im Verhältnis zum Receiver- und auch Glashüllrohrdurchmesser. Die Umgebungstemperatur betrug bei den Messungen immer um die 30°C, und auch das Kollektorgehäuse hat sich im Betrieb nicht wesentlich erwärmt.

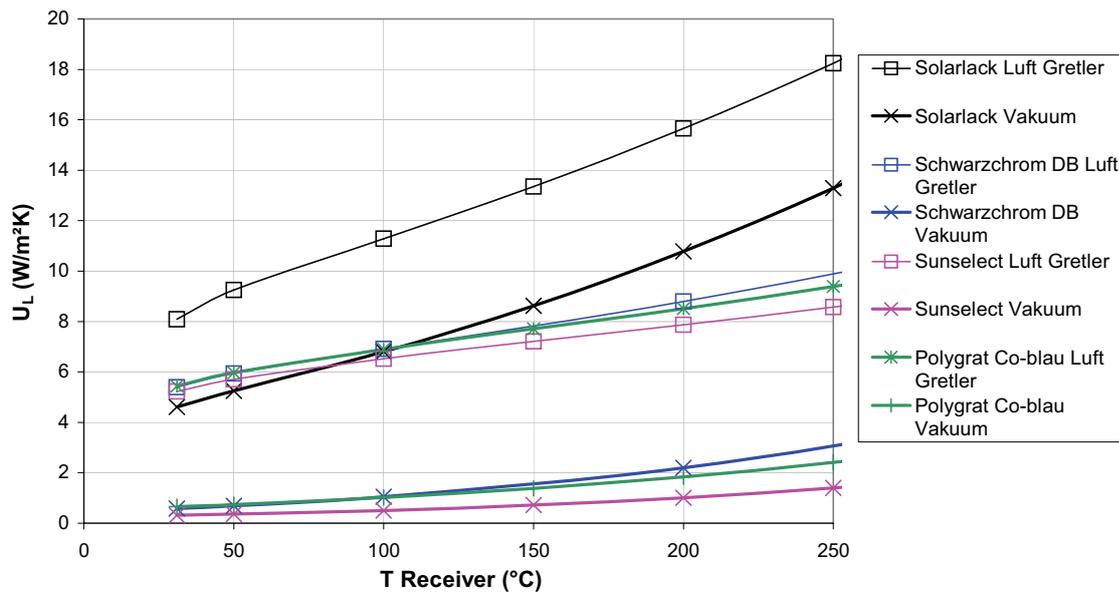
Die Wärmeverlustkoeffizienten wurden für eine Beschichtung mit Solarlack, wie er bei den Messungen verwendet wurde, und für 3 andere Beschichtungen berechnet. Außerdem wurde jeweils mit und ohne Evakuierung des Glashüllrohres gerechnet. Emissionskoeffizienten der verwendeten Beschichtungen bei 150°C Receivertemperatur sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Beschichtung	$\varepsilon$ (150°C)	Hersteller
Solarlack	0,91	Transfer EI
Schwarzchrom DB	0,236	Angaben aus [Duffie, Beckman (1991)]
Poligrat Co-blau	0,128	Henkel
Sunselect	0,065	Interpane

**Tabelle 3: Emissionskoeffizienten der für die Berechnungen verwendeten Beschichtungen**

Abbildung 28 zeigt die Wärmeverlustkoeffizienten für verschiedene Receivertemperaturen. Die Varianten ohne Vakuum sind jeweils mit ‚Luft Gretler‘ gekennzeichnet, weil das Modell von Gretler für die Berechnung der Konvektionsverluste im Ringspalt zwischen Hüllrohr und Receiver verwendet wurde (siehe Abschnitt 2.2.2.3).

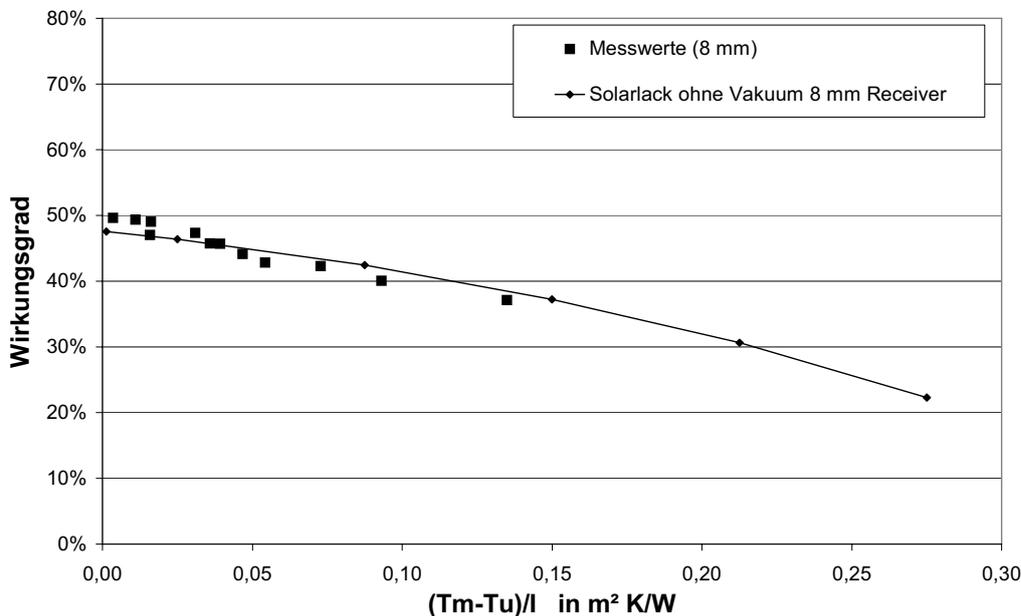
Man sieht, dass der Wärmeverlustkoeffizient durch das Vorhandensein von Luft im Ringspalt durch die erhöhte Konvektion deutlich zunimmt, wobei sich jedoch infolge des relativ engen Luftspaltes meist nur eine sehr geringe freie Konvektionsströmung einstellt (Nußeltzahlen nur gering über 1 – Wärmeleitung in nahezu stehender Luft). Es gibt außerdem einen deutlichen Unterschied zwischen dem nicht selektiven Solarlack und den anderen drei (selektiven) Beschichtungen. Bei den anderen drei Beschichtungen handelt es sich um Schwarzchrom (Werte aus [Duffie, Beckman(1991)]), Poligrat Co-blau von Henkel (Angaben vom Hersteller) und als Vergleich eine für Flachkollektoren übliche selektive Schicht (Sunselect). Die Kurven für Solarlack sind deutlich steiler als die der anderen drei Beschichtungen, d.h. die Verluste nehmen bei steigenden Temperaturen stark zu. Die drei selektiven Schichten haben Wärmeverlustkoeffizienten, die alle in der gleichen Größenordnung liegen.



**Abbildung 28: Berechnete Wärmeverlustkoeffizienten für einen 8 mm-Receiver mit unterschiedlichen Beschichtungen**

Mithilfe dieser Wärmeverlustkoeffizienten lassen sich jetzt ausgehend von dem gemessenen  $\eta_0$ -Wert Wirkungsgradkennlinien berechnen.

Abbildung 29 zeigt die gemessenen Punkte und die berechnete Kennlinie mit den Werten für Solarlack und das nicht evakuierte Glashüllrohr. Berechnete und gemessene Werte stimmen recht gut überein, allerdings fehlen Messwerte bei höheren Temperaturen, so dass die berechneten Werte nur als grober Anhaltspunkt zu sehen sind.



**Abbildung 29: Gemessene und berechnete Kennlinie Solarlack ohne Vakuum**

Trotzdem ist ein Vergleich der Kennlinie mit den Kurven, die sich für andere Beschichtungen bzw. mit evakuiertem Hüllrohr ergeben, durchaus sinnvoll. Man bekommt dadurch eine Vorstellung, um wieviel sich der Wirkungsgrad durch verschiedene Maßnahmen ändert.

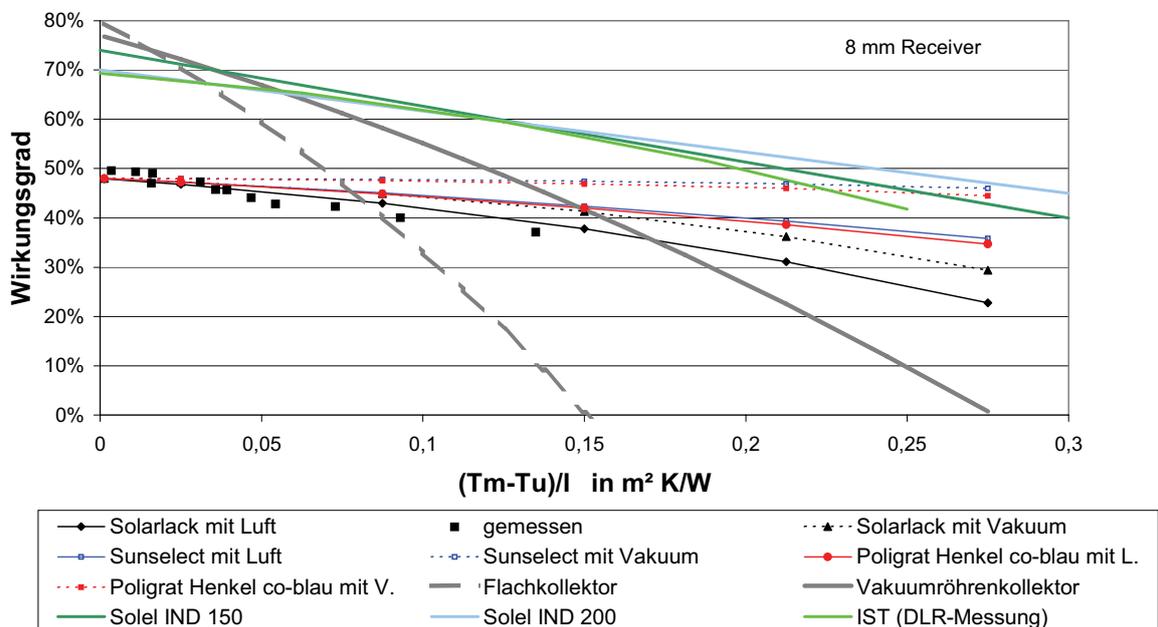
Abbildung 30 zeigt Kennlinien für Solarlack mit und ohne Vakuum im Hüllrohr. Wie in Abbildung 30 ersichtlich, werden die Verluste durch die Evakuierung deutlich reduziert. Der Absorptionsgrad von Sunselect und Solarlack sind annähernd gleich, dadurch sind auch die

$\eta_0$ -Werte gleich. Die Sunselect-Beschichtung zeichnet sich wegen ihrer Selektivität durch eine sehr viel flachere Kennlinie aus. Im Vakuum wird diese Kennlinie dann fast waagrecht. Leider verträgt diese Beschichtung nicht die geforderten hohen Temperaturen, die Kennlinie wird hier nur dargestellt, um einen Vergleich mit typischen Flachkollektorbeschichtungen zu ermöglichen.

Die Beschichtung Poligrat co-blau von Henkel ist im Vakuum beständig. Dünne Receiver können ohne Probleme damit beschichtet werden. Daher ist diese Beschichtung ein Kandidat für den zweiten Prototypen der Firma Knopf Design. Leider hat Poligrat einen niedrigeren Absorptionskoeffizienten als etwa Sunselect oder Solarlack. Dadurch sinkt der zu erwartende  $\eta_0$ -Wert. Dieser Nachteil wird gegenüber dem Solarlack aber durch die gute Selektivität (sehr flache Kennlinie) wieder wettgemacht.

Zum Vergleich sind in Abbildung 30 auch typische Kennlinien für Flach- und Röhrenkollektoren dargestellt. Generell ist es natürlich schwierig, Kennlinien von konzentrierenden Kollektoren mit denen von nicht konzentrierenden Systemen zu vergleichen. Um dennoch einen Anhaltspunkt zu haben, ab welcher Temperatur ein Parabolrinnenkollektor Vorteile hat, wurde hier davon ausgegangen, dass es keine Diffusstrahlung gibt. Sonst wäre der Wirkungsgrad von nicht konzentrierenden Systemen auf die Globalstrahlung zu beziehen und bei konzentrierenden Kollektoren nur auf den direkten Anteil.

Als weiterer Vergleich sind noch einige Kennlinien aus der Literatur dargestellt. Bei den Solel-Kennlinien handelt es sich um Herstellerangaben der israelischen Firma Solel ([www.solel.com](http://www.solel.com)), die Kennlinie für den IST-Kollektor stammt von einer Messung am DLR [Krüger et al. (2000)]. Die Werte gelten jeweils für wesentlich größere Parabolrinnen als die hier vermessene. Der optische Wirkungsgrad dieser Rinnen liegt offensichtlich deutlich höher, aber auch die thermischen Verluste sind, erkennbar an der steileren Kennlinie größer. Dieser Vergleich zeigt, dass bei der hier untersuchten Parabolrinne eine Verbesserung des optischen Wirkungsgrades vorrangiges Ziel sein sollte.



**Abbildung 30: Berechnete Kennlinien für verschiedene Beschichtungen und mit und ohne Evakuierung, zum Vergleich 3 Kennlinien von Parabolrinnen aus der Literatur und typische Kennlinien für einen Flach- und einen Vakuumröhrenkollektor (Annahme: keine Diffusstrahlung)**

In Anlehnung an Abbildung 22 zeigt Abbildung 31, wie sich die verschiedenen Verluste in der Wirkungsgradkennlinie des ersten Prototypen auswirken.

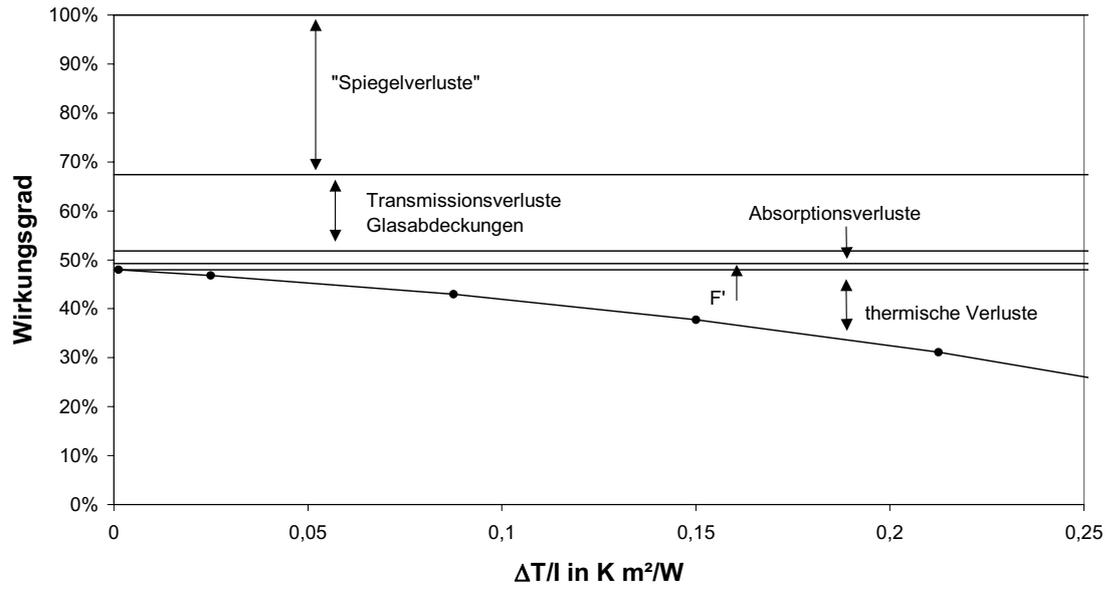
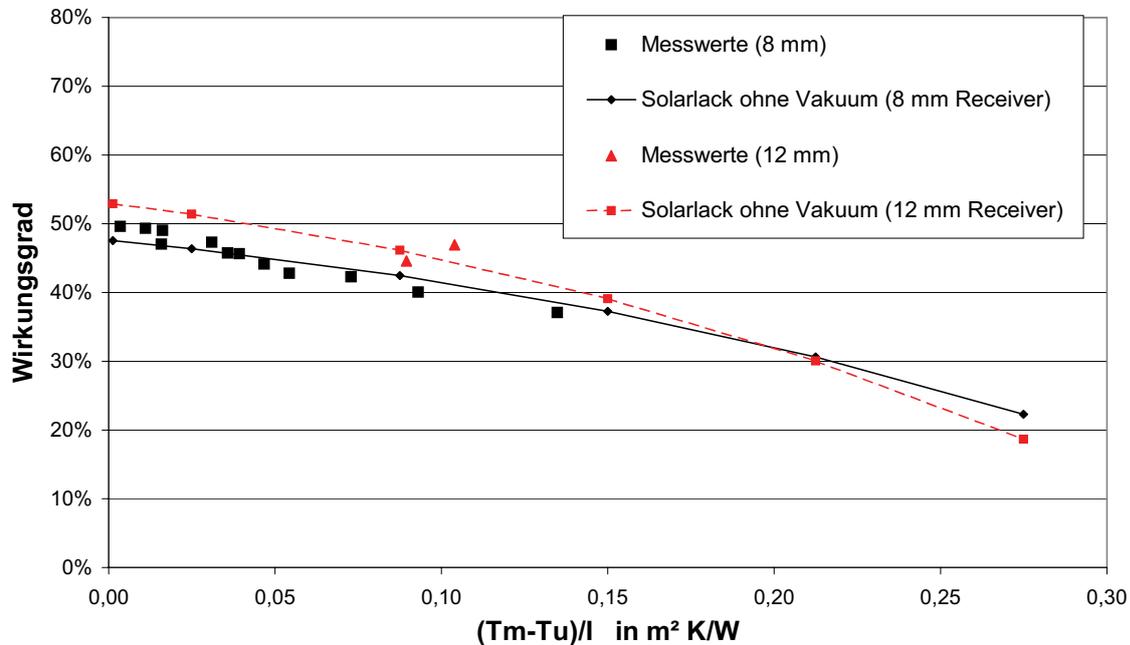


Abbildung 31: Aufteilung der verschiedenen Verluste für die Kennlinie ‚Solarlack ohne Vakuum‘

### 2.3.5 Messung mit 12 mm-Receiver

Um herauszufinden, ob ein großer Anteil der Strahlung neben den Receiver trifft, wurde zwei Punkte auf der Kennlinie auch mit einem Receiver mit 12 mm Durchmesser gemessen. Es ergab sich ein leicht verbesserter Wirkungsgrad. Hochgerechnet mit ebenfalls erhöhten Wärmeverlusten durch die größere Oberfläche des Receivers, ergibt sich damit eine Verbesserung des  $\eta_o$ -Wertes um 5%-Punkte oder 10,4 % relativ, wie in Abbildung 32 zu sehen ist.



**Abbildung 32: Wirkungsgradkennlinien für 8 mm und für 12 mm Receiverdurchmesser**

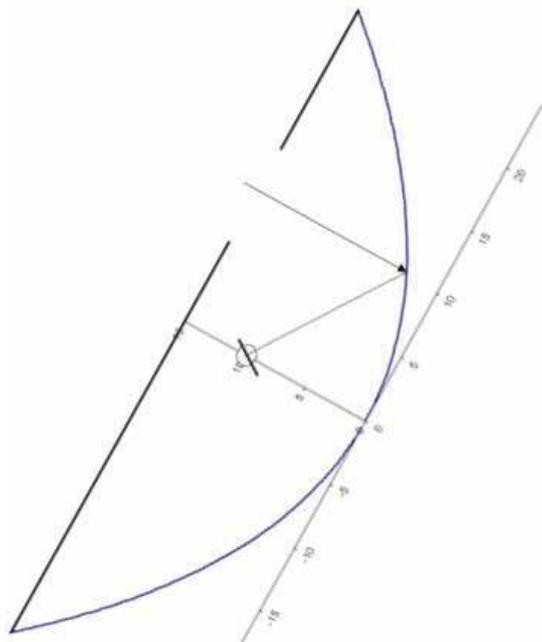
Bei den angestrebten Betriebstemperaturen von 150-200°C wäre also der Wirkungsgrad in etwa gleich. Die Verbesserung des Wirkungsgrades bei niedrigen Temperaturen ist also recht deutlich, erklärt aber nicht alleine die Spiegelverluste von 32,6 %. Es muss also noch weitere Fehlerquellen geben.

### 2.3.6 Optische Messungen

Ziel der optischen Messungen war es herauszufinden, wo genau die optischen Verluste auftreten. Dazu wurde ein Messgerät gebaut, das aus einem Array von 14 Fotodioden besteht, das im Fokus der Parabolrinne positioniert werden kann. Jede Fotodiode ist 1,02 mm breit, so dass auf einer Breite von 14,28 mm gemessen werden kann, wo wieviel Strahlung auftrifft.

Wie schon bei den thermischen Messungen wurde die Parabolrinne mit Ost-West-Achse so ausgerichtet, dass der Einfallswinkel minimiert wurde. Wieder wurden die Messungen zwischen 11 und 13 Uhr Sonnenzeit durchgeführt, um eine Nachführung zu vermeiden. Für die optischen Messungen wurden zunächst nur 35 cm lange Parabolrinnen verwendet. Dafür standen zwei Modelle zur Verfügung: Eines war genauso aufgebaut, wie der 1. Prototyp, mit dem die thermischen Messungen durchgeführt wurden (also mit einem Reflektorblech von Alanod); bei der anderen Rinne war das gebogene Glas direkt mit Aluminium bedampft worden. Im zweiten Schritt wurde dann die optische Messung auch an der 4 m-Rinne, die auch für die thermischen Messungen verwendet wurde, durchgeführt.

Für die optischen Messungen wurde die Breite der Rinne in jeweils 5 cm breite Sektoren aufgeteilt und dann jeweils alle Sektoren bis auf einen abgedeckt. Abbildung 33 zeigt schematisch, wie ein Lichtstrahl durch den unabgedeckten Sektor auf den Reflektor trifft, dort reflektiert wird und dann auf den Diodensensor trifft. Der Sensor wurde jeweils so ausgerichtet, dass der Lichtstrahl, der mittig auf den Sektor trifft, bei idealer Parabelform senkrecht auf den Sensor treffen würde.



**Abbildung 33: Messaufbau optische Messungen (schematische Darstellung)**

Mit 2 Pyranometern in Aperturbene wurde gleichzeitig die globale und die diffuse Strahlung auf den Kollektor gemessen. In Tabelle 4 sind alle Messstellen für die optischen Messungen aufgelistet.



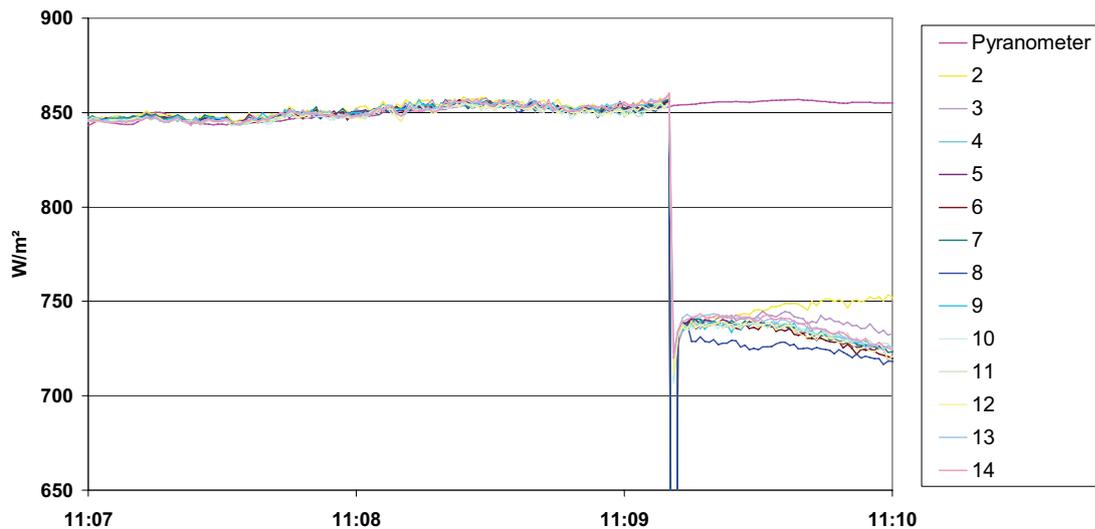
Abbildung 34: Messaufbau für die optischen Messungen

Tabelle 4: Messstellen bei den optischen Messungen

Messgröße		Einheit	Messgerät
Globalstrahlung	$I_{g,T}$	W/m <sup>2</sup>	<b>Pyranometer Kipp&amp;Zonen CM11</b>
Diffusstrahlung	$I_{d,T}$	W/m <sup>2</sup>	Pyranometer mit Schattenring Kipp&Zonen CM11
Strahlung im Brennpunkt	$I_1$	W/m <sup>2</sup>	IC mit Fotodiodenbündel, defekt
Strahlung im Brennpunkt	$I_2$ bis $I_{14}$	W/m <sup>2</sup>	IC mit Fotodiodenbündel im Abstand von jeweils 1,02 mm

### 2.3.6.1 Kalibrierung und Einfluss des Abdeckglases

Vor der Messung wurde der Diodensensor direkt auf die Sonne ausgerichtet und die Messwerte der einzelnen Dioden mit der Pyranometermessung abgeglichen. Um den Einfluss des Abdeckglases zu bestimmen, wurde dann der Sensor hinter dem Abdeckglas wieder direkt auf die Sonne ausgerichtet. Abbildung 35 zeigt, dass sich die gemessene Strahlung der 13 Dioden hinter dem Abdeckglas stark reduziert, während gleichzeitig die von Pyranometer gemessene Strahlung nahezu konstant bleibt. Die Reduktion beträgt ca. 15 %, stimmt also recht gut mit dem theoretisch berechneten Wert von 16,4 % überein.



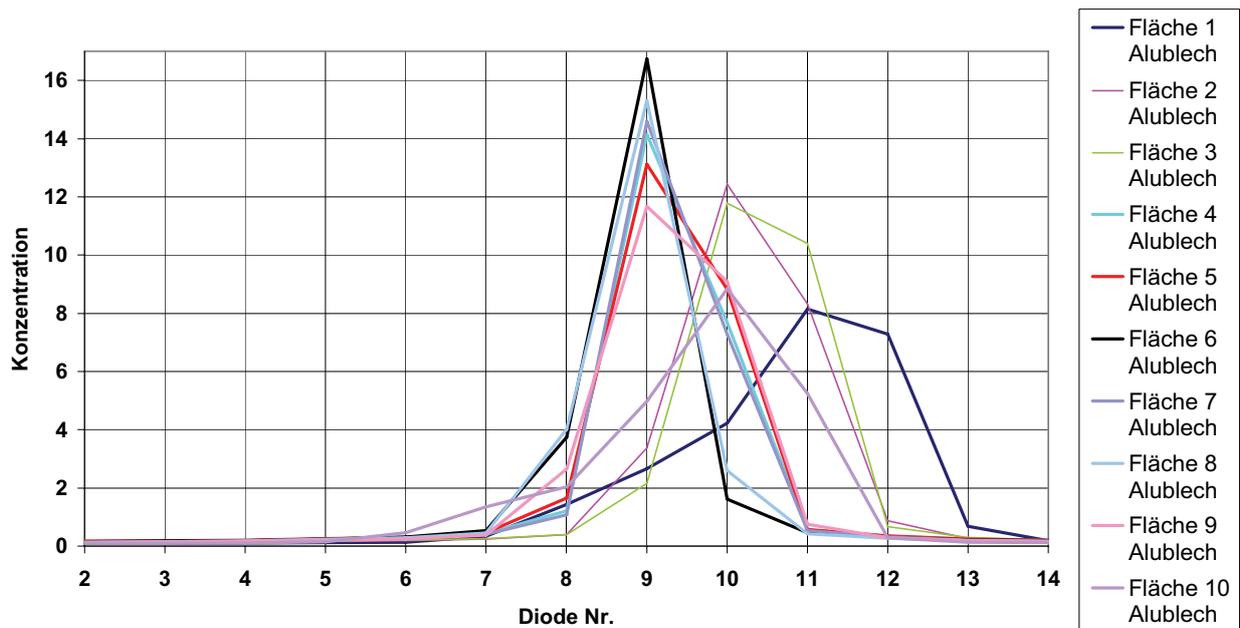
**Abbildung 35: Messung der Globalstrahlung ohne und mit Abdeckscheibe**

Die Messungen an den 35 cm-Rinnen wurden jeweils mit Abdeckglas aber ohne das Glashüllrohr durchgeführt. Bei der 4 m-Rinne wurde der Sensor in das Glashüllrohr eingeführt. Hier waren also beide Abdeckungen vorhanden.

### 2.3.6.2 Messungen mit 35 cm-Rinnenelementen

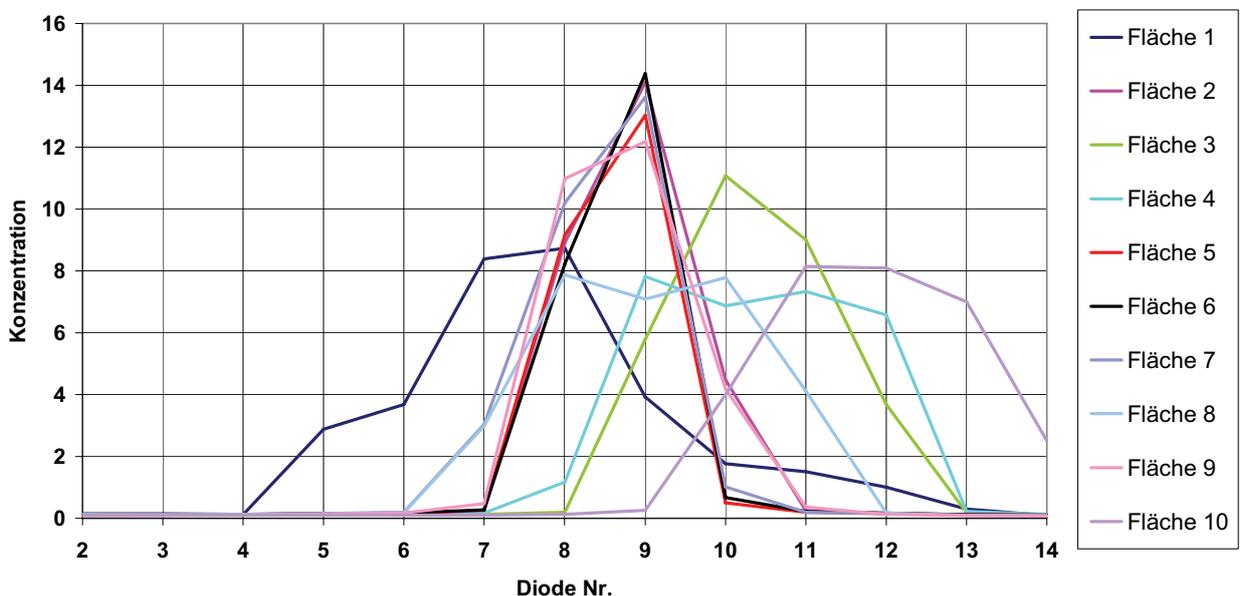
Abbildung 36 zeigt das Messergebnis für die Rinne mit Alanod-Blech. Der Sensor wurde für diese Messung so in der Rinne positioniert, dass die gesamte direkt reflektierte Strahlung auf den Sensor traf. Die einzelnen Kurven repräsentieren jeweils die Strahlungsverteilung für einen der oben beschriebenen Sektoren auf der Breite der Parabolrinne. Fläche 1 ist am unteren Rand, Fläche 5 und 6 in der Mitte und entsprechend Fläche 10 am oberen Rand der Rinne. Die Konzentration bei der Diode  $i$ , die auf der  $y$ -Achse aufgetragen ist, ist definiert als das Verhältnis der an Diode  $i$  gemessenen Strahlung  $I_i$  zur direkten Strahlung auf die Aperturfläche (Globalstrahlung – Diffusstrahlung). Die hier verwendete Definition der Konzentration ist also ein lokaler Fluss-Konzentrationsfaktor (siehe Kapitel 2.1).

$$\text{Konzentration}_i = \frac{I_i}{I_{g,T} - I_{d,T}}$$



**Abbildung 36: Messergebnis 35 cm Kurzrinne mit Alanod-Blech-Reflektor**

Offensichtlich fokussiert der Alanod-Reflektor generell sehr gut. Die Peaks liegen für alle Sektoren innerhalb von 8 Dioden, d.h. 8,16 mm. Die Peaks sind zudem sehr schmal. Die beiden äußeren Flächen sind die am breitesten streuenden Sektoren. Außerhalb der Peaks (z.B. bei Dioden 2-5) hat die gemessene Strahlung nur noch die Größenordnung der Diffusstrahlung.



**Abbildung 37: Messergebnis 35 cm Kurzrinne alubedampftes Glas**

Wie in Abbildung 37 zu sehen ist, streut der Reflektor aus alubedampftem Glas schon wesentlich stärker, außer den beiden äußersten Flächen liegen die Peaks aber immer noch in einem Bereich von 8,16 mm Breite.

Interessant ist aber nicht nur, ob die Strahlung gut fokussiert an einem Punkt auftrifft, sondern auch, wieviel der eingestrahlten Energie tatsächlich im Bereich des Receivers aufgefangen wird. Für jeden der Sektoren über die Kollektorbreite kann eine Reflektivität als Ver-

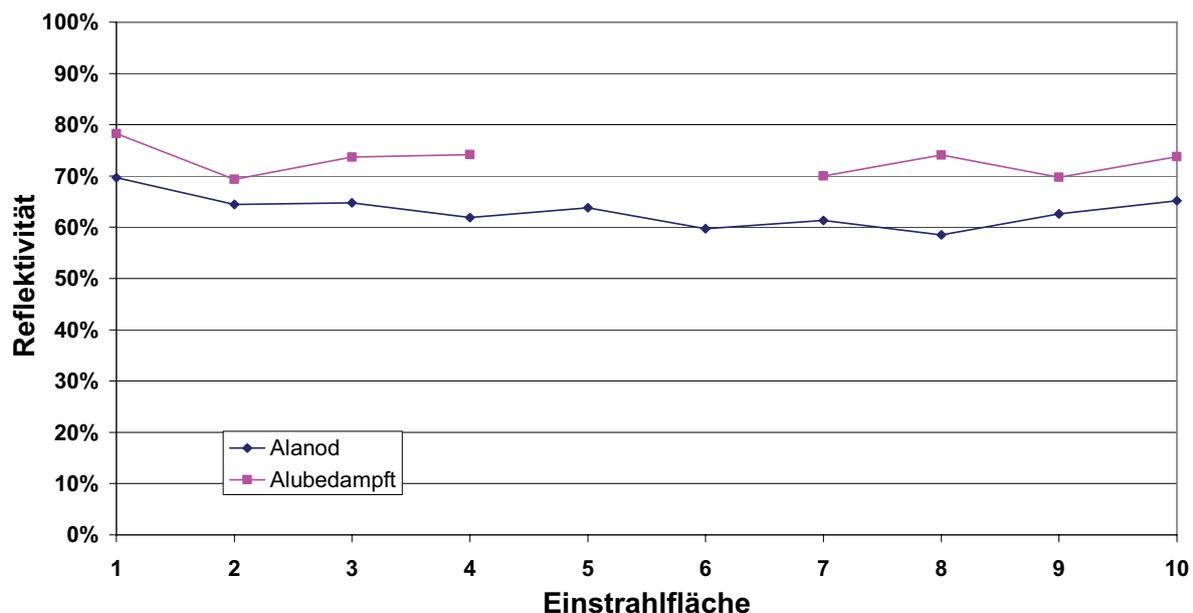
hältnis der Summe aller auf die Dioden eingestrahlt Leistung bezogen auf die Breite des Diodenarrays zur eingestrahlt Leistung auf den 5 cm breiten Sektor. Die auf den Sektor eingestrahlt Leistung wurde mit der gemessenen Transmission des Abdeckglases von 0,85 reduziert, da diese Energie ja nicht dem Reflektor zur Verfügung stand.

$$\text{Reflektivität} = \frac{\sum_{i=2}^{14} I_i \cdot W_{\text{sensor}}}{(I_{g,T} - I_{d,T}) \cdot W_{\text{Fläche}} \cdot \tau_{\text{Abdeckung}}}$$

mit

$W_{\text{sensor}}$	Breite des Diodenarrays (13,26 mm)
$W_{\text{Fläche}}$	Breite der Einstrahlfläche (5 cm)
$\tau_{\text{Abdeckung}}$	Transmission des Abdeckglases (0,85)

Der Diodenarray wurde zwar bei niedrigen Einstrahlungen (bis 1000 W/m<sup>2</sup>) kalibriert und die Kennlinie verläuft in diesem Bereich nahezu linear, im Brennpunkt liegt die Strahlungsintensität aber um ein vielfaches höher (bis 17000 W/m<sup>2</sup>). Da der Sensor in diesem Bereich nicht kalibriert ist, ist es unmöglich, Aussagen über die absolute Reflektivität der Materialien zu treffen. Relative Aussagen sind jedoch sehr wohl möglich.



**Abbildung 38: Reflektivität des Alanod-Blech-Reflektors im Vergleich zum alubedampften Glas**

Abbildung 38 zeigt, dass die Reflektivität des Alanod-Blech-Reflektors im Mittel bei etwa 63% und die des alubedampften Glases bei etwa 73% liegt, das bedeutet, dass das alubedampfte Glas eine um 15% (relativ) höhere Reflektivität hat.

### 2.3.6.3 Optische Messungen in der 4 m-Rinne

Die gleiche Messung wie an den 35 cm-Rinnen wurde auch an der 4 m-Rinne durchgeführt, die auch für die thermischen Messungen eingesetzt wurde. Hier wurde das Rohr, an dessen Ende der Diodenarray befestigt war, direkt in das Glashüllrohr eingeschoben. Das Rohr war so dimensioniert, dass es mit geringem Spiel in das Glashüllrohr hineinpasste.

Die Messung wurde an 3 Positionen verteilt über die Länge der Rinne durchgeführt: bei 60 cm, bei 234 cm und bei 360 cm gemessen von der Anschlussseite des Kollektors.

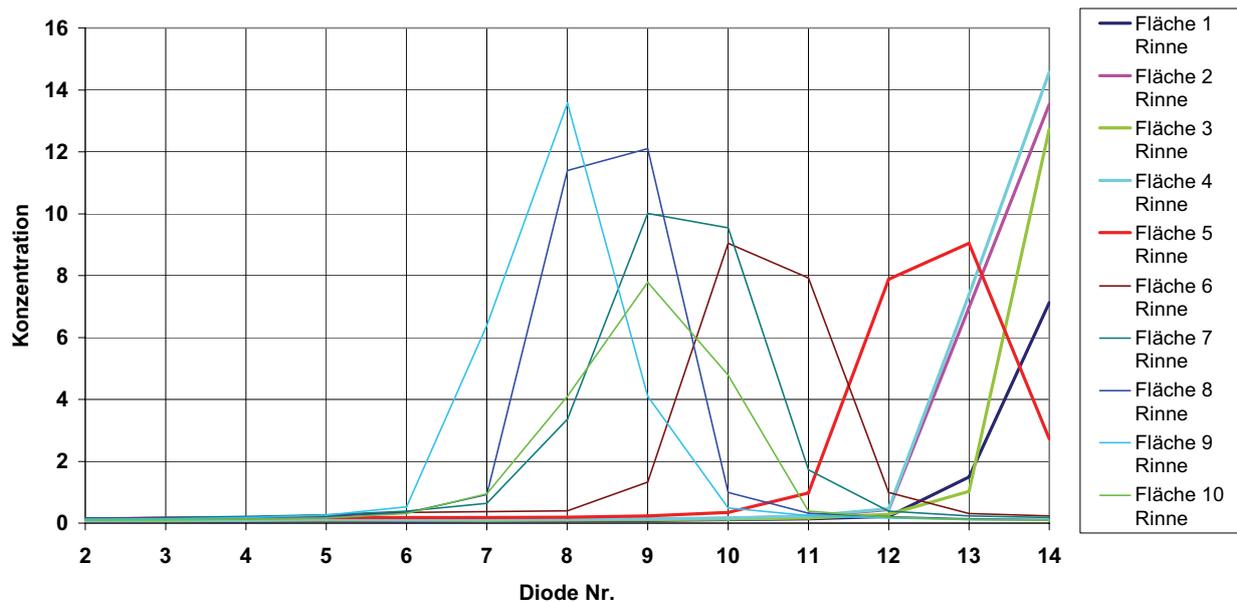


Abbildung 39: Messergebnis 4 m-Rinne bei 60 cm

Es fallen im Unterschied zu den Messungen an den kurzen Rinnen zwei Punkte auf. Die Peaks für die verschiedenen Einstrahlflächen sind über einen breiteren Bereich verteilt, und dieser Bereich liegt nicht mittig im Messbereich des Sensors, sondern weicht nach rechts ab. Die einzelnen Peaks sind, ähnlich wie bei den vorausgegangenen Messungen, sehr schmal, was auf eine saubere Fokussierung der Rinne hindeutet.

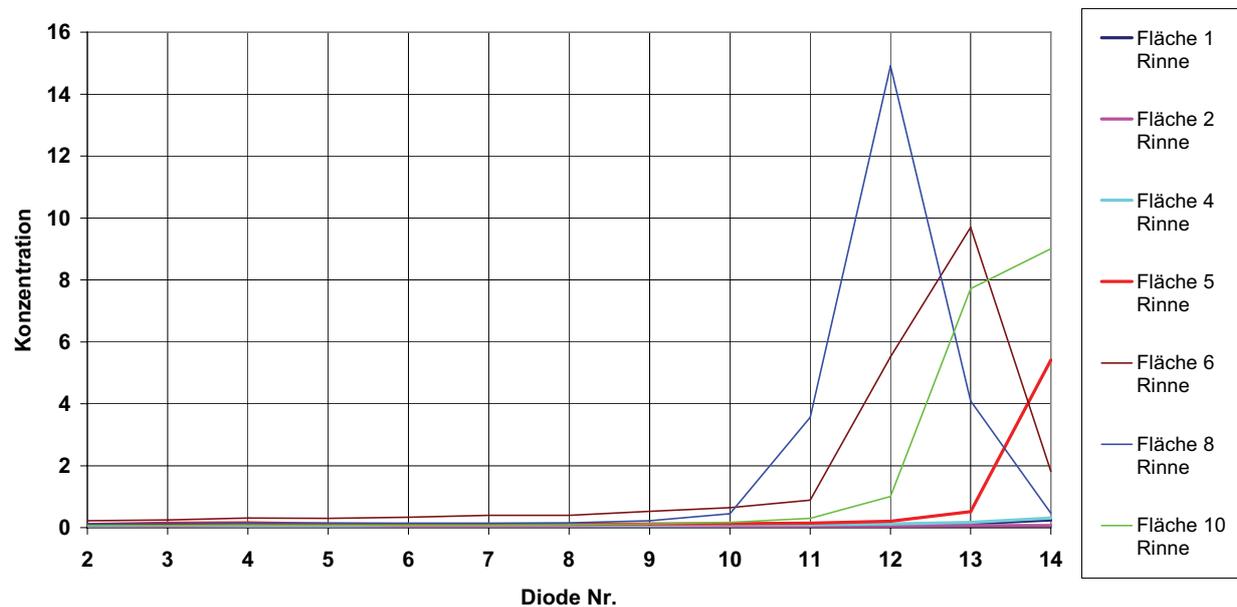
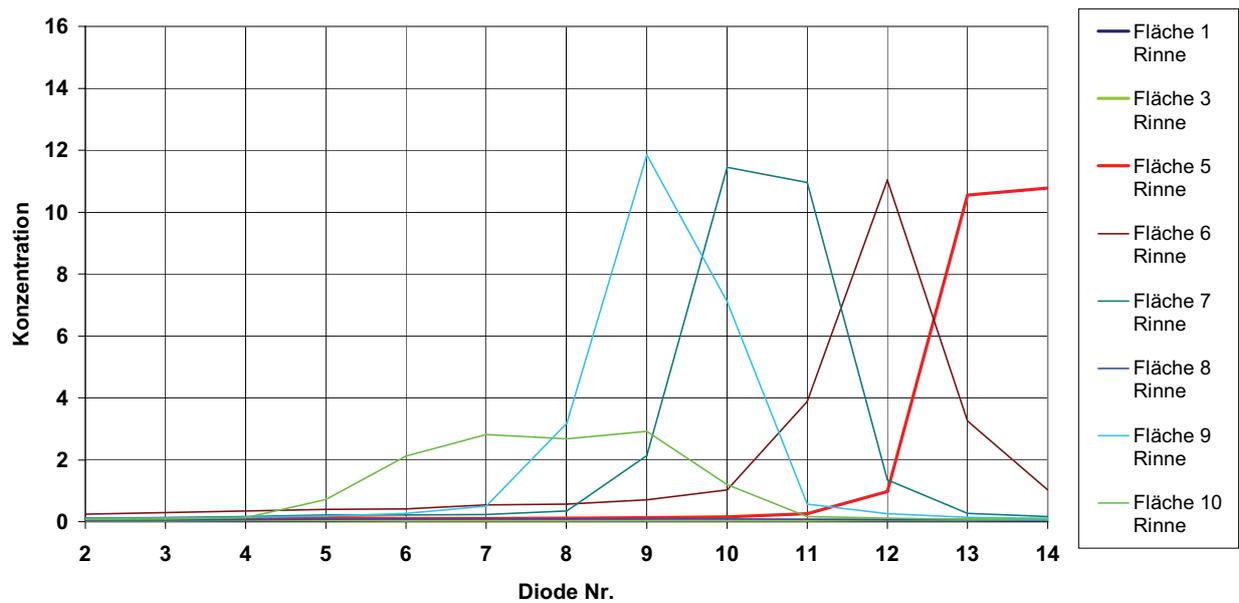


Abbildung 40: Messergebnis 4 m-Rinne bei 234 cm

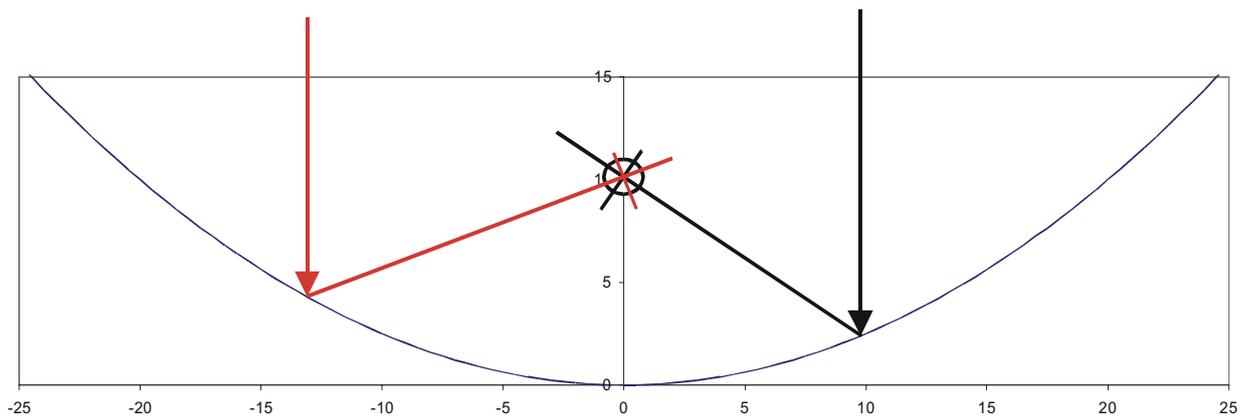
An den anderen beiden Messpositionen ergibt sich ein ähnliches Bild (Abbildung 40 und Abbildung 41), nur dass beide Male die Strahlung noch weiter von der Mitte des Sensors nach rechts abweicht, so dass ein Grossteil gar nicht mehr auf dem Sensor messbar war.

Auffallend ist, dass die Flächen mit niedrigen Nummern immer am weitesten links liegen und der Peak mit steigenden Flächennummern immer weiter nach rechts wandert.



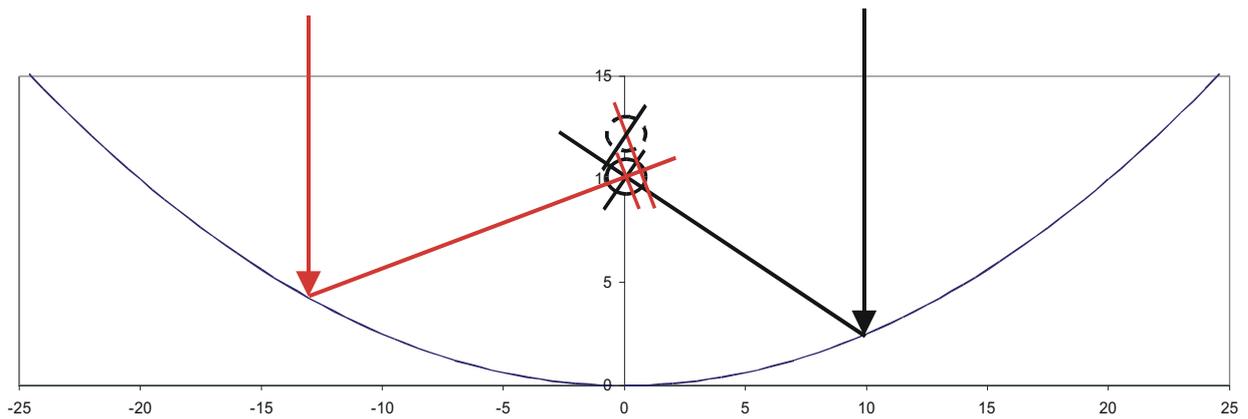
**Abbildung 41: Messergebnis 4 m-Rinne bei 360 cm**

Bei optimaler Positionierung des Sensors im Brennpunkt der Parabolrinne müssten Strahlen von beiden Hälften des Kollektors genau mittig auf den Sensor treffen (Abbildung 42). Was aber passiert, wenn der Sensor sich nicht genau im Brennpunkt befindet?



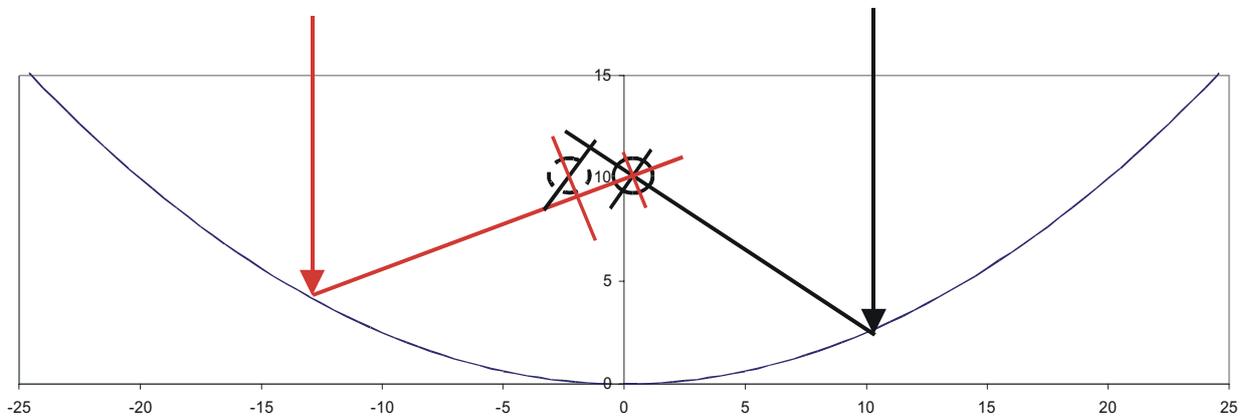
**Abbildung 42: Auftreffen der Strahlung in der Mitte des Sensors**

Wenn der Receiver bzw. Sensor zum Beispiel nach oben verschoben ist, würden die Strahlen von der einen Hälfte des Kollektors auf der rechten Seite des Sensors und von der anderen Hälfte auf der linken Seite des Sensors auftreffen, wie in der folgenden Abbildung schematisch dargestellt ist.



**Abbildung 43: Verschiebung des Receivers/Sensors nach oben**

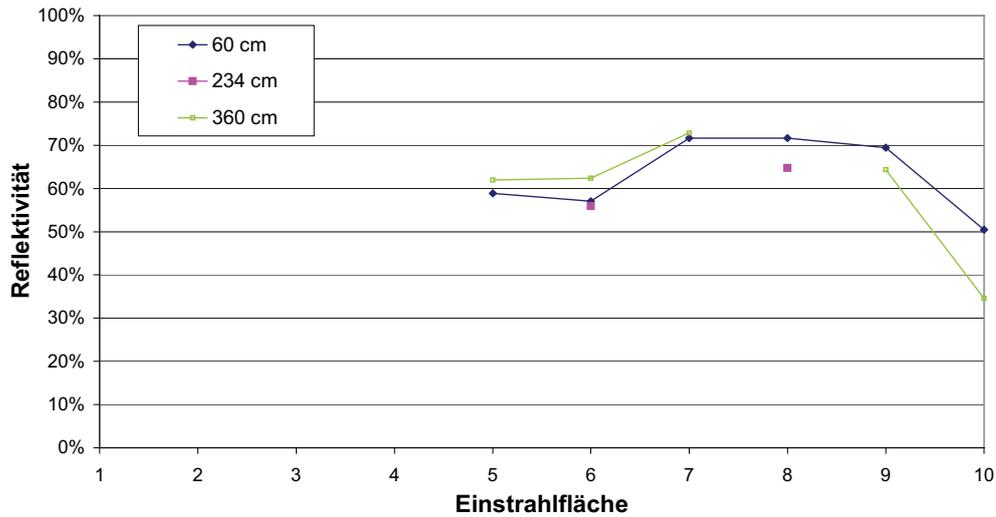
Wenn dagegen der Receiver nach links verschoben ist, würden alle Strahlen, egal ob sie von der einen oder der anderen Hälfte des Kollektors kommen, nach rechts abweichen (Abbildung 44).



**Abbildung 44: Verschiebung des Receivers/Sensors nach links**

Die Messungen wurden Ende Oktober/Anfang November durchgeführt. Daher war der Neigungswinkel des Kollektors um die Mittagszeit sehr steil (Zwischen  $63$  und  $64^\circ$ ) an den Messtagen. Das bedeutet, dass eine Verschiebung des Receivers nach links wie oben beschrieben eine absolute Verschiebung hauptsächlich nach unten und ein wenig zur Seite bedeutet. Zum Beispiel würde das Durchhängen des Receivers (zwischen den Stützen oder auch ein Herunterhängen der Stützen selbst) eine solche Verschiebung bewirken könnten. Dabei reichen schon wenige Millimeter aus, um Verschiebungen wie bei den Messungen beobachtet zu bewirken.

Wie schon bei den kurzen Rinnen wurde auch hier die absolute Reflektivität berechnet. Allerdings konnten hier nur die Flächen berücksichtigt werden, bei denen der gesamte Peak eindeutig auf dem Sensor aufgetroffen ist. Es wurde wieder die Transmission des Abdeckglases  $\tau$  mit einem Faktor von  $0,85$  berücksichtigt. Zusätzlich wurde die berechnete Transmission von  $0,914$  für das Glashüllrohr berücksichtigt. Leider liegen hier keine Messwerte vor, da die Strahlung radial auf das Rohr reflektiert wird und sich das nicht unabhängig von den Eigenschaften des Reflektors messen lässt.



**Abbildung 45: Gemessene Reflektivität an drei Positionen der 4m-Rinne**

Dadurch, dass nur wenige Messwerte vorliegen, lässt sich schwer eine generelle Aussage treffen. Im Schnitt liegen die vorhandenen Werte aber im Bereich, der auch bei den kurzen Rinnen gemessen wurde (ca. 63%).

### 2.3.7 Auswertung der Ergebnisse

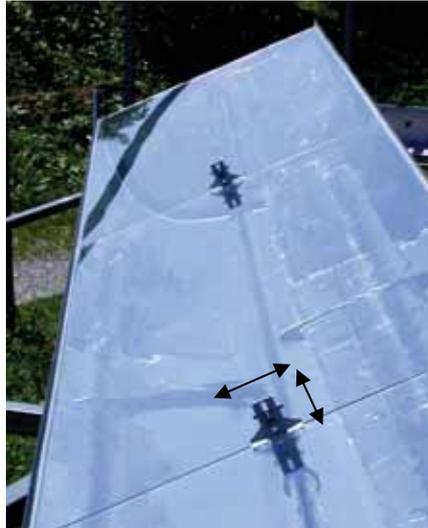
Die thermischen Messungen am 1. Prototypen haben gezeigt, dass die größten Verluste dadurch zustande kommen, dass nicht die ganze Strahlung auf den Receiver reflektiert wird. Diese Verluste werden durch eine Kombination von vielen verschiedenen Einflussfaktoren verursacht. Die optischen Messungen deuten allerdings darauf hin, dass die ungenaue Positionierung des Receivers im Brennpunkt der Rinne die Hauptursache war.

Die zweitgrößten Verluste verursachten das Abdeckglas und das Glashüllrohr. Die Verluste durch das Glashüllrohr sind wesentlich geringer als durch das Abdeckglas, da das Material eisenarm und zudem deutlich dünner ist. Das Glashüllrohr erfüllt, wenn es evakuiert ist, eine wesentliche Funktion bei der Reduzierung der Wärmeverluste und der Beständigkeit der Receiverbeschichtung. Mit Blick auf den Wirkungsgrad wäre es sicher sinnvoll, auf das Abdeckglas zu verzichten. Es erfüllt aber in der vorliegenden Konstruktion drei wesentliche Funktionen: Schutz vor mechanischer Beschädigung des Receivers und vor Verschmutzung des Reflektors und mechanische Stabilität des Reflektors. Das Abdeckglas sollte aber auf jeden Fall durch ein eisenarmes Einscheibensicherheitsglas (ESG) ersetzt werden, wie es auch bei Flachkollektoren eingesetzt wird. Die erhöhte Transmission würde zu einer relativen Verbesserung des  $\eta_o$ -Wertes von 7,7% führen.

## 2.4 Zweiter Prototyp

Folgende Verbesserungen wurden im zweiten Prototypen umgesetzt:

- Eisenarmes ESG statt Fensterglas als Abdeckscheibe
- Genauere Positionierung des Receivers (Mechanische Optimierung der Abstützungen und Möglichkeit, die Receiverposition von außen nachzujustieren, siehe Abbildung 46)
- Receiverbeschichtung Poligrat statt Solarlack (führt zu einem niedrigeren optischen Wirkungsgrad, aber zu einer wesentlich flacheren Kennlinie durch die selektiven Eigenschaften der Beschichtung)
- Evakuiertes Glashüllrohr (senkt die thermischen Verluste, verhindert das Zersetzen der selektiven Beschichtung)
- Receiverdurchmesser 12 mm statt 8 mm (Dadurch steigt der optische Wirkungsgrad, die thermischen Verluste nehmen allerdings leicht zu), das innere Receiverrohr wird mit 8 mm Außendurchmesser so ausgelegt, dass der Druckverlust im inneren Rohr und im Ringspalt gleich sind. Der Druckverlust des Kollektors sinkt durch diese Maßnahme.



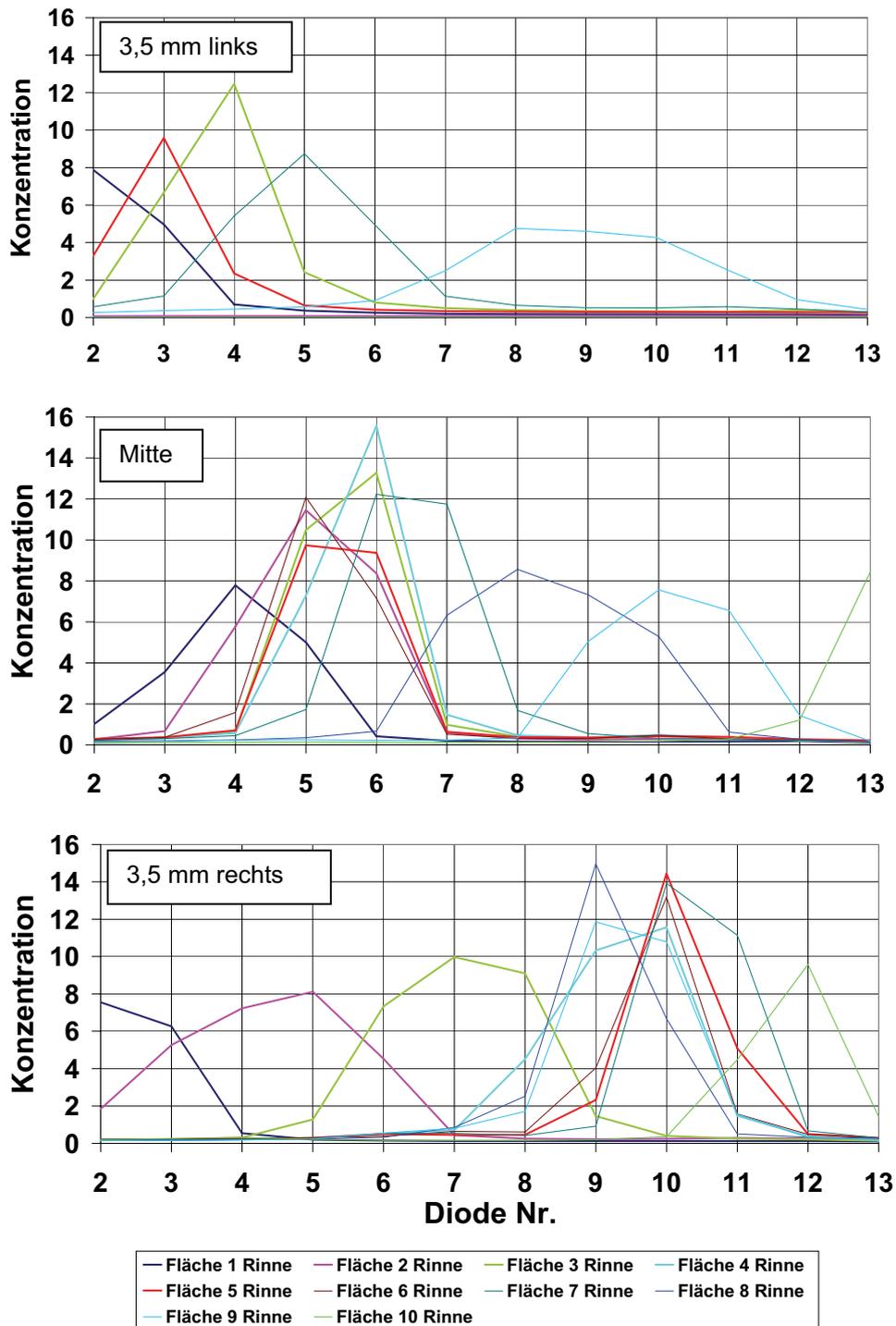
**Abbildung 46: Justierbare Receiverhalterung. Die Position des Receivers kann an den beiden Halterungen von außen eingestellt werden.**

## 2.4.1 Optische Messungen

Am 2. Prototypen wurden nun dieselben optischen Messungen durchgeführt, die in Abschnitt 2.3.6 beschrieben wurden.

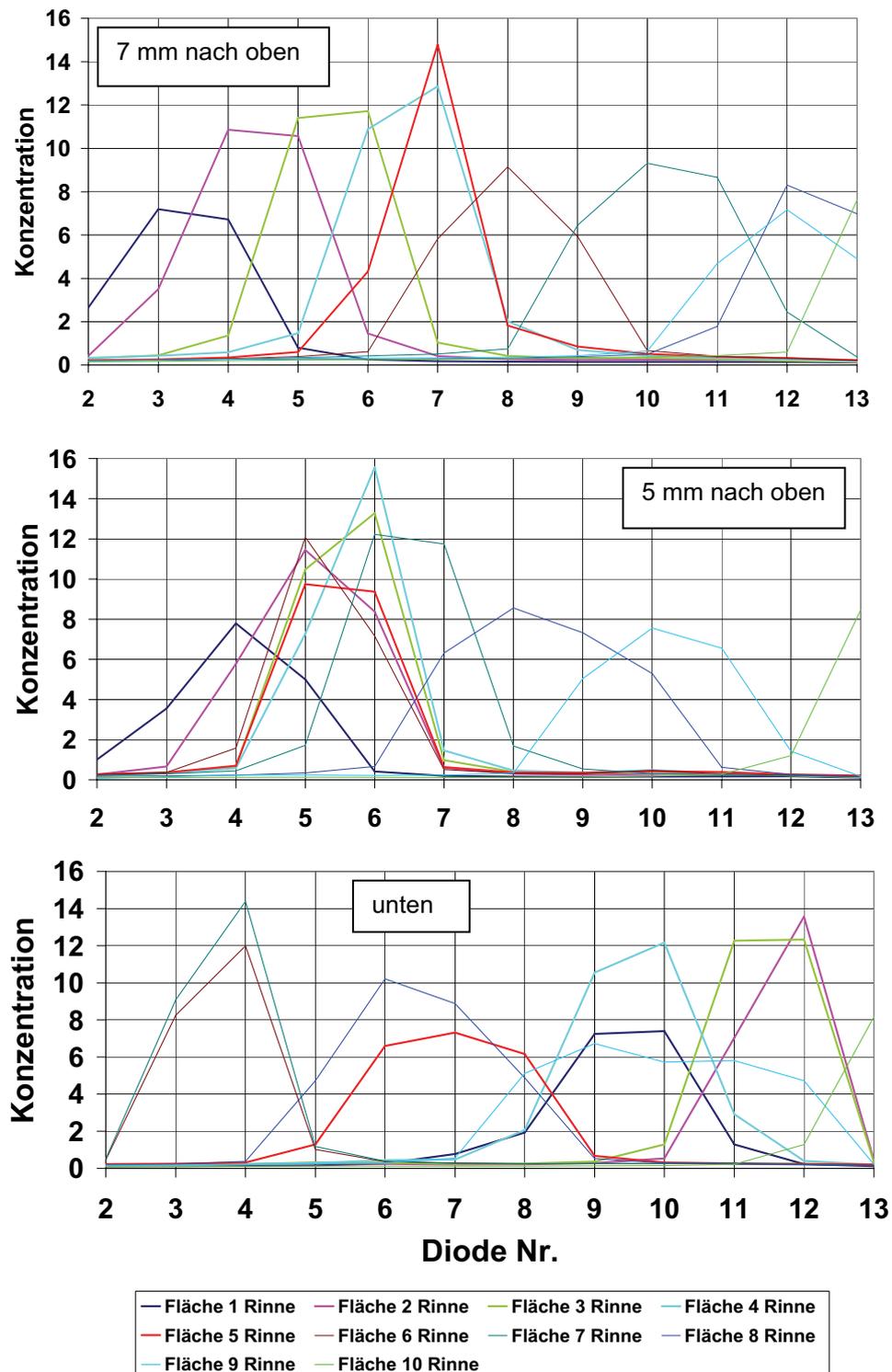
Zunächst wurde an einer Stelle etwa in der Mitte des Kollektors gemessen (etwa 231 cm von der Anschlussseite entfernt). Dort wurde eine Reihe von Messungen durchgeführt mit jeweils anderer Einstellung der neuen justierbaren Receiverhalterung. Es wurde eine Einstellung gesucht, bei der die Strahlung von allen 10 Sektoren mittig auf den Diodensensor trifft. Die Auswirkungen einer horizontalen bzw. vertikalen Verschiebung des Receivers wurde bereits in Abschnitt 2.3.6.3 diskutiert. Jetzt konnte mit den Messungen verifiziert werden, ob sich die dort beschriebenen Effekte auch in der Praxis beobachten lassen.

Abbildung 47 zeigt drei Grafiken, die eine horizontale Verschiebung des Receivers darstellen. Bei der mittleren Abbildung war die Receiverhalterung genau mittig am Abdeckglas befestigt. Die obere Grafik zeigt eine Verschiebung der Receiverhalterung um 3,5 mm nach links (von der Anschlussseite des Kollektors aus gesehen; das bedeutet also bei geneigtem Kollektor eine Verschiebung nach unten), und die untere Grafik zeigt eine Verschiebung um 3,5 mm nach rechts. Wie erwartet, führt eine horizontale Verschiebung des Receivers zu einer Verschiebung der Einstrahlung aller Sektoren zu *einer* Seite hin. Gleichzeitig streuen die Einstrahlpeaks der einzelnen Flächen etwas stärker. Bei der oberen Messung wurde aus Zeitgründen nur jede zweite Fläche gemessen. Trotzdem sieht man, dass die Strahlung von der Mehrzahl der Flächen etwa zwischen Diode 3 und 5 auftrifft. Bei der mittleren Messung liegt das Ergebnis etwa zwischen Diode 5 und 7, bei der unteren Messung zwischen 9 und 10. Idealerweise sollte die Strahlung etwa zwischen Diode 7 und 8 auftreffen. Dies könnte mit einer Einstellung etwa 1 mm rechts von der Mitte erreicht werden. Offenbar biegt sich die Receiverhalterung oder der Receiver selbst durch die Schwerkraft leicht nach unten, so dass die optimale Receiverhalterungsposition nicht genau in der Mitte der Aperturfläche liegt. Da die Messungen mit einem geneigten Kollektor durchgeführt wurden, ist es schwer zu beurteilen, wie viel von der gemessenen Abweichung von der Mittelposition durch das Durchhängen der Receivers oder der Receiverhalterung verursacht wurde. In jedem Fall ist es wichtig, dass sich der Receiver und die Halterung so wenig wie möglich durchbiegen, so dass eine optimale Einstellung des Receivers erreicht werden kann, egal ob der Kollektor gerade nach rechts oder nach links geneigt ist.



**Abbildung 47: Optische Messungen: Verschiebung der Receiverposition links/rechts**

Eine Verschiebung des Receivers nach oben oder unten bewirkt eine stärkere Streuung der Peaks. Die Strahlung von der einen Seite der Rinne wird auf eine Seite des Diodenarrays abgelenkt, die von der anderen Seite der Rinne auf die andere Seite des Diodenarrays, wie in Abbildung 48 zu sehen ist. Hier wurde die Receiverhalterung von der untersten möglichen Einstellung 5 bzw. 7 mm nach oben bewegt. Die optimale Einstellung liegt etwas unterhalb der mittleren Messung.



**Abbildung 48: Optische Messungen: Verschiebung der Receiverposition oben/unten**

Die so gefundene optimale Einstellung der Receiverhalterung (3 mm nach oben, 1 mm rechts der Mitte) wurde anschließend auch an einer Stelle weiter vorne in der Rinne (80 cm von der Anschlussseite entfernt) und weiter hinten (350 cm von der Anschlussseite entfernt) optisch vermessen. Dies zeigt Abbildung 49 im Vergleich mit der vorher beschriebenen Messung etwa in der Mitte des Kollektors.

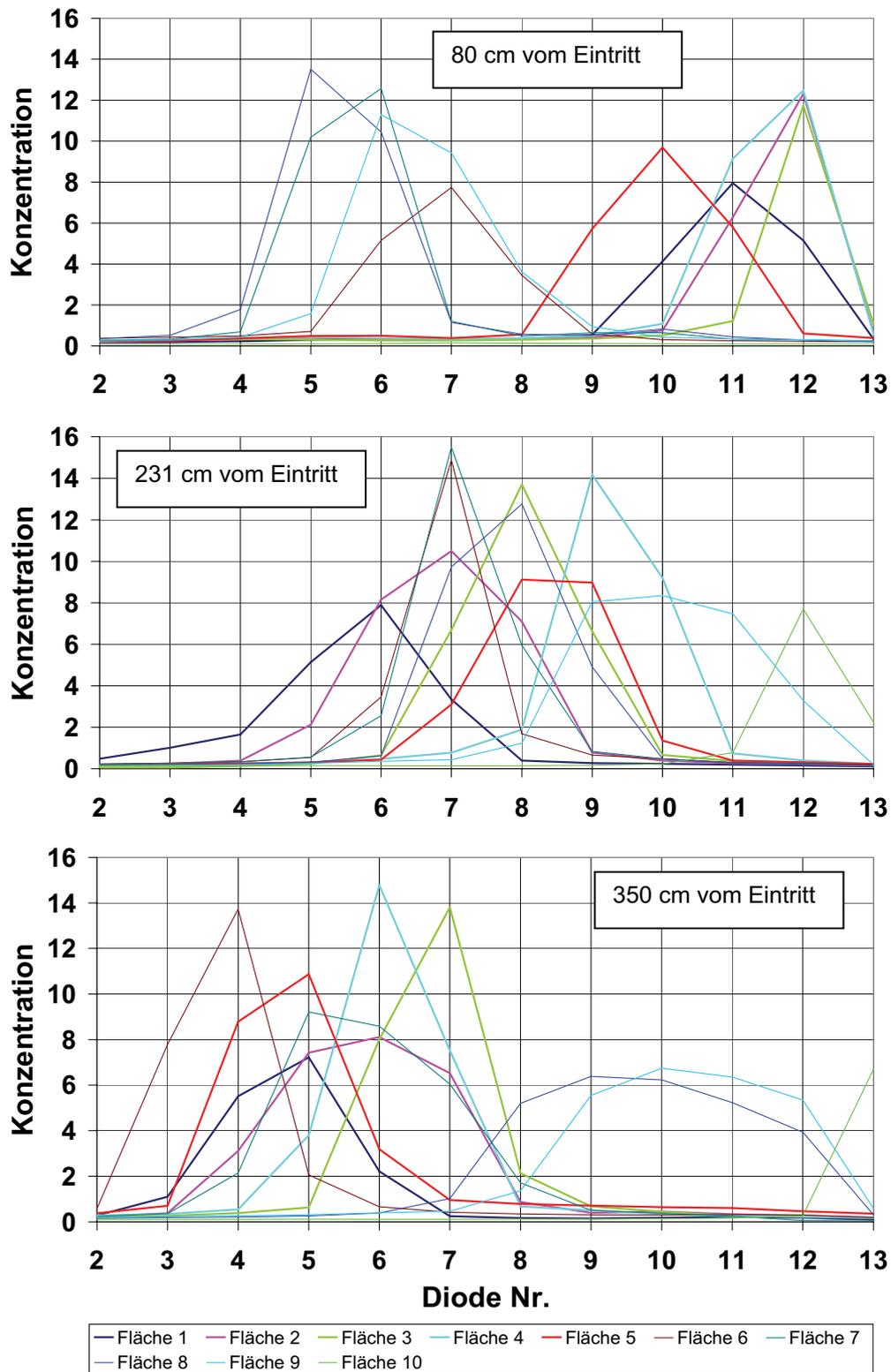


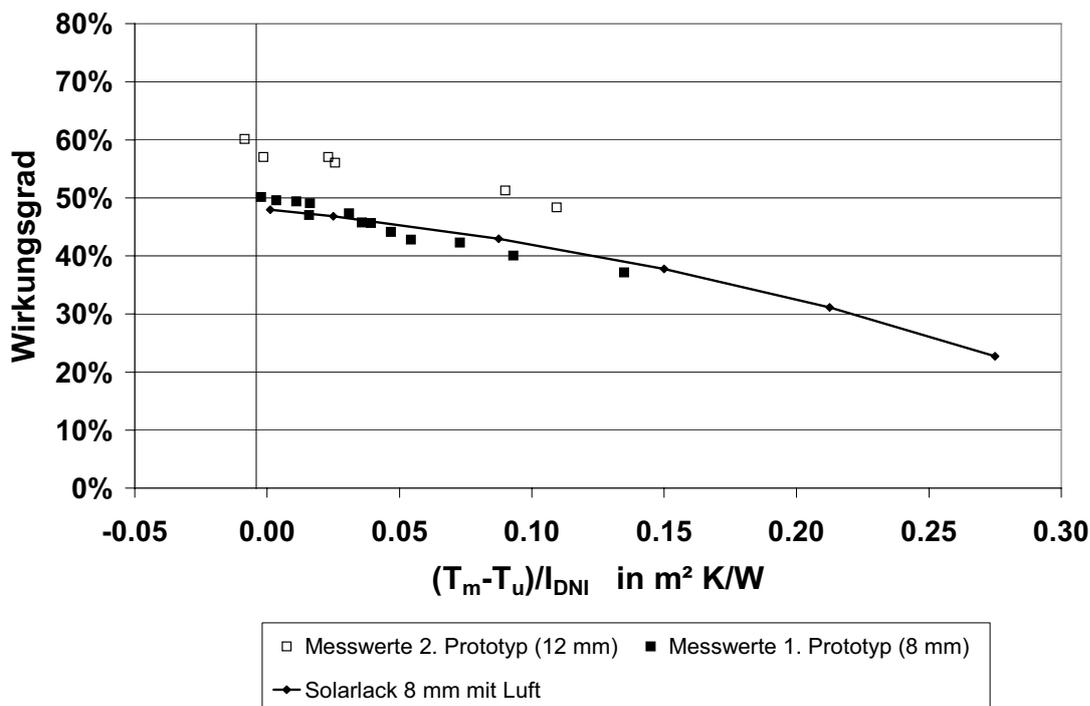
Abbildung 49: Optische Messung an 3 verschiedenen Stellen der Rinne

Es zeigt sich, dass an den beiden äußeren Messpunkten die Strahlungspeaks stärker streuen und auch nicht genau mittig auf den Diodenarray auftreffen. Eine Ursache dafür ist, dass die Receiverposition nur an den beiden Aufhängungen in der Mitte einstellbar ist, während der Receiver an den beiden Endplatten fest eingebaut ist. Möglicherweise ist der Receiver an

diesen beiden Endplatten nicht optimal positioniert. Trotzdem kann man sagen, dass die Receiverpositionierung gegenüber dem 1. Prototypen stark verbessert ist. Anders als beim 1. Prototypen traf bei den Messungen fast die gesamte Strahlung an allen drei Positionen auf den Diodenarray auf.

## 2.4.2 Thermische Messungen

Anschließend wurde für den 2. Prototyp mit der mit Hilfe der optischen Messungen bestimmten Receiverposition die Kollektorkennlinie wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben aufgenommen.

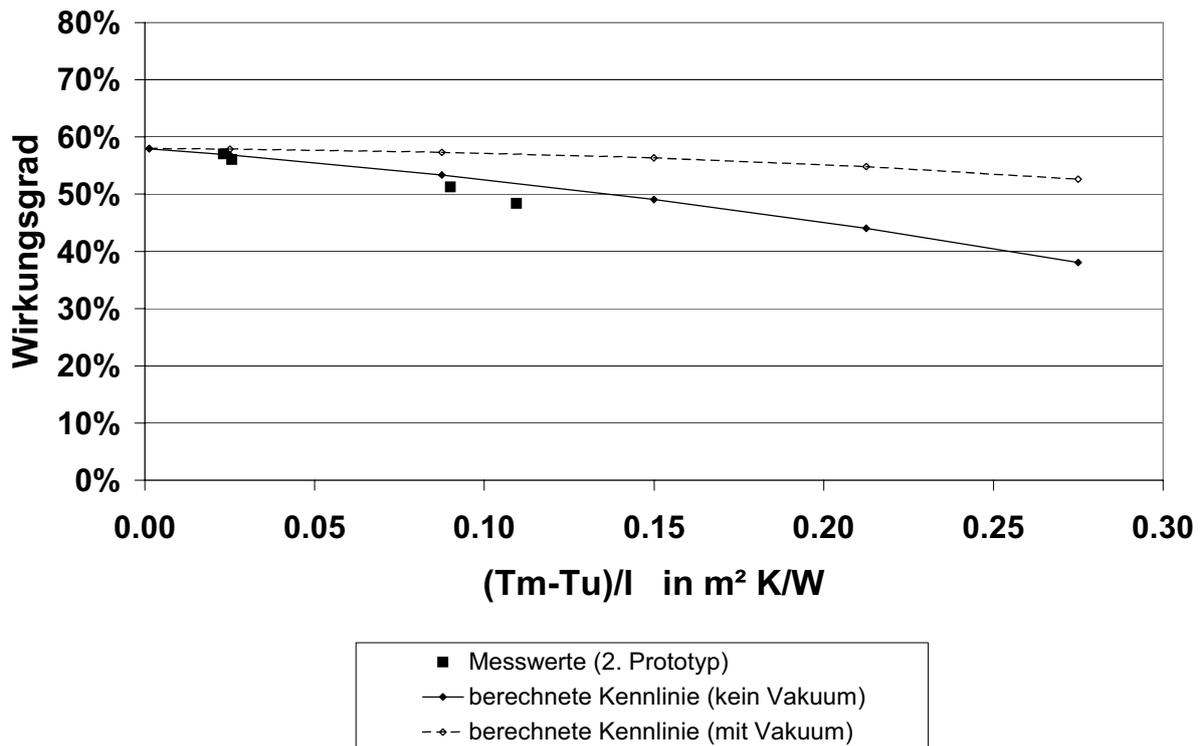


**Abbildung 50: Gemessene Kennlinie für den 2. Prototypen**

In Abbildung 50 sind zusätzlich zu der gemessenen und berechneten Kennlinie des 1. Prototypen die gemessenen Punkte für den 2. Prototypen dargestellt. Der optische Wirkungsgrad liegt bei knapp 60% und damit deutlich höher als beim 1. Prototypen. Da die Verringerung der Transmissionsverluste durch ein eisenarmes Solarglas bekannt ist, kann ermittelt werden, dass die Spiegelverluste von gut 30% auf knapp 18% gesunken sind.

## 2.4.3 Berechnung der Wärmeverluste

Wie schon beim 1. Prototypen wurden anschließend die Wärmeverluste des Receivers berechnet. Durch den größeren Durchmesser des Receivers im Vergleich zum 1. Prototypen und die selektive Beschichtung sind nicht die gleichen Wärmeverluste zu erwarten, wie beim 1. Prototypen.

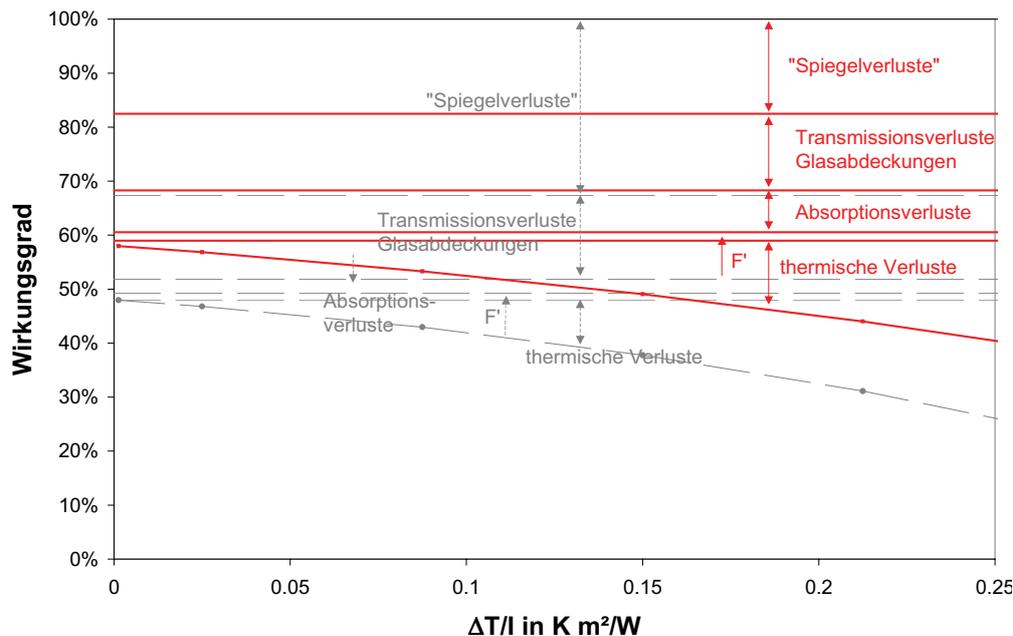


**Abbildung 51: Berechnete Wärmeverluste des 2. Prototypen**

In Abbildung 51 sind zwei Varianten dargestellt: eine mit und eine ohne evakuiertem Hüllrohr. Wie man sieht, passt die Kennlinie ohne Evakuierung wesentlich besser zu den gemessenen Punkten. Offensichtlich ist das Hüllrohr nicht ausreichend tief evakuiert worden oder das Hüllrohr konnte die Evakuierung nicht halten. Hier sind also noch konstruktive bzw. fertigungstechnische Verbesserungen notwendig. Außerdem fällt auf, dass die Steigungen der Kennlinien beim 1. und 2. Prototypen trotz der unterschiedlichen Receiverkennwerte sehr ähnlich sind. Die Effekte der selektiven Beschichtung (flachere Kennlinie) und des größeren Rohrdurchmessers (steilere Kennlinie) heben sich offenbar nahezu auf.

## 2.5 Vergleich zwischen erstem und zweitem Prototypen

In Abbildung 52 ist dargestellt, wie sich die einzelnen Verluste auf die Kennlinie des zweiten Prototypen auswirken. Zum Vergleich sind in grau die Werte für den ersten Prototypen dargestellt.



**Abbildung 52: Aufteilung der verschiedenen Verluste**

Der zweite Prototyp hat im Vergleich einen deutlich höheren optischen Wirkungsgrad (knapp 60%). Die genauere Positionierung des Receivers in der Parabelform hat hier eine wesentliche Verbesserung gebracht. Trotzdem sind die Spiegelverluste weiterhin der größte Verlustfaktor mit 18%. Die Transmissionsverluste durch die Abdeckscheibe und das Glashüllrohr sind durch den Einsatz von eisenarmem Glas ebenfalls gesunken, und liegen jetzt mit 17% nur knapp hinter den Spiegelverlusten.

Die Absorptionsverluste sind durch den deutlich höheren Absorptionskoeffizienten der selektiven Beschichtung im Vergleich zum ersten Prototypen gestiegen. Die thermischen Verluste dagegen sind nahezu gleich geblieben. Der Grund dafür sind die beiden sich aufhebenden Effekte des größeren Receiverdurchmessers und des geringeren Emissionskoeffizienten der selektiven Beschichtung.

## 2.6 Optimierungsmaßnahmen zur Effizienzsteigerung

Obwohl der zweite Prototyp im Vergleich zum ersten einen deutlich verbesserten Wirkungsgrad aufweist, lassen sich weitere Optimierungspotentiale identifizieren. Dabei kann man zwischen der Verbesserung des optischen Wirkungsgrads und der Verringerung der Wärmeverluste unterscheiden.

### Optischer Wirkungsgrad

- **Spiegelverluste:** Die Spiegelverluste sind mit knapp 18% einer der größten Verlustfaktoren des zweiten Prototypen. Neben einer geometrisch exakten Fertigung der Parabelform sowie der Receiverposition ist hier vor allem das Spiegelmaterial selbst zu erwähnen. Eine verbesserte Reflektivität könnte hier einen weiteren Wirkungsgradsprung bewirken. Ein weiterer Einflussfaktor ist hierbei auch der Konzentrationsfaktor. Bei Kollektoren mit einem geringeren Konzentrationsfaktor (d.h. größerer Receiverdurchmesser bei gleicher Aperturbreite) wird auch bei einer ungenaueren Spiegelgeometrie ein größerer Teil der Strahlung auf den Receiver reflektiert. Gleichzeitig führt ein geringerer Konzentrationsfaktor aber auch zu höheren Wärmeverlusten.
- **Transmissionsverluste durch die Glasabdeckungen:** In der vorliegenden Konstruktion mit zwei Abdeckungen könnten die Transmissionsverluste von gut 17% durch ein

dünneres Abdeckglas oder den Einsatz von Antireflex-beschichtetem Glas noch gesenkt werden. Zur weiteren Senkung der Transmissionsverluste müsste auf eines der Abdeckgläser verzichtet werden, was in der vorliegenden Konstruktion aber nicht möglich ist. Das obere Abdeckglas gewährleistet die Torsionssteifigkeit des Kollektors. Das Hüllrohr ist zum Schutz der Beschichtung und zum Evakuieren erforderlich.

- Absorptionsverluste: Die Absorptionsverluste sind durch die relativ niedrige Absorptivität der verwendeten selektiven Beschichtung relativ hoch (11,4%). Hier ist noch Forschungsbedarf vorhanden, eine temperaturstabile selektive Beschichtung mit guter Absorptivität zu finden, die in Parabolrinnenkollektoren eingesetzt werden kann.

### Wärmeverluste

- Receiverdurchmesser: Beim zweiten Prototypen wurde bewusst ein etwas größerer Receiverdurchmesser gewählt als beim ersten Prototypen. Der Grund dafür war die Annahme, dass aufgrund der Evakuierung des Hüllrohres, die Wärmeverluste niedrig genug sein würden. Durch den größeren Receiver steigt der Interceptfaktor und damit der optische Wirkungsgrad des Kollektors. Beim 2. Prototypen waren die Wärmeverluste aber wegen des fehlenden bzw. zu geringen Vakuums noch zu hoch. Generell gilt, ein größerer Receiverdurchmesser macht nur dann Sinn, wenn die Wärmeverluste trotzdem gering gehalten werden (Evakuierung des Hüllrohres, selektive Beschichtung).
- Evakuierung des Hüllrohres: Die Evakuierung des Receiverhüllrohres reduziert die Wärmeverluste deutlich. Für den Betrieb bei Temperaturen ab ca. 150°C sollte das Hüllrohr daher evakuiert werden.
- Selektive Beschichtung: Die selektive Beschichtung des zweiten Prototypen hat die Wärmeverluste bereits drastisch reduziert. Verglichen mit Emissionskoeffizienten bei selektiven Flachkollektoren liegt die hier verwendete Beschichtung allerdings noch etwas ungünstiger. Eine verbesserte selektive Beschichtung könnte also auch hier noch eine weitere Verbesserung bringen.

### 3 Systemkonzept für die industrielle bzw. gewerbliche Anwendung

#### 3.1 Prozesse mit einem hohen Wärmeenergiebedarf im Temperaturbereich 100 - 200°C

Im Rahmen des ‚Fabrik der Zukunft‘-Projekts PROMISE – Produzieren mit Sonnenenergie wurde eine Potenzialstudie zur thermischen Solarenergienutzung in Gewerbe- und Industriebetrieben in Österreich erstellt. Dabei wurden auch die Temperaturniveaus identifiziert, bei denen in bestimmten Branchen ein besonders hoher Energiebedarf besteht. Eine Übersicht über die Ergebnisse dieser Studie ist in Abbildung 53 dargestellt.

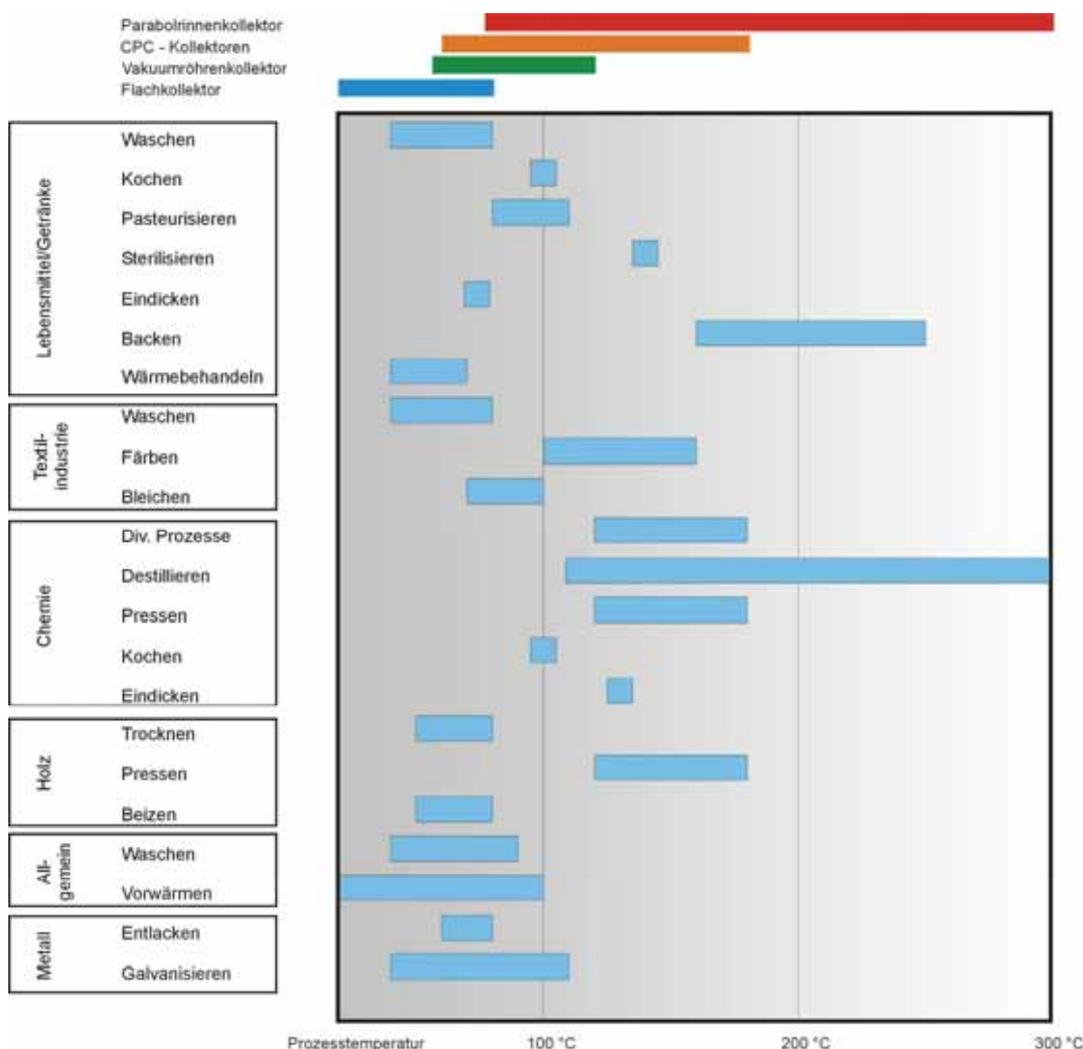


Abbildung 53: Übersicht Anwendungsgebiete für solare Prozesswärme mit Temperaturniveaus [Müller et al. (2004)]

Im für Parabolrinnenkollektoren sinnvollen Temperaturbereich zwischen 100 und 200°C fallen dabei die in vielen Branchen vorkommenden Sterilisations- und Destillationsprozesse auf. Generell sind die interessantesten Branchen für den Einsatz von Parabolrinnenkollektoren die Textil- und die chemische Industrie.

Ein weiteres Anwendungsgebiet sind aber auch die quer durch alle Branchen eingesetzten Dampfnetze zur Wärmeverteilung im Betrieb. Diese werden häufig auch dann eingesetzt,

wenn die eigentlich benötigten Temperaturen unter 100°C liegen. Der Grund dafür ist die höhere Energiedichte im Vergleich zu flüssigen Wärmeträgermedien, so dass die Wärmetauscher zum Prozess hin sowie das Verteilnetz kleiner dimensioniert werden können. Die Einbindung von Parabolrinnenkollektoren in vorhandene Dampfnetze bietet daher ein großes Potenzial.

### 3.2 Systemkonzepte für den Einsatz von Parabolrinnenkollektoren

Es gibt eine Reihe sinnvoller Systemkonzepte für die Einbindung von Parabolrinnenkollektoren in die Wärmeversorgung eines Betriebes. Welches Systemkonzept für einen konkreten Anwendungsfall gewählt werden sollte, hängt von folgenden Einflussfaktoren ab:

- Ist der Einsatz eines Energiespeichers sinnvoll?

Wenn der Betrieb einen stark schwankenden Wärmebedarf hat bzw. tagsüber Stillstandszeiten zu erwarten sind, wie zum Beispiel am Wochenende, ist der zu erwartende Solarertrag zeitweise wesentlich höher als der Verbrauch. In diesem Fall ist der Einsatz eines Energiespeichers sinnvoll. In Betrieben mit einem relativ konstanten Wärmebedarf und 7-Tage-Woche oder bei klein dimensionierter Kollektorfläche (geringe solare Deckung) kann auf den Energiespeicher verzichtet werden, da die Solaranlage ihren Ertrag immer in das Wärmeversorgungsnetz abgeben kann.

- Ist das Medium im Verteilnetz des Betriebes Dampf- oder Druckwasser?

Wenn im Verteilnetz des Betriebes Druckwasser eingesetzt wird, ist es sinnvoll, den Parabolrinnenkollektor ebenfalls mit Druckwasser oder einem anderen flüssigen Wärmeträgermedium zu betreiben. Die Wärme wird dann über einen Wärmetauscher ans Verteilnetz abgegeben.

Wenn in einem Betrieb ein Dampfnetz eingesetzt wird, gibt es zwei Möglichkeiten, die Parabolrinnenkollektoren zu integrieren. Die erste Möglichkeit ist es, mit den Kollektoren direkt Dampf zu erzeugen und diesen in das Dampfnetz einzuspeisen. Die Kollektoren können aber auch mit einem flüssigen Wärmeträgermedium betrieben werden, das dann in einem sog. indirekten Dampferzeuger parallel zum konventionellen Dampfkessel Dampf ins Netz einspeist.

Die möglichen Systemkonzepte sind in Abbildung 54 schematisch dargestellt.

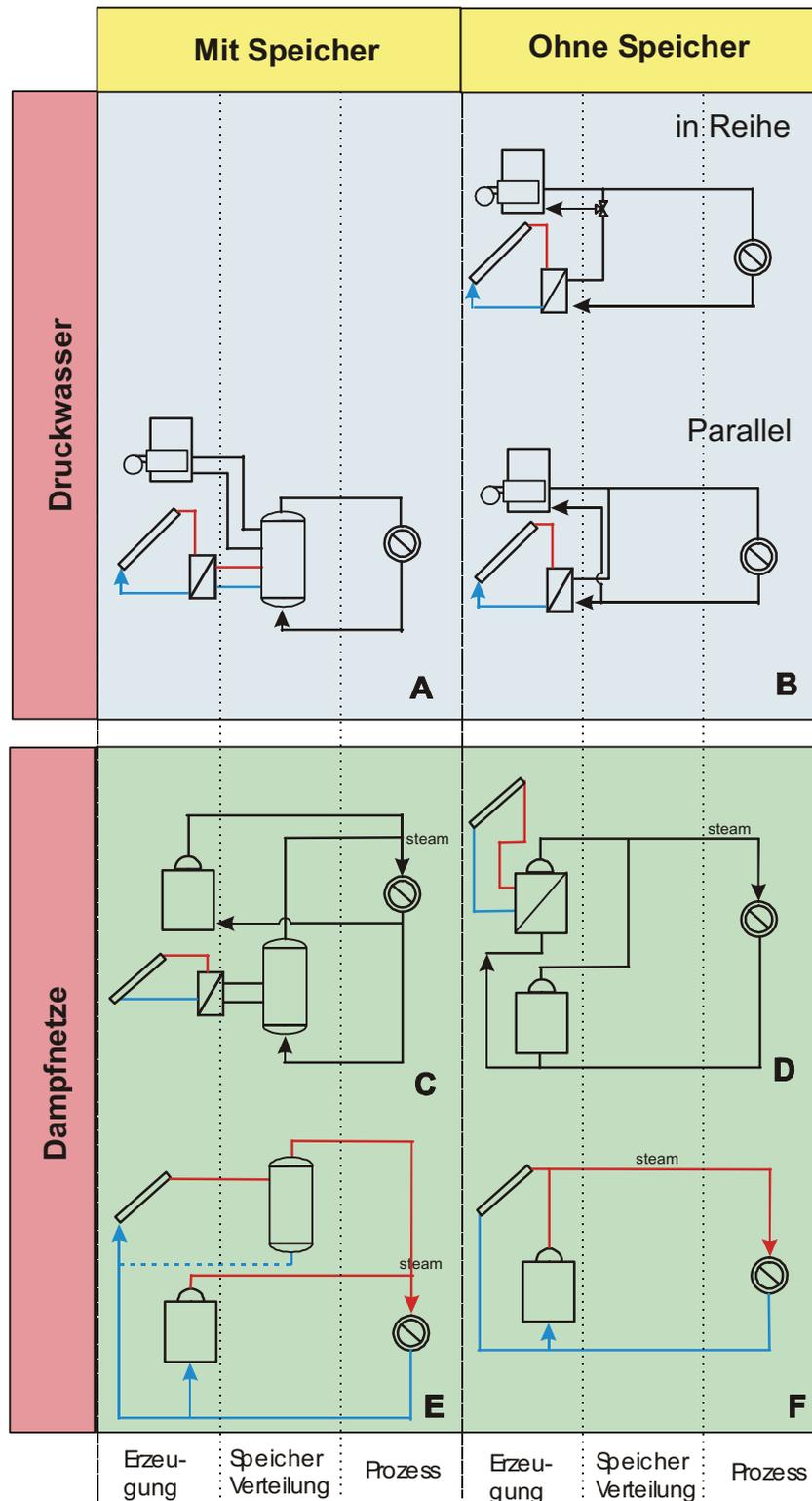


Abbildung 54: Schematische Darstellung der Systemkonzepte

### 3.3 Beispielprozess 1: Konstante Last

Als einen möglichen Beispielprozess betrachten wir einen Betrieb, der einen konstanten Wärmebedarf mit einer Prozessvorlauftemperatur von 140°C und einer Prozessrücklauftemperatur von 120°C hat.

Der Betrieb hat einen konstanten Wärmebedarf während der Betriebszeiten von 7-17 Uhr montags bis samstags.

Der Wärmebedarf ist bei diesem Beispiel nicht ganz konstant, da am Sonntag kein Verbrauch ist. Daher wäre es möglich, Systemkonzept A zu wählen, um den Solarertrag vom Sonntag nutzen zu können. Aus ökonomischer Sicht ist es aber, wenn nicht ein Energiespeicher schon im Betrieb vorhanden ist, häufig sinnvoller, das Parabolrinnenfeld so zu dimensionieren, dass der momentane Kollektorsertrag nie größer als der Wärmebedarf des Prozesses ist. In diesem Fall kann auf den Energiespeicher verzichtet werden, d.h. Systemkonzept B.

Dieses Systemkonzept wurde für die messtechnische Evaluierung eines Beispielprozesses im Kleinmaßstab ausgewählt. Daher wird das Systemkonzept sowie das Regelungskonzept für dieses Beispiel in Kapitel 4 näher beschrieben.

### 3.4 Beispielprozess 2: Dampfnetz einer Wäscherei

Wäschereien und Chemischreinigungsbetriebe werden üblicherweise über ein Dampfnetz mit Wärme versorgt. In einem solchen Betrieb gibt es eine Anzahl unterschiedlicher Wärmeverbraucher: Es gibt direkte Verbraucher wie zum Beispiel Waschmaschinen bei denen zur Beheizung des Waschwassers Dampf direkt ins Wasser eingespritzt wird. Das bedeutet, dass der Dampf „verbraucht“ wird und kein Kondensat zurück zum Dampfkessel fließt. Auf der anderen Seite gibt es indirekte Verbraucher, wie zum Beispiel eine Heißmangel, wo der Dampf in den Heizregistern kondensiert und das Kondensat mit reduziertem Druck zurück zum Dampfkessel fließt. Zur Dampferzeugung werden üblicherweise öl- oder gasbefeuerte Dampfkessel eingesetzt. Das zurückfließende Kondensat muss wegen des direkten Dampfverbrauchs mit Frischwasser ergänzt werden.

Ein solches Dampfnetz ist in Abbildung 55 schematisch dargestellt.

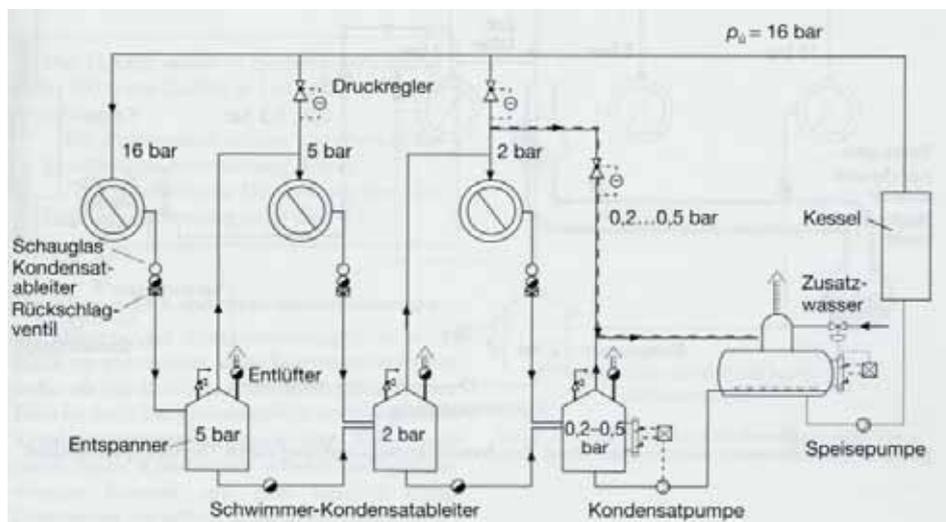
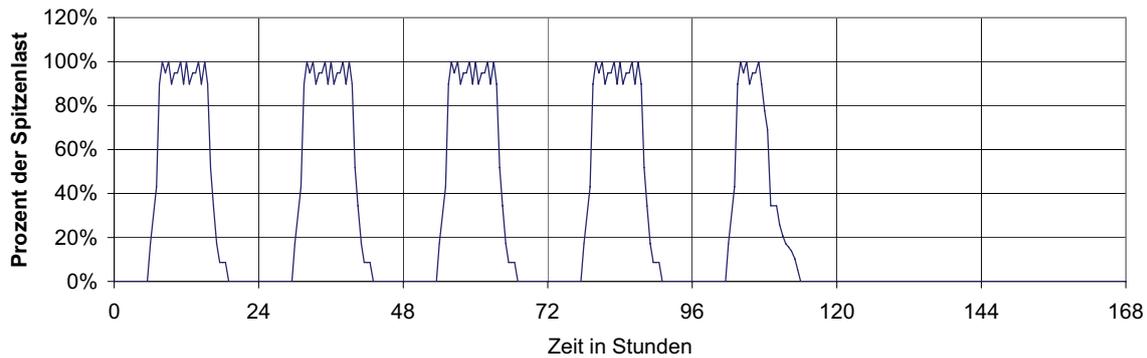


Abbildung 55: Systemschema eines Dampfnetzes [Wagner (2003)]

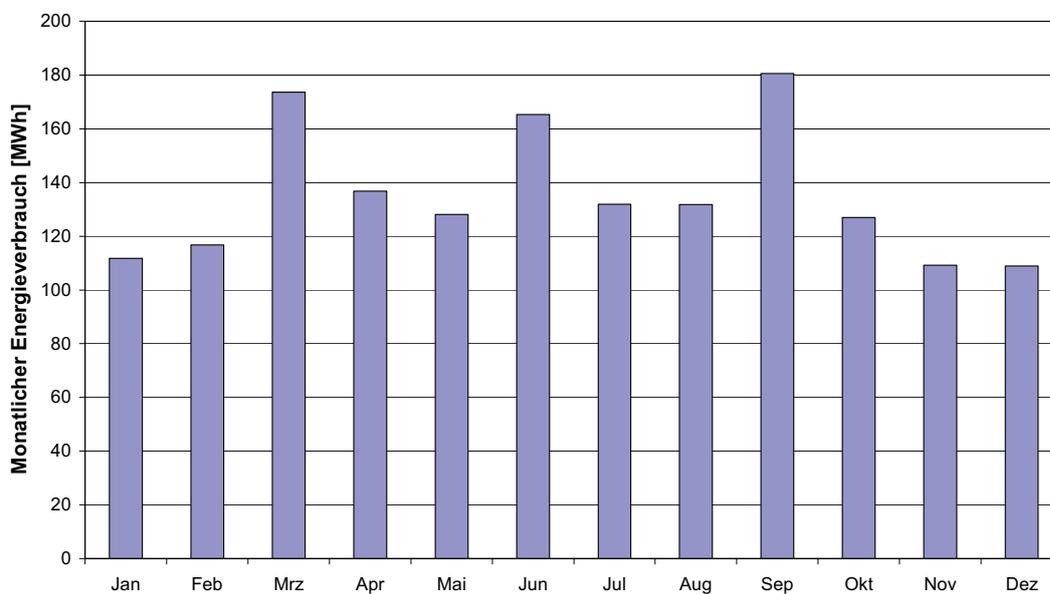
#### 3.4.1 Wärmebedarfsprofil

Ein typischer Wochenverlauf der Wärmelast einer Wäscherei ist in Abbildung 56 dargestellt. Der Betrieb läuft von etwa 7-18 Uhr Montag – Donnerstag und von 7-14 Uhr am Freitag. Während der Betriebszeiten ist der Wärmebedarf relativ konstant.



**Abbildung 56: Lastprofil einer Wäscherei (Wochenverlauf)**

In Abbildung 57 ist der jahreszeitlich leicht schwankende Wärmeverbrauch einer Wäscherei dargestellt. Der monatliche Wärmeverbrauch schwankt um  $\pm 30\%$ . Tendenziell ist der Wärmeverbrauch in den Sommermonaten etwas höher als in den Wintermonaten, was für eine solare Energieversorgung natürlich günstig ist.



**Abbildung 57: Jahreszeitlicher Lastverlauf Wäscherei**

### 3.4.2 Systemkonzept

Vom Wärmelastprofil her gesehen, kommen für diesen Anwendungsfall Systemkonzepte C oder E in Frage. Durch die etwas größere Wochenendunterbrechung von 2,5 Tagen sollte hier im Gegensatz zu Beispiel 1 ein Speicher vorgesehen werden. Das Dampfnetz wäre auch geeignet, um ein direkt dampferzeugendes Parabolrinnenfeld einzusetzen. In diesem Fall muss der Energiespeicher als Dampfspeicher aufgeführt werden, wie im Systemkonzeptschema E dargestellt.

Systemkonzept C beinhaltet ein mit flüssigem Wärmeträgermedium durchströmtes Parabolrinnenfeld und einen Energiespeicher, der mit flüssigem Wärmeträgermedium gefüllt ist und dann zur Erzeugung von Dampf in einem indirekten Dampferzeuger genutzt werden kann. Eine Alternative ist es, aus einem mit Druck beaufschlagten Heißwasserspeicher über ein Drosselventil Dampf zu erzeugen.

### 3.4.3 Regelungskonzept

Bei Parabolrinnenkollektoren, die zur Dampferzeugung eingesetzt werden, ist es wichtig, den Durchfluss im Kollektorkreis in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur zu regeln. Die Vorlauftemperatur muss immer hoch genug sein, um damit Dampf erzeugen zu können. Das heißt, dass bei niedriger Einstrahlung ein niedriger Durchfluss gewählt werden muss als bei höherer Einstrahlung.

Weitere Hinweise zu Regelungskonzepten, die auf alle Parabolrinnenkollektorsysteme zutreffen, sind in Kapitel 4 dargestellt.

## 4 Messtechnische Evaluierung eines Gesamtkonzeptes für einen industriellen Prozess

Für die messtechnische Evaluierung wurde Systemkonzept B gewählt. Bei diesem Konzept wird die solar erzeugte Wärme über einen Wärmetauscher an das Wärmeverteilnetz des Industriebetriebes abgegeben.

Ein Kollektorfeld mit vier parallel geschalteten Parabolrinnenkollektoren mit insgesamt 7,5 m<sup>2</sup> Aperturfläche wurde am Teststand der AEE INTEC in Gleisdorf installiert. Für die Vermessung wurde von einem Prozess ausgegangen, der eine konstante Vorlauftemperatur von 140°C benötigt und eine ebenfalls konstante Rücklauftemperatur von 120°C liefert. Aufgrund des in Arbeitspaket 2 ermittelten Kollektorwirkungsgrades von ca. 50% bei diesen Temperaturen wurde die Wärmeabnahme des Prozesses mit 3,75 kW festgelegt. Damit sollte das Kollektorfeld bei maximaler Einstrahlung annähernd 100% der Last decken können, bei niedrigerer Einstrahlung entsprechend weniger.

**Tabelle 5: Auslegungskennwerte für den industriellen Prozess im Kleinmaßstab**

<b>Auslegung des Prozesses im Kleinmaßstab</b>	
Prozesslast	3,75 kW
Prozessvorlauftemperatur	140°C
Prozessrücklauftemperatur	120°C
Kollektorvorlauftemperatur (Auslegungspunkt)	150°C
Kollektorrücklauftemperatur (Auslegungspunkt)	130°C
Durchfluss Kollektorkreis	120-160 l/h

### 4.1 Aufbau

#### 4.1.1 Kollektoren

Für die messtechnische Evaluierung wurden vier mit Prototyp 2 nahezu identische Parabolrinnenkollektoren parallel geschaltet und mit einer Achsenneigung von ca. 25° nach Süden ausgerichtet. Der einzige Unterschied zu Prototyp 2 war, dass die Position der Receiver auch an den Kollektorenden einstellbar war. Die Receiver wurden dann einzeln so eingestellt, dass sie möglichst optimal in der Brennlinie liegen. Eine Gesamtansicht des Testaufbaus zeigt Abbildung 59. Im Vordergrund sind die vier Parabolrinnenkollektoren mit der davorliegenden Verrohrung zu sehen, im Hintergrund der Container, in dem die Hydraulik, die Regelung und die Messtechnik untergebracht waren.



**Abbildung 58: Montage der Kollektoren**



**Abbildung 59: Gesamtansicht des Teststands für die Evaluierung eines Gesamtkonzeptes**

#### 4.1.2 Nachführung der Kollektoren

An der unteren Endplatte jedes Kollektors ist ein Zahnrad befestigt, über das der Kollektor von Ost nach West dem Lauf der Sonne nachgefahren werden kann. Am unteren Ende der Kollektoren befindet sich ein Kasten, in dem der Motor für die Nachführung und eine

Zahnstange untergebracht sind. Mit dieser Zahnstange können alle Kollektoren gleichzeitig bewegt werden. Dieser Mechanismus ist in Abbildung 60 dargestellt.

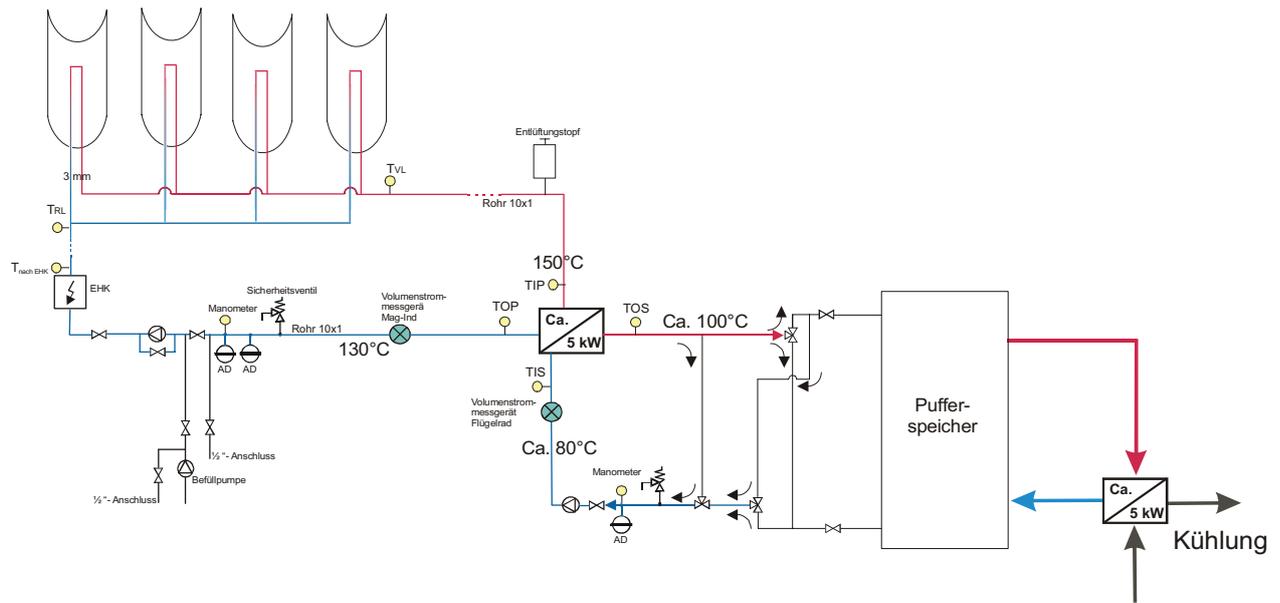


**Abbildung 60: Detailansichten des Nachführmechanismus**

### 4.1.3 Messtechnik

Abbildung 61 zeigt das Hydraulikschema der Anlage sowie die Positionen der einzelnen Messstellen. Bei einem Prozess mit konstanter Rücklauftemperatur kann davon ausgegangen werden, dass auch die Rücklauftemperatur des Kollektors annähernd konstant ist. Daher wurde zur Vereinfachung des Aufbaus die Rücklauftemperatur konstant auf 130°C gehalten. Dies wurde mithilfe eines Pufferspeichers, der die Funktion der Last übernahm, und einer zusätzlichen Heizpatrone im Kollektorkreis erreicht. Damit konnte die Kollektorleistung, die der Kollektor bei Temperaturen über 130°C erreicht, bestimmt werden.

Tabelle 6 zeigt die verwendeten Messgeräte im Detail.

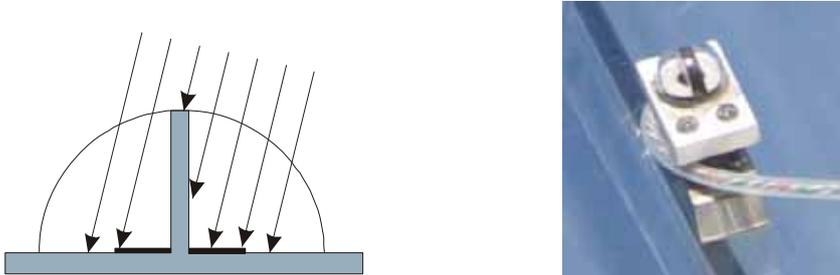


**Abbildung 61: Hydraulikschema mit Fühlerpositionen für die messtechnische Evaluierung eines Gesamtkonzeptes**

**Tabelle 6: Messstellenliste (Prozess im Kleinmaßstab)**

Messgröße		Einheit	Messgerät
Globalstrahlung horizontal	$I_g$	$W/m^2$	Pyranometer Kipp&Zonen CM11
Diffusstrahlung horizontal	$I_d$	$W/m^2$	<b>Pyranometer mit Schattenring Kipp&amp;Zonen CM11</b>
<b>Umgebungstemperatur</b>	$T_u$	$^{\circ}C$	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Vorlauftemperatur am Kollektorfeld gemessen	$T_{VL}$	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Rücklauftemperatur am Kollektorfeld gemessen	$T_{RL}$	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Temperatur nach Heizpatrone	$T_{nach\ EHK}$	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Vorlauftemperatur Primärkreis (am Wärmetauscher gemessen)	TIP	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Rücklauftemperatur Primärkreis (am Wärmetauscher gemessen)	TOP	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Vorlauftemperatur Sekundärkreis (am Wärmetauscher gemessen)	TOS	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Rücklauftemperatur Sekundärkreis (am Wärmetauscher gemessen)	TIS	$^{\circ}C$	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)
Volumenstrom Primärkreis	$\dot{V}$	$l/h$	Danfoss MAGFLO Flowmeter MAG 6000

Zur Nachführung der Kollektoren wurde auf der Glasabdeckung eines Kollektors ein Doppelstrahlungssensor (siehe Abbildung 62) installiert. Die beiden Sensorelemente sind durch eine Wand voneinander getrennt. Dadurch zeigen die beiden Sensoren bei schräg einfallender Strahlung unterschiedliche Werte an. Der Kollektor wird dann nachgeführt, bis die beiden Werte gleich sind.



**Abbildung 62: Doppelstrahlungssensor, über den die Rinnen der Sonne nachgeführt werden**

#### **Implementierte Regelstrategie:**

- Kollektorrücklauf wird konstant auf 130°C gehalten
- Hochfahren der Kollektoren: Die Kollektoren werden über Nacht in die Ruhestellung gefahren (Spiegel zeigt nach unten). Zum Hochfahren wurde der oben beschriebene Doppelstrahlungssensor verwendet. Wenn einer der beiden Sensoren einen vorgegebenen Wert für eine Dauer von 20 Sekunden überschritt, wurden die Rinnen Richtung Westen ungefähr bis zur Mittelstellung hochgefahren.
- Nachführung der Kollektoren: Nach dem Hochfahren der Kollektoren wurden die Kollektoren automatisch über den Doppelstrahlungssensor der Sonne nachgeführt.
- Herunterfahren der Kollektoren: Für das Herunterfahren der Kollektoren kann es zwei Gründe geben. Entweder liegt wegen starker Bewölkung eine so geringe Strahlung vor, dass die Anlage heruntergefahren werden kann, oder es ist kurz vor Sonnenuntergang. Bei Unterschreitung eines vorgegebenen Wertes für eine Dauer von 20 Sekunden am Doppelstrahlungssensor werden die Kollektoren dann Richtung Osten heruntergefahren.
- Regelung der Primärkreispumpe: Bei der Testanlage wurde sowohl der Primär- als auch der Sekundärkreis gleichzeitig mit den Kollektoren hoch- bzw. heruntergeschaltet. An einigen Versuchstagen wurde außerdem der Durchfluss im Primärkreis drehzahl geregelt, um eine konstante Vorlauftemperatur zu erreichen.

## **4.2 Analyse der Evaluierung**

Die Testanlage wurde von August bis Oktober 2004 betrieben, wobei verschiedene Grenzwerte für das Hoch- und Herunterfahren der Kollektoren getestet wurden. Dabei zeigte sich, dass es nicht günstig ist, denselben Sensor für die Nachführung der Kollektoren und das Hoch- und Herunterfahren zu verwenden. Für die Positionierung des separaten Sensors sind mehrere Varianten denkbar:

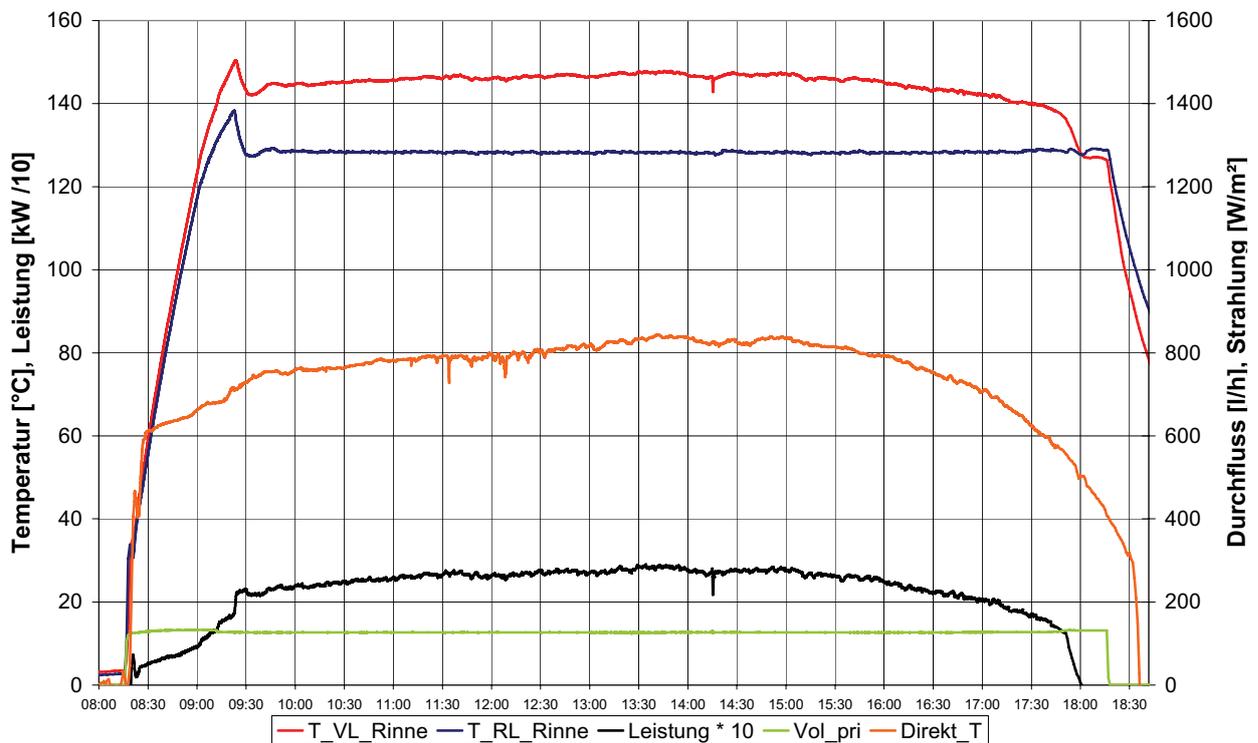
- Sensor ist feststehend nach Süden ausgerichtet mit der gleichen Neigung wie die Kollektorachsen montiert
  - o Hochdrehen der Kollektoren, wenn ein konstanter Grenzwert überschritten wird
  - o Hochdrehen der Kollektoren, wenn ein Grenzwert in Abhängigkeit von der Tageszeit überschritten wird

- Sensor fährt mit den theoretischen Sonnenstand mit (konstanter Grenzwert)

Beim Hoch- und Herunterfahren ist die Implementierung einer Zeitabhängigkeit sehr wichtig, da sonst die Kollektoren bei kurzzeitigen Abweichungen von Messwert sofort reagieren würden. Beispiele dafür wären kurzzeitige Spiegelung auf den Sensor von einem Fenster oder Auto oder Verschattung durch einen vorbeifliegenden Vogel.

Die Nachführung mit dem Doppelstrahlungssensor hat im allgemeinen sehr gut funktioniert. Wichtig ist dabei eine genaue Ansteuerung des Motors, so dass er nicht beim Anfahren gleich zu weit fährt und dann wieder zurückgeregelt werden muss.

Während der Testphase wurden verschiedene Regelparameter (Strahlungswerte am Doppelstrahlungssensor) getestet, bis ein Wert gefunden wurde, mit dem das System zuverlässig morgens automatisch hoch- und abends wieder heruntergefahren werden konnte. Bei starker Bewölkung wurde das System auch schon vor Sonnenuntergang heruntergefahren. Abbildung 63 zeigt als Beispiel die Messaufzeichnung an einem wolkenlosen Tag.



**Abbildung 63: Messaufzeichnung an einem wolkenlosen Tag (18.9.2004)**

Die Anlage fährt erst gegen 8:30 Uhr (MESZ) hoch, da am Teststand Bäume im Osten den Sonnenaufgang verdecken. Dieser Versuch wurde mit einem konstanten Primärvolumenstrom gefahren. Die Rücklauftemperatur ( $T_{RL\_Rinne}$ ) ist bis auf ein regelungsbedingtes Überschwingen beim Start konstant bei  $130^{\circ}\text{C}$ . Die Vorlauftemperatur ( $T_{VL\_Rinne}$ ) steigt von etwa  $140^{\circ}\text{C}$  am Morgen auf  $150^{\circ}\text{C}$  am Mittag und sinkt dann wieder auf  $140^{\circ}\text{C}$  gegen 17:30 Uhr ab. Danach sinkt sie schnell auf  $130^{\circ}\text{C}$  und danach unter die Rücklauftemperatur. Das heißt, es gibt keinen Solarertrag mehr sondern sogar Verluste im Kollektorkreis. Die Anlage hätte also schon früher abgeschaltet werden müssen, um Verluste zu verhindern. Noch deutlicher sieht man die Problematik am 12.9.2004. An diesem Tag war es bis ca. 15:00 Uhr fast wolkenlos, danach war es stark bewölkt, und obwohl die Direktstrahlung auf den Kollektor im Schnitt unter  $100\text{ W/m}^2$  abgesunken war, lief die Anlage noch etwa 2 Stunden weiter und produzierte Verluste (siehe Abbildung 64).

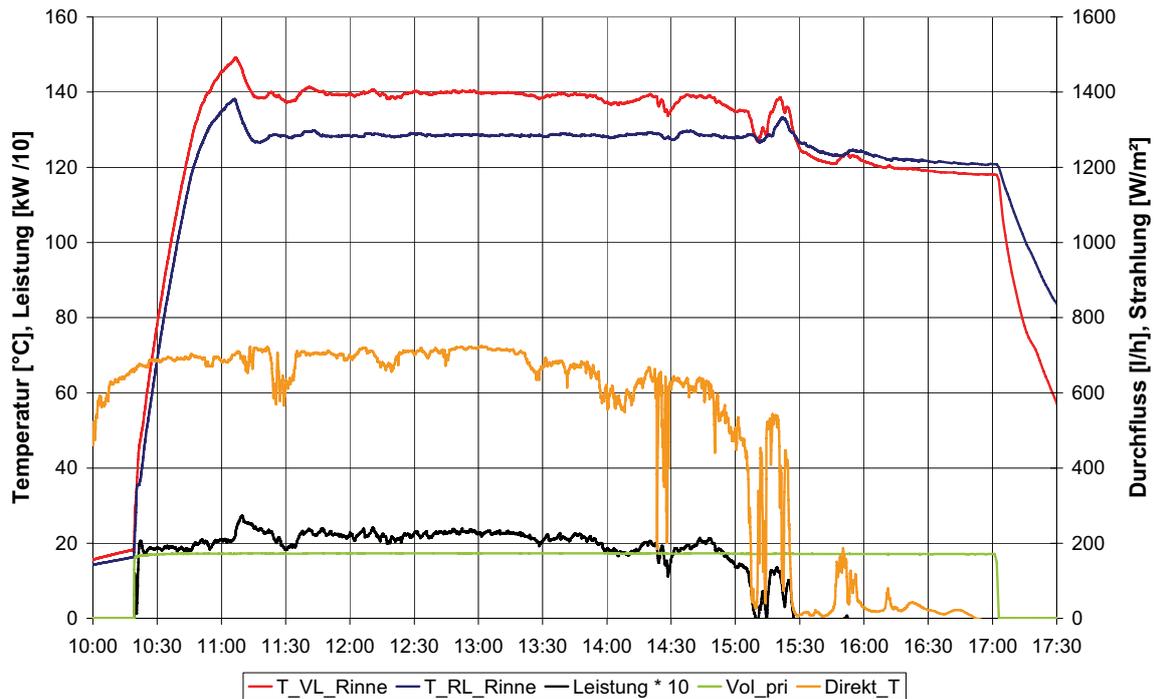


Abbildung 64: Messaufzeichnung am 12.9.2004

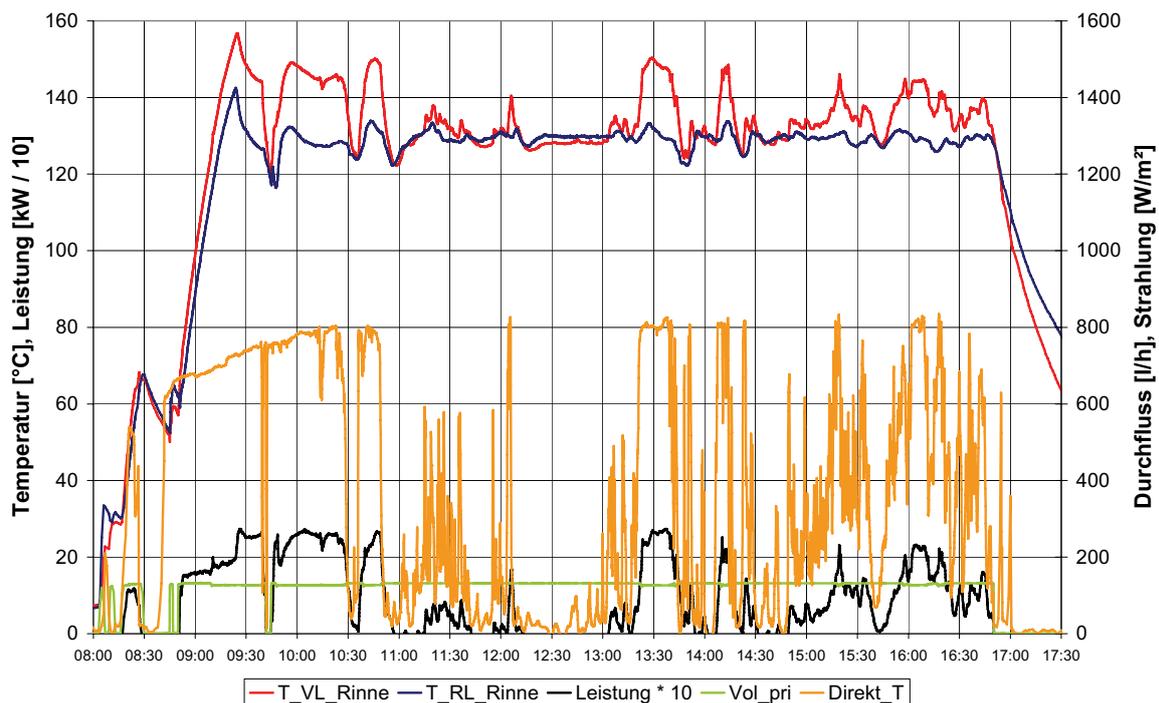
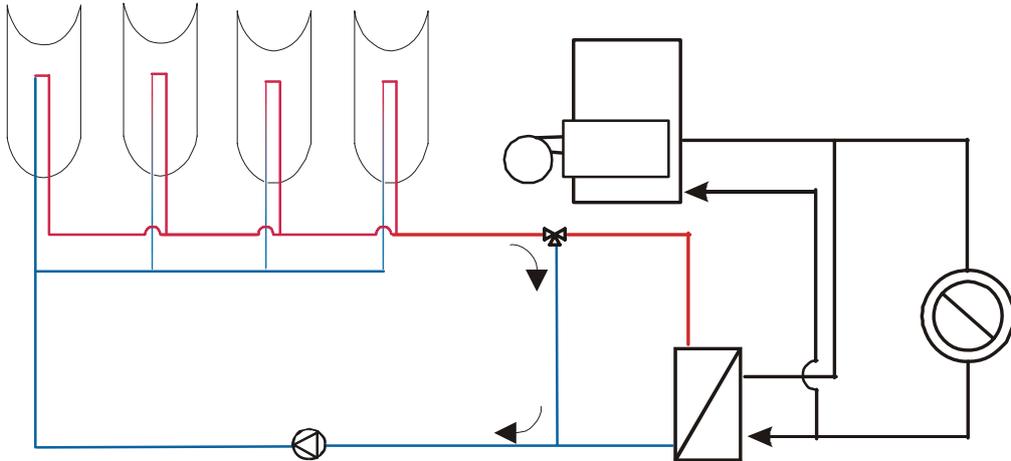


Abbildung 65: Messaufzeichnung an einem wolkenigen Tag (26.9.2004)

Abbildung 65 zeigt dagegen eine Messaufzeichnung für einen wolkenigen Tag. Morgens fährt die Anlage schon ein paar Mal erfolglos hoch bis dann gegen 8:45 Uhr dauerhafter wolkenloser Himmel ist. Die Rücklauftemperatur kann bei diesen Strahlungsbedingungen nicht so konstant gehalten werden wie bei gleichmäßigem Energieeintrag am Kollektor. Trotzdem sieht man, wie die Vorlauftemperatur in den Wolkenlücken immer recht stark ansteigt und dann bei einer Wolke wieder sinkt, manchmal unter die Rücklauftemperatur. Bei derart schwankender Einstrahlung ist es schwierig eine Regelstrategie zu finden, die den vorhandenen Energieeintrag nutzt, aber verhindert, dass in wolkenigen Abschnitten gekühlt wird. Eine

mögliche Lösung wäre es, einen Bypass im Kollektorkreis zu verwenden, der erst beim Erreichen einer vorgegebenen Vorlauftemperatur öffnet (siehe Abbildung 66).



**Abbildung 66: Bypassschaltung im Kollektorkreis**

Eine solche Schaltung ist speziell bei Systemen, die für die Dampferzeugung eine konstante Vorlauftemperatur benötigen, unverzichtbar.

### 4.3 Wartung

Während der messtechnischen Evaluierung des Systems hat sich gezeigt, dass auf einige Punkte in Bezug auf die Wartungsfreundlichkeit des Systems bei der weiteren Entwicklung besonderes Augenmerk gelegt werden sollte.

Durch die Nachführung der Kollektoren ist ein Parabolrinnensystem immer fehleranfälliger als eine gängige Flachkollektoranlage. Zu Beginn der Testphase hat die Nachführung der Kollektoren mechanisch einwandfrei funktioniert. Nach einiger Zeit hat sich dann aber die Zahnstange in ihrer Lagerung leicht verschoben, so dass eine größere Reibung aufgetreten ist. Das hat dazu geführt, dass sich einerseits die Zahnstange bei der Bewegung leicht verbogen hat und andererseits der Motor Schwierigkeiten hatte, die Kollektoren zu bewegen. Die Ansteuerung des Motors war so eingestellt, dass der Motor immer langsam angefahren ist, und nur dann hochgeschaltet wurde, wenn immer noch eine Abweichung am Doppelstrahlungssensor detektiert wurde. Die größere Reibung hat nun dazu geführt, dass der Motor auf der untersten Stufe gar nichts bewegt hat, dann hochgeschaltet hat und dann häufig schon zu weit gefahren ist, so dass wieder zurückgeregelt werden musste. Diese Probleme wurden durch eine Verbesserung der Zahnstangenmechanik behoben.

Die Kollektoren waren zu Beginn der Messphase so eingestellt worden, dass die Neigungswinkel aller vier Kollektoren identisch sind. Zu diesem Zweck kann man die einzelnen Segmente der Zahnstange, die die verschiedenen Kollektoren bewegen, einzeln justieren. Diese Segmente sind mit jeweils zwei Schrauben befestigt. Nach einigen Wochen Betrieb der Anlage haben sich diese Schrauben offenbar gelockert, so dass nicht mehr alle Kollektoren gleichzeitig im Fokus waren. Dadurch sank der Wirkungsgrad der Anlage erheblich. Für eine Demonstrationsanlage muss daher die Verbindung der einzelnen Kollektoren mit der Zahnstange anders gelöst werden. Bei der Testanlage wurde die Kollektorneigung daraufhin neu justiert, und sofort ist der Wirkungsgrad wieder angestiegen.

## 4.4 Optimierungsvorschläge

Aufgrund der Erfahrungen mit dem Test des Gesamtsystems ergeben sich eine Reihe von Punkten, bei denen eine Verbesserung bzw. Weiterentwicklung des Systems im Hinblick auf erste Demonstrationsanlagen nötig ist.

- Mechanik der Nachführung: Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, sollte die Mechanik der Nachführung verbessert werden, um den Reibungswiderstand zu minimieren und damit eine korrekte Nachführung der Kollektoren zu gewährleisten.
- Fixierung der Kollektorneigung relativ zur Zahnstange: Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, muss die Fixierung der einzelnen Kollektoren verbessert werden, so dass sie sich nicht lockern können und damit nicht mehr alle gleichzeitig fokussiert werden können.
- Zweiter Strahlungssensor: Für die Regelung sollte ein zweiter Strahlungssensor installiert werden, der das Hoch- und Herunterfahren der Kollektoren regelt. Diese Funktion sollte nicht mit der Nachführung der Kollektoren kombiniert werden (siehe Abschnitt 4.2).
- Bypass-Schaltung: Eine Bypass-Schaltung, bei der die Kollektoren sozusagen im Leerlauf betrieben werden, verbessert die Regelbarkeit des Gesamtsystems an teilweise bewölkten Tagen (siehe Abschnitt 4.2).
- Die Testanlage wurde mit Wasser als Wärmeträgermedium gefahren. Für den Betrieb einer Demonstrationsanlage im mitteleuropäischen Klima ist aber ein Frostschutzmedium erforderlich, das bei Temperaturen bis 250°C und entsprechenden Systemdrücken einsetzbar ist.

## 5 Anwendung der Parabolrinne in einer KWK – Anlage

Der in Abbildung 67 dargestellte Lineargenerator ist von der Firma Knopf Design ursprünglich für den Einsatz in Kombination mit einem Parabolrinnenkollektor entwickelt worden. Die Idee dabei ist, den von der Parabolrinne erzeugten Dampf sowohl zur Wärme- als auch zur Stromversorgung einzusetzen.

### Funktionsprinzip

Der Dampf wird wechselweise in den linken und in den rechten Arbeitszylinder geleitet. Der Doppelkolben in der Mitte wird dadurch hin- und herbewegt. Da er sich in einem Magnetfeld befindet, wird dabei Strom erzeugt. Der Dampf wird anschließend kondensiert und die Wärme kann über einen Wärmetauscher an ein Wärmeversorgungsnetz angeschlossen werden.

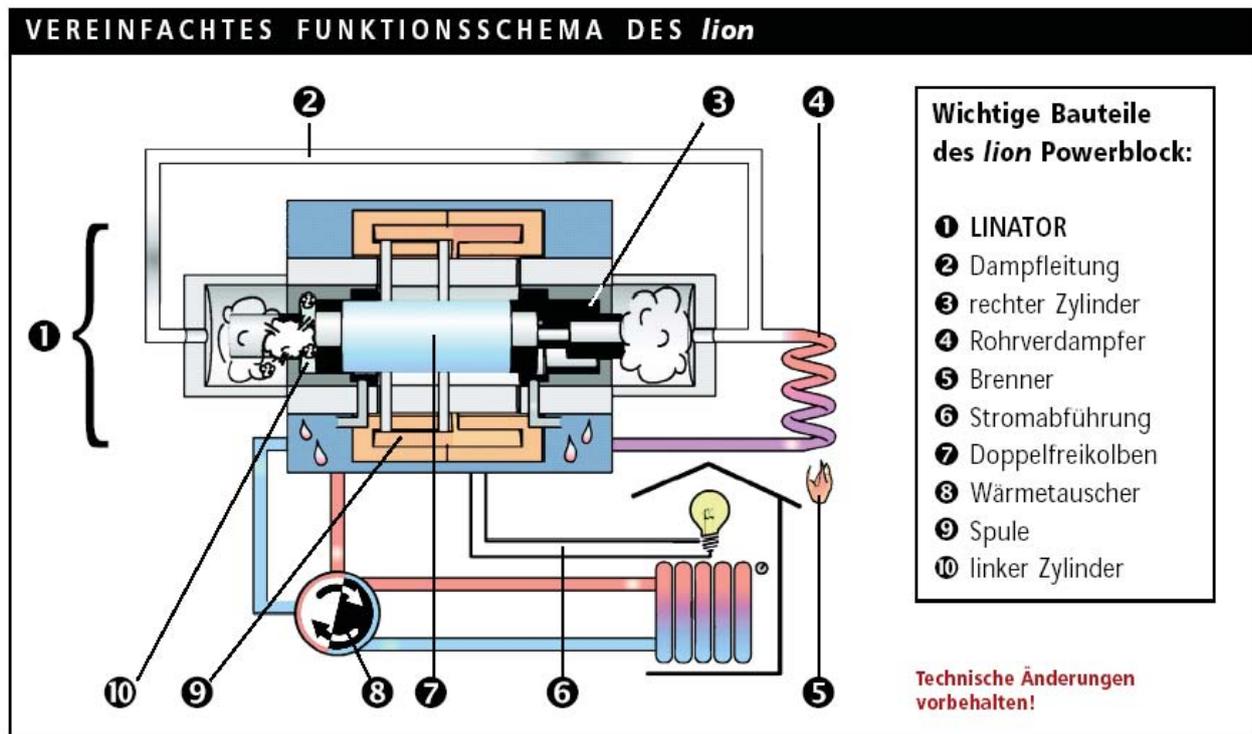


Abbildung 67: Lineargenerator der Firma Knopf Design

Der elektrische Wirkungsgrad des Lineargenerators hängt von der Dampftemperatur ab. Im Laufe der Entwicklung hat sich gezeigt, dass der Einsatz des Lineargenerators erst ab einer Dampftemperatur von etwa 350°C sinnvoll ist. Dann liegt der elektrische Wirkungsgrad etwa bei 10%.

Der in diesem Projekt entwickelte Parabolrinnenkollektor ist also nicht für die Dampferzeugung für diesen Lineargenerator sinnvoll einsetzbar. Dafür wäre ein Kollektor mit einem deutlich höheren Konzentrationsfaktor mit noch weiter reduzierten Wärmeverlusten notwendig.

Derzeit wird der Lineargenerator als KWK-Anlage für den Wohnbau erprobt. In diesem Fall wird der Dampf von gas- oder biomassebefeuerten Heizkesseln erzeugt.

Das Gerät hat eine elektrische Leistung von 0,2 bis 3,0 kW und eine thermische Leistung von 2,0 bis 16 kW. In der Industrie wäre ein solches Gerät also nur für Industriebetriebe mit einem kleinen Energiebedarf einsetzbar. Wegen der relativ geringen elektrischen Leistung des Generators sollte allerdings ein anteilig großer Niedertemperaturwärmebedarf einem eher geringen Strombedarf gegenüberstehen.

## 6 Fallstudie

Mithilfe einer Fallstudie sollte für eine Beispielanwendung gezeigt werden, welche Jahreserträge von einem Parabolrinnenkollektorsystem zu erwarten sind. Als Beispiel wurde ein ähnliches Systemkonzept wie für die messtechnische Evaluierung verwendet. Bei der Fallstudie ist die Nachheizung in Reihe mit dem Parabolrinnenfeld geschaltet. Das heißt, dass der gesamte Prozessmassenstrom durch den Solarwärmetauscher geht. Um eine Vorstellung davon zu bekommen, bei welchem Temperaturniveau der Einsatz eines Parabolrinnenkollektors sinnvoll ist, wurde die Fallstudie für drei verschiedene Prozesstemperaturen und zum Vergleich auch mit einem guten Vakuumröhrenkollektor durchgeführt.

Eine Wirtschaftlichkeitsrechnung sollte zeigen, ob Parabolrinnenkollektoren auch wirtschaftlich mit derzeit auf dem Markt erhältlichen Kollektoren konkurrieren können.

Für die Fallstudie wurden verschiedene Fälle, wie nachfolgend beschrieben, mit dem dynamischen Simulationsprogramm TRNSYS simuliert [Klein (2000)].

### 6.1 Lastprofil

In dieser Fallstudie wird von einem Betrieb zwischen 7 und 17 Uhr ausgegangen, 6 Tage pro Woche. Die Last ist konstant bei 100 kW und auch die Vorlauftemperaturen sind während der gesamten Betriebsdauer konstant. Als Prozessvorlauftemperaturen wurden 200°C, 150°C und 100°C gewählt. Die Rücklauftemperatur liegt jeweils 20 K unter der Vorlauftemperatur. Damit ergibt sich ein Prozessmassenstrom von knapp 4300 kg/h.

Die Annahmen, die für das Lastprofil getroffen wurden, sind in Tabelle 7 noch einmal zusammengefasst.

Annahmen Lastprofil			
Betriebszeiten	7-17 Uhr, Montag-Samstag		
Benötigte Wärmeleistung	100 kW		
	<b>Fall 1</b>	<b>Fall 2</b>	<b>Fall 3</b>
Prozessvorlauftemperatur	200°C	150°C	100°C
Prozessrücklauftemperatur	180°C	130°C	80°C
Prozessmassenstrom	4300 kg/h		

Tabelle 7: Annahmen für das Lastprofil

### 6.2 Solareinbindung in den Prozess

Die Parabolrinnenanlage wird in Serie mit einem konventionellen Heizkessel eingesetzt. Das bedeutet, dass die Parabolrinnenanlage den Prozessrücklauf bis zu einer gewissen Temperatur aufheizt. Nur wenn diese Temperatur nicht für den Prozessvorlauf ausreicht, wird mit einem konventionellen Kessel nachgeheizt. Hier kann auch sinnvoll eine Bypass-Schaltung im Solarkreis eingesetzt werden, die verhindert, dass am Wärmetauscher zum Prozess hin zu geringe Temperaturen auftreten, wenn der Solarkreis morgens oder bei Wolken nicht auf der geforderten Temperatur ist. Erst bei Übersteigen der Rücklauftemperatur kann der Solarkreis Wärme in das Wärmeverteilssystem des Betriebes abgeben.

Schematisch ist dies in Abbildung 68 dargestellt. Die Fallstudie entspricht Systemkonzept B (obere Variante, in Reihe geschaltet, siehe Abbildung 54).

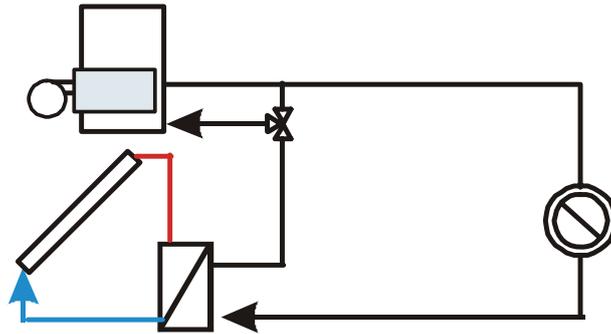


Abbildung 68: Solareinbindung den Prozess

### 6.3 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell besteht aus einem Kollektormodell (Type 133), das auch für Flachkollektoren verwendet wird. Für die Simulation von Parabolrinnenkollektoren wurden lediglich die Kennlinie und die Wärmekapazität des Kollektors geändert, und statt der Globalstrahlung auf die Kollektorfläche wird nur die Globalstrahlung auf eine 1-achsig nachgeführte Fläche verwendet. Die Strahlung auf die nachgeführte Fläche wird mit den sog. Radiation Processor (Type 2) aus den Wetterdaten errechnet. Als weitere Komponenten wurde eine Rohrleitung für die Berechnung der Wärmeverluste und ein Wärmetauscher verwendet. Das Kollektorfeld liefert dann eine bestimmte Vorlauftemperatur zum Prozess, und anhand der Sollvorlauftemperatur des Prozesses kann dann die benötigte Nachheizenergie errechnet werden. Die Verschaltung der Komponenten ist in Abbildung 69 dargestellt. Die verwendeten Kennwerte der einzelnen Komponenten werden in den folgenden Abschnitten dargestellt.

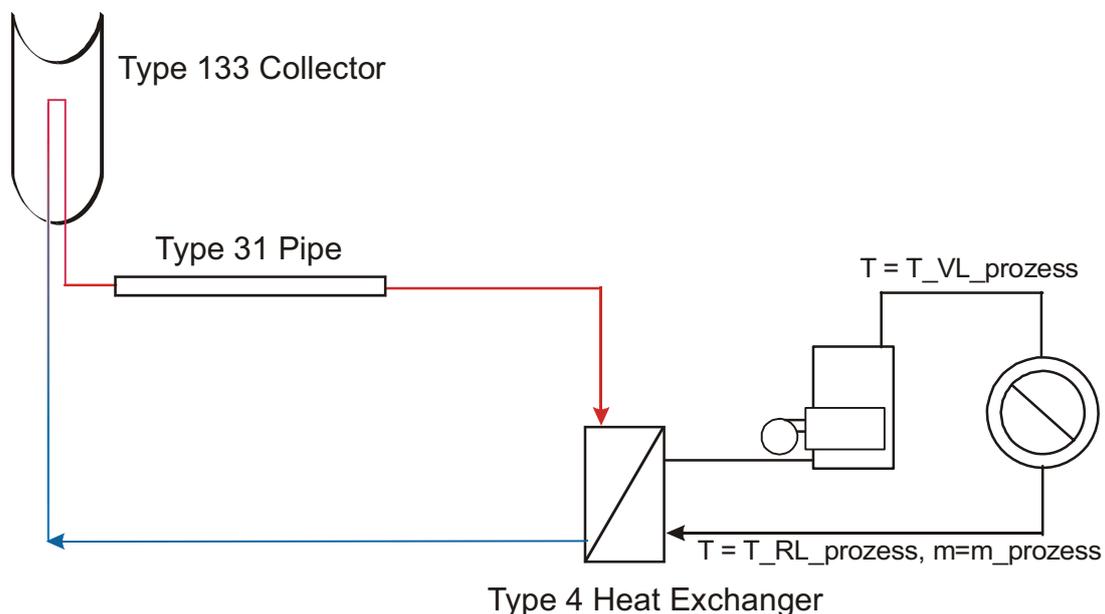


Abbildung 69: Modular aufgebautes Simulationsmodell mit den Bezeichnungen der verwendeten Komponentenmodelle

In dieser Fallstudie wurden neben den drei oben genannten Lastvarianten auch drei verschiedene Kollektorkennlinien verwendet. Zusätzlich wurden die Fälle für einen österreichischen (Klagenfurt) und für einen südeuropäischen Standort (Rom) gerechnet, um den Einfluss des Klimas auf den Solarertrag darzustellen. Die genannten Varianten werden ebenfalls in den folgenden Abschnitten detailliert dargestellt.

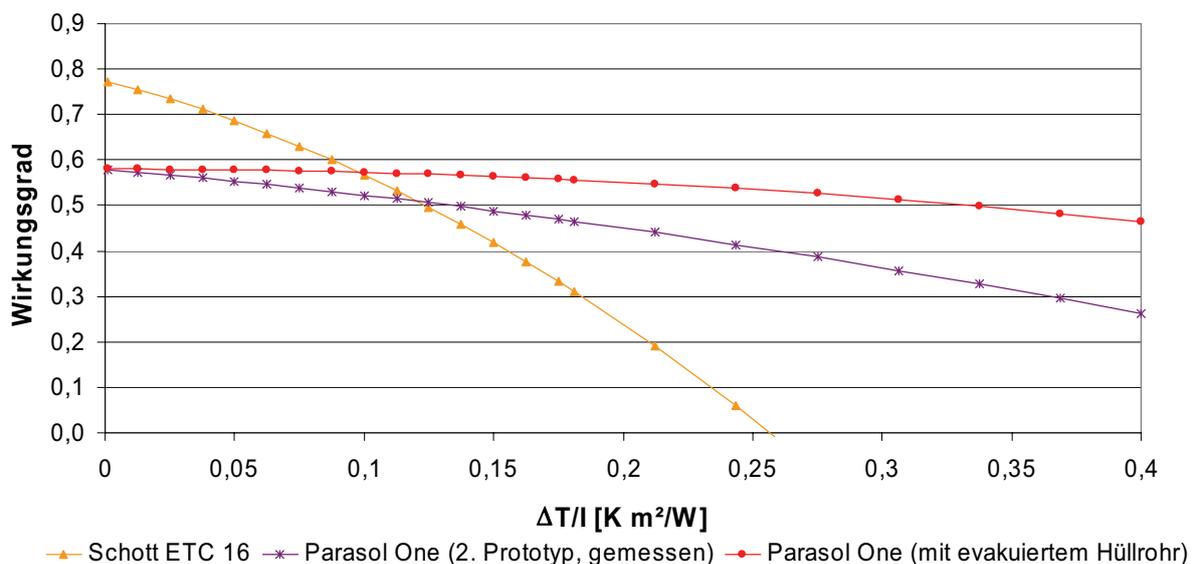
### 6.3.1 Kollektorkennwerte

Die Fallstudie wurde sowohl mit der gemessenen Kennlinie des 2. Prototypen als auch mit einer berechneten Kennlinie, die der Parabolrinnenkollektor erreichen würde, wenn das Glashüllrohr ausreichend tief evakuiert werden würde, gerechnet. Mit der zweiten Kennlinie kann abgeschätzt werden, was realistischerweise mit einem Parabolrinnenkollektor mit dem aktuellen Stand der Technik möglich wäre. Zum Vergleich wurde die Fallstudie auch noch mit einem gutem am Markt erhältlichen Vakuumröhrenkollektor durchgerechnet. Durch diesen Vergleich bekommt man eine gute Vorstellung davon, ab welcher Kollektortemperatur der Einsatz eines Parabolrinnenkollektors sinnvoll ist. Tabelle 8 zeigt die verwendeten Kenndaten für die verschiedenen Kollektoren.

	Parasol One (2. Prototyp, gemessen)	Parasol One (evakuiertes Hüllrohr)	Schott ETC 16
$\eta_0$	0,58	0,58	0,773
$a_1$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	0,5	0	1,09
$a_2$ [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	0,000926	0,0009	0,0042
Effektive Wärmekapazität [J/(m <sup>2</sup> K)]	800	800	40000

**Tabelle 8: Kollektorkenndaten (Fallstudie)**

Die Kennlinien der drei verwendeten Kollektoren sind in Abbildung 70 dargestellt.



**Abbildung 70: Kennlinien der drei Kollektoren für die Fallstudie**

Der Vakuumröhrenkollektor war direkt nach Süden ausgerichtet mit einer Neigung von 35°. Bei den Parabolrinnen war die Achse in Nord-Süd-Richtung ausgerichtet und 30° geneigt.

Das Kollektorfeld wurde mit 250 m<sup>2</sup> Aperturfläche so ausgelegt, dass an einem schönen Tag die Prozesslast zu 100% gedeckt werden kann.

Der Kollektormassenstrom wurde mit 4300 kg/h gleich dem des Prozesses gesetzt. Damit ergibt sich ein spezifischer Massenstrom von 17,2 kg/(h m<sup>2</sup> Aperturfläche).

### 6.3.2 Strahlungsangebot der Standorte

Für die Simulationen wurden zwei Standorte gewählt: Klagenfurt als österreichischen Standort und zum Vergleich Rom als südeuropäischen Standort.

Abbildung 71 zeigt einen Vergleich der Globalstrahlung auf den statisch nach Süden ausgerichteten Vakuumröhrenkollektor mit der Direktstrahlung auf den nachgeführten Parabolrinnenkollektor für die beiden Standorte im Jahresverlauf.

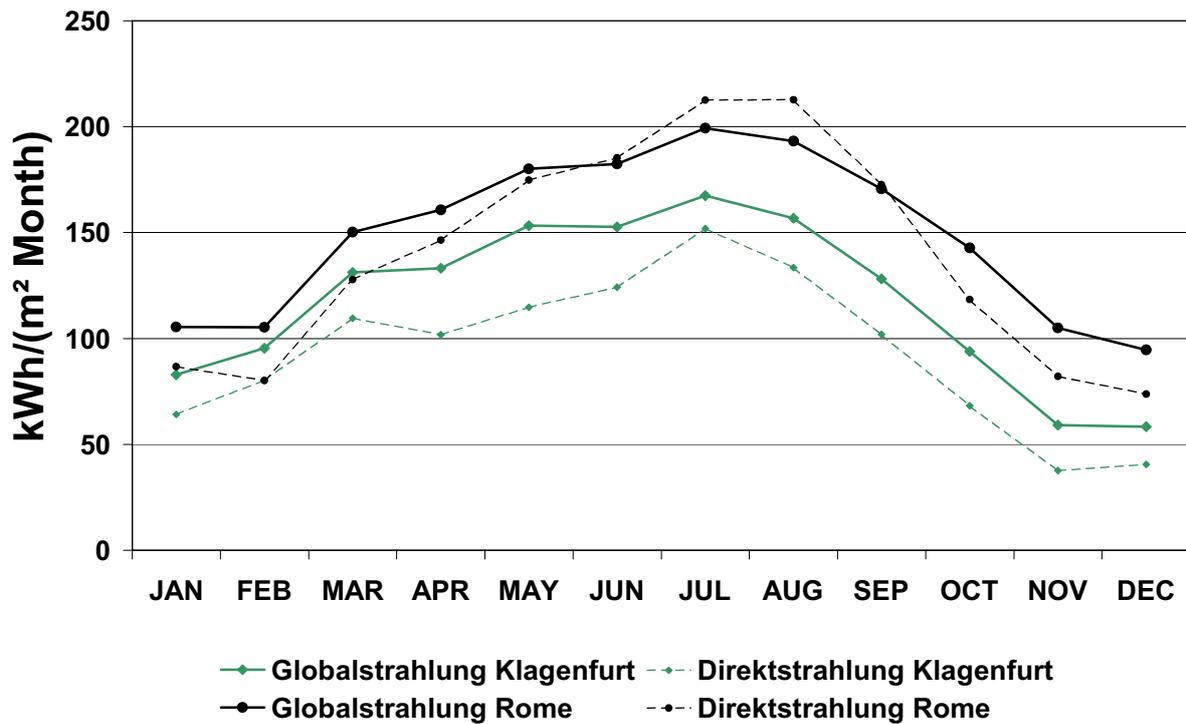


Abbildung 71: Monatliches Strahlungsangebot an den gewählten Standorten

Die dazugehörigen Jahressummen sind in Abbildung 72 dargestellt. Die linke Säule zeigt jeweils die Globalstrahlung, die auf einen mit 35° nach Süden ausgerichteten Vakuumröhrenkollektor trifft. Im Vergleich dazu zeigt die rechte Säule die direkte Strahlung, die auf eine 1-achsig nachgeführte Parabolrinne trifft. In Rom ergibt sich ein um 6,5% geringeres Strahlungsangebot für den Parabolrinnenkollektor, in Klagenfurt sind es sogar 20,1% weniger.

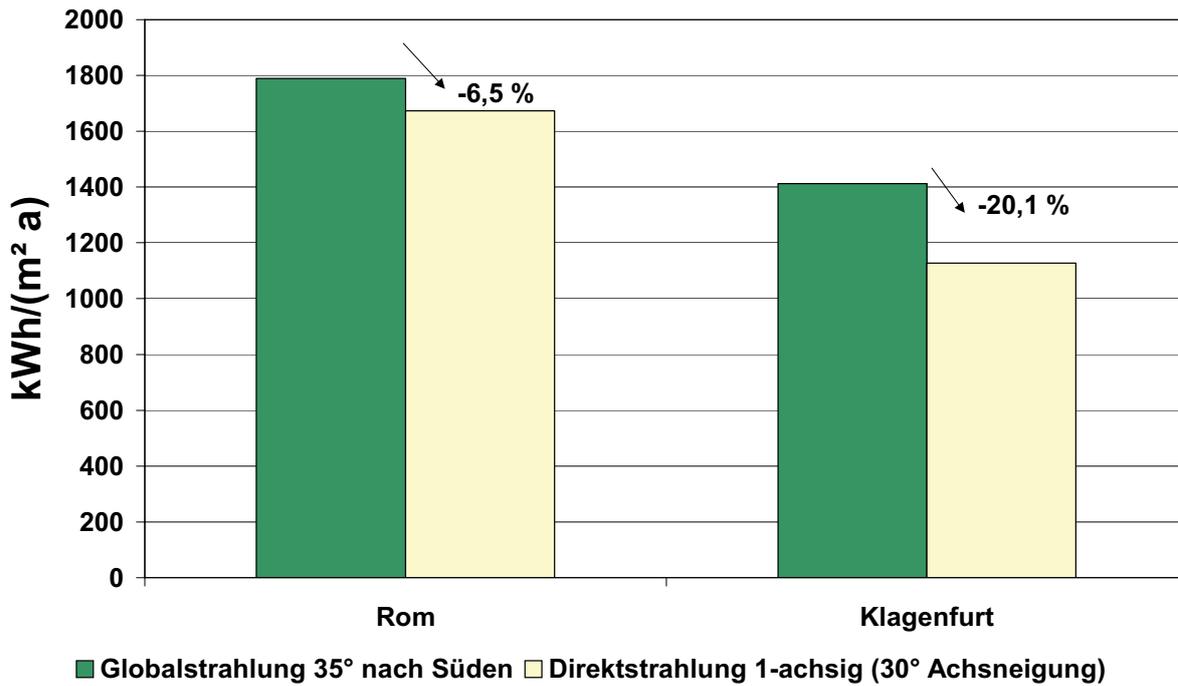


Abbildung 72: Jahreswerte der Strahlung

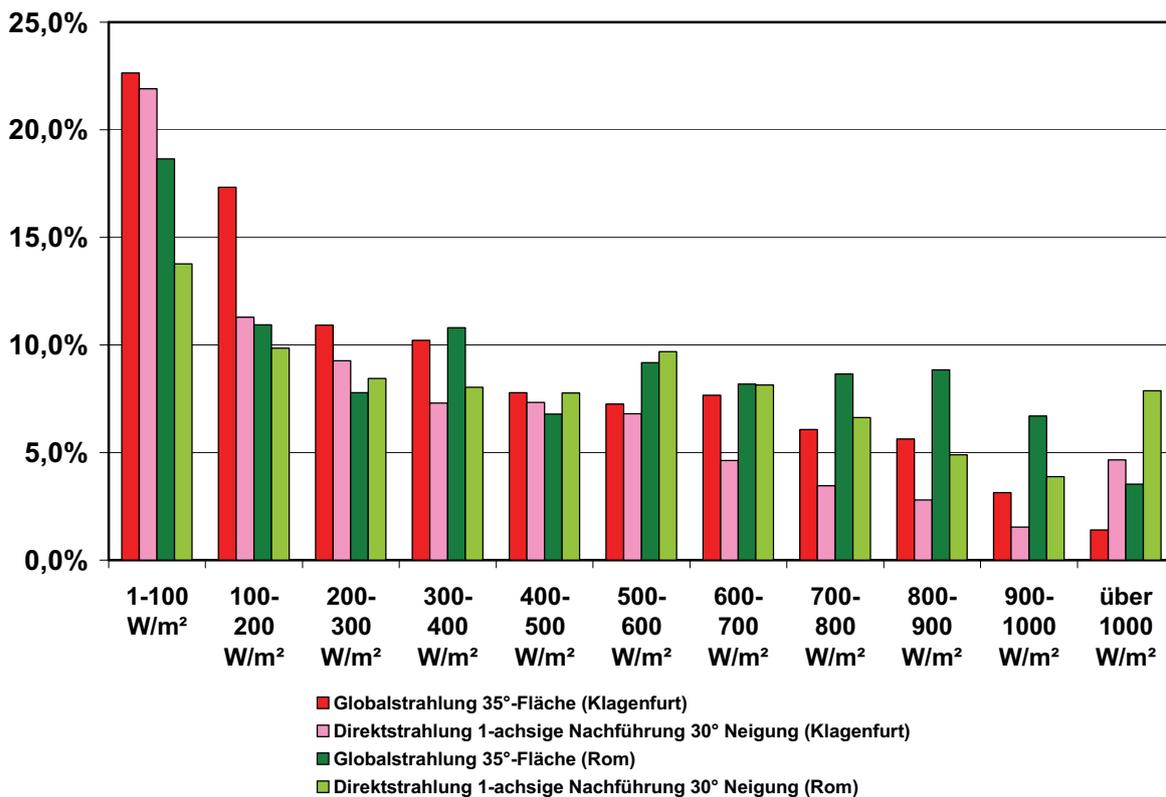


Abbildung 73: Häufigkeitsverteilung der Strahlung

Abbildung 73 zeigt, wie sich die Strahlung prozentual auf die verschiedenen Strahlungsintensitäten verteilt. Dabei fällt auf, dass die sehr hohen Strahlungswerte häufiger bei den nicht nachgeführten Kollektoren auftreten, welche die Globalstrahlung nutzen können. Tage, an denen so eine hohe Strahlung nur mit Direktstrahlung auftritt, sind eher selten. Aber auch bei den niedrigen Strahlungsintensitäten schneiden die nicht nachgeführten Kollektoren besser

ab. Bei den mittleren Strahlungsintensitäten dagegen sind die Einbußen eher gering, die durch das Fehlen der diffusen Strahlung in Kauf genommen werden müssen. Das liegt daran, dass an klaren Wintertagen mit niedrigem Sonnenstand die nicht nachgeführten Kollektoren einen ungünstigen Winkel zur Sonne haben, und daher die Nachführung eine wesentlich höhere Strahlungsintensität auf den Kollektor bewirkt.

### 6.3.3 Rohrleitungsverluste

Es wurde mit 50 Meter Rohrleitungslänge gerechnet. Die Wärmeverluste wurden mit 4,1 W/K angenommen. Das entspricht bei einem Rohrdurchmesser von 70 mm und einer Isolierstärke von ebenfalls 70 mm einer handelsüblichen Rohrisolierung mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,04 W/(m K).

### 6.3.4 Wärmetauscher

Der Wärmetauscher wurde mit einer Grädigkeit von 5 K bei der maximalen Leistung von 100 kW, d.h. solare Volldeckung, gerechnet. Als Wärmeübertragungskoeffizient des Wärmetauschers wurde daher konstant der folgende Wert verwendet.

$$kA_{WT} = 20 \frac{kW}{K}$$

## 6.4 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Fallstudie für die beschriebenen Fälle sind in Abbildung 74 dargestellt. Die Graphik zeigt die solare Deckung

$$SD = 1 - \frac{\text{benötigte Nachheizenergie}}{\text{Energieverbrauch Prozess}}$$

in Abhängigkeit von der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung für den jeweiligen Fall.

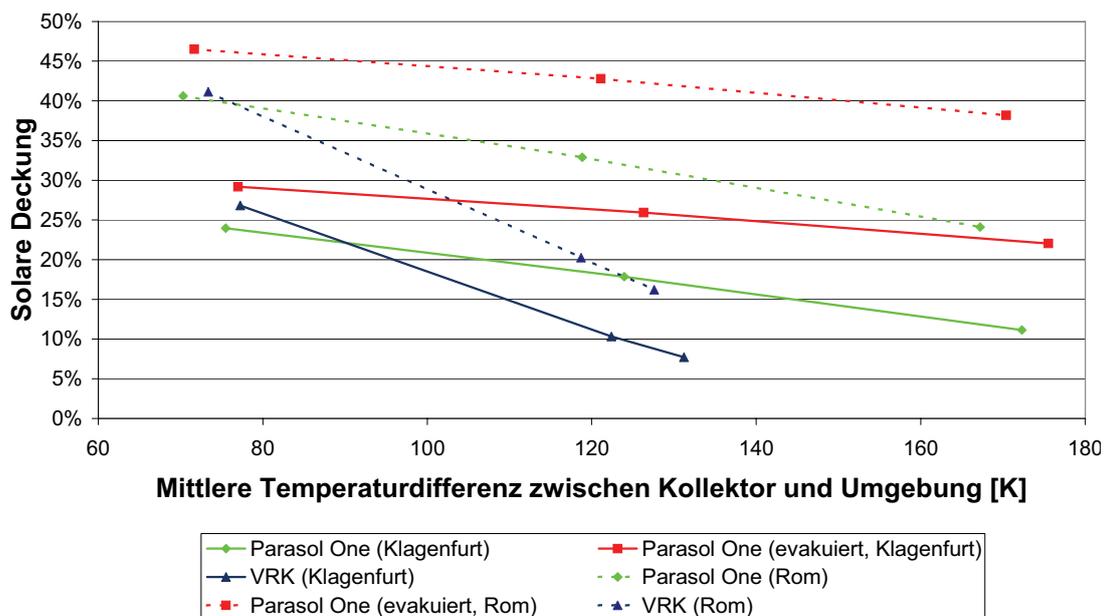
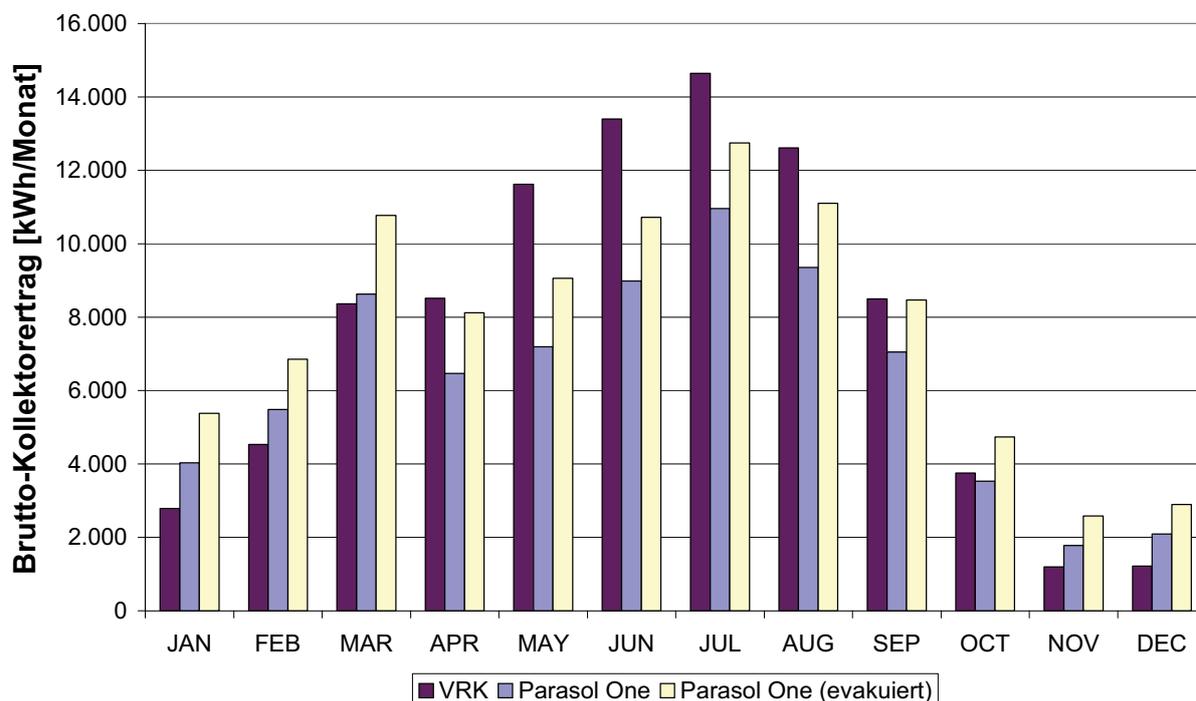


Abbildung 74: Ergebnisse der Fallstudie: Solare Deckung

Die durchgezogenen Kurven stellen die Klagenfurter Wetterdaten dar, die gepunkteten Linien den Standort Rom. Natürlich sind die absoluten Erträge der Kollektoren in Rom deutlich höher als in Klagenfurt. Interessant ist aber, wo sich die Kurven für die Parabolrinnenkollektoren und die Vakuumröhrenkollektoren überschneiden. Dies ist für die nicht evakuierte Parabolrinne bei knapp über 80 K der Fall. Für die evakuierte Rinne liegt dieser Schnittpunkt sogar noch unterhalb der betrachteten Fälle. Der Schnittpunkt liegt für die beiden Standorte etwa auf dem gleichen Temperaturniveau.

Das bedeutet, dass an beiden Standorten ab etwa 80 K Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung die Parabolrinnenkollektoren im Schnitt einen höheren Wirkungsgrad haben als ein guter Vakuumröhrenkollektor. Je höher die Betriebstemperatur des Kollektors, desto größer werden dann auch die Vorteile, die ein Parabolrinnenkollektor gegenüber einem Vakuumröhrenkollektor hat. Bei 200°C Prozesstemperatur ist der Wirkungsgrad eines Vakuumröhrenkollektors gleich Null.



**Abbildung 75: Ergebnisse Fallstudie: Jahresverlauf des Kollektorertrags (Klagenfurt, Prozessvorlauftemperatur = 100°C)**

Abbildung 75 zeigt den Jahresverlauf des Brutto-Kollektorertrags für Klagenfurter Wetterdaten und 100°C Prozessvorlauftemperatur. Hier sieht man, dass in der Jahressumme der Kollektorerträge die Kollektoren alle nahe beieinander liegen, es aber große Unterschiede im Jahresverlauf gibt. Die Parabolrinnenkollektoren schneiden im Winter wesentlich besser ab als der Vakuumröhrenkollektor. Das liegt daran, dass die Sonne im Winter sehr tief steht und durch die Nachführung an den sonnigen Tagen trotzdem eine hohe Strahlung auf den Kollektor erzielt werden kann. Im Sommer dagegen schneidet die Vakuumröhre besser ab, da sie nicht nur die Direktstrahlung, sondern auch die gesamte Globalstrahlung nutzen kann.

Abbildung 76 zeigt alle Ergebnisse als Netto-Solarertrag pro Quadratmeter Aperturfläche. Der Netto-Solarertrag ist der Brutto-Solarertrag abzüglich der Rohrleitungsverluste. Der Verlauf der Kurven ist hier fast identisch mit der vorherigen Graphik. Die Netto-Solarerträge liegen bei 100°C Prozessvorlauftemperatur bei 300-400 kWh/m<sup>2</sup> in Klagenfurt und bei 500-600 kWh/m<sup>2</sup> in Rom. Bei höheren Prozesstemperaturen liegt der Solarertrag der Parabolrinnenkollektoren, wie erwartet, deutlich über dem des Vakuumröhrenkollektors.

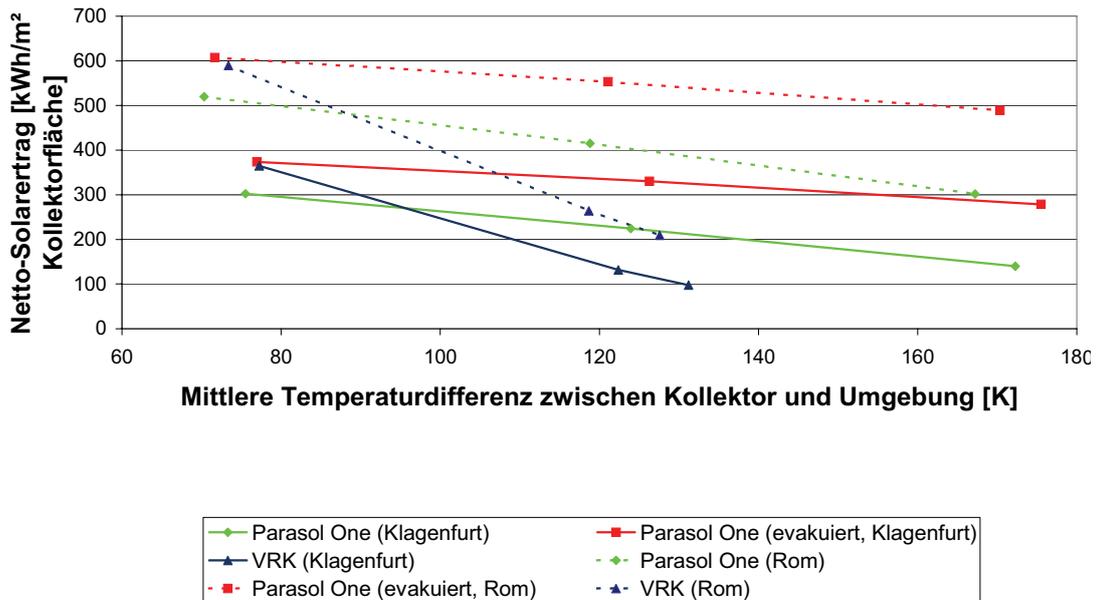


Abbildung 76: Ergebnisse der Fallstudie: Netto-Solarertrag

Abbildung 77 zeigt die Rohrleitungsverluste im Solarkreis, dargestellt als Anteil des Brutto-Kollektorertrages. Dieser Wert liegt bei allen gerechneten Varianten in der gleichen Größenordnung. Er hängt nur davon ab, wie oft der Kollektor bei welcher Kollektor- und welcher Außentemperatur betrieben wurde. Tendenziell liegen die Werte für Rom etwas niedriger, da die Außentemperaturen höher sind.

Bei steigender Kollektortemperatur steigen, wie zu erwarten, auch die Rohrleitungsverluste. Bei 80 K Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung liegen die Rohrleitungsverluste etwa bei 5-10%. Bei 120 K Temperaturdifferenz liegen sie schon bei ca. 15%, und bei 170 K Temperaturdifferenz bei bis zu 35%. Bei höheren Temperaturen liegen die Werte für die einzelnen Varianten auch deutlich weiter auseinander.

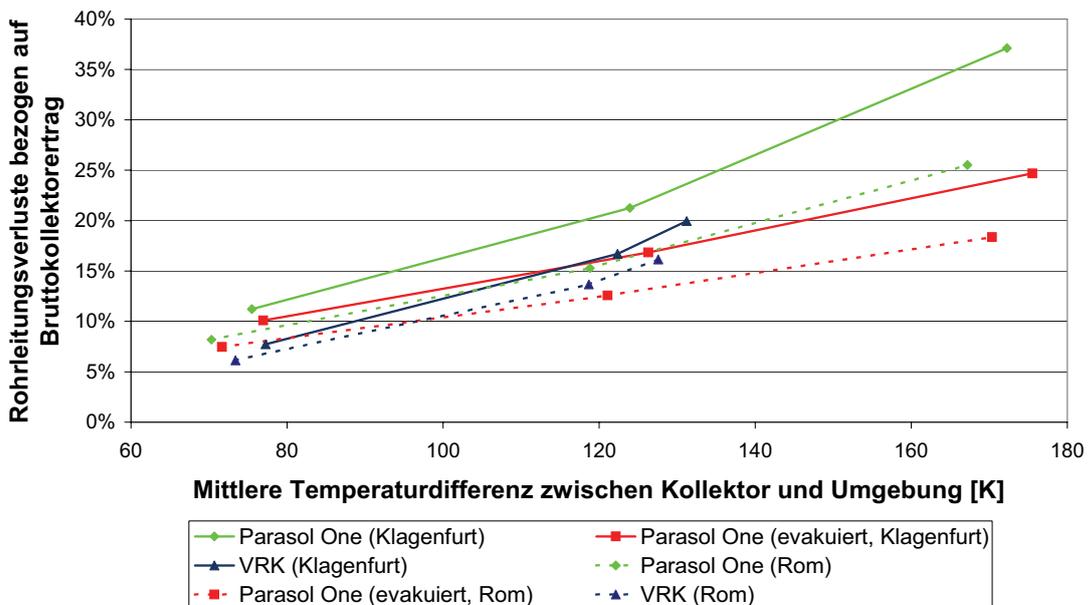
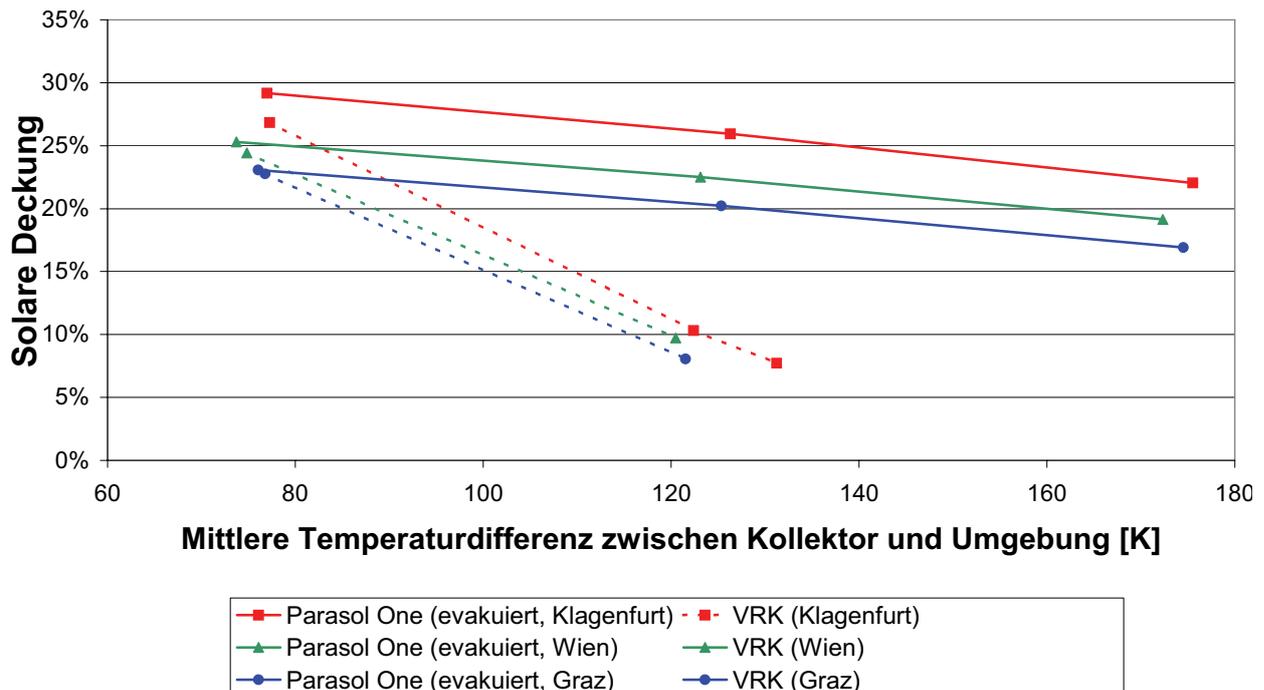


Abbildung 77: Ergebnisse Fallstudie: Rohrleitungsverluste

Für den Betrieb bei Temperaturen über 100°C sollte eine bessere Dämmung verwendet werden als bei diesen Simulationen zu Grunde gelegt, um die Rohrleitungsverluste zu reduzieren. Dadurch können die solaren Deckungsgrade noch einmal verbessert werden.

Um zu sehen, wie sich unterschiedliche Klimadaten innerhalb Österreichs auf den errechneten Solarertrag auswirken, wurden einige Varianten (Parabolrinne evakuiert und Vakuumröhrenkollektor) zusätzlich mit Wetterdaten aus Graz und Wien berechnet. Dabei hat sich herausgestellt, dass sich Wetterdaten von unterschiedlichen österreichischen Standorten durchaus deutlich in der Globalstrahlung aber auch besonders im Direktstrahlungsanteil unterscheiden. Die Auswirkungen der unterschiedlichen Strahlung sind in Form der Solaren Deckung in Abbildung 78 dargestellt.



**Abbildung 78: Solare Deckung an verschiedenen Standorten in Österreich**

Von den untersuchten Standorten wird in Graz die geringste Solare Deckung erreicht, Klagenfurt liegt am günstigsten und Wien etwa in der Mitte. Die Unterschiede liegen im Bereich von gut 20% relativ bei der Parabolrinne und bei 15% beim Vakuumröhrenkollektor. Das heißt die unterschiedliche Direktstrahlung der einzelnen Standorte wirkt sich etwas stärker auf den Solarertrag aus als die unterschiedliche Globalstrahlung.

## 6.5 Wirtschaftlichkeitsrechnung

### 6.5.1 Aufgabenstellung

Anhand der erhobenen Messdaten und der sonstigen im Zuge der Projektrealisierung gesammelten Informationen und Erfahrungen wurde für einen beispielhaften industriellen Wärmeprozess eine erste Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Die vorliegenden Berechnungen basieren auf Angaben, die von der AEE INTEC bzw. vom Hersteller der Parabolrinne Fa. Knopf Design zur Verfügung gestellt wurden.

## 6.5.2 Vorgangsweise

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wurde folgendermaßen vorgegangen:

Es wurde eine Kostenvergleichsrechnung zwischen Parabolrinnenkollektoren und Vakuumröhrenkollektoren auf Basis der Annuitäten-Methode durchgeführt. Mit dieser Betrachtung wird in einem Temperaturbereich von 100°C – 150°C eine Einschätzung der wirtschaftlichen Konkurrenzfähigkeit der Parabolrinnentechnologie gegenüber der marktverfügbaren Vakuumröhrenkollektorentechnologie möglich. Für höhere Temperaturen ist ein Einsatz von Vakuumröhrenkollektoren nicht möglich, deshalb wurde für das Temperaturniveau 180°C/200°C auch keine diesbezügliche Berechnung durchgeführt.

## 6.5.3 Rahmenbedingungen für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen

### 6.5.3.1 Allgemeines

Die wesentlichen zu berücksichtigenden Faktoren für die Durchführung der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sind:

- Es wird eine konstante Last eines Prozesses betrachtet. Die benötigte thermische Leistung beträgt 100 kW und der Prozess ist von Mo-Sa im Zeitraum 7-17 Uhr in Betrieb
- Es wurden drei verschiedene Temperaturniveaus (100/80, 150/130, 200/180°C) betrachtet und Wärmeerträge auf den verschiedenen Temperaturniveaus mittels Simulation für zwei Standorte (Klagenfurt und Rom) ermittelt
- Die Aperturflächen für die Kollektorfelder wurden für beide betrachtete Technologien mit jeweils 250 m<sup>2</sup> festgelegt. Das entspricht bei idealen Einstrahlungsverhältnissen einem solaren Deckungsgrad von 100%, daher sind keine Speicher für die Pufferung von Wärmemengen notwendig
- Die Wärmeertragsermittlung wurde für drei verschiedene Kollektorkennlinien Parasol One (wie gemessen), Parasol One (mit evakuiertem Glasrohr), ein guter Vakuumröhrenkollektor (Schott ETC 16) durchgeführt, wobei in der Kostenvergleichsrechnung für den Parabolrinnenkollektor nur die Variante mit evakuiertem Glasrohr herangezogen wurde, da seitens der Fa. Knopf Design angedacht ist, nur eine derartige Variante auf den Markt zu bringen

Die für eine fundierte Abschätzung der Wirtschaftlichkeit maßgeblichen Randbedingungen werden in der Praxis von Fall zu Fall naturgemäß deutlich variieren. Aus diesem Grund sollte im Falle einer Projektrealisierung unbedingt eine detaillierte Vorplanungsstudie durchgeführt werden, in der auf die standortspezifischen Rahmenbedingungen wie z.B. die lokalen klimatischen Bedingungen, die Einbindung in Bestandsanlagen, die baulichen Gegebenheiten bzgl. Montage, etc. eingegangen werden kann.

### 6.5.3.2 Investitionskosten

Die Investitionskosten für eine derartige Anlage setzen sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Anschaffungskosten für die gesamte Anlage bestehend aus dem Kollektorfeld, den Hydraulikkomponenten und der Anlagensteuerung
- Planungskosten
- Montagekosten

### Parabolrinnenkollektorfeld

Nach Rücksprache mit der Fa. Knopf Design wurden drei Entwicklungsstufen des Produktes Parasol One kostenmäßig betrachtet:

Gegenwärtig befindet sich das Produkt im Prototypenstadium. Auf Basis der vorliegenden Konstruktion ist bei einer produzierten Menge von 100 Kollektoren mit einem Preis von 1.000 €/m<sup>2</sup> zu rechnen. In diesem Preis sind die eigentlichen Kollektoren, sowie die Aufständigung und Drehmechanik inklusive Antrieb enthalten.

Mit einer fertigungstechnisch weiterentwickelten Konstruktion mit den bisherigen Materialien (Stahl, Glas, Spiegelblech) kann bei einer Absatzmenge von 500 -1.000 m<sup>2</sup> Kollektorfläche (Demonstrationsstadium) eine Kostendegression auf 750 €/m<sup>2</sup> erzielt werden.

Durch fertigungstechnische und materialbezogene Optimierungen im Zuge der breiten Markteinführung wird ein Markteinführungspreis, der nochmals um 25% unter dem angestrebten Preis in der Demonstrationsphase (562,50 €/m<sup>2</sup>) liegt, angestrebt.

### Vakuurröhrenkollektorfeld

Die Preise für Vakuurröhrenkollektoren stammen aus zwei Quellen. Der Preis für den auch in der Wärmeertragssimulation herangezogenen Kollektor ETC 16 der Fa. Schott wurde aus einer Preisliste der Fa. MEA Solar GmbH ermittelt. Der Nettopreis für einen Kollektor mit 0,81 m<sup>2</sup> beträgt 690 €. Daraus errechnet sich ein Preis von 854 €/m<sup>2</sup>.

In Rahmen eines Projektes (Projektkennzeichen REB 61/97) aus dem THERMIE-Programm der EU wurden unterschiedliche Systemkonzepte und Leistungsdaten ausgeführter solarer Nahwärme-Anlagen untersucht. In einer Anlage (Stadstuinen/NL) wurden Vakuurröhrenkollektoren (648m<sup>2</sup> Aperturfläche) verwendet. Die Kollektorfeldkosten für diese Anlage betragen die Kosten € 495/m<sup>2</sup> [Weiss, Mahler (2003)]. Für die Berechnung der Wärmegestehungskosten wurde für diesen Kollektor angenommen, dass er die gleiche Wirkungsgradkennlinie besitzt wie der qualitativ exzellente Schott-Kollektor.

### Systemkomponenten

Für die Kostenabschätzung der übrigen Systemkomponenten konnten auf Grund fehlender Erfahrungen mit Mitteltemperaturanlagen keine realen Preise ermittelt werden. Es wurden daher Vergleiche mit bestehenden Anlagen in ähnlicher Anlagegröße im Niedertemperaturbereich (Brauchwassererwärmung, Raumwärme) zur Abschätzung der Systemkosten herangezogen. Für die Nahwärmanlage Stadstuinen/NL lagen die Kosten für die Verrohrung, Pumpen, Ausdehnungsgefäße bei ca. 20%, für die Regelung bei 5-8% und den Speicher bei ca. 20% der Gesamtkosten. Aus diesen Überlegungen heraus wurden folgende Annahmen getroffen:

- Für die Berechnung der Investitionskosten der übrigen Systemkomponenten wurden für die vorliegende Berechnung 30% der Kollektorkosten für eine marktreife Lösung angesetzt.
- Die Planungskosten wurden mit 10% der gesamten Anlagekosten für eine marktreife Lösung angesetzt.
- Die Montagekosten wurden mit 15% der gesamten Anlagekosten für eine marktreife Lösung angesetzt.

#### 6.5.3.3 Finanzierung

Es wurden folgende Ansätze getroffen:

- Kalkulatorischer Zinssatz = 5%
- Keine Berücksichtigung der Inflation
- Kalkulatorische Nutzungsdauer = 20 Jahre

Aus diesen Annahmen resultiert ein Kapitalwiedergewinnungsfaktor von 0,802, der für die Berechnung der jährlichen Kapitalkosten herangezogen wurde.

#### 6.5.3.4 Betriebskosten

Für die jährlichen Kosten für Energie, Wartung und Service mussten auf Grund fehlender Erfahrungswerte weitere Annahmen getroffen werden.

Für Parabolrinnenanlagen im Prototypenstadium wurden 1,5% der gesamten Errichtungskosten angesetzt, für marktreife Anlagen 0,5%.

### 6.5.4 Ergebnisse

#### 6.5.4.1 Jährliche Gesamtkosten

In der nachstehenden Tabelle sind die Berechnungsergebnisse zur Ermittlung der jährlichen Gesamtkosten für die betrachteten Varianten dargestellt.

Systemparameter	Einheit	Parasol.One evakuiert	VRK Schott ETC 16			
Leistung	kW	100	100			
Aperturfläche	m <sup>2</sup>	250	250			
Kostenparameter	Einheit	Prototypenstadium	Demonstrationsstadium	Markteinführung	Vakuümrohrenkollektor	Vakuümrohrenkollektor
Kollektorfeld	€/m <sup>2</sup>	1000	750	562,5	854	495
System-Komponenten	%	30				
Planung	%	10				
Montage	%	15				
Kalkulatorische Nutzungsdauer	a	20				
Kalkulatorische Zinsen	1/a	5,00%				
KWF	1/a	0,08024				
Annuitätenvergleich						
Kollektorfeld	€	250.000	187.500	140.625	213.490	123.750
System-Komponenten	€	42.188	42.188	42.188	37.125	37.125
Planung	€	18.281	18.281	18.281	16.088	16.088
Montage	€	27.422	27.422	27.422	24.131	24.131
Investitionskosten gesamt		337.891	275.391	228.516	290.834	201.094
Investitionskosten /m <sup>2</sup>	€/m <sup>2</sup>	1.352	1.102	914	1.163	804
Jährliche Kapitalkosten		27.113	22.098	18.337	23.337	16.136
Energiekosten, Wartung und Service		5.068	2.754	1.143	1.454	1.005
Jährliche Betriebskosten		5.068	2.754	1.143	1.454	1.005
<b>Jährliche Gesamtkosten</b>		<b>32.182</b>	<b>24.852</b>	<b>19.479</b>	<b>24.791</b>	<b>17.142</b>

Tabelle 9: Jährliche Gesamtkosten

#### 6.5.4.2 Wärmegestehungskosten Standort Klagenfurt

In der nachstehenden Tabelle sind die Berechnungsergebnisse zur Ermittlung der Wärmegestehungskosten für das Temperaturniveau 100°C/80°C für die betrachteten Varianten dargestellt ( $Q_{hx}$  ist der Nettokollektorertrag, also der Kollektorertrag nach Abzug der Rohrleitungsverluste).

Prozesstemperaturen	100 °C	80°C							
Kollektor	Parasol.One evakuiert								
Status	Prototypenstadium		Demonstrationsstadium		Markteinführung		VRK Schott ETC16		VRK Stadstuinen
Jährliche Kosten in €	32.182		24.852		19.479		24.791		17.142
Monat	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	
JAN	5.378	0,50	0,39	0,30	0,30	2.791	0,74	0,51	
FEB	6.856	0,39	0,30	0,24	0,24	4.530	0,46	0,32	
MAR	10.770	0,25	0,19	0,15	0,15	8.366	0,25	0,17	
APR	8.115	0,33	0,26	0,20	0,20	8.518	0,24	0,17	
MAY	9.056	0,30	0,23	0,18	0,18	11.620	0,18	0,12	
JUN	10.720	0,25	0,19	0,15	0,15	13.400	0,15	0,11	
JUL	12.750	0,21	0,16	0,13	0,13	14.640	0,14	0,10	
AUG	11.100	0,24	0,19	0,15	0,15	12.610	0,16	0,11	
SEP	8.470	0,32	0,24	0,19	0,19	8.496	0,24	0,17	
OCT	4.736	0,57	0,44	0,34	0,34	3.753	0,55	0,38	
NOV	2.588	1,04	0,80	0,63	0,63	1.199	1,72	1,19	
DEC	2.901	0,92	0,71	0,56	0,56	1.217	1,70	1,17	
<b>Summe</b>	<b>93.440</b>	<b>0,34</b>	<b>0,27</b>	<b>0,21</b>	<b>0,21</b>	<b>91.140</b>	<b>0,27</b>	<b>0,19</b>	

**Tabelle 10: Wärmegestehungskosten 100°C/80°C Standort Klagenfurt**

In der nachstehenden Tabelle sind die Berechnungsergebnisse zur Ermittlung der Wärmegestehungskosten für das Temperaturniveau 150°C/130°C für die betrachteten Varianten dargestellt.

Prozesstemperaturen	150 °C	130°C							
Kollektor	Parasol.One evakuiert								
Status	Prototypenstadium		Demonstrationsstadium		Markteinführung		Vakuurröhrenkollektor		VRK Stadstuinen
Jährliche Kosten in €	32.182		24.852		19.479		24.791		17.142
Monat	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	
JAN	4.553	0,59	0,45	0,36	0,36	294	7,02	4,86	
FEB	6.001	0,45	0,35	0,27	0,27	1.303	1,59	1,10	
MAR	9.559	0,28	0,22	0,17	0,17	2.529	0,82	0,56	
APR	7.156	0,37	0,29	0,23	0,23	2.914	0,71	0,49	
MAY	7.939	0,34	0,26	0,20	0,20	4.148	0,50	0,34	
JUN	9.685	0,28	0,21	0,17	0,17	5.748	0,36	0,25	
JUL	11.680	0,23	0,18	0,14	0,14	6.681	0,31	0,21	
AUG	10.030	0,27	0,21	0,16	0,16	5.106	0,40	0,28	
SEP	7.588	0,35	0,27	0,21	0,21	3.174	0,65	0,45	
OCT	3.952	0,68	0,52	0,41	0,41	863	2,40	1,66	
NOV	1.990	1,35	1,04	0,82	0,82	44	47,43	32,79	
DEC	2.320	1,16	0,89	0,70	0,70	63	32,59	22,53	
<b>Summe</b>	<b>82.453</b>	<b>0,39</b>	<b>0,30</b>	<b>0,24</b>	<b>0,24</b>	<b>32.867</b>	<b>0,75</b>	<b>0,52</b>	

**Tabelle 11: Wärmegestehungskosten 150°C/130°C Standort Klagenfurt**

Die Wärmegestehungskosten für den Standort Klagenfurt liegen bei der niedrigeren Prozess-temperatur (100°C/80°C) zwischen 0,21 und 0,34 €/kWh je nach angenommener Markteinführungsphase des Produktes. Die Wärmegestehungskosten liegen damit etwa im gleichen Bereich wie bei Vakuurröhrenkollektoren, die zwischen 0,19 und 0,27 €/kWh liegen. Auf dem höheren Temperaturniveau (150°C/130°C) liegen die Wärmegestehungspreise des Parabolrinnenkollektors mit 0,24 bis 0,39 €/kWh schon deutlich unter dem entsprechenden Preis mit Vakuurröhrenkollektoren (0,52-0,75 €/kWh). Dies ist mit dem stark abfallenden Wirkungsgrad der Vakuurröhrenkollektoren bei diesem Temperaturniveau zu erklären.

### 6.5.4.3 Wärmegestehungskosten Standort Rom

In der nachstehenden Tabelle sind die Berechnungsergebnisse zur Ermittlung der Wärmegestehungskosten für das Temperaturniveau 100°C/80°C für die betrachteten Varianten dargestellt.

Prozesstemperaturen	100 °C	80°C					
Kollektor	<b>Parasol.One evakuiert</b>						
Status		Prototypenstadium	Demonstrationsstadium	Markteinführung		Vakuurröhrenkollektor	VRK Stadstufen
Jährliche Kosten in €		32.182	24.852	19.479		24.791	17.142
Monat	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh
JAN	7.951,0	0,34	0,26	0,20	5.914,0	0,35	0,24
FEB	8.009,0	0,33	0,26	0,20	6.800,0	0,30	0,21
MAR	12.040,0	0,22	0,17	0,13	11.190,0	0,18	0,13
APR	13.890,0	0,19	0,15	0,12	14.010,0	0,15	0,10
MAY	14.580,0	0,18	0,14	0,11	16.160,0	0,13	0,09
JUN	16.210,0	0,17	0,13	0,10	17.490,0	0,12	0,08
JUL	18.020,0	0,15	0,11	0,09	19.450,0	0,11	0,07
AUG	19.610,0	0,14	0,11	0,08	19.180,0	0,11	0,07
SEP	16.000,0	0,17	0,13	0,10	15.360,0	0,13	0,09
OCT	11.330,0	0,24	0,18	0,14	11.190,0	0,18	0,13
NOV	7.891,0	0,34	0,26	0,21	6.310,0	0,33	0,23
DEC	6.272,0	0,43	0,33	0,26	4.372,0	0,47	0,33
<b>Summe</b>	<b>151.803,0</b>	<b>0,21</b>	<b>0,16</b>	<b>0,13</b>	<b>147.426,0</b>	<b>0,17</b>	<b>0,12</b>

**Tabelle 12: Wärmegestehungskosten 100°C/80°C Standort Rom**

In der nachstehenden Tabelle sind die Berechnungsergebnisse zur Ermittlung der Wärmegestehungskosten für das Temperaturniveau 150°C/130°C für die betrachteten Varianten dargestellt.

Prozesstemperaturen	150 °C	130°C					
Kollektor	<b>Parasol.One evakuiert</b>						
Status		Prototypenstadium	Demonstrationsstadium	Markteinführung		Vakuurröhrenkollektor	VRK Stadstufen
Jährliche Kosten in €		32.182	24.852	19.479		24.791	17.142
Monat	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	Q <sub>hx</sub> in kWh	€/kWh	€/kWh
JAN	7.004,0	0,38	0,30	0,23	1.731,000	1,19	0,83
FEB	7.021,0	0,38	0,29	0,23	1.886,000	1,10	0,76
MAR	10.770,0	0,25	0,19	0,15	4.164,000	0,50	0,34
APR	12.700,0	0,21	0,16	0,13	6.220,000	0,33	0,23
MAY	13.340,0	0,20	0,16	0,12	7.299,000	0,28	0,20
JUN	15.030,0	0,18	0,14	0,11	8.846,000	0,23	0,16
JUL	16.720,0	0,16	0,12	0,10	10.170,000	0,20	0,14
AUG	18.390,0	0,15	0,11	0,09	10.800,000	0,19	0,13
SEP	14.910,0	0,18	0,14	0,11	8.173,000	0,25	0,17
OCT	10.100,0	0,27	0,21	0,16	4.124,000	0,50	0,35
NOV	6.891,0	0,39	0,30	0,24	1.682,000	1,23	0,85
DEC	5.418,0	0,49	0,38	0,30	945,400	2,19	1,51
<b>Summe</b>	<b>138.294,0</b>	<b>0,23</b>	<b>0,18</b>	<b>0,14</b>	<b>66.040,4</b>	<b>0,38</b>	<b>0,26</b>

**Tabelle 13: Wärmegestehungskosten 150°C/130°C Standort Rom**

Auch für den Standort Rom liegen die Wärmegestehungskosten mit Parabolrinnenkollektoren und mit Vakuurröhrenkollektoren beim niedrigen Temperaturniveau in der selben Größenordnung (0,12-0,21 €/kWh). Beim höheren Temperaturniveau wird auch hier der Unterschied deutlich: Mit Parabolrinnenkollektoren liegt der Wärmegestehungspreis nicht wesentlich höher als beim niedrigeren Temperaturniveau. Vakuurröhrenkollektoren haben bei den höheren Temperaturen aber einen Wärmegestehungspreis von 0,26-0,38 €/kWh.

#### 6.5.4.4 Wärmegestehungskosten im Vergleich

Die nachstehenden Grafiken zeigen die durchschnittlichen Wärmegestehungskosten der unterschiedlichen Varianten für die untersuchten Temperaturniveaus.

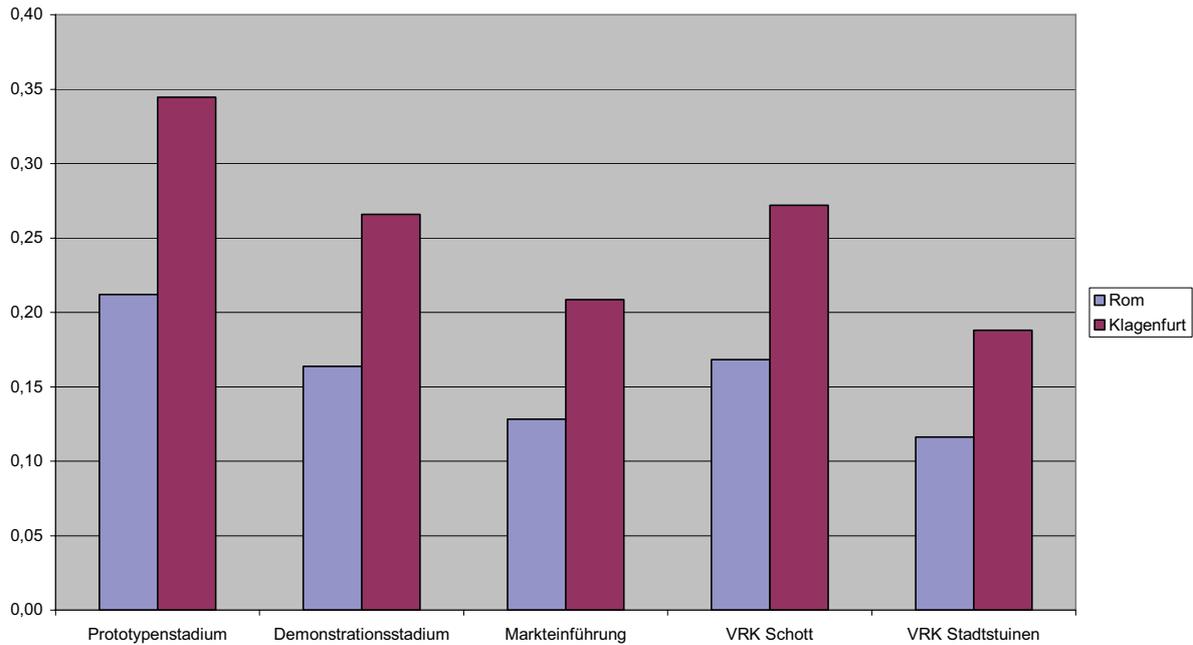


Abbildung 79: Wärmekosten im Temperaturbereich 100°C/80°C im Vergleich

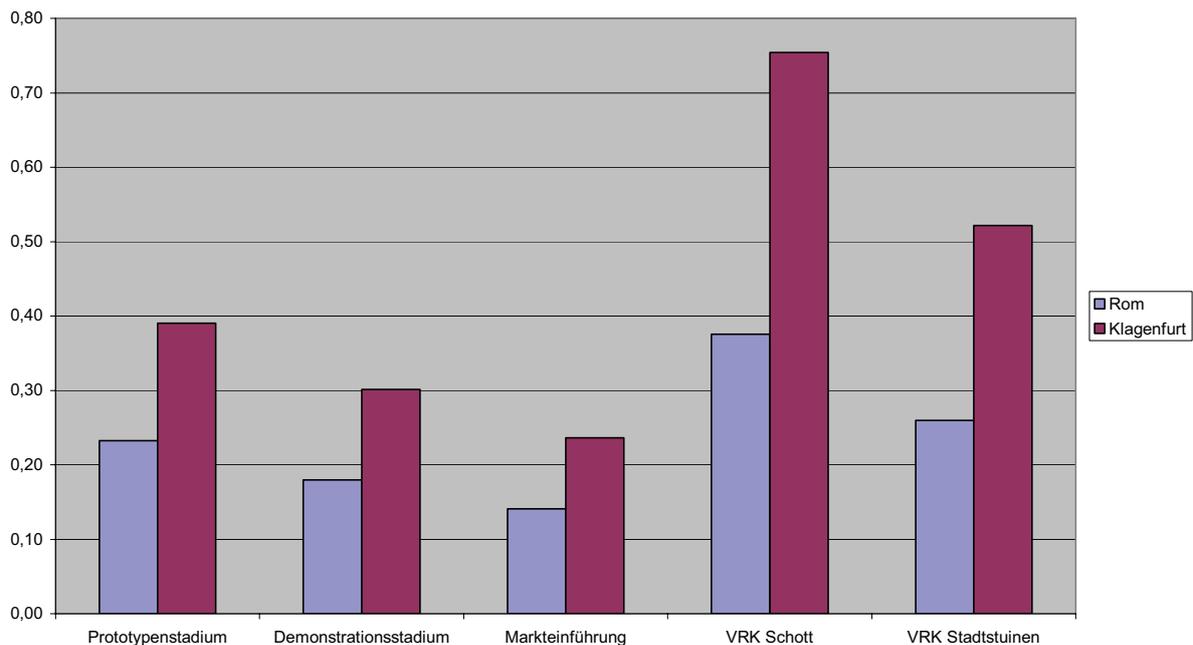


Abbildung 80: Wärmekosten im Temperaturbereich 150°C/130°C im Vergleich

Zusammenfassend kann man sagen, dass bei einer Betriebstemperatur von 100/80°C der Parabolrinnenkollektor im Markteinführungsstadium einen ähnlichen Wärmegestehungspreis aufweist wie ein guter Vakuumröhrenkollektor. Das gilt sowohl für den Standort Rom also auch für den Standort Klagenfurt. Dabei ist zu beachten, dass noch keine genauen Daten für Parabolrinnenkollektoren oder Systemkosten von Mitteltemperatursystemen vorliegen, so dass die verwendeten Preise nur Schätzwerte darstellen, mit denen ein überschlägiger Vergleich zwischen Parabolrinnenkollektoren möglich ist.

Bei einer Betriebstemperatur von 150/130°C fällt der Vergleich schon deutlich besser für die Parabolrinnenkollektoren aus. Der Wirkungsgrad von Vakuumröhrenkollektoren fällt bei diesem Temperaturniveau schon deutlich ab. Daher liegen die Wärmegestehungskosten mit

dem Parabolrinnenkollektor auch schon im Prototypenstadium deutlich unter denen mit Vakuumröhrenkollektoren.

Eine weiteres interessantes Ergebnis ist auch, dass für den sonnigen Standort Rom die Wärmekosten für das höhere Temperaturniveau (150/130°C) kaum höher liegen als für das niedrigere Temperaturniveau (100/80°C). Die Wärmegestehungskosten steigen nur von 0,13 €/kWh auf 0,14 €/kWh (also etwa um 7,7%). Für den Standort Klagenfurt liegt diese Steigerung schon bei 14%. Im Vergleich dazu gibt es bei der Vakuumröhre wegen des stark abfallenden Wirkungsgrades bei höheren Temperaturen eine Erhöhung der Wärmegestehungskosten um deutlich über 100%.

## 7 Hochtemperatur Speichertechnologien, Teil 1

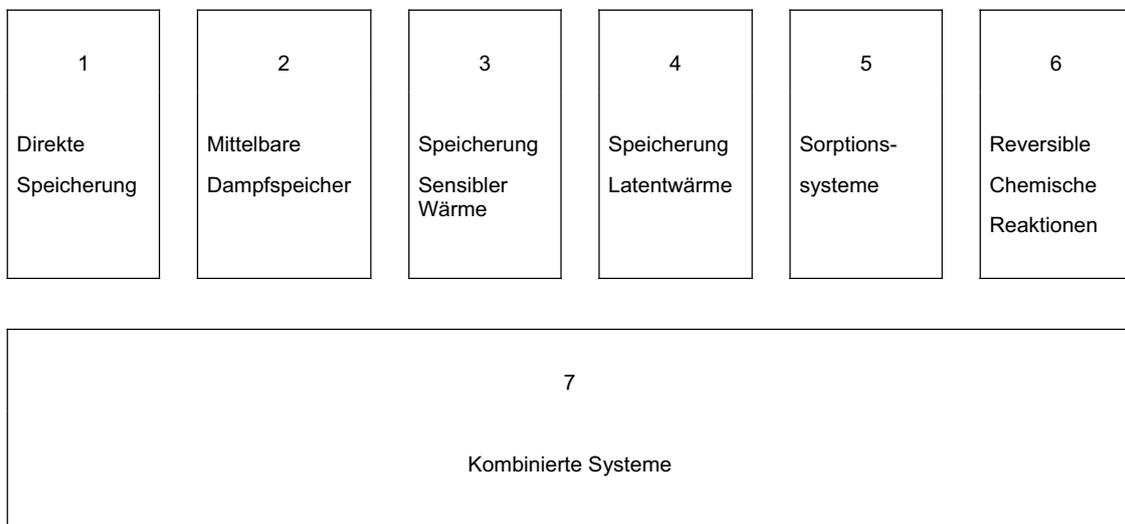
von: Dr.-Ing. Wolf-Dieter Steinmann, DLR

Im Arbeitspaket 7 wurde die folgende Studie über Speichertechnologien, die für den Temperaturbereich der Parabolrinne geeignet sind, vom Kooperationspartner, Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) Institut für Technische Thermodynamik, erstellt. Im ersten Teil wird ein Überblick über mögliche Speichertechnologien gegeben. Im zweiten Teil (Kapitel 8) wurden dann die Konzepte ausgesucht und näher betrachtet, die für die Betriebsbedingungen der industriellen Prozesswärme besonders sinnvoll sind.

### 7.1 Einleitung

Konzepte zur Speicherung von Energie stellen als zusätzliche Möglichkeit des Lastmanagements eine viel versprechende Option zur rationellen Energienutzung dar. Speicher ermöglichen einen Ausgleich von Schwankungen in Angebot und Bedarf von Energie in einem thermischen Prozess. Bereits bei Prozessen mit Nutzung fossiler Energie ist die Nutzung von Speichern attraktiv, die Bereitstellung von thermischer Energie kann trotz Bedarfsschwankungen immer gleich bleibend mit maximaler Effizienz erfolgen, Komponenten werden immer optimal ausgelastet. [Beckmann, Gilli (1984), Silvermann (1980)]

Der Einsatz von Speichertechnik bietet sich insbesondere bei der Nutzung von Sonnenenergie an, da hier neben den Schwankungen im Bedarf noch die tageszeitlich oder wetterbedingten Fluktuationen im Strahlungsangebot ausgeglichen werden müssen. Bei der Nutzung von konzentrierenden Systemen können Wolkendurchgänge zu extremen Schwankungen im Energieangebot führen, die einen Einsatz solarer Energie erschweren. Die Kompensation von Strahlungsschwankungen durch fossile Backup-Systeme ist häufig unbefriedigend, da keine optimalen Wirkungsgrade erreicht werden. Die Verfügbarkeit von Speichern für konzentrierende solarthermische Systeme erleichtert die Markteinführung erheblich.



**Abbildung 81: Konzepte für die Speicherung thermischer Energie**

Speichersysteme für solare Warmwassersystem haben einen hohen Entwicklungsstand erreicht und sind kommerziell verfügbar. Für solarthermische Anwendungen, bei denen Wasser unter Umgebungsdruck nicht mehr als Arbeitsmedium eingesetzt werden kann, befinden sich potenzielle Speichersysteme größtenteils noch in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstadium. Ziel der vorliegenden Übersicht ist es, eine Beschreibung möglicher Speicherkonzepte für den mittleren Temperaturbereich zu geben. Als untere Grenze dieses Temperaturbereiches wird mit ca. 100°C der Siedepunkt von Wasser unter atmosphärischen Druck an-

genommen. Die Obergrenze orientiert sich mit etwa 400°C an der maximalen Temperatur, bei der heutige Parabolrinnenkollektoren eingesetzt werden können. Betrachtet werden dabei Systeme zur Speicherung thermischer Energie; Konzepte, die mechanische oder elektrische Energie nutzen (z.B. Pumpspeicher, elektrochemische Batterien, Druckluftspeicher) werden nicht berücksichtigt.

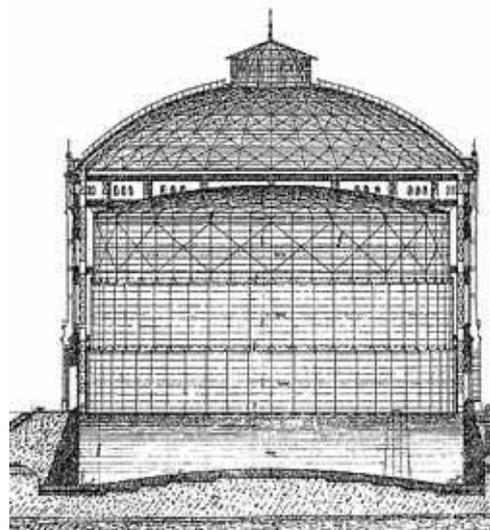
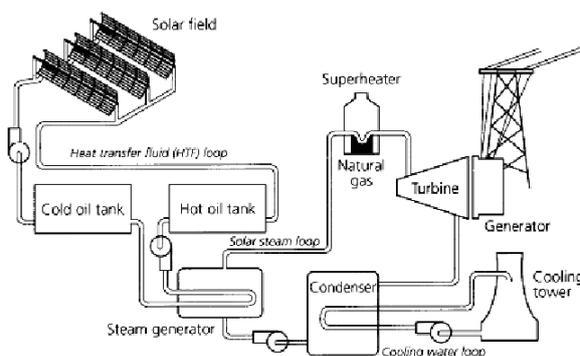
Für die verschiedenen Konzepte werden die jeweils zugrunde liegenden Prinzipien dargestellt sowie mögliche Speichermaterialien aufgelistet und Abschätzungen über charakteristische Leistungsgrößen gegeben. Die Auswahl eines Speichersystems erfordert immer die Betrachtung des Gesamtsystems unter Berücksichtigung sowohl der Charakteristik der Energiequelle, also des Solarkollektors, als auch der Anforderungen des angeschlossenen Prozesses. Für gegebene Kombinationen von Solarkollektor und Prozess soll diese Übersicht die Identifikation eines geeigneten Speichersystems erleichtern.

## 7.2 Speicherkonzepte

### 7.2.1 Direkte Speicherung

Bei der direkten Speicherung wird das Arbeitsmedium eines Prozesses unmittelbar für die Energiespeicherung genutzt, d.h. in einem Behälter ist eine zusätzliche Menge des Arbeitsmediums verfügbar. Bei der Auswahl des Arbeitsmediums steht der Aspekt der Speicherkapazität nicht im Vordergrund. Eine direkte Speicherung wird bei Prozessen auf mittlerem Temperaturniveau dadurch erschwert, dass das Arbeitsmedium i.d.R. gasförmig auftritt und damit nur eine geringe volumenspezifische Energiedichte aufweist.

Beim ersten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerk SEGS I mit einer elektrischen Maximalleistung von 14.5MW wurde ein Speicher durch direkte Speicherung des Wärmeträgeröles bei 300°C realisiert [Abbildung 82]. Die Speicherkapazität von ca. 115MWh ermöglicht einen Speicherbetrieb von etwa 3h. Bei den nachfolgenden Parabolrinnenkraftwerken wurden andere Wärmeträgeröle eingesetzt, deren hohe Kosten eine wirtschaftliche Umsetzung des Direktspeicher-Konzeptes ausschlossen [Mohr et al. (1999)].



**Abbildung 82: Prinzipdarstellung SEGS I Kraftwerk mit direkter Speicherung**      **Abbildung 83: Glockenspeicher**

Für die unmittelbare Speicherung von Niederdruck-Dampf können Großraumspeicher eingesetzt werden [Abbildung 83]. Bei Überdrücken von bis zu 0.2 bar sind Behälterwände von 5 bis 10 mm ausreichend. Um den Druck während der Entladung konstant zu halten, wurden auch Glockenspeicher eingesetzt, bei denen die vertikale Position einer auf Wasser schwimmenden Glocke variiert werden kann. Bei der unmittelbaren Speicherung von Niederdruck-Dampf liegt die volumenspezifische Energiedichte etwa bei 0.5 kWh/m<sup>3</sup>. Ein wirtschaftlicher Einsatz dürfte nur in Ausnahmefällen gegeben sein.

## 7.2.2 Mittelbare Dampfspeicher

Bei den mittelbaren Dampfspeichern wird Energie in Form sensibler Wärme in einer Flüssigkeit gespeichert [Goldstern (1963, 1974), Gilli, Beckmann (1975, 1987)]. Als Speichermedium kommt dabei fast ausschließlich Wasser zum Einsatz. Um ein Sieden der Flüssigkeit zu vermeiden, sind Behälter erforderlich, die für den der Temperatur entsprechenden Siededruck geeignet sind. Das Be- bzw. Entladen des Speichers kann entweder über einen Stoffstrom erfolgen, oder über Wärmeübertragungsflächen, die im Behälter angeordnet sind. Dampfspeichersysteme erfordern nicht zwangsläufig die Installation zusätzlicher Komponenten, bei entsprechender Dimensionierung und Steuerung können auch vorhandene Volumina im System als Dampfspeicher genutzt werden.

Vorteilhaft ist bei diesem Konzept insbesondere die Minimierung von Wärmeübertragungsprobleme während der Beladephase durch direkten Kontakt des Dampfes mit dem Druckwasser. Dampfspeicher ermöglichen die Bereitstellung einer hohen Leistungsreserve innerhalb einer kurzen Ansprechzeit. Dementsprechend erfolgt ein Einsatz derartige Systeme vorzugsweise für folgende Aufgaben:

- Ausgleich von Schwankungen im Dampfbedarf
- Ausgleich von Schwankungen im Dampfanfall
- Deckungen von Lastspitzen
- Momentanreserve zur Überbrückung von Anfahrzeiten

Beim Entladen liefert das Speichersystem i.d.R. Sattdampf. Eine Überhitzung kann bei Hochdrucksystem dadurch erreicht werden, das am Austritt eine Drosselung erfolgt.

Dampfspeicher stellen für den Mitteltemperaturbereich die bisher am weitesten verbreitete Speichertechnologie dar. Zum Einsatz kommen sie sowohl in der Prozessindustrie als auch in Kraftwerken. Im mobilen Bereich wurden Dampfspeicher-Lokomotiven bis ca. 1970 im Rangierbetrieb eingesetzt. Daneben erfolgt die Verwendung bei Sonderaufgaben, bei denen extreme Bedarfsspitzen auftreten, wie beispielsweise Windkanäle oder Startkatapulte.

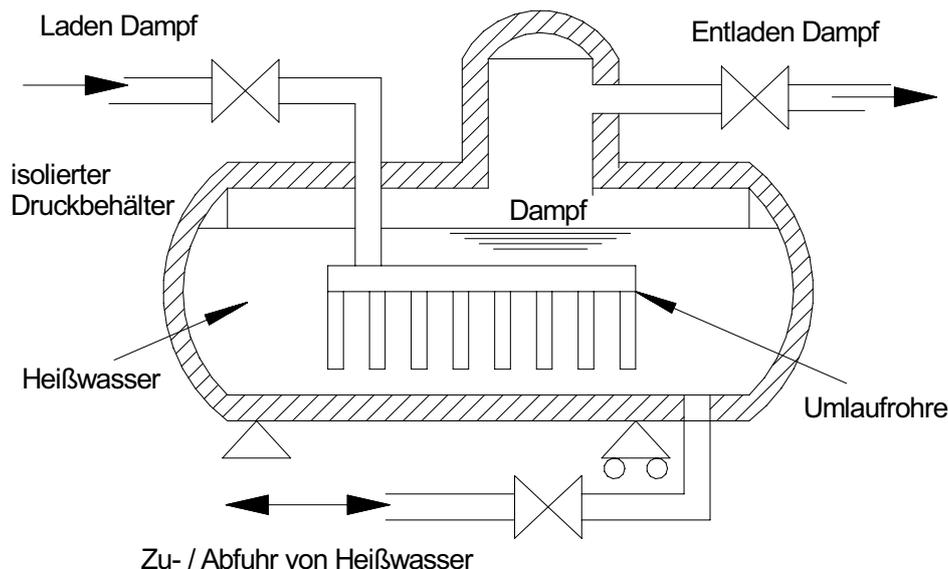
Für den Einsatz von Dampfspeichern wurden drei verschiedene Grundkonzepte vorgeschlagen, die auch kombiniert werden können:

### 7.2.2.1 Gefällespeicher (Ruths-Speicher)

Während des Ladevorganges wird der zugeführte Dampf durch geeignete Ladevorrichtungen möglichst intensiv mit dem im Speicher befindlichen Druckwasser in Kontakt gebracht [Abbildung 84]. Durch die Kondensation des zugeführten Dampfes wird das Wasser erwärmt, der Druck steigt entsprechend an. Die kondensierte Dampfmenge erhöht die Masse des Wassers im Speicher.

Die Ladung des Speichers kann auch außerhalb des Speichers in speziellen Vorwärmern durch Mischung des Dampfes mit dem Speicherwasser erfolgen, oder ohne direkte Berührung durch Wärmeübertrager, die im Druckbehälter angeordnet sind.

Bei der Entladung strömt der Dampf aus dem Dampfraum, was zu einem Absinken des Druckes führt. Die Siedetemperatur sinkt, es setzt im Kessel eine Verdampfung ein, bis die Wassertemperatur wieder die dem Kesseldruck entsprechende Siedetemperatur erreicht hat. Der Entladevorgang ist mit einer Druckabsenkung verbunden, die Differenz zwischen Druck zu Beginn und minimalem Druck am Ende der Entladung bestimmt maßgeblich die volumenspezifische Speicherkapazität des Systems.



**Abbildung 84: Schema eines Gefällespeichers**

Für die Berechnung der Speicherkapazität des Gefällespeichers wird angenommen, dass der austretende Dampf beim Entladen Sättigungszustand hat, die spezifische Enthalpie der austretenden Masse  $m_{\text{Aus}}$  also  $h''$  entspricht. Die Änderung der inneren Energie des Speicherinhaltes der Masse  $m$  mit der spezifischen inneren Energie  $u$  ist

$$dU = d (um)_{\text{Speicher}}$$

und entspricht dem austretenden Enthalpiestrom, also

$$- h'' dm_{\text{aus}} = d (um)_{\text{Speicher}}$$

Bei der Integration dieser Gleichung sind die Änderung der Zustandswerte für den Siedezustand mit dem abfallenden Druck zu beachten. Lösungsverfahren werden in [Hardegen (1972)] beschrieben, Diagramme werden in [VDI (1988)] gegeben. Von besonderem Interesse ist die volumenspezifische Speicherkapazität des Systems. Diese ist definiert als die Satt-dampfmenge, die pro  $\text{m}^3$  Speichervolumen bei der Entladung geliefert wird. Abbildung 85 zeigt den Verlauf der Speicherkapazität für verschiedene Werte des maximalen Druckes  $p_{\text{max}}$  zu Beginn des Entladevorganges in Abhängigkeit vom Druck am Ende. Die Speicherkapazi-

tät steigt mit dem maximalen Systemdruck. Eine wirtschaftliche Auslegung erfordert jedoch eine Berücksichtigung der vom Maximaldruck abhängigen Wandstärke des Behälters.

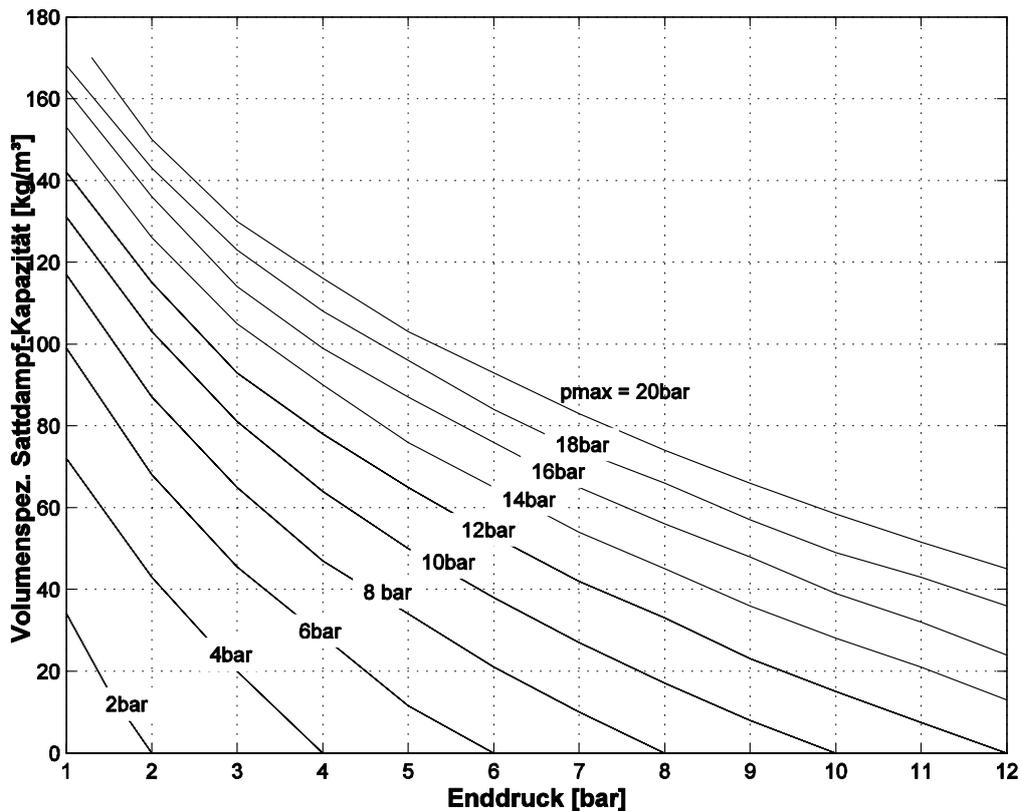
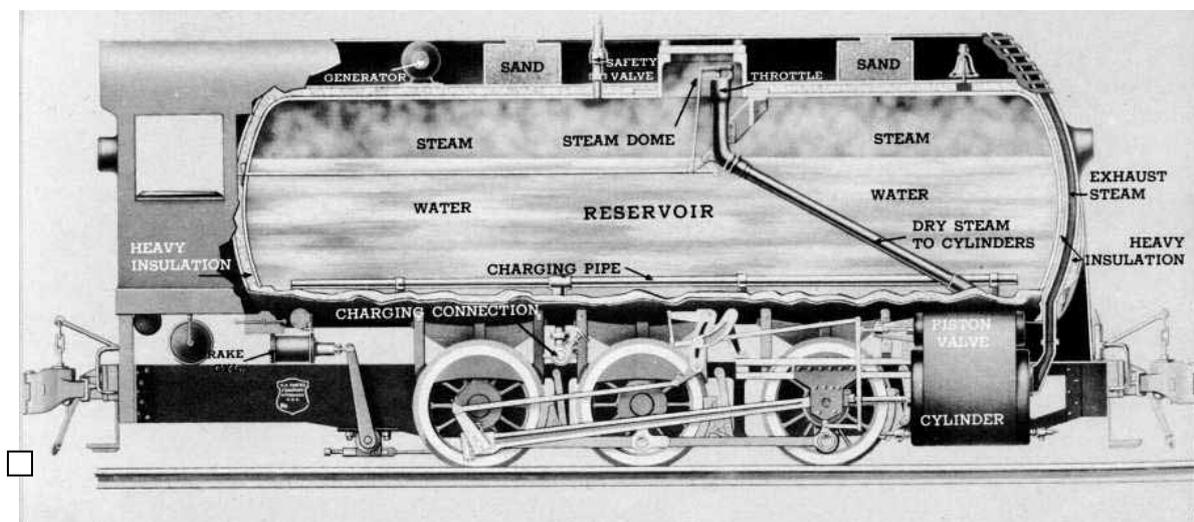


Abbildung 85: Abhängigkeit der Speicherkapazität bezogen auf das Wasservolumen zu Beginn der Entladung

Ruths-Speicher werden meist in liegender Bauart ausgeführt. Systeme für die Prozessindustrie liegen häufig in Druckbereichen bis 30bar, für Anwendungen im Kraftwerksbereich wurden Speicher mit bis zu 150bar Maximaldruck ausgeführt. Im Kraftwerk Berlin-Charlottenburg wurde ein Speichersystem mit einem Gesamtvolumen von 5000m<sup>3</sup> installiert, das zwischen 14 und 1.5bar arbeitet. Die Kapazität des Systems lag bei 43MWh [Beckmann, Gilli (1984)].



### 7.2.2.2 Gleichdruckspeicher

Nachteilig beim Ruths-Speicher ist das Absinken des Dampfdruckes während des Entladevorganges; um diesen Abfall zu vermeiden, wurde das Gleichdruckkonzept entwickelt [Abbildung 87], das allerdings nur in Kombination mit einem Dampferzeuger realisiert werden kann. Trotz eines schwankenden Dampfbedarfes soll dieser Dampferzeuger mit einer konstanten Energiezufuhr betrieben werden können. Beim Gleichdruckverfahren wird durch den Speicher der Umfang der Energie, der im Dampferzeuger für die Vorwärmung benötigt wird, variiert: bei hohem Dampfbedarf wird dem Speicher Heißwasser entnommen und damit die Wärmemenge, die für die Vorwärmung des Speisewassers vom Dampferzeuger aufgebracht werden muss, reduziert. Ist die Dampfmenge dagegen niedrig, wird der überschüssige Dampf mit Wasser vermischt und dann dem Speicher zugeführt, wodurch dieser wieder geladen wird.

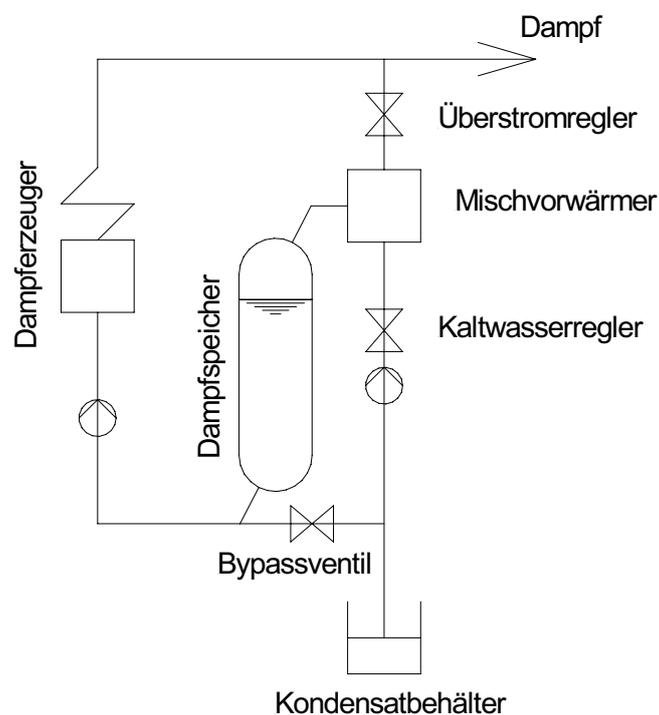
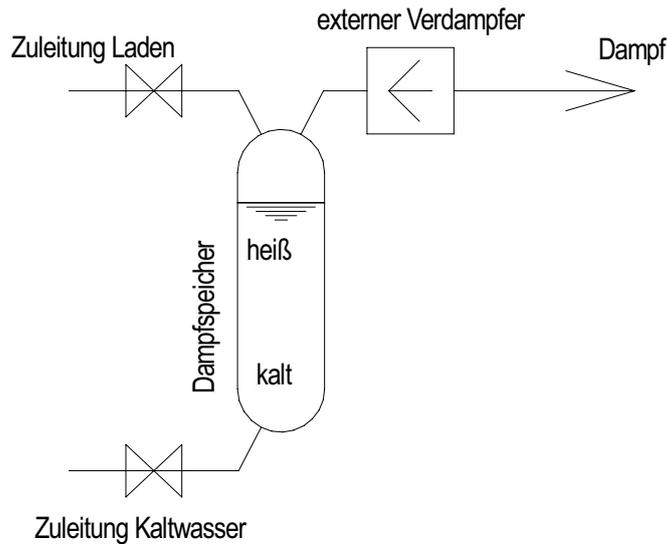


Abbildung 87: Gleichdruckspeicher in Kombination mit Dampferzeuger

### 7.2.2.3 Expansionsverfahren

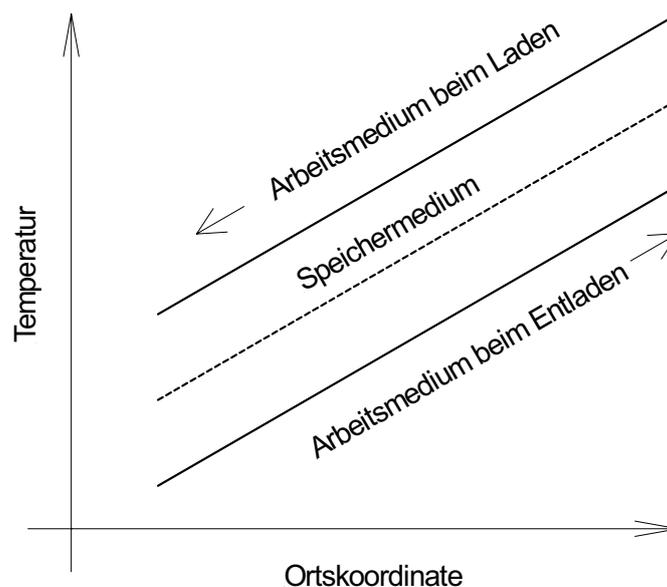
Beim Expansionsverfahren wird dem Dampfspeicher beim Laden Dampf zugeführt, der kondensiert wird; im Unterschied zum Ruths-Konzept wird der Wasserstand im Speicher durch Zufuhr von Kaltwasser im unteren Bereich immer auf konstantem Niveau gehalten [Fig8]. Eine Vermischung von Kalt- und Warmzone wird durch entsprechende Einbauten und durch möglichst hohe und schmale Behälter vermieden. Der Ladezustand des Speichers lässt sich nur noch durch den vertikalen Temperaturverlauf bestimmen. Die Erzeugung von (überhitztem) Dampf findet nicht mehr wie beim Ruths-Konzept im Speicher statt, sondern extern. Der Druck kann beim Entladen weitestgehend konstant gehalten werden.



**Abbildung 88: Schaltung Dampferzeuger beim Expansionsverfahren; Ausspeicherung von Dampf bei konstantem Druck durch externe Verdampfung und Volumenausgleich.**

### 7.2.3 Speicherung sensibler Wärme

Bei Systemen, die auf der Speicherung sensibler Wärme basieren, wird während des Be- und Entladevorganges die Temperatur eines Speichermediums ohne Phasenwechsel geändert. Abbildung 89 zeigt den idealisierten Temperaturverlauf von Arbeitsmedium und Speichermedium beim Be- und Entladen; angestrebt wird eine Minimierung der Entropieerzeugung des Speicherprozesses durch möglichst geringe Temperaturdifferenzen bei der Wärmeübertragung. Die Strömungsrichtung wechselt zwischen Be- und Entladung. Die thermische Speicherkapazität ist proportional der Masse, der Wärmekapazität sowie der Temperaturdifferenz des Speichermediums während des Entladevorganges. Unterschieden werden können hier Systeme mit flüssigem Speichermedium von System mit festem Speichermedium.



**Abbildung 89: Idealisierter Temperaturverlauf von Arbeitsmedium und flüssigem Speichermedium bei System auf Basis sensibler Wärme.**

### 7.2.3.1 Flüssiges Speichermedium

Flüssigkeiten ermöglichen die Zirkulation des Speichermediums und konvektive Wärmeübertragung mit hohen flächenspezifischen Leistungsdichten. Tabelle 14 zeigt eine Auswahl von Flüssigkeiten, die für die sensible Wärmespeicherung im Mitteltemperaturbereich eingesetzt werden könnten [Beckmann, Gilli (1984), Herrmann (2002)]:

**Tabelle 14: Mögliche flüssige Speichermedien für den Mitteltemperatur-Bereich**

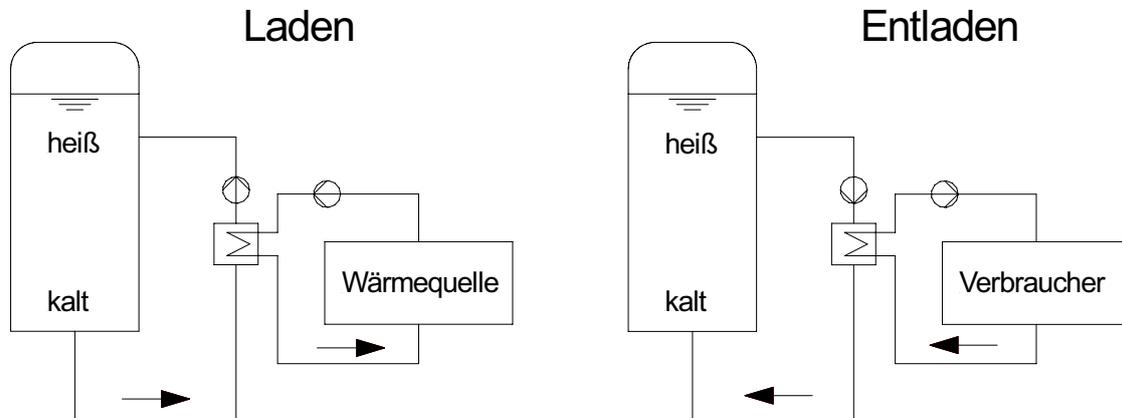
Medium	max. Temperatur [°C]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Wärmekapazität [J/kg/K]	Wärmeleitfähigkeit [W/m/K]	vol.-spez. Speicherkapazität [kWh/m <sup>3</sup> /K]	vol.-spez. Kosten ca. [€ /m <sup>3</sup> ]
Mineralöl	300	770	2600	0.12	0.55	230
Synth. Öl	400	900	2300	0.11	0.57	2700
Silikonöl	400	900	2100	0.1	0.525	4500
Nitritsalz	450	1800	1500	0.5	0.75	1800
Nitratsalz	565	1800	1600	0.5	0.8	900
Karbonatsalz	850	2100	1800	2.0	1.05	5040
fl. Natrium	800	850	1300	71.0	0.3	1700

Ein Medium für sensible Wärmespeicherung sollte einen möglichst hohen Wert für das Produkt aus Dichte und Wärmekapazität erreichen. In Tabelle 14 ist die volumenspezifische Speicherkapazität angegeben, die noch mit der während des Entladevorganges möglichen Temperaturänderung des Speichermediums multipliziert werden muss, um die thermische Speicherkapazität des Systems zu erhalten. Bei den Kosten handelt es sich um Anhaltswerte, diese sind auch stark von der Auftragsmenge abhängig. Bei der Auswahl eines Speichermediums sind noch weitere Kriterien zu beachten:

- ausreichend hoher Schmelzpunkt; liegt die Erstarrungstemperaturen oberhalb der Umgebungstemperatur, ist zusätzlicher apparativer Aufwand erforderlich, u.U. Einsatz von Heizenergie in Stillstandszeiten um ein Erstarren zu vermeiden.
- die Viskosität hat einen wesentlichen Einfluss auf parasitäre Verluste, die sich aus dem Umpumpen des Mediums ergeben.
- korrosive Medien erfordern den Einsatz von hochlegierten Stählen und erhöhen damit die Investitionskosten
- chemische Stabilität ist erforderlich, um die Betriebskosten nicht durch zyklischen Austausch des Speichermediums zu erhöhen
- vorteilhaft ist eine druckfreie Speicherung
- Sicherheitsaspekte wie Entflammbarkeit und Toxizität

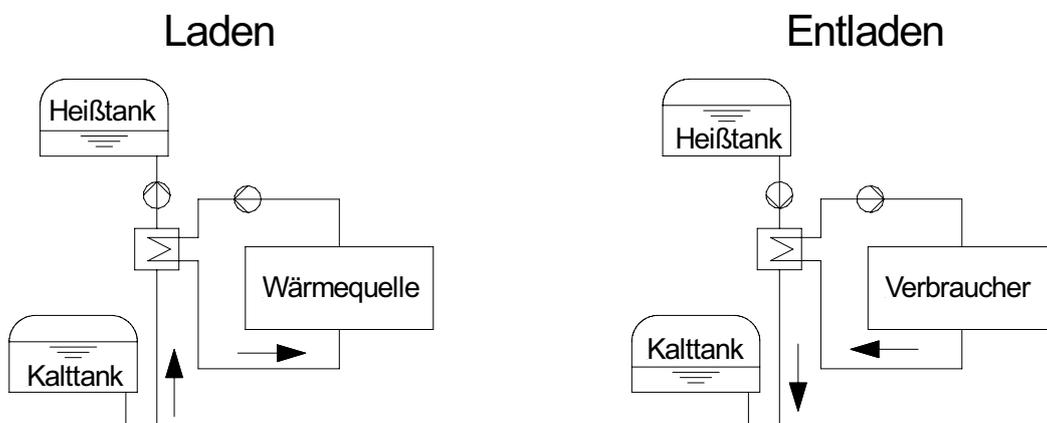
Das Speichersystem kann aus einem einzelnen Behälter bestehen, in den durch einen Wärmeübertragerkreislauf Energie des Arbeitsmediums ein- oder ausgespeichert wird [Abbildung 90]. Denkbar ist hier auch eine Serienschaltung, um die Vorteile von Speichermedien zu kombinieren. Der Einsatz eines teureren Fluids kann dann auf den oberen Temperaturbereich

beschränkt werden. Nachteilig bei der Verwendung eines einzelnen Tanks ist die Vermischung von Speicherflüssigkeit unterschiedlicher Temperatur. Durch teilweise Füllung des Tanks mit einem festen Speichermedium kann diese Vermischung reduziert werden und u.U. die Kosten für das Speichermedium gesenkt werden [Herrmann (2002)].



**Abbildung 90: Ein-Tank Konzept für flüssiges Speichermedium**

Das Zwei-Tank-Konzept sieht die Trennung von heißem und kaltem Speichermedium in zwei Behältern vor [Abbildung 91]. Vorteilhaft ist bei diesem Konzept die Möglichkeit, während des gesamten Entladevorganges eine konstante Temperatur zu halten, nachteilig ist der erhöhte Aufwand für einen zweiten Tank.



**Abbildung 91: Zwei-Tank-Konzept für flüssiges Speichermedium**

Das Zwei-Tank-Konzept wird beim Solar-Two Turmkraftwerk eingesetzt. [Tyner et al. (1996)]. Als Speichermedium wird ein Nitratsalz verwendet, dessen Temperatur zwischen 290°C und 565°C variiert. Die thermische Kapazität des Speichers liegt bei 105 MWh.

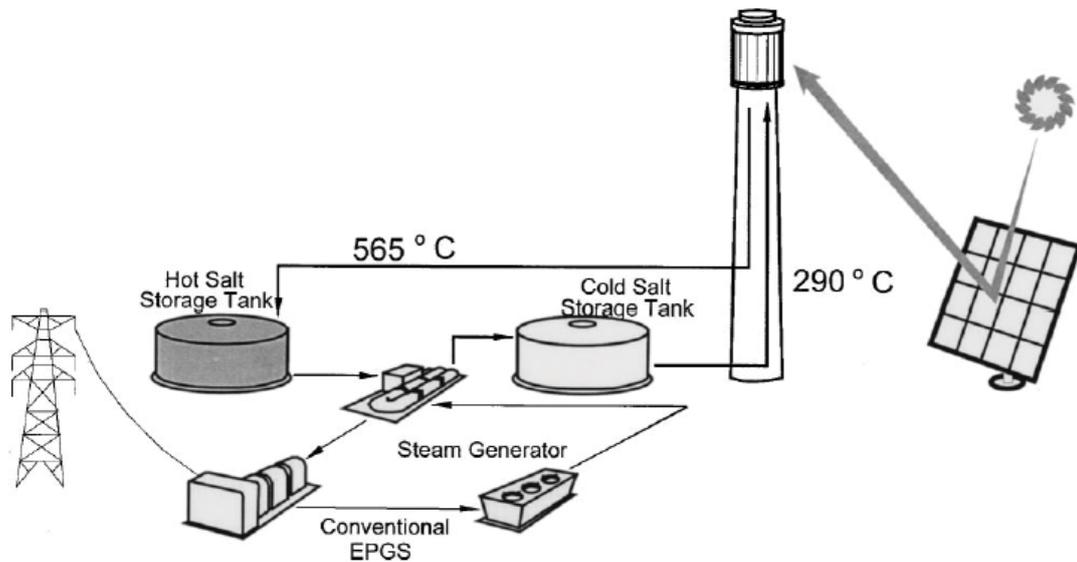


Abbildung 92: Prinzipdarstellung Solar Two Turmkraftwerk mit Zwei-Tank Speicher

### 7.2.3.2 Festes Speichermedium

Eine Möglichkeit zur Energiespeicherung in Festkörper sind Schüttungen, die vom Arbeitsmedium durchströmt werden. Derartige Systeme erfordern einen äußeren Behälter, der den Druckbelastungen des Arbeitsmediums standhält. Darüber hinaus muss gewährleistet sein, dass das Arbeitsmedium beim Durchströmen der Schüttung nicht durch Speichermedium unzulässig stark verschmutzt wird. Tabelle 15 zeigt eine Auswahl von möglichen Materialien für die Speicherung thermischer Energie in Feststoffen:

Tabelle 15: Auswahl von Materialien für Speicherung sensibler Wärme in Feststoffe.

Medium	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Wärme- kapazität [J/kg/K]	Wärmeleit- fähigkeit [W/m/K]	vol.-spez. Speicher- kapazität [kWh/m <sup>3</sup> /K]	vol.-spez. Kosten ca. [€ /m <sup>3</sup> ]
Gusseisen	7200	560	37	1.12	7200
Gussstahl	7850	600	40	1.3	39250
Zement	2200	850	1.5	0.52	110
NaCl	2160	850	7.0	0.51	300

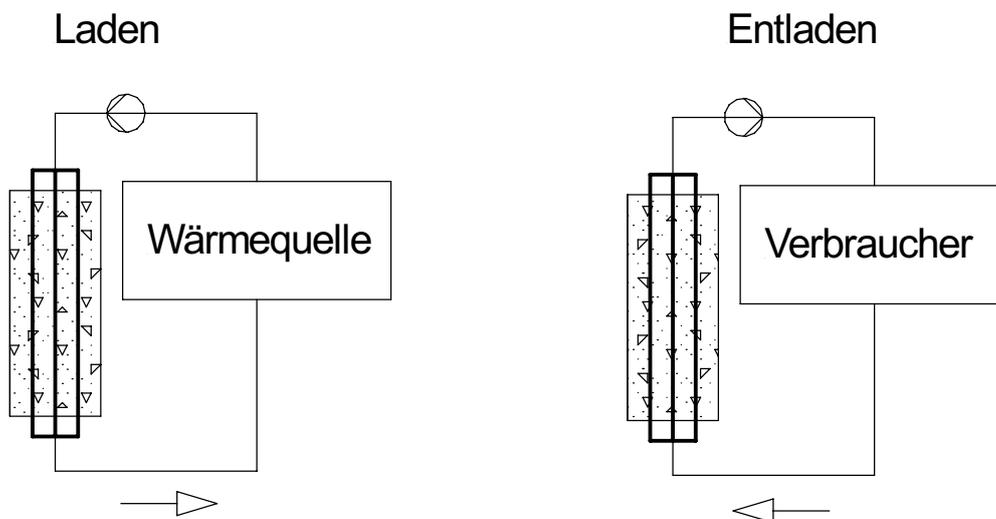
Die in Tabelle 15 aufgeführten Metalle scheiden i.d.R. im Hinblick auf Kostenaspekte aus.

Bei Arbeitsmedien, die unter einem höherem Druckniveau stehen oder wenn ein direkter Kontakt mit dem Speichermedium vermieden werden soll, empfiehlt sich die Einbringung eines Wärmeübertragers in das Speichermedium. Vorteilhaft sind dann Speichermedien, die

- in das Rohrregister eingegossen werden können

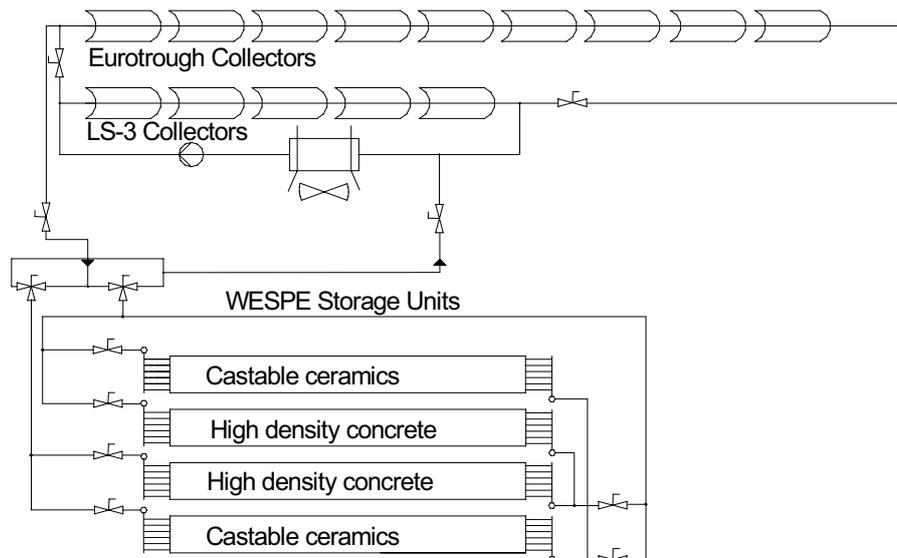
- beim Gießen keine unzulässige thermische Belastung des Rohrregisters verursachen
- bei maximalen Betriebstemperaturen keine Korrosion des Rohrregisters bewirken
- möglichst gute Wärmeleitfähigkeiten aufweisen, um die Gesamtfläche des Wärmeübertragers möglichst gering zu halten

Beim Be- und Entladen eines Feststoff-Speichers ändert sich bei gleich bleibenden Massenstrom die Temperatur des aus dem Speicher austretenden Arbeitsmediums in Abhängigkeit vom Ladezustand. Ein gleich bleibender Austrittszustand kann durch Parallelschaltung von Speicherabschnitten unterschiedlichen Ladezustandes bei jeweils angepasstem Massenstrom erreicht werden.



**Abbildung 93: Speicherung sensibler Wärme in festem Speichermedium**

Nachdem zunächst grundlegende Untersuchungen zur Wärmespeicherung in Feststoffen im Labormaßstab durchgeführt wurden, wird im Rahmen des Projektes WESPE ein Speichersystem mit Beton bzw. Gießkeramik mit einer thermischen Kapazität von 350 kWh experimentell untersucht. Dieses System wird an einen Parabolrinnenkollektor angeschlossen, der Thermoöl mit Temperaturen zwischen 300 und 390°C als Arbeitsmedium benutzt.

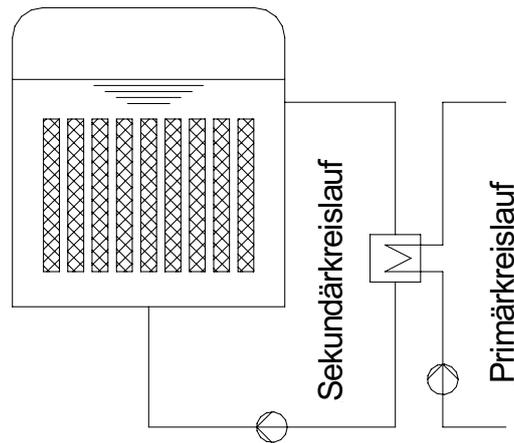


**Abbildung 94: Schema Versuchsaufbau für experimentelle Untersuchung von Feststoff-Speichern im Rahmen des Projektes WESPE**



**Abbildung 95: Speichermodul für WESPE-Projekt vor Anbringen der äußeren thermischen Isolation**

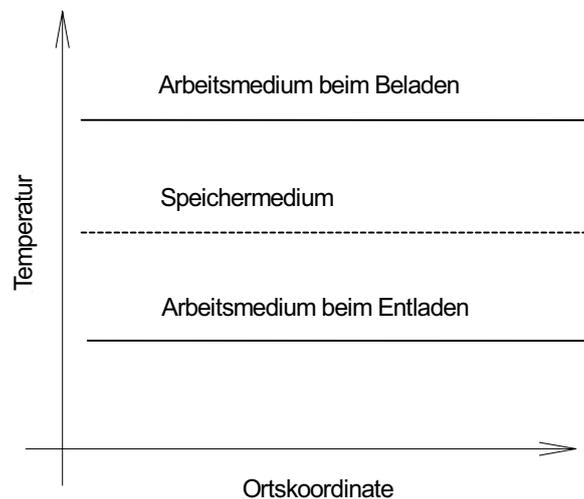
Die unter Kostenaspekten günstigsten Speichermedien weisen i.d.R. eine geringe Wärmeleitfähigkeiten auf. Bestimmender Kostenfaktor wird dann das Rohrregister. Eine mögliche Alternative besteht in der Einführung eines Wärmeübertragungsmediums zwischen Speichermedium und Arbeitsmedium (Abbildung 96). Im Gegensatz zur Speicherung in flüssigen Speichermedien ist die Speicherkapazität des Wärmeübertragungsmediums nur gering.



**Abbildung 96: Speicherung sensibler Wärme in festem Speichermedium mit Sekundärkreislauf zur Steigerung der Leistung**

#### 7.2.4 Speicherung von Latentwärme

Bei Latentspeichersystemen wird die mit einem Phaseübergang verbundene Phasenübergangswärme für einen Energieaustausch bei nahezu konstanter Temperatur ausgenutzt. In technischen Systemen kommt dabei fast ausschließlich der Phasenübergang fest/flüssig zur Anwendung. Abbildung 97 zeigt den idealisierten Temperaturverlauf in einem Latentspeichersystem: Das Speichermedium bleibt während der Wärmeübertragung auf konstantem Temperaturniveau, das Arbeitsmedium bleibt ebenfalls auf einer konstanten Temperatur. Soll Kondensation bzw. Verdampfung des Arbeitsmediums ausgenutzt werden, erfordert dies eine Druckabsenkung während des Entladeprozesses.



**Abbildung 97: Idealisierter Temperaturverlauf in Speichersystem mit Latentspeichermedium**

Tabelle 16 zeigt eine Auswahl von Materialien, die aufgrund der Schmelztemperatur in eine nähere Auswahl kommen (PCM: Phase Change Materials):

**Tabelle 16: Auswahl Latentspeichermaterialien [Beckmann, Gilli (1984), Herrmann (2002)]**

Medium	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Schmelz- temperatur [°C]	Schmelzenthalpie [J/kg/K]	vol.-spez. Speicher- kapazität [kWh/m <sup>3</sup> ]	vol.-spez. Kosten ca. [€ /m <sup>3</sup> ]
NaNO <sub>3</sub> -KNO <sub>3</sub>	1870	220	140000	72.7	560
NaNO <sub>3</sub>	2250	308	200000	125	450
KNO	2110	333	267000	156	630
KOH	2044	380	150000	85	300

Die in der Tabelle aufgeführte volumen-spezifische Wärmekapazität bezieht sich ausschließlich auf den Phasenwechsel.

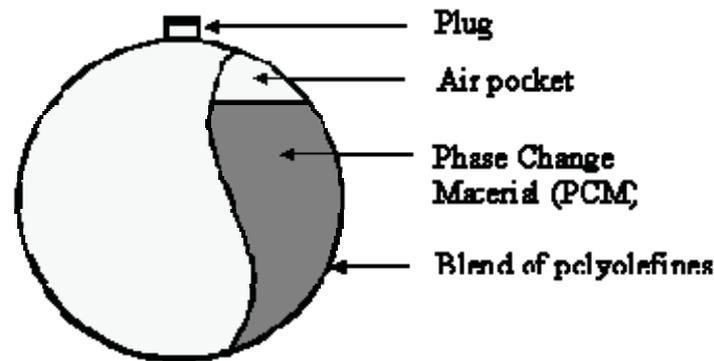
Eine große Auswahl von Phasenwechselmaterialien für den Mitteltemperaturbereich wird in [Steiner et al. (1982)] charakterisiert. Bei der Auswahl sind noch folgende Kriterien zu beachten:

- Wärmeleitfähigkeit, insbesondere die der festen Phase
- Volumenänderung beim Phasenwechsel
- Korrosivität bei mittleren Temperaturen
- spez. Wärmekapazität, falls auch sensible Wärme gespeichert werden soll
- Zyklenbeständigkeit

Metalle scheiden aus Kostengründen für die Realisierung von Latentspeichersystem aus, die übrigen Latentspeichermaterialien sind i.d.R. durch sehr niedrige Wärmeleitfähigkeiten charakterisiert, im festen Zustand können sie als thermische Isolatoren mit Wärmeleitfähigkeiten  $< 0.5 \text{ W/K/m}$  betrachtet werden. Wesentlich für ein Latentspeichersystem wird damit die Gewährleistung ausreichender Leistungsdichten beim Be- und Entladen. Ein direkter Kontakt zwischen PCM und Arbeitsmedium ist häufig nicht zulässig, es ist daher das Einbringen eines Wärmeübertragers in das Speichermaterial erforderlich. Insbesondere beim Entladen treten Probleme auf, da das PCM zunächst an den Wärmeübertragungsflächen erstarrt und damit den weiteren Wärmetransport behindert. Eine Verringerung der PCM-Schichtdicke führt zu keinen befriedigenden Lösungen, da die erforderlichen Wärmübertragungsflächen so anwachsen, dass der Vorteil der hohen Speicherdichte von Latentspeichersystemen verloren geht.

Verschiedene Konzepte wurden für die Lösung des Wärmetransportproblems vorgeschlagen. Mechanische Systeme sollen durch Schwingungen oder erzwungene Konvektion die Bildung von homogenen festen Phasen an den Wärmeübertragungsflächen verhindern. Möglich ist auch die Einführung eines Zwischenkreislaufs, in dem ein Wärmeübertragungsmedium die Energie vom Arbeitsmedium an das PCM überträgt. Das PCM befindet sich dabei vorzugsweise in einem drucklosen Behälter. Neben einem Zwischenfluid im flüssigen Zustand ist ein Zwischenfluid denkbar, bei dem die mit dem Phasenwechsel flüssig/gasförmig verbundene Phasenwechsel für hohe Wärmeübertragungsraten genutzt wird.

Ein weiterer Ansatz sieht die Kapselung des Latentspeichermaterials vor [Velraj et al. (1999), Milow, Stadermann (2001)]. In Abhängigkeit der Dimension der Behälter wird zwischen Makro- und Mikroverkapselung unterschieden. Durch die Behältergeometrie lässt sich der zeitliche Verlauf der abgegebenen thermischen Leistung beeinflussen. Bei der Auswahl des Behältermaterials ist auf die chemische Verträglichkeit mit dem PCM zu achten, außerdem müssen die Volumenänderung des PCM beim Phasenwechsel berücksichtigt werden. Die Behälter bilden Schüttungen in (drucklosen) Tanks, die vom Arbeitsmedium durchströmt werden.

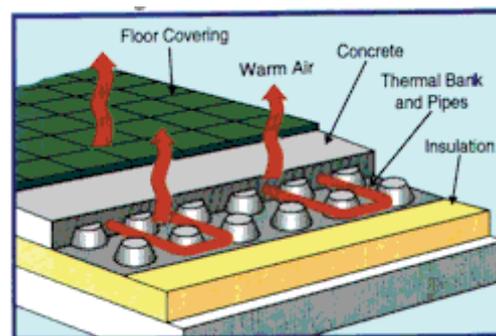


**Abbildung 98: Beispiel für Makroverkapselung: Kunststoffkugel (Durchmesser zwischen 78mm und 98mm) mit PCM gefüllt, für Kühlanwendungen von Fa. Cristopia hergestellt.**

Makroverkapseltes PCM wird auch in Form von Rollen angeboten. Gewünschte Geometrien können zugeschnitten werden.

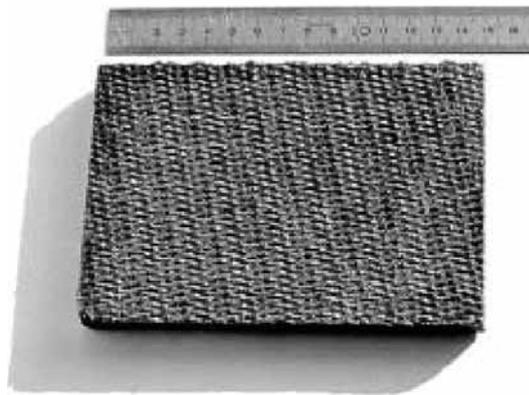


**Abbildung 99: Makroverkapseltes PCM in Mattenform, Produkt Fa. TEAP**

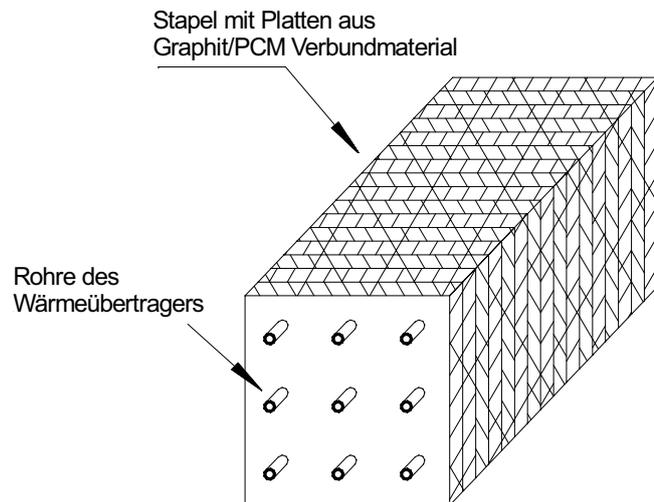


**Abbildung 100: Einsatz von PCM-Matten als Komponente einer Fußbodenheizung**

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Einbringung von PCM in eine Matrix eines Materials mit hoher Wärmeleitfähigkeit [Mehling et al. (2000), Py et al. (2001)]. Derartige Verbundmaterialien konnten mit Parafin als PCM und Graphit als Matrix für Anwendungen im Niedertemperaturbereich hergestellt werden. Bei einem Volumenanteil des PCM von bis zu 85% konnte eine Wärmeleitfähigkeit auf 25W/K/m erreicht werden. Wenn die Infiltration des Graphits auch mit PCM mit höheren Schmelzpunkten gelingt, ist damit ein viel versprechendes Basismaterial für den Aufbau für Latentspeichersystemen für den Mitteltemperaturbereich verfügbar.



**Abbildung 101: Verbundmaterial aus PCM und Graphit**



**Abbildung 102: Prinzipdarstellung Speichersystem auf Basis von Graphit/PCM-Verbundmaterial**

## 7.2.5 Sorptionssysteme

Die Sorptionsprozesse können zur thermischen Energiespeicherung bzw. zur Wärmetransformation (chemische Wärmepumpe) eingesetzt werden [Wettermark (1980), Alefeld (1977)]. Dabei wird ein gasförmiges Medium A an ein flüssiges oder festes Medium B angelagert, wobei Wärme frei wird. Beim Ladevorgang wird dann wieder das Medium A unter Energiezufuhr entzogen. Die auf die Masse von A bezogene freiwerdende Energie liegt über der Verdampfungsenthalpie.

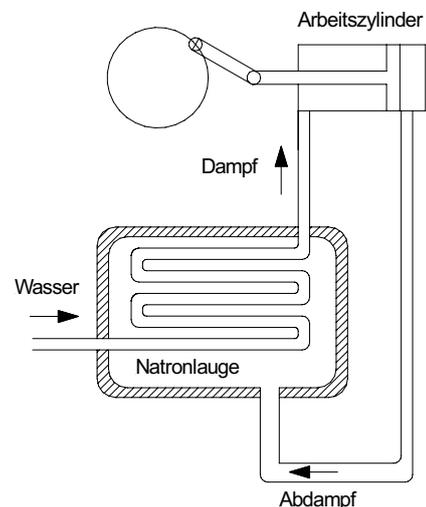


Häufig werden Sorptionssysteme der Gruppe der thermochemischen Speicher zugeordnet, sie sind aber in der Entwicklung weiter fortgeschritten als Systeme auf Basis reversibler chemischer Reaktionen und eignen sich besser für einen Einsatz bei mittleren Temperaturen.

Bereits um 1880 wurde ein Speicherkonzept im Mitteltemperaturbereich auf Basis eines Sorptionskonzeptes realisiert und im mobilen Einsatz erprobt (Abbildung 103). Dabei wurde Natronlauge (NaOH) verwendet, um Energie für einen Dampferzeuger zu liefern [Riedler (1883)]. Das Grundprinzip des Entladeprozesses ist in Abbildung 104 dargestellt: Abdampf tritt bei niedrigem Druck in den Behälter mit der Natronlauge ein, wo er unter Wärmeabgabe absorbiert wird. Die freiwerdende Wärme wird genutzt, um in einem Rohrregister, das von der Natronlauge umgeben ist, Dampf für den Antrieb zu erzeugen, der dann in den Arbeitszylinder strömt. Die Temperatur der freiwerdenden Wärme hängt von der Konzentration der Natronlauge ab und liegt bei maximal 260°C : der Prozess läuft solange, bis aufgrund der Verdünnung die Temperatur zu niedrig ist für die Dampferzeugung. Beim Ladevorgang wurde die Natronlauge erhitzt und das absorbierte Wasser wieder ausgedampft.



**Abbildung 103:** Mit Sorptionsspeicher betriebene Lokomotive der Aachener Straßenbahn.



**Abbildung 104:** Entladeprozess beim Sorptionsspeicher mit Natronlauge.

Bei aktuellen Entwicklungsarbeiten wird häufig die Adsorption von Wasser an Feststoffen genutzt, wobei sich Zeolithe als Sorptionsmaterial anbieten. Neben der Nutzung für saisonale Speicherung im Niedertemperaturbereich werden auch Systeme für den Lastenausgleich im Fernwärmenetz untersucht [BINE (2001)]. Der Einsatz von Zeolithen soll in einem Temperaturbereich zwischen 100°C und 300°C möglich sein.

Höhere Temperaturen können bei der Verwendung von Metallhydriden erreicht werden. In den Kristallgittern von Metallen und Legierungen (Me) kann Wasserstoff auf Zwischengitterplätzen eingelagert werden wobei Wärme entsteht:



Ein derartiges System kann beispielsweise unter Verwendung von Magnesium realisiert werden. Bei einem in [Bogdanovic (1995)] untersuchten Laborsystem lag die Speicherdichte für thermische Energie bei 110 kWh/m<sup>3</sup>. Derartige System werden auch im Hinblick auf die Speicherung von Wasserstoff untersucht; u.U. ergeben sich Möglichkeiten zur kombinierten Nutzung der thermischen Energie (ca. 20-30% der chemischen Energie des gespeicherten Wasserstoffes) und der chemischen Energie.

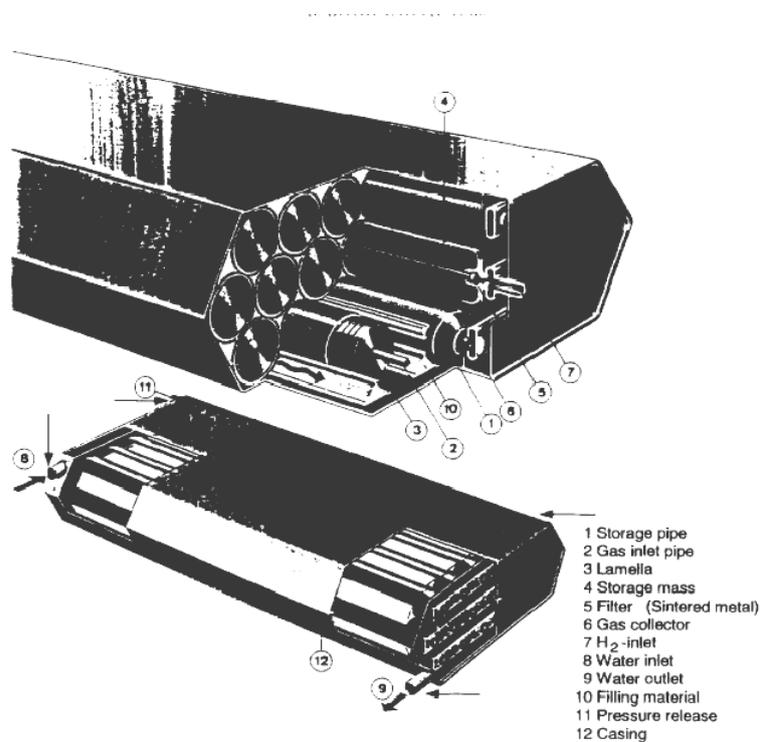


Abbildung 105: Metallhydrid-Speicher [Bogdanovic (1995)]

## 7.2.6 Reversible Chemische Reaktionen

Speichersysteme auf Basis reversibler chemischer Reaktionen nutzen die Bindungsenergie zur Speicherung von Energie. Attraktiv bei derartigen Systemen ist

- die hohe Energiedichte
- mögliche Langzeitspeicherung
- Speicherung bei Umgebungstemperatur

Unterschieden werden können hier Systeme mit katalytischen Reaktionen von thermischen Dissoziationsreaktionen. Bei katalytischen Reaktionen kann die Rückreaktion nur durch die Zugabe eines Katalysators erreicht werden, was einerseits eine Kontrollmöglichkeit eröffnet, andererseits auch eine Trennung der Reaktionsprodukte überflüssig macht. Bei Dissoziationsreaktionen ist eine Trennung der Reaktionsprodukte erforderlich.

Bei der Auswahl eines Prozesses sollten folgende Kriterien beachtet werden:

- die Reaktion sollte eine hohe Reaktionsenthalpie aufweisen
- die Reaktionsprodukte sollten unterschiedliche Aggregatzustände aufweisen, um eine Trennung zu erleichtern
- die Reaktion sollte über viele Zyklen vollständig reversibel und ohne die Bildung von Nebenprodukten ablaufen
- geringe Sicherheitsanforderungen
- geringe Komplexität

Tabelle 17 zeigt eine Auswahl von Prozessen, die für Speicheranwendungen vorgeschlagen wurden [Rebhan (2002)]:

**Tabelle 17: Prozesse für Speicheranwendungen**

Art der Reaktion	Reaktion	Temperatur [°C]
Katalytische Dissoziation	$\text{NH}_3 \leftrightarrow \text{N}_2 + \text{H}_2$	400 - 500
	$\text{SO}_3 \leftrightarrow \text{SO}_2 + \text{O}_2$	500 - 900
Dehydratisierung von Metall-Hydroxiden	$\text{Mg}(\text{OH})_2 \leftrightarrow \text{MgO} + \text{H}_2\text{O}$	250 - 350
	$\text{Ca}(\text{OH})_2 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	450 - 550
	$\text{Ba}(\text{OH})_2 \leftrightarrow \text{BaO} + \text{H}_2\text{O}$	700 - 800
Decarboxilierung von Metall- karbonaten	$\text{MgCO}_3 \leftrightarrow \text{MgO} + \text{CO}_2$	350 - 450
	$\text{CaCO}_3 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	850 - 950
Dampfreformierung	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	700 - 1000
CO <sub>2</sub> -Reformierung	$\text{CH}_4 + \text{CO}_2 \leftrightarrow 2\text{CO} + 2\text{H}_2$	700 - 1000

Thermochemische Speicher eignen sich vor allem für höhere Prozesstemperaturen. Prinzipiell ist auch eine Realisierung bei niedrigeren Temperaturen möglich, jedoch sinkt dann die Reaktionsrate, was zu schlechten Speicherwirkungsgraden führt.

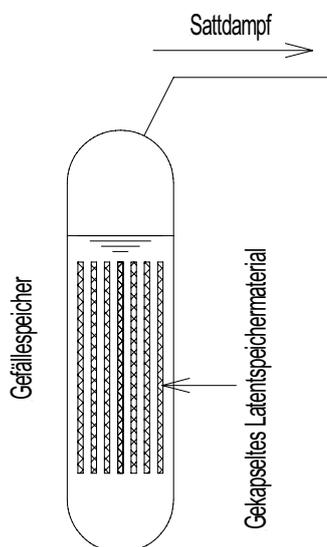
Trotz der möglichen Vorteile wurden bis heute keine kommerziellen thermochemischen Speichersysteme realisiert. Im fortgeschrittenen experimentellen Stadium befinden sich

die Ammoniaksynthese  $\text{NH}_3 \leftrightarrow \text{N}_2 + \text{H}_2$ , die Dissoziation von  $\text{SO}_3$  in  $\text{SO}_2$  und  $\text{O}_2$ , sowie die Methanreformierung mit Dampf bzw.  $\text{CO}_2$ .

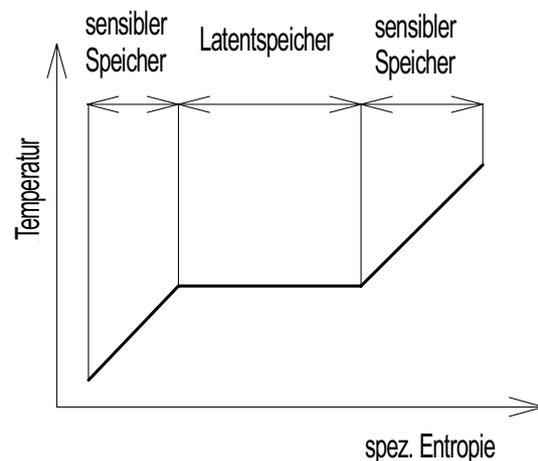
## 7.2.7 Kombinierte Systeme

Eine bisher wenig genutzte Möglichkeit zur Verbesserung von thermischen Speichern für den Mitteltemperaturbereich bietet sich in der Kombination der verschiedenen Grundkonzepte, um die jeweils charakteristische Vor- und Nachteile zu nutzen bzw. zu vermeiden.

Dampfspeicher nach 2.2 ermöglichen die Abgabe einer hohen Leistung, weisen aber nur geringe Speicherkapazitäten auf. Latentwärmespeicher dagegen erreichen hohe volumenspezifische Speicherdichten, problematisch ist hier die Auskopplung einer hohen thermischen Leistung. Nahe liegend ist die Kombination beider Konzepte, indem Latentspeichermaterial in den Dampfspeicherkessel eingebracht wird [Abbildung 106]. Die volumenspezifische Speicherkapazität eines Dampfspeichers liegt etwa bei  $35\text{kWh/m}^3$ , die von Latentspeichersystem in der Größenordnung von  $100\text{kWh/m}^3$ , das kombinierte System erreicht einen Mittelwert in Abhängigkeit vom Füllungsgrad. Vorteilhaft ist insbesondere, dass die Steigerung der Kapazität keine Erhöhung der Wandstärke des Druckbehälters erfordert.



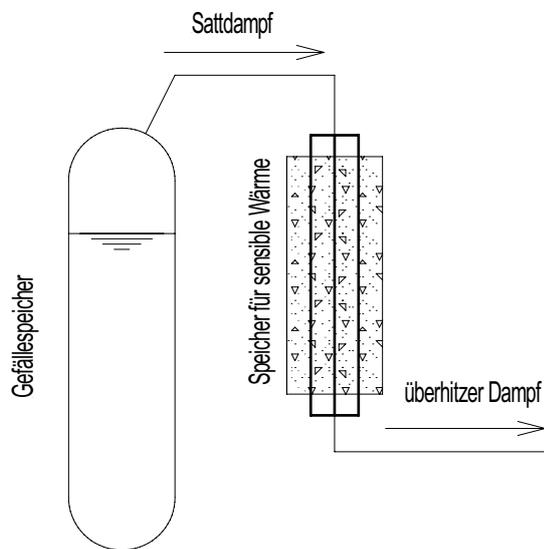
**Abbildung 106: Kombination von Dampfspeicher und Latentwärmespeicher [Krause, Lindner (1987)]**



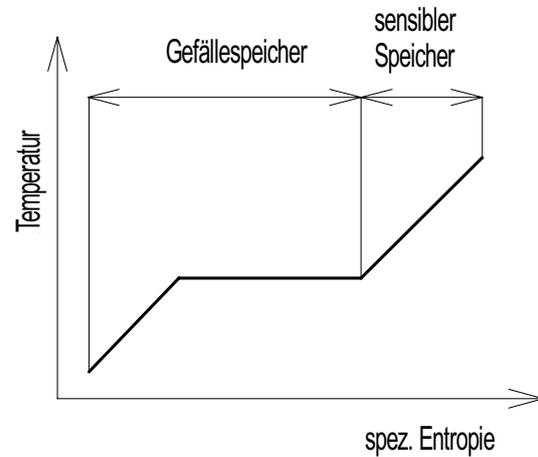
**Abbildung 107: t-s-Diagramm für Arbeitsmedium bei kombiniertem Einsatz von sensibler Wärmespeicherung und Latentwärmespeicherung**

Der Einsatz von Latentwärmespeichern bietet sich insbesondere für Prozesse an, bei denen das Arbeitsmedium bei konstanter Temperatur verdampft bzw. kondensiert werden soll. Für die Aufnahme bzw. Abgabe von Energie bei variierender Temperatur sind Latentwärmesysteme aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials nur bedingt geeignet. Speichersysteme auf Basis sensibler Wärmespeicherung eignen sich dagegen insbesondere für die Aufnahme bzw. Abgabe von Energie bei variierender Temperatur, während die Verwendung bei verdampfenden oder kondensierenden Arbeitsmedien große Temperaturspreizungen erfordert. Für Prozesse, bei denen ein Arbeitsmedium sowohl einphasig als auch zweiphasig auftritt, kann eine Kombination von sensibler Wärmespeicherung und Latentspeichersystem zu einem verbesserten Speicherkonzept führen.

Dampfspeicher liefern am Austritt Sattdampf, gelegentlich wird durch eine weitere Druckabsenkung außerhalb des Kessels eine Überhitzung realisiert. Für Prozesse, die überhitzten Dampf erfordern, können Dampfspeicher mit sensiblen Speichern kombiniert werden. Beim Entladen wird der Sattdampf durch den sensiblen Speicher geleitet, wo er überhitzt wird.



**Abbildung 108:** Kombination von Dampfspeicher mit sensiblen Speicher zur Abgabe von überhitztem Dampf



**Abbildung 109:** t-s-Diagramm Wasserdampf bei Kombination Dampfspeicher mit sensiblen Speicher nach Abbildung 108:

### 7.3 Systemtechnische Aspekte

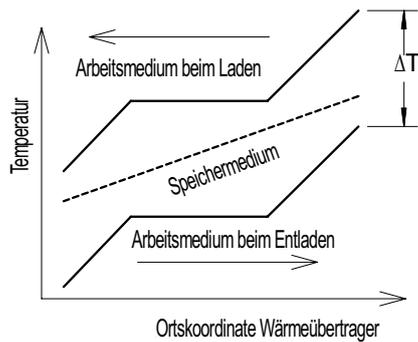
Die Integration eines Speichers in ein solarthermisches System erfordert grundsätzlich die Betrachtung des Gesamtsystems über den kompletten Be- und Entladezyklus. Das System setzt sich zusammen aus

- dem Solarkollektor, der eine tageszeitlich und wetterbedingt schwankende thermische Leistung abgibt
- dem thermischen Prozess, der u.U. einen schwankenden Bedarf aufweist
- dem Speichersystem.

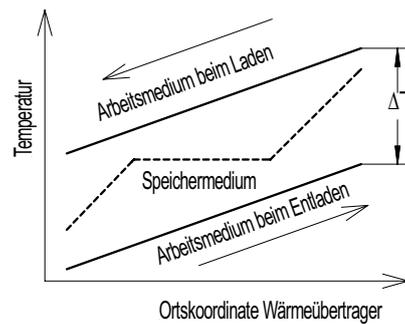
Ein effektiver Speichereinsatz ist wesentlich abhängig von einer Abstimmung des Speichers auf den Kollektor und den Prozess, eine isolierte Entwicklung des Speichers führt i.d.R. nicht zu einem optimalen System. Folgende Aspekte sind dabei zu beachten:

- Charakterisierung des Wärmebedarfs des thermischen Prozesses nach Leistung und Temperaturniveau
- Zeitlicher Verlauf des Wärmebedarfes
- bei Auftreten von Bedarfsspitzen: treten diese zyklisch auf oder sind sie nicht vorhersehbar?
- tritt das Arbeitsmedium in Kollektor und Prozess ein- oder zweiphasig auf?
- welche Auswirkungen haben Variationen von Prozessparameter, welche Grenzwerte müssen vom Speichersystem eingehalten werden?
- soll der Speicher parallel zu den Kollektoren betrieben werden oder nur in Zeiten ohne verwertbare Sonneneinstrahlung
- welche Kapazität ist sinnvoll?
- welche Leistungsgradienten sollen vom Speichersystem erreicht werden können?
- über welchen Zeitraum soll Energie gespeichert werden?

Eine erste Eingrenzung von Speicherkonzepten lässt sich anhand des Arbeitsmediums im Kollektorkreis bzw. im thermischen Prozess vornehmen: erfordert das Arbeitsmedium in beiden Kreisläufen eine Wärmeübertragung bei konstanter Temperatur aufgrund von Verdampfung oder Kondensation, ist die Wahl eines Speichers, der ausschließlich auf der Speicherung sensibler Wärme beruht, i.d.R. nicht sinnvoll. Die maximale Temperatur, die das Arbeitsmedium beim Entladen erreichen kann, liegt deutlich unter der Temperatur, die das Fluid am Austritt des Kollektors erreicht [Abbildung 110].

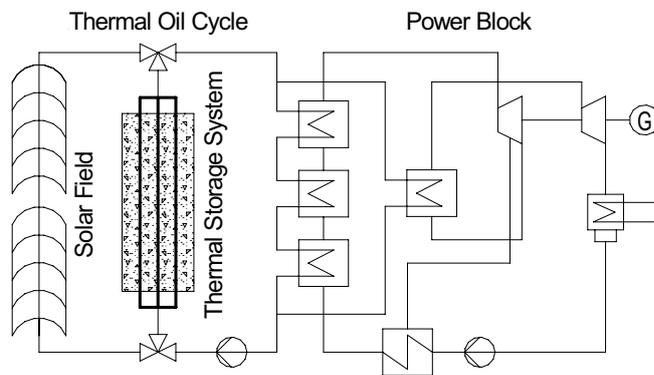


**Abbildung 110: Temperaturverlauf bei Kombination sensiblen Speichermediums, Arbeitsmedium mit Phasenwechsel**

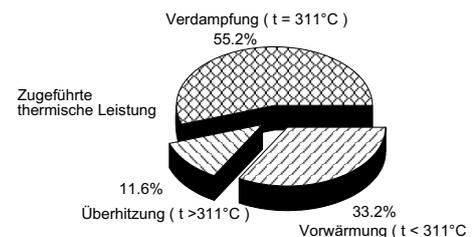


**Abbildung 111: Temperaturverlauf bei Kombination latenten Speichermediums, einphasiges Arbeitsmedium**

Durchläuft dagegen das Arbeitsmedium sowohl im Kollektor als auch im Prozess keinen Phasenwechsel, so ist der Einsatz eines Latentwärmespeichers auszuschließen, da auch in diesem Fall die bei der Entladung erreichbare Temperaturen deutlich unter denen liegen, die am Austritt des Kollektors erreicht werden können [Abbildung 111].



**Abbildung 112: Schaltung Parabolrinnenkraftwerk mit Speicher**



**Abbildung 113: Unterteilung Wärmebedarf Rankine-Prozess nach Temperaturniveau**

Das Potenzial, das in einer Abstimmung des Speichers auf die übrigen Systemkomponenten liegt, soll beispielhaft anhand eines Parabolrinnenkraftwerkes dargestellt werden. Bei diesem Kraftwerk werden Solarkollektoren mit Wärmeträgeröl eingesetzt, der Speicher verwendet Beton als Speichermedium für sensible Wärme [Tamme et al. (2003)]. Über einen Wärmeübertrager wird die Energie vom Kollektor bzw. Speicher an einen Wasserdampf-Kreislauf abgegeben. Bei der Integration des Speichers gilt:

- das Öl darf am Austritt der Kollektoren eine Temperatur von  $390^\circ\text{C}$  nicht überschreiten
- die thermische Energie wird im Rankine-Kreislauf für Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung benötigt; die benötigte thermische Energie kann dabei nach Abbildung 113 in drei Temperaturbereiche unterteilt werden
- die thermische Kapazität des sensiblen Speichers ist abhängig von der Differenz der mittleren Temperaturen des Speichermediums zwischen dem Ende der Beladung und dem Ende der Entladung

Abbildung 112 zeigt eine mögliche Schaltung für das Kraftwerk: der Speicher ist parallel zu den Kollektoren angeordnet, bei der Beladung durchläuft ein Teil des Wärmeträgeröles den Speicher, gibt dort Energie ab und wird abgekühlt, um dann wieder den Kollektor zu durchlaufen. Bei der Entladung ersetzt der Speicher den Kollektor: das Wärmeträgeröl tritt aus

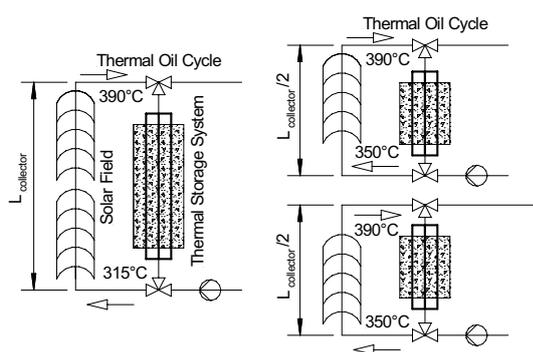
dem Speicher aus, durchläuft den Wärmeübertrager, gibt die Energie an den Rankine-Kreislauf ab und wird abgekühlt, anschließend wird der Speicher erneut durchlaufen.

Nachteilig bei dieser Konfiguration ist:

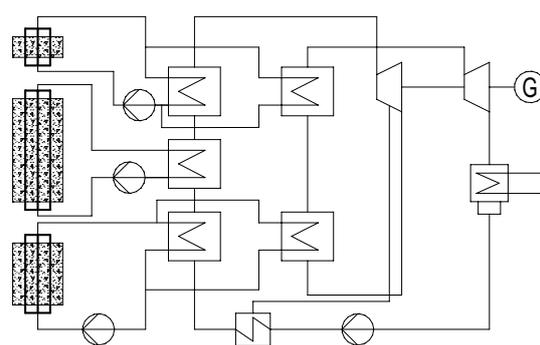
- beim Beladen des Speichers muss das Wärmeträgeröl beim Austritt aus dem Speicher auf eine Temperatur von ca.  $315^{\circ}\text{C}$  abgekühlt werden, um beim nächsten Durchlauf durch den Kollektor die zulässige Austrittstemperatur von  $390^{\circ}\text{C}$  nicht zu überschreiten. Die maximale mittlere Temperatur im Speichermaterial ist damit begrenzt.
- Beim Entladen wird das einphasige Thermoöl für die Verdampfung und Überhitzung des Speisewassers im Rankine-Kreislauf verwendet; der Entladeprozess muss abgebrochen werden, wenn das Thermoöl am Austritt des Speichers eine Temperatur von etwa  $350^{\circ}\text{C}$  erreicht wird. Die minimale mittlere Temperatur im Speichermaterial ist damit begrenzt.

Die Änderung der mittleren Temperatur liegt bei ca.  $40\text{K}$ . Ziel einer Modifikation muss die Erhöhung dieser Temperaturdifferenz sein. Dazu werden folgende Maßnahmen durchgeführt

- der Kollektor wird in der Mitte in zwei unabhängige Hälften geteilt [Abbildung 114]; beiden Hälften wird der ursprüngliche Massenstrom zugeführt, wodurch ein ausreichender Wärmübergang gewährleistet ist. Da jetzt aber nur noch die Hälfte der Absorberlänge durchlaufen wird, ist die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Absorbers auch nur noch etwa halb so groß; wenn am Austritt eine gleich bleibende Temperatur erreicht werden soll, ist damit eine höhere Temperatur des Öles am Eintritt des Absorbers zulässig. Damit wird auch eine höhere Temperatur am Austritt des Speichers möglich, die maximale mittlere Temperatur im Speichermaterial steigt.
- beim Entladen wird der Massenstrom vom Speicher auf unterschiedlichen Temperaturniveaus entnommen [Abbildung 115], um besser dem Bedarf nach Abbildung 113 zu folgen. Damit ist eine tiefere Entladung des Speichers möglich.



**Abbildung 114: Erhöhung der mittlern Speichertemperatur beim Beladen durch Teilung der Absorberlänge**



**Abbildung 115: Entladen des Speichers auf drei Temperaturniveaus entsprechend Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung**

Die beiden Maßnahmen führen zu einer stärkeren Änderung der mittleren Temperaturdifferenz. Bei geringen Zusatzinvestitionen aufgrund der zusätzlichen Verrohrung konnte die Kapazität des Speichersystems um etwa 200% gesteigert werden. Neben den bereits beschriebenen Maßnahmen sind noch weitere Optionen denkbar: Speicherbereiche können sequen-

ziell entladen werden, d.h. ein Abschnitt dient zunächst der Überhitzung, dann der Verdampfung und schließlich der Vorwärmung. Der Kreisprozess ist optimiert für eine Energiezufuhr auf konstantem Temperaturniveau: beim Speicherbetrieb kann es dagegen vorteilhaft sein, auf eine regenerative Speisewasservorwärmung zu verzichten und dafür Speicherenergie zu nutzen. Die beiden genannten Maßnahmen ermöglichen eine weitere Absenkung der mittleren Speichertemperatur am Ende des Entladeprozesses und führen damit zu einer weiteren Kapazitätserhöhung.

## 8 Hochtemperatur Speichertechnologien, Teil 2

von: Dr.-Ing. Wolf-Dieter Steinmann, DLR

### 8.1 Einleitung

Nachdem im ersten Teil der Speicherstudie Grundkonzepte thermischer Energiespeicher für den Mitteltemperaturbereich dargestellt worden sind, wird im zweiten Teil die Untersuchung für den mittelfristigen Einsatz bei Anlagen mit solarer Prozessdampferzeugung konkretisiert. Dabei wird die Auswahl auf die Konzepte beschränkt, bei denen mittelfristig Speichersysteme für einen Temperaturbereich zwischen 150°C und 250°C realisiert werden können. Diese Auswahl umfasst

- drucklose Speicherung des Wärmeträgerfluids, das in den Kollektoren eingesetzt wird
- Dampfspeicher
- Feststoffspeicher mit Beton als Speichermedium
- Latentwärmespeicher

Latentwärmespeicher befinden sich derzeit noch in der Entwicklung, jedoch sollen derartige Systeme in die Betrachtung mit einbezogen werden, da sie im Gegensatz zu den anderen Systemen eine Wärmespeicherung bei konstanter Temperatur ermöglichen und sich daher besonders für Kollektoren mit solarer Direktverdampfung bzw. für die Bereitstellung von Prozessdampf eignen.

Nicht berücksichtigt werden Sorptionssysteme, bei denen der Entwicklungsschwerpunkt derzeit bei Anwendungen < 150°C liegt sowie Konzepte auf Basis reversibler chemischer Reaktionen, da hier Anwendung > 300°C im Mittelpunkt stehen.

Für die vier ausgewählten Konzepte werden für eine beispielhafte Anwendung das benötigte Speichervolumen bestimmt und der Investitionsbedarf verglichen.

Der Speicher steht in enger Wechselwirkung mit dem Solarfeld und dem thermischen Prozess, sowohl das Profil der solaren Einstrahlung als auch Art und Verfügbarkeit der nicht-solaren Energie wirken sich auf die Auslegung des Speichers aus. Ziel des vorliegenden Vergleiches ist die Identifikation der wesentlichen Einflussfaktoren sowie eine weitere Eingrenzung der potenziellen Speicherkonzepte. Sind detaillierte Charakterisierungen von Solarfeld, thermischem Prozess, Einstrahlung und nicht solarer Energieversorgung verfügbar, kann aus den verbliebenen Konzepten die optimale Lösung ausgewählt werden.

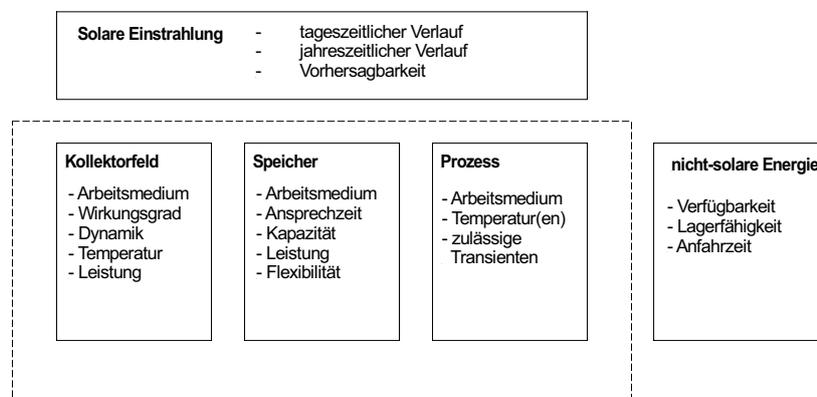


Abbildung 116: Einflussfaktoren bei der Auslegung eines Speichersystems

## 8.2 Wärmeträgermedien im Parabolrinnenkollektor und im Speichersystem

Die Art des Wärmeträgermediums, das im Kollektorfeld eingesetzt wird, stellt ein Entscheidungskriterium für die Auswahl des Speicherkonzeptes dar. Für Parabolrinnenkollektoren wurden verschiedene Optionen realisiert, wobei im Hinblick auf die Thermohydraulik bisher einphasige Medien zum Einsatz kamen.

### 8.2.1 Wärmeträgerflüssigkeiten (synthetisch oder auf Mineralölbasis)

Für den Transport der thermischen Energie aus dem Kollektorfeld können synthetische Wärmeträgerfluide bis zu maximalen Temperaturen von ca. 400°C eingesetzt werden, Wärmeträger auf Mineralölbasis lassen Temperaturen bis zu 320°C zu. Bis zu Temperaturen von 300°C ist ein druckloser Betrieb des Kollektors möglich. Bei der Auswahl des Wärmeträgerfluids sollte berücksichtigt werden, dass ein Betrieb in der Nähe der maximal zulässigen Temperatur zu einer erhöhten thermischen Zersetzung führt, die einen häufigeren Austausch des Thermoöls erfordert und damit die Betriebskosten steigert. Geprüft werden müssen die Umweltverträglichkeit und die Brandgefahr der Wärmeträgerflüssigkeit.

Vorteilhaft ist die einfache Regelung des Kollektorfelds durch Temperaturmessungen im Wärmeträgerfluid, der Gefrierpunkt liegt häufig unterhalb von 0°C.

### 8.2.2 Wasser

Wasser ist aufgrund der hohen spez. Wärmekapazität, der hohen Verdampfungsenthalpie, der niedrigen Kosten und im Hinblick auf die Umweltverträglichkeit ein ideales Wärmeträgermedium. Im Kollektor können verschiedene Konzepte realisiert werden:

#### 8.2.2.1 Druckwasserkollektor

Der Druck im Kollektorkreislauf ist so hoch, dass die Siedetemperatur nicht erreicht wird. Vorteile bietet die einphasige Durchströmung des Kollektors mit guter Wärmeübertragung zwischen Rohrwand und Wasser sowie die einfache Regelbarkeit auf Basis von Temperaturmessungen. Aufgrund der logarithmischen Abhängigkeit zwischen Siedetemperatur und Siededruck steigt der Systemdruck überproportional mit der Austrittstemperatur.

#### 8.2.2.2 Sattdampfkollektor

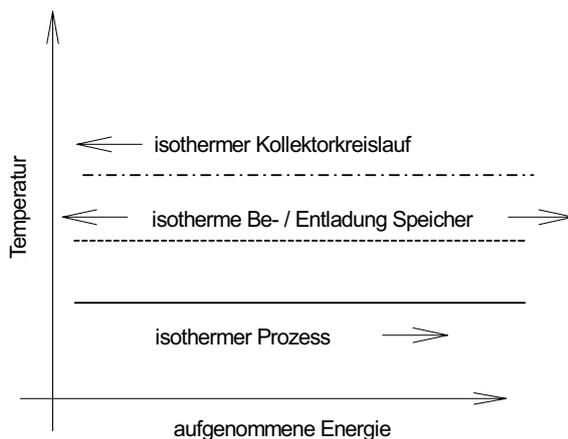
Der Kollektor produziert Sattdampf, vorteilhaft ist dabei ein Abscheidergefäß am Austritt des Solarfeldes, in dem die Gasphase von der flüssigen Phase getrennt wird. Im Kollektorfeld tritt dann ausschließlich eine Nassdampfströmung auf, die eine ausreichende Kühlung gewährleistet. Bei parallelen Kollektoren müssen Strömungsinstabilitäten vermieden werden, die Bestimmung der spez. Enthalpie im Kollektorfeld ist im Nassdampfbereich problematisch.

#### 8.2.2.3 Überhitzter Dampf am Kollektorausritt

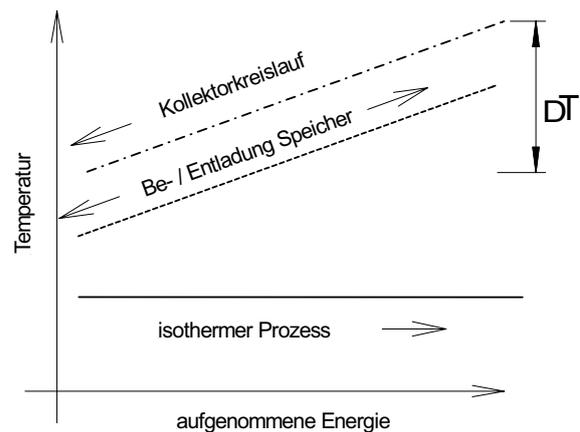
Am Austritt des Kollektorfeldes tritt überhitzter Dampf aus. Erfordert von allen Systemen den höchsten Regelungsaufwand, der Verdampferabschnitt sollte vom Überhitzerbereich durch einen Abscheider getrennt werden.

### 8.3 Berücksichtigung Temperaturspreizung zwischen Kollektor und Prozess

Bei der Untersuchung verschiedener Speicherkonzepte soll insbesondere auch die Möglichkeit berücksichtigt werden, dass der verbrauchende Prozess thermische Energie auf konstantem Temperaturniveau erfordert. Ideal wäre in diesem Fall, wenn die Energieeinkopplungen sowohl im Kollektorfeld als auch im Speicher isotherm erfolgen würden, sich also Temperaturprofile nach Abbildung 117 ergeben würden. Es sollen jedoch auch Systeme betrachtet werden, bei denen Energie im Kollektor und im Speicher als sensible Wärme auftritt. In diesem Fall muss die Austrittstemperatur des Fluids aus dem Kollektorfeld höher liegen (Abbildung 118), es treten höhere thermische Verluste im Feld auf.



**Abbildung 117: Idealisierter Temperaturverlauf im Speicher und im Kollektorkreislauf für Prozess mit Wärmebedarf auf konstantem Temperaturniveau**



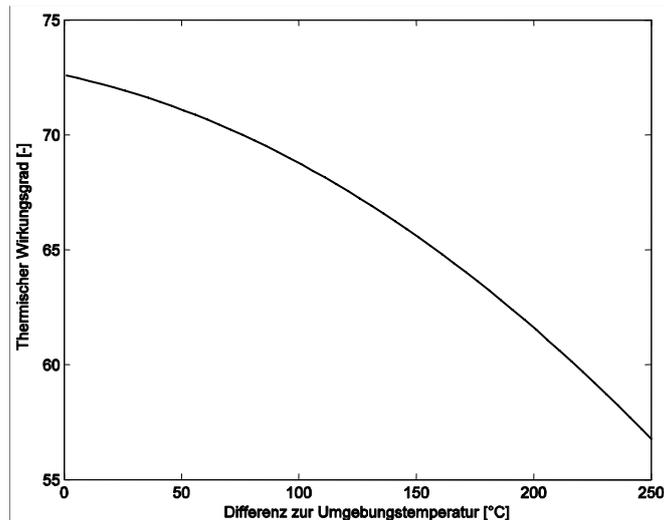
**Abbildung 118: Im Kollektorkreislauf wird Energie als sensible Energie aufgenommen, die Austrittstemperatur erhöht sich im Fluid gegenüber Abbildung 115 um  $\Delta T$ .**

Die höheren thermischen Verluste führen zu einer Verringerung  $\Delta\eta$  des thermischen Wirkungsgrades des Kollektorfeldes. Dabei können für einen Kollektor mit solarer Direktverdampfung zwei Betriebsstrategien unterschieden werden:

- Gleitdruck: der Druck und damit die Siedetemperatur wird während der Beladung des sensiblen Speichers erhöht
- Festdruck: während der Beladung des sensiblen Speichers bleibt der Druck und damit die Siedetemperatur konstant

Beim Gleitdruckbetrieb ist der zeitliche Mittelwert der Temperatur im Solarfeld geringer als beim Festdruckbetrieb, entsprechend verbessert sich der thermische Wirkungsgrad. Wird der Kollektor mit einem einphasigen Wärmeträgermedium wie Thermoöl oder Druckwasser betrieben, so entspricht bei konstanter Austrittstemperatur der Mittelwert der Temperatur dem zeitlichen Mittelwert bei Gleitdruckbetrieb.

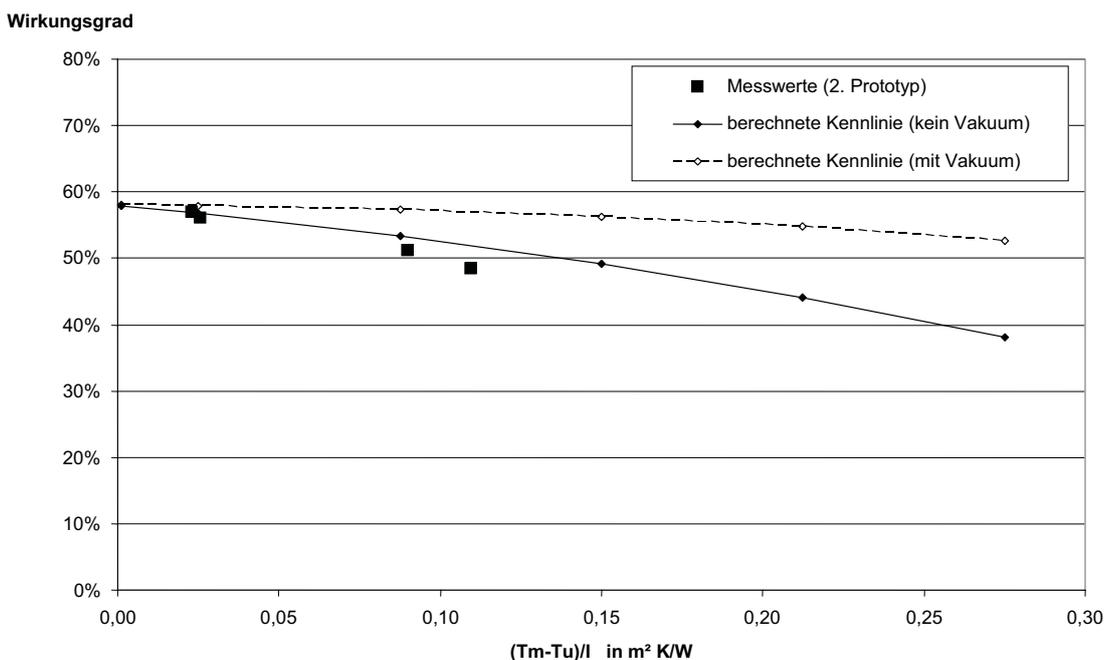
Für die Bestimmung von  $\Delta\eta$  wird angenommen, dass der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades im Temperaturintervall  $\Delta T$  linear angenähert werden kann,  $\Delta\eta / \Delta T$  ist dann konstant, die mittlere Änderung des Wirkungsgrades des Kollektorfeldes ist  $\Delta\eta \cdot \Delta T$  (Festdruck) bzw.  $\Delta\eta (\Delta T / 2)$  für Gleitdruckbetrieb oder einphasigem Wärmeträgermedium mit konstanter Austrittstemperatur.



**Abbildung 119: Verlauf thermischer Wirkungsgrad für die IST-Parabolrinne**

Beispielhaft ist der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades für die IST-Rinne in Abbildung 119 dargestellt; liegt die Fluidtemperatur zwischen 150°C und 250°C über der Umgebungstemperatur, so beträgt die Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades etwa  $0,09 / \Delta^\circ\text{C}$ , eine Erhöhung von  $\Delta T = 50^\circ\text{C}$  am Austritt führt zu einer Verminderung des mittleren Feldwirkungsgrades um 2,25 Prozentpunkte für Gleitdruck bzw. 4,5 Prozentpunkte für Festdruck. Eine Erhöhung der Austrittstemperatur von 150°C ( $\eta = 65,5\%$ ) auf 200°C würde die abgegebene thermische Leistung um ca. 3,5% bzw. 7% verringern und eine entsprechende Vergrößerung der Kollektorfläche erfordern.

Abbildung 120 zeigt die Messwerte für den zweiten Prototypen. Für ein System mit Vakuum sind für den Temperaturbereich zwischen 150 und 250°C ähnliche Werte für den thermischen Wirkungsgrad berechnet worden wie für die IST-Rinne.



**Abbildung 120: Wirkungsgradkennlinie 2. Prototyp Parasol, Knopf Design**

## 8.4 Speichersysteme

### 8.4.1 Direktspeicher

#### 8.4.1.1 Wärmeträgeröl als Speichermedium

Wesentlich für die Auslegung eines Direktspeichers ist die Auswahl eines geeigneten Wärmeträgermediums, wobei eine erste Eingrenzung durch den Temperaturbereich erfolgt. Vorteilhaft ist dabei der Einsatz von Medien, die auch bei Stillstand des Systems bei minimaler Außentemperatur nicht erstarren. Bis zu maximalen Einsatztemperaturen von 300°C werden zahlreiche Produkte angeboten. Diese können in verschiedene Gruppen unterteilt werden, neben Fluiden auf Mineralölbasis werden synthetische Wärmeträger angeboten. Die synthetischen Wärmeträger können i.d.R. in einem weiteren Temperaturbereich eingesetzt werden.

Stellvertretend für die Gruppe der Wärmeträger auf Mineralölbasis wird Mobiltherm 603 betrachtet, als Vertreter für die synthetischen Wärmeträger wird CALFLO HTF betrachtet. Im Hinblick auf den Einsatz als Speichermedium sind die Dichte und die spezifische Wärmekapazität, die aus [VDI(1997)] entnommen wurden und aus denen sich die volumetrische Speicherdichte für sensible Wärme ergibt. Berücksichtigt werden sollte auch der erforderliche Dampfdruck bei der maximalen Einsatztemperatur, der unter dem Umgebungsdruck liegen sollte, um ein druckloses Speichersystem zu ermöglichen.

Wärmeträger	$t_{\min}$ / $t_{\max}$ [°C]	cp [kJ/kg/K]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Dampfdruck [mbar]	volumetrische Speicherkapazität, pro $\Delta t$ [kWh/m <sup>3</sup> /K]
<b>Mobiltherm 603</b>					
	-8	1,79	876	-	0,43
	320	2,98	677	275	0,56
<b>CALFLO HTF</b>					
	-18	1,78	877	-	0,43
	325	2,91	703	140	0,57

**Tabelle 18: Beispiele für Wärmeträgermedien**

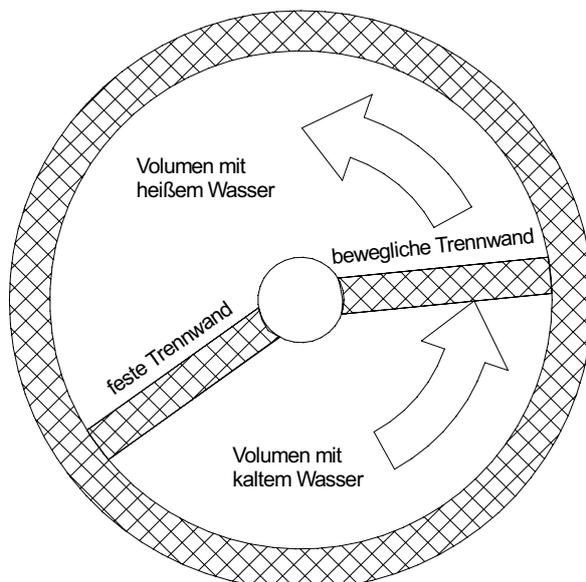
Die Wärmeträgerflüssigkeit kann i.d.R. nicht direkt im Prozess verwendet werden, es ist daher ein Wärmeübertrager erforderlich. Darüber hinaus sind getrennte Volumina für heißes und kaltes Speichermedium erforderlich. Dafür bieten sich verschiedene Lösungen: neben dem Einsatz von zwei getrennten Behältern kann auch ein einzelner Behälter mit thermischer Schichtung verwendet werden, wobei auf eine ausreichende Höhe im Verhältnis zum Durchmesser zu achten ist. Eine weitere Option bietet sich in einem einzelnen Behälter, der im Inneren eine variable Geometrie aufweist, wodurch das Volumen zwischen kaltem Medium und heißem Medium an den Ladezustand des Speichers angepasst werden kann. Wird der Wärmeübertrager in eine der Trennwände integriert, können thermische Verluste beim Entladen minimiert werden.

Die Kosten für das Wärmeträgerfluid liegen zwischen ca. 700 €/m<sup>3</sup> und 3000 €/m<sup>3</sup> und stellen sowohl bei den Investitionskosten als auch bei den Betriebskosten (zyklischer Austausch erforderlich) einen wesentlichen Anteil dar. Eine Möglichkeit zur Senkung dieser Kosten liegt in der Nutzung von preiswerten festen Speichermedien im Speichervolumen (Beton, Steine, Kosten < 100 €/m<sup>3</sup>). Voraussetzung ist eine ausreichende wärmeübertragende Oberfläche zwischen Wärmeträgerfluid und festem Speichermedium, es darf zu keiner chemischen Reaktion kommen, Partikel des festen Speichermediums dürfen nicht in den Kollektorkreislauf getragen werden. Geprüft werden müssen Umweltgesichtspunkte wie Brandgefahr und eventuelle Grundwassergefährdung im Falle von Leckagen.

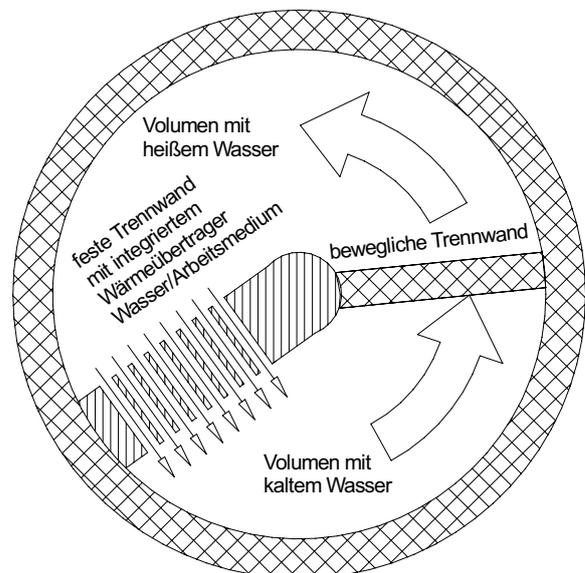
Vorteilhaft ist die Nutzung der Tankstruktur als Speichermedium; Strukturen im Tankvolumen können die Trennung von kaltem und heißem Flüssigkeitsvolumen verbessern, außerdem ist eine mechanische Belastung der Speicherdecke möglich, das Volumen oberhalb des Speichers kann genutzt werden.

#### 8.4.1.2 Druckwasser als Speichermedium

Wasser ist aufgrund der hohen spezifischen Wärmekapazität und der Umweltverträglichkeit ein ideales Wärmeträgermedium. Nachteilig ist neben der Gefahr des Gefrierens auch die Siedetemperatur von ca. 100°C bei Umgebungsdruck. Soll flüssiges Wasser bei höheren Temperaturen eingesetzt werden, so ist eine Erhöhung des minimalen Systemdruckes auf Werte nach Abbildung 124 erforderlich. Um die Investitionen für Druckbehälter zu reduzieren, bietet sich hier ein Konzept mit einem Einzelbehälter an, der variabel in zwei Teilvolumina getrennt wird. Je nach Beladungszustand ändert sich das Verhältnis der beiden Teilvolumina, eine entsprechende Isolation an der Innenseite des Druckbehälters verhindert einen Temperatúrausgleich über die Rohrwand. Gegenüber einem Konzept mit zwei getrennten Behältern wird die äußere Gesamtfläche reduziert. Beim Zwei-Tank-Konzept kann der Kalt-tank u.U. drucklos ausgeführt werden, dies führt jedoch zu Verlusten, wenn die vom Verbraucher geforderte minimale Temperatur über 100°C liegt.



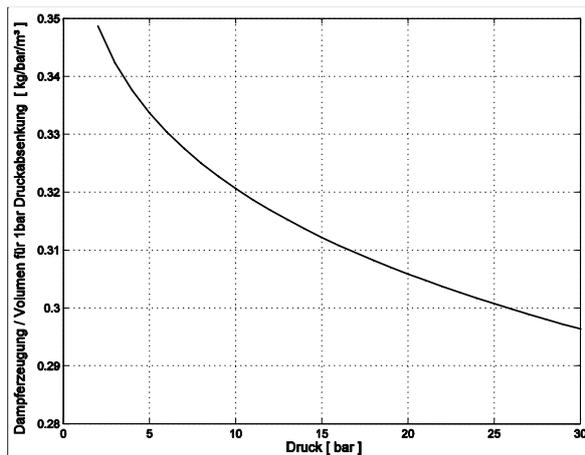
**Abbildung 121: Konzept Einzelbehälter für Speicherung von Druckwasser mit variabler Unterteilung des Innenvolumens entsprechend dem Ladezustand.**



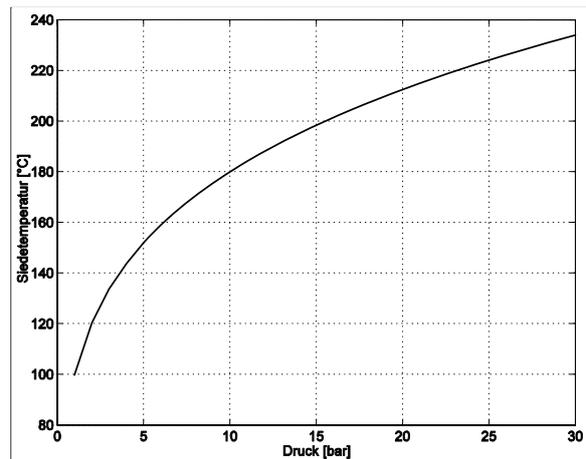
**Abbildung 122: Konzept Einzelbehälter mit variabler Unterteilung und integriertem Wärmeübertrager.**

## 8.4.2 Dampfspeicher

In Dampfspeichern wird sensible Wärme, die in flüssigem Wasser gespeichert ist, zur Dampferzeugung genutzt. Das Wasser steht i.d.R. unter Überdruck und ist im gesättigten Zustand. Die bei einer Druckabsenkung erzeugte Dampfmenge hängt vom Volumen des flüssigen Wassers sowie von der Änderung der spez. Enthalpie des siedenden Wassers und der Verdampfungsenthalpie ab. Abbildung 123 zeigt die Dampfmenge, die bei einer Druckabsenkung von 1bar von einem Wasservolumen pro m<sup>3</sup> erzeugt werden kann. Aufgrund der logarithmischen Abhängigkeit von Siedetemperatur und Siededruck nimmt die bei einer gleich bleibenden Druckabsenkung erzeugte Dampfmenge mit zunehmendem Druck ab. Da die Kosten für den Druckbehälter linear mit dem maximalen Systemdruck ansteigen, eignen sich Dampfspeicher daher vor allem für niedrige Systemdrücke.



**Abbildung 123: Vom Dampfspeicher abgegebene Sattdampfmenge bei Druckabsenkung um 1 bar, bezogen auf das Volumen des flüssigen Wassers im Speicherbehälter**



**Abbildung 124: Abhängigkeit Siedetemperatur vom Dampfdruck**

Eine Abschätzung der erzeugten Dampfmenge kann unter der Annahme erfolgen, dass die aus einer Druckabsenkung folgende Differenz der sensiblen Energie des gesättigten Wassers vollständig zur Erzeugung von Sattdampf genutzt wird. Die Änderung der sensiblen Energie folgt aus dem Zusammenhang von Siedetemperatur  $t_{sat}$  und Druck  $p_{sat}$ . Näherungsweise kann dieser über die Antoine-Gleichung bestimmt werden:

$$t_{sat} [^{\circ}C] = \frac{B}{A - \ln p_{sat} [bar]} - C$$

$$A = 11,934, B = 3985, C = 234,1$$

Wird für die spez. Wärmekapazität des gesättigten Wassers ein Mittelwert  $c_{flüssig,m}$  angenommen, dann folgt für die Änderung der inneren Energie  $U_{flüssig}$  des flüssigen Volumens mit der Masse  $m_{flüssig}$  im Speicherbehälter

$$\Delta U_{flüssig} = m_{flüssig} \Delta t_{sat} c_{flüssig,m}$$

Für die erzeugte Sattdampf-Masse  $\Delta m_{Dampf}$  gilt dann bei einer mittleren Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_{r, mittel}$ :

$$\Delta m_{\text{Dampf}} = \frac{\Delta U_{\text{flüssig}}}{\Delta h_{r,\text{mittel}}}$$

Die Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_{r,\text{mittel}}$  wird durch die empirische Watson-Beziehung angenähert:

$$\Delta h_{r,\text{mittel}} = \Delta h_{r,\text{ref}} [J/kg] \left( \frac{1 - (t[^\circ\text{C}] + 273,15)/647}{1 - (t_{\text{ref}}[^\circ\text{C}] + 273,15)/647} \right)^{0,38}$$

Dabei ist  $\Delta h_{r,\text{ref}}$  die bekannte Verdampfungsenthalpie in einem gewählten Referenzpunkt, z.B.  $\Delta h_{r,\text{ref}} = 2014000 \text{ J/kg}$  für  $t_{\text{ref}} = 179,9^\circ\text{C}$  ( $p_{\text{sat}} = 10 \text{ bar}$ ).

Die Kombination der Gleichungen ermöglicht die Abschätzung der Sattdampf-Masse, die bei Entspannung des Speichers vom Druck  $p_{\text{start}}$  auf den Druck  $p_{\text{end}}$  frei wird:

$$m_{\text{Dampf}} [kg] = \frac{m_{\text{flüssig}} [kg] c_{\text{flüssig},m} \left[ \frac{J}{\text{kgK}} \right] B \left( \frac{1}{A - \ln p_{\text{start}} [\text{bar}]} - \frac{1}{A - \ln p_{\text{end}} [\text{bar}]} \right)}{\left( \frac{\Delta h_{r,\text{ref}} \left[ \frac{J}{\text{kg}} \right] \left( 1 - \frac{B}{A - \ln \left( \frac{p_{\text{start}} [\text{bar}] + p_{\text{end}} [\text{bar}]}{2} \right)} - C + 273,15 \right) / 647}{1 - (t_{\text{ref}} [^\circ\text{C}] + 273,15) / 647} \right)^{0,38}}$$

Die volumetrische Speicherkapazität eines Dampfspeichers hängt wesentlich von der Druckdifferenz zwischen geladenem und entladem Zustand ab, insbesondere im unteren Druckbereich. Für die abgegebene thermische Energie beim Entladen, bezogen auf den Zustand von siedendem Wasser bei Enddruck, ergibt sich beispielsweise:

Entladung von 10 bar auf 1 bar: ca. 86 kWh/m<sup>3</sup>

Entladung von 10 bar auf 5 bar: ca. 29 kWh/m<sup>3</sup>

Da die Investitionskosten vor allem vom maximalen Druck im Speicherbehälter abhängen, sind die Investitionskosten in beiden Fällen ähnlich.

### 8.4.2.1 Beladung des Dampfspeichers

#### Direkte Beladung

Die Beladung von Dampfspeichern erfolgt bei den meisten Anlagen mit überhitztem Dampf. Dabei wird Dampf unter Überdruck in die flüssige Phase eingeblasen, wobei durch die Kondensationswärme die Temperatur im Wasser erhöht wird. Bei diesem Konzept wird i.d.R. bei der Beladung der Druck im zugeführten Dampf angehoben.

#### Indirekte Beladung

Der Speicher kann auch indirekt beladen werden; dabei wird in das Speichervolumen ein Wärmeübertrager integriert, in dem das wärmeabgebende Medium strömt (Abbildung 125). In den Kreisläufen können daher unterschiedliche Fluide zum Einsatz kommen, das Wasservolumen im Speicher kann damit beispielsweise auch Energie von einem Wärmeträgerfluid aufnehmen. Möglich ist auch die Wärmeübertragung zwischen zwei Kreisläufen auf unterschiedlichem Druckniveau, so kann beispielsweise Druckwasser im Kollektorkreis eingesetzt werden. Die indirekte Beladung kann auch eingesetzt werden, wenn zwei Kreisläufe mit unterschiedlichen Anforderungen an die Wasserqualität erforderlich sind.

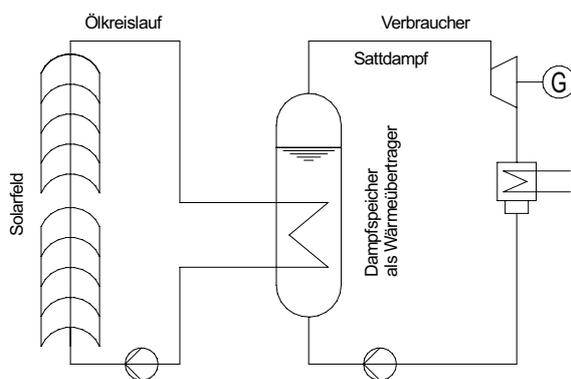


Abbildung 125: Indirekte Beladung Dampfspeicher

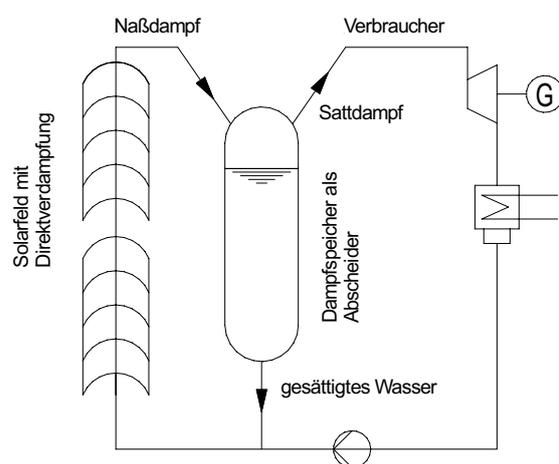


Abbildung 126: Dampfspeicher als Abscheider für Direktverdampfungs-Kollektor

#### Speicher als Abscheider am Verdampferaustritt

Solare Dampferzeuger sollten vorzugsweise mit einer festen Unterteilung in Verdampfer- und Überhitzerabschnitt realisiert werden, um thermomechanische Beanspruchung als Folge von Transienten in der solaren Einstrahlung gering zu halten. Dazu wird am Ende des Verdampferabschnittes eine Abscheidertrommel angeordnet, in die Naßdampf eintritt. In der Abscheidertrommel werden Gasphase und flüssige Phase getrennt, beide Phasen sind im gesättigten Zustand (Abbildung 11). Eine Beladung des Speichers ist hier auch über direkte Zufuhr von gesättigtem Wasser möglich. Der Speicher wird dabei bei konstantem Druck beladen. Vorteilhaft ist hier die Reduzierung der zusätzlichen Investitionskosten für den Speicher durch die Doppelfunktion.

### 8.4.2.2 Entladung des Speichers

#### Gefällespeicher

Beim Gefällespeicher wird dem Druckbehälter Satttdampf entnommen, wodurch der Druck sinkt. Da die Siedetemperatur unter der Wassertemperatur liegt, wird im Speicherbehälter Dampf erzeugt.

#### Externe Verdampfung

Der Speicher ist vollständig mit Wasser gefüllt, das bei der Entladung des Speichers in einem zweiten Druckbehälter eingeleitet wird, wo eine Entspannung erfolgt, bei der das entnommene Wasser teilweise entspannt wird. Nach der Entspannung wird der Satttdampf dem Prozess zugeführt, während das Wasser in den unteren Bereich des Speicherbehälters zurückgepumpt wird, wobei durch Zufuhr von Wasser niedrigerer Temperatur der Massenstrom so ergänzt wird, dass das gesamte Speichervolumen immer vollständig mit Wasser gefüllt bleibt. Im Tank stellt sich eine Temperaturschichtung ein. Eine externe Verdampfung bietet sich an, wenn der Verbraucher Satttdampf bei konstantem Druck erfordert. Bei entsprechender Gestaltung der Rückleitung in den Tank kann die thermomechanische Belastung des Druckbehälters im Vergleich zum Gefällespeicher reduziert werden.

### 8.4.3 Feststoffspeicher

Beim Feststoffspeicher ist ein Wärmeübertrager in ein festes Speichermedium integriert. Für Be- und Entladen wird im Wärmeübertrager vorzugsweise das gleiche Fluid eingesetzt, bei Verwendung von Wasser ist ein Wechsel von einphasiger Durchströmung (Druckwasser) und zweiphasiger Durchströmung zwischen Lade- und Entladezyklus möglich.

Als Speichermedium eignet sich insbesondere Beton im Hinblick auf Verarbeitungsaspekte und Kosten. Vorteilhaft ist auch, dass ein Betonspeicher mechanisch belastet werden kann und so beispielsweise als Fundament eingesetzt werden kann.

Beim Einsatz von Beton als Speichermedium können folgende Anhaltswerte angenommen werden:

<b>cp</b> <b>[kJ/kg/K]</b>	<b>Dichte</b> <b>[kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>volumetrische</b> <b>Speicherkapazität,</b> <b>pro <math>\Delta t</math> [kWh/m<sup>3</sup>/K]</b> <b>(100% Speichernutzungsgrad)</b>
850	2200	0,52

**Tabelle 19: Stoffwerte für Beton**

Die Leistung des Feststoffspeichers wird wesentlich durch die Kontaktfläche zwischen Wärmeübertrager und Fluid bestimmt. Bei Verwendung von metallischen Wärmeübertragern ist die Abstimmung des Wärmeübertragers und des Speichervolumens wesentlich für die wirtschaftliche Optimierung. Druckführende Komponenten weisen beim Feststoffspeicher i.d.R. nur eine geringe Wandstärke auf, eine Erweiterung des zulässigen Druckbereiches ist daher nur mit geringen zusätzlichen Investitionen verbunden, Feststoffspeicher können flexibel in einem weiten Temperaturbereich eingesetzt werden.

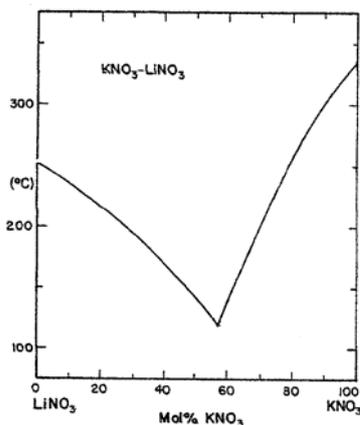
Bei Feststoffspeichern ist der Austrittszustand des Wärmeträgermediums beim Be- und Entladen vom Ladezustand des Speichers abhängig; bei konstanten Eintrittsbedingungen steigt

die Austrittsenthalpie während des Ladevorganges, während beim Entladen die Austrittsenthalpie bei konstantem Eintrittszustand abnimmt. Im Speichermaterial herrscht i.d.R. keine homogene Temperatur, die Energiedichte variiert örtlich. Welcher Speichernutzungsgrad erreicht wird, hängt wesentlich von den äußeren Randbedingungen ab. Der Feststoffspeicher kann durch ein entsprechendes Zuleitungssystem in Segmente auf unterschiedlichem Temperaturniveau unterteilt werden.

#### 8.4.4 Latentwärmespeicher

Im Unterschied zu den bisher beschriebenen Systemen auf Basis sensibler Wärmespeicherung wird bei Latentwärmespeichern die mit dem Phasenwechsel des Speichermediums verbundene isotherme Energieänderung ausgenutzt. Der Latentwärmespeicher wird idealerweise von einer isothermen Energiequelle wie beispielsweise einem Sattendampferzeuger gespeist und stellt bei der Entladung Energie für einen gleichfalls isothermen Prozess zur Verfügung. Im Hinblick auf die erforderliche wärmeübertragende Fläche sollte der Schmelzpunkt des Latentspeichermediums (PCM: Phase Change Material) mindestens 10°C oberhalb der Prozesstemperatur und 10°C unterhalb der Temperatur im Kollektorfeld liegen. Als Speichermedium bieten sich Mehrkomponentensysteme an, bei denen durch Variation der Massenanteile der Schmelzpunkt angepasst werden kann.

Ein Beispiel für ein derartiges System ist  $\text{KNO}_3$  - $\text{LiNO}_3$ :



#### Eutektikum

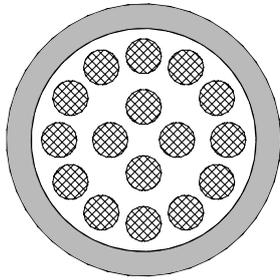
<b>Zusammensetzung</b>	68 Gew.-% $\text{KNO}_3$ - 32 Gew.-% $\text{LiNO}_3$ 58,8Mol.-% $\text{KNO}_3$ - 41,2Mol.-% $\text{LiNO}_3$
<b>Schmelzpunkt</b>	133°C [Janz et al. (1978)] / 136°C [Janz et al. (1981)]
<b>Molmasse</b>	87,86g/gmol
<b>Schmelzenthalpie</b>	182J/g [Janz et al. (1981)]

**Tabelle 20: Stoffwerte  $\text{KNO}_3$  - $\text{LiNO}_3$  ; Schmelztemperatur in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis**

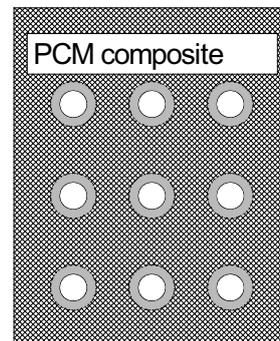
Mögliche Latentspeichermedien sind durch geringe Wärmeleitfähigkeiten charakterisiert. Es werden verschiedene Konzepte untersucht, um ausreichende Leistungsdichten zu erreichen:

- Minimierung der Distanzen für den Wärmetransport innerhalb des Latentspeichermaterials; Makroverkapselung des PCMs unter Berücksichtigung der chemischen (Korrosivität) und mechanischen (Volumenänderung) Eigenschaften. Makroverkapselte Einheiten werden in einen Druckbehälter in Kontakt mit dem Arbeitsmedium gebracht (Abbildung 127).
- Verbesserung der effektiven Wärmeleitfähigkeit durch Verbundmaterialien, bei denen PCM durch Strukturen aus gut wärmeleitfähigen Materialien kombiniert werden, wie beispielsweise expandiertem Graphit (Abbildung 128).

Latentwärmespeicher für Temperaturen  $>100^{\circ}\text{C}$  befinden sich derzeit noch in der Entwicklung. Mittelfristig realisierbar sind Systeme auf Basis der Makroverkapselung.



**Abbildung 127: Makroverkapseltes PCM in Druckbehälter**



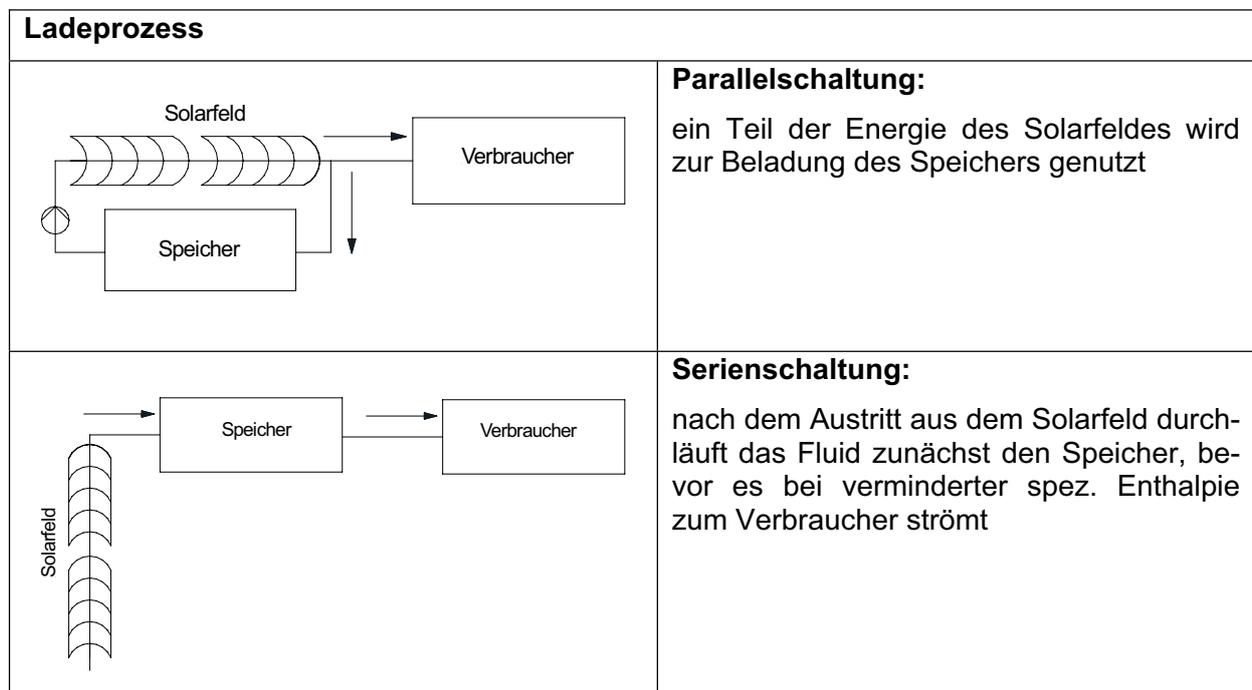
**Abbildung 128: PCM-Verbundmaterial mit integriertem Wärmeübertrager.**

## 8.5 Parallelbetrieb von Kollektor und Speicher: Anwendungsbeispiel

Zunächst soll der Speicher als ergänzende Option zum Kollektorfeld betrachtet werden; in Abhängigkeit vom solaren Strahlungsangebot und Bedarf des Verbrauchers (Prozess) wird der Speicher parallel zum Kollektorfeld betrieben oder übernimmt vollständig die Bereitstellung thermischer Energie. Dem Speicher wird ausschließlich vom Solarfeld Energie zugeführt, der Speicher liefert Energie nur an den Prozess.

### 8.5.1 Verschaltung von Speicher und Kollektor

In Abhängigkeit von der Einstrahlung und Bedarf sind verschiedene Verschaltungen von Kollektor und Speicher möglich:

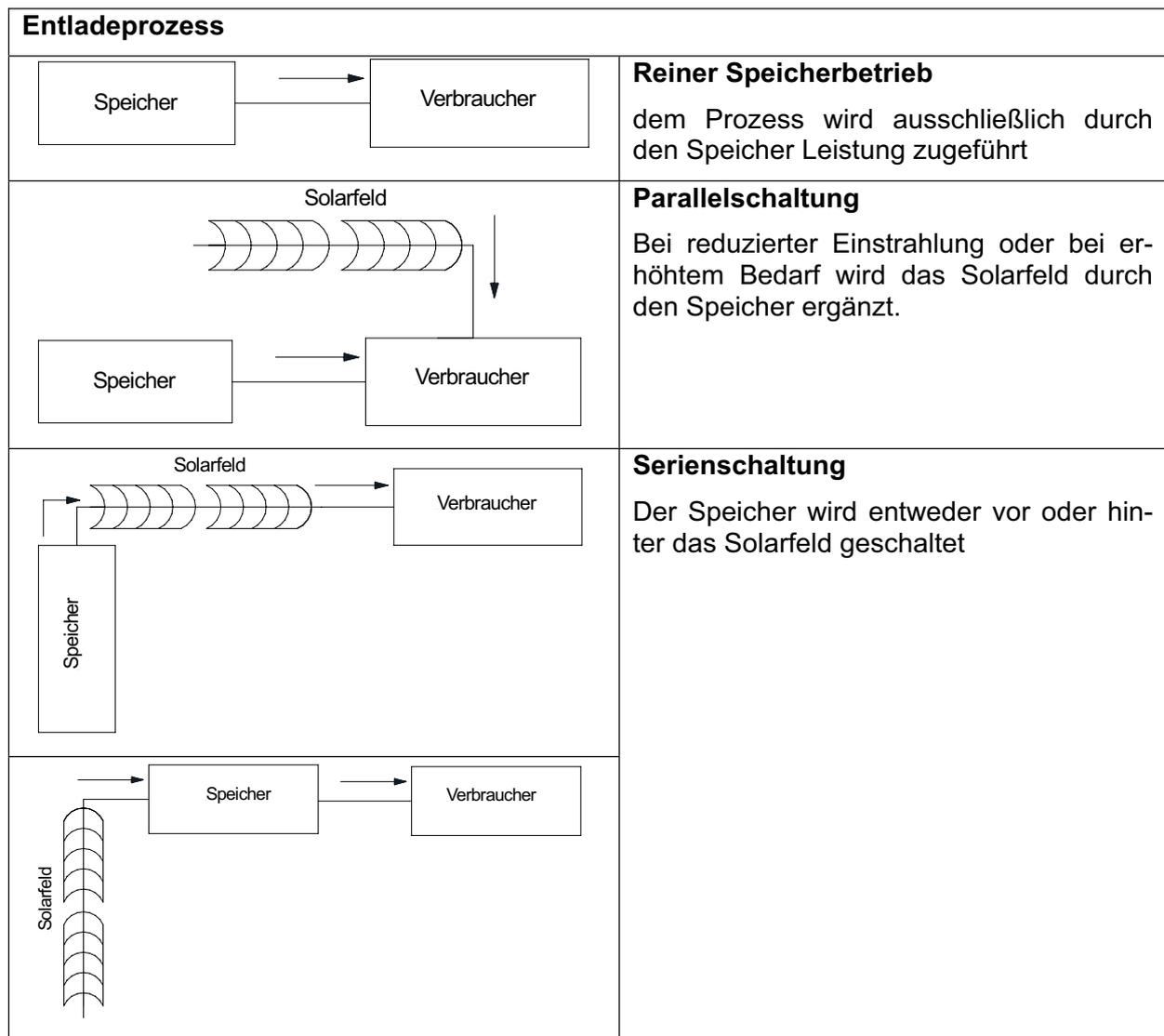


**Abbildung 129: Verschaltungsmöglichkeiten Speicher und Kollektor**

Bei der Parallelschaltung wird ein Teil der installierten Solarfläche genutzt, um den Speicher zu laden; am Austritt des übrigen Feldes ist der Fluidzustand an den Verbraucher angepasst. Die Parallelschaltung kann auch eingesetzt werden, um bei reduziertem Bedarf bei voller solarer Einstrahlung überschüssige Energie in den Speicher einzukoppeln.

Bei der Serienschaltung wird die mittlere Temperatur im Solarfeld erhöht, das Fluid gibt Energie im Speicher ab, bevor es dem Prozess zugeführt wird. Vorteilhaft bei diesem Konzept ist die höhere Temperatur im Speicher, wodurch sich für sensible Wärme die volumetrische Speicherkapazität erhöht. Voraussetzung für die Realisierung der Serienschaltung ist die Zulässigkeit der entsprechend höheren Temperaturen in den Kollektoren und im Speicher.

Beim Entladeprozess sind ebenfalls verschiedene Verschaltungen von Speicher und Kollektor möglich:



**Abbildung 130: Optionen für den Betrieb des Speichers während des Entladens.**

Beim reinen Speicherbetrieb wird die solare Energienutzung über den Zeitraum der solaren Einstrahlung ausgedehnt; die Parallelschaltung ermöglicht die Abdeckung von Lastspitzen im Verbrauch, ohne dass das Solarfeld für die Maximalleistung ausgelegt werden muss. Die Serienschaltung ermöglicht auch bei verminderter Einstrahlung das Erreichen vorgegebener Temperaturen.

## 8.5.2 Vergleich der Speicherkonzepte

Bei dieser Betrachtung soll zunächst davon ausgegangen werden, dass der Kollektor und das Speichersystem einem Verbraucher thermische Energie liefern, ohne dass thermische Energie aus dem Prozess dem Speicher zugeführt wird. Dabei sollen folgende Randbedingungen angenommen werden:

Temperatur: isothermer Prozess bei 140°C  
 Leistung: 40 bis 300 kW  
 Speicherkapazität: 3 – 5 Stunden

Ein Beispiel für eine derartige Anwendung ist eine zweistufige Absorptionskältemaschine.

Für diese Abschätzung soll davon ausgegangen werden, dass bei den hier betrachteten Systemen mit ausreichender Genauigkeit von einem linearen Zusammenhang zwischen Speichervolumen und Leistung sowie zwischen Speichervolumen und thermischer Kapazität ausgegangen werden kann. Alle Angaben beziehen sich auf ein System mit 100kW Leistung und einer Speicherkapazität von 1 Stunde.

Für den Kollektor ergeben sich in Abhängigkeit von Medium und Konzept folgende Massenströme:

<b>Austrittstemperatur Solarfeld [°C]</b>	<b>175</b>	<b>200</b>	<b>250</b>
Sättigungsdruck [bar]	9	15,5	40
<b>Massenstrom Kollektorfeld für 100 kW [kg/s]</b>			
<b>Thermoölkreislauf,</b> Eintrittstemperatur 140°C, drucklos	1,2	0,65	0,36
<b>Druckwasser</b> Eintrittstemperatur 140°C	0,66	0,38	0,2
<b>Sattdampf</b> isothermes Kollektorfeld mit vollständiger Verdampfung	0,05	0,052	0,058

Die Erhöhung der Austrittstemperatur zur Speicherbeladung verschlechtert den thermischen Wirkungsgrad. Soll die thermische Leistung konstant bleiben, muss die Kollektorfläche vergrößert werden. Im Hinblick auf den thermischen Wirkungsgrad ist dabei eine Anpassung der Feld-Austrittstemperatur an den zeitlichen Verlauf der Speichertemperatur vorteilhaft, die Maximaltemperatur wird erst am Ende der Beladung erreicht. Wird im Kollektor Sattdampf erzeugt, kann aufgrund der komplexeren Regelung jedoch auch ein Betrieb bei konstantem Druck günstiger sein.

Für den IST-Kollektor ergeben sich beispielsweise folgende Werte für die Kollektorfläche, die für den Ausgleich der erhöhten thermischen Verluste aufgrund der erhöhten Kollektortemperatur erforderlich ist:

<b>Austrittstemperatur Solarfeld [°C]</b>	<b>175</b>	<b>200</b>	<b>250</b>
erforderliche zusätzliche Kollektorfläche durch Speicherbeladung			
Sattdampf im Gleitdruckbetrieb oder einphasiges Arbeitsmedium	2,2%	3,3%	7,5%
Sattdampf im Festdruckbetrieb	4,5%	6,6%	15%

Für die betrachteten Speicherkonzepte kann bei vorgegebener Leistung und Speicherkapazität das benötigte Volumen abgeschätzt werden. Wesentlich ist bei den Konzepten auf Basis sensibler Wärmespeicherung die Maximaltemperatur am Austritt des Kollektorfeldes während der Beladung. Um thermische Verluste im Kollektorfeld zu reduzieren, kann die Austrittstemperatur an den Ladezustand des Speichers angepasst werden, der Maximalwert wird dann erst am Ende des Ladezyklus erreicht.

<b>Austrittstemperatur Solarfeld [°C] für Speicheraufladung</b>	<b>175</b>	<b>200</b>	<b>250</b>
entspricht der Temperatur des Speichermediums am Ende der Beladung (Prozess: 140°C)			
<b>Volumenbedarf [m<sup>3</sup>]</b> <b>Speicherkonzepte:</b> <b>therm. Leistung 100 kW</b> <b>Speicherkapazität 100 kWh</b>			
<b>Dampfspeicher</b> (Enddruck 3.6bar)	<b>2,7</b> $p_{\text{start}} = 9\text{bar}$	<b>1,6</b> $p_{\text{start}} = 15.5\text{bar}$	<b>0,75</b> $p_{\text{start}} = 40\text{bar}$
<b>Thermoölspeicher</b>	<b>5,7</b>	<b>3,3</b>	<b>1,71</b>
<b>Druckwasser</b> (Eintank / Zweitank)	<b>2,7 / 5,15</b> 9bar	<b>1,6 / 3,1</b> 15 bar	<b>0,75 / 1,4</b> 40bar
<b>Feststoffspeicher</b> (75% Speichernutzungsgrad)	<b>7,3</b>	<b>4,2</b>	<b>2,3</b>
<b>Latentwärmespeicher</b> (Volumen PCM, Wärmespeicherung latent und sensibel)	<b>0,8</b>	<b>0,7</b>	<b>0,55</b>

Abweichungen vom linearen Zusammenhang zwischen Speichervolumen und Temperaturspreizung ergeben sich beim Dampfspeicher und Thermoölspeicher aus der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte. Die deutliche Abhängigkeit der Speicherdichte von der maximal

während der Ladephase erreichten Fluidtemperatur unterstreicht die Bedeutung der Optimierung des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der Wirkungsgradcharakteristik des Solarfeldes. Beim Latentspeichersystem hängt das Speichervolumen nur geringfügig von der Erhöhung der Kollektoraustrittstemperatur ab; soll das PCM am Ende der Speicherbeladung die Temperatur des Fluids am Austritt des Solarfeldes annehmen, so wird nach vollständigem Aufschmelzen des PCM die Energie als sensible Wärme in der flüssigen Phase gespeichert. Die Übertemperatur beeinflusst beim PCM-System insbesondere die Leistung beim Be- und Entladen und wirkt sich auf die erforderliche Wärmeübertragungsfläche aus. Beim Druckwasser-Konzept kann das Behältervolumen des Kaltwasser-Behälters aufgrund der Dichtezunahme bei der Abkühlung etwas geringer sein als das Volumen des Heißwasserbehälters.

Die volumetrische Energiedichte ist auch im Hinblick auf thermische Verluste des beladenen Speichers zu berücksichtigen, eine geringere Energiedichte erfordert zusätzliche Investitionen für Isolation. Der Latentspeicher weist eine geringere mittlere Temperaturdifferenz gegenüber der Umgebung auf als sensible Systeme gleicher Energiedichte.

Die Investitionskosten für die vier verschiedenen Speicherkonzepte sollen auf Basis von Kostenabschätzungen für die wesentlichen Komponenten verglichen werden. Für die zuvor ermittelten erforderlichen Speichervolumina für eine Kapazität von 100 kWh werden ausgehend von spezifischen Kostenschätzungen die Investitionen für die wesentlichen Komponenten bestimmt. Für das Latentspeichersystem wird von einem Konzept ausgegangen, bei dem gekapseltes PCM in einem Druckbehälter eingebracht wird.

<b>Austrittstemperatur</b>		<b>175</b>		<b>200</b>		<b>250</b>	
<b>Solarfeld [°C] für Speicheraufladung</b>							
entspricht der Temperatur des Speichermediums am Ende der Beladung (Prozess: 140°C)							
System	Komponente	€/m <sup>3</sup>	€/100kW/100kWh	€/m <sup>3</sup>	€/100kW/100kWh	€/m <sup>3</sup>	€/100kW/100kWh
<b>Dampf</b>	Druckbehälter	770	<b>2080</b>	865	<b>1380</b>	1600	<b>1200</b>
<b>Druckwasser</b>	Einzel-Behälter	770	<b>2080</b>	865	<b>1380</b>	1600	<b>1200</b>
	Behälter-Paar	770/ 400	<b>3160</b>	865/ 400	<b>2020</b>	1600/ 400	<b>1500</b>
<b>Thermo-Öl</b>	Behälter	400	<b>6270</b>	400	<b>3630</b>	400	<b>1880</b>
	Öl	700		700		700	
<b>Feststoff</b>	Beton	200	<b>2920</b>	200	<b>1680</b>	200	<b>920</b>
	Rohrregister	200		200		200	
<b>Latent</b>	PCM	1500	<b>1810</b>	1500	<b>1650</b>	1500	<b>1700</b>
	Druckbehälter	770		865		1600	

Bei den Kosten für die Behälter der Druckwasserlösung wird angenommen, dass diese vergleichbar mit den Kosten für den Behälter des Dampfspeichers sind. Bei der Eintank-Lösung

ist zwar zusätzlicher Aufwand für die Einbauten erforderlich, jedoch treten beim Dampfspeicher schnelle Änderungen der Wassertemperatur auf, was hier größere Wandstärken erfordert. Bei der Zweitank-Lösung wird angenommen, dass der Behälter für das kalte Wasser drucklos ausgeführt werden kann.

Aus der Tabelle ergibt sich:

- bei allen drei Systemen auf Basis sensibler Wärmespeicherung sinken die Kosten mit zunehmender Maximaltemperatur
- bei Dampfspeichern wird der Vorteil höherer Maximaltemperatur durch die mit dem Druck steigenden Kosten für den Behälter zunehmend ausgeglichen
- Latentspeicher weisen für geringe Maximaltemperaturen die minimalen Kosten von allen Systemen auf, eine Erhöhung der Maximaltemperatur bringt bei PCM-Systemen keine Vorteile
- Feststoffspeicher erfordern bei hohen zulässigen Maximaltemperaturen die geringsten Investitionen.
- Thermoölspeicher weisen die höchsten Kosten auf

Die Tabelle unterstreicht die Bedeutung der Maximaltemperatur am Feldaustritt für die Auswahl des Speichersystems:

- Austrittstemperatur = 175°C: das Latentspeichersystem weist die geringsten Kosten auf, es ist aber auch möglich, Dampf- bzw. Druckwasserspeicher einzusetzen, die im Gegensatz zu Latentspeichersystemen technisch voll ausgereift sind.
- Austrittstemperatur = 200°C: der Dampfspeicher weist die geringsten Kosten auf
- Austrittstemperatur = 250°C: der Feststoffspeicher weist die geringsten Kosten auf

Das Thermoölsystem weist nicht nur die höchsten Investitionskosten auf, es ist hier auch mit den höchsten Betriebskosten zu rechnen, da das Öl zyklisch ausgetauscht werden muss, darüber hinaus dürften sich zusätzliche Kosten aus dem Gefährdungspotenzial für die Umwelt ergeben.

## 8.6 Systemintegration des Speichers

Das volle Potenzial eines thermischen Speichers kann erst bei wechselseitiger Abstimmung der drei wesentlichen Anlagenkomponenten Solarfeld-Speicher-Prozess unter Berücksichtigung des solaren Strahlungsangebotes erreicht werden. Die Kombination Solarfeld / Speicher sollte nicht isoliert von der übrigen Anlage betrachtet werden, vielmehr sollte auch die Möglichkeit geprüft werden, den Speicher bei nicht-solarem Betrieb einzusetzen und damit die Amortisierung zu beschleunigen. Die Integration des Speichers sollte zu einem möglichst frühen Zeitpunkt der Anlagenplanung vorgenommen werden.

### Auswahl des Anlagenkonzeptes und der Betriebsstrategie

Die Einbindung solarer Prozesswärme kann durch die Auswahl des Anlagenkonzeptes erleichtert werden. Anlagenkonzepte, bei denen thermische Energie in einem weiten Temperatur und Leistungsbereich mit ausreichender Effizienz genutzt werden, begünstigen die Nutzung solarer Energie auch bei tageszeitlich oder jahreszeitlich schwankendem Strahlungsangebot. Sollen beispielsweise Sattdampfkollektoren mit Temperaturen von 200°C zur Kälteerzeugung eingesetzt werden, so sollte der Einsatz von Dampfstrahlkältemaschinen in Betracht gezogen werden. Hier wird eine Dampfstrahlpumpe direkt durch den solar erzeugten bzw. dem Speicher entnommenen Dampf angetrieben (Abbildung 16). Das System zeichnet sich durch einen einfachen Aufbau, gutes Teillastverhalten sowie einem geringen Bedarf an Hilfsenergie aus [BINE (2004)].

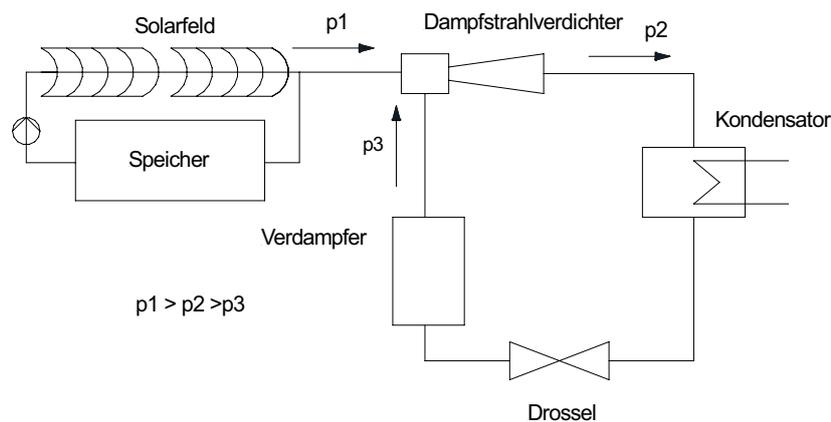


Abbildung 131: Kälteanlage mit thermischem Speicher und Dampfstrahlverdichter

Die Integration eines Speichers ermöglicht es auch, die Auswirkung von Transienten in der solaren Einstrahlung auf die konventionellen Komponenten der Anlage zu reduzieren, bei kurzfristigen Schwankungen kann auf ein Herunterfahren verzichtet werden.

Bei Kühlanwendung kann es bei Zufuhr von zu kühlendem Material in das gekühlte Volumen zu einem sprunghaftigen Anstieg der geforderten Kühlleistung kommen; die Verfügbarkeit eines Speichers kann in diesem Fall u.U. Voraussetzung für den Einsatz von Solarkollektoren bei einer derartigen Anwendung sein.

Die Effizienz thermischer Prozesse zur Kälteerzeugung weist eine deutliche Abhängigkeit von der Außentemperatur auf; ist ein Speicher verfügbar, kann der Betrieb der Kältemaschine auf die Nacht verschoben werden, wenn die Anlage mit einem Kältespeicher ausgestattet ist.

### Einsatz des Speichers auch im nicht-solaren Betrieb zum Ausgleich von Lastspitzen

Anlagen, die solare Prozesswärme nutzen, verfügen i.d.R. über nicht-solare Backup-Systeme, um auch längere Unterbrechungen in der solaren Energiezufuhr kompensieren zu können. Die Wirtschaftlichkeit des Speichers kann gesteigert werden, wenn auch bei nicht-solarem Anlagenbetrieb ein Einsatz zur Effizienzsteigerung der Energieumsetzung erfolgt.

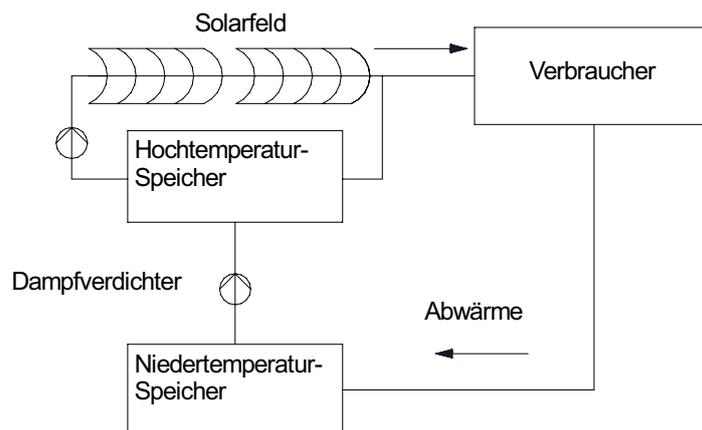
Dampfspeicher werden in der Prozessindustrie eingesetzt, um Lastspitzen auszugleichen. Dabei wird von einem Dampferzeuger kontinuierlich Dampf an den Speicher geliefert, der bei Bedarf Leistungen zur Verfügung stellen kann, die die Kapazität des Dampferzeugers deutlich überschreiten. Die erhöhte Auslastung des Dampferzeugers verringert die Investitionskosten für konventionelle Komponenten, geringere Temperaturschwankungen führen zu reduzierten Wartungskosten.

### Ausnutzen von Abwärme und Einsatz von Wärmetransformatoren

Bei nicht-solarem Betrieb kann der Speicher nach der Entladung Abwärme aufnehmen, die sonst an die Umgebung abgegeben werden würde. Diese Abwärme kann dann beispielsweise dafür genutzt werden, um das Solarfeld bereits vor Sonnenaufgang vorzuheizen und damit die Anfahrzeit des Systems zu reduzieren.

Bei Prozessen, die Dampf nur bei geringem Druck benötigen, wurde auch die Möglichkeit untersucht, Wärmepumpen einzusetzen, um die Temperatur der Abwärme anzuheben und diese dann dem Prozess wieder zuzuführen [Hackensellner, 1993]. Wird die Abwärme dabei zunächst zwischengespeichert, kann die erforderliche Leistung des Kompressionsaggregates der Wärmepumpe deutlich reduziert werden. Nachdem die Temperatur im Kompressionsaggregat angehoben wurde, kann die Energie einem zweiten Speicher zugeführt werden. Der Hochtemperaturspeicher kann dabei sowohl zur Speicherung der transformierten Wärme als auch zur Aufnahme der Solarenergie eingesetzt werden.

Liegt der Druck im Kollektor deutlich über dem benötigten Druck des Prozessdampfes, kann in einem Dampfstrahlverdichter der Dampf vom Solarfeld genutzt werden, um das Temperaturniveau der Abwärme anzuheben.



**Abbildung 132: Anlage mit Wärmetransformation der Abwärme; Einsatz eines Hochtemperaturspeichers sowohl zur Aufnahme von Solarenergie als auch für transformierte Abwärme.**

## 8.7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Untersuchung wurden vier Grundkonzepte für thermische Energiespeicher verglichen:

- Direktspeicher mit Thermoöl
- Dampfspeicher
- Feststoffspeicher mit Beton als Speichermedium
- Latentwärmespeicher

Bei den ersten drei Konzepten wird Energie als sensible Wärme gespeichert, beim Latentwärmespeicher wird die beim Phasenwechsel flüssig/fest auftretende Energie zur isothermen Speicherung genutzt. Die ersten beiden Konzepte werden bei Temperaturen bis 300°C bereits eingesetzt, Feststoffspeicher werden derzeit in Kombination mit Solarkollektoren experimentell untersucht, Latentwärmespeicher für diesen Temperaturbereich befinden sich in der Entwicklung.

Für den Vergleich wurde eine Referenzanlage betrachtet, bestehend aus

- Sattdampfkollektor
- Verbraucher für Sattdampf bei 140°C, 100kW thermische Leistung
- Speicher mit einer Kapazität von 1h bei 100kW

Es wird angenommen, dass die Ergebnisse in einem Leistungsbereich bis 300kW und Speicherkapazitäten bis 3 Stunden linear extrapoliert werden können.

Bei den Systemen auf Basis sensibler Wärmespeicherung ist die am Ende der Beladung erreichte mittlere Temperatur im Speicher wesentlich für die Energiedichte; die Kapazität nimmt mit der Differenz zwischen der mittleren Temperatur und der Prozesstemperatur zu. Für die vier Speicherkonzepte wurden Maximaltemperaturen am Austritt des Kollektorfeldes von 175°C, 200°C und 250°C angenommen. Für das benötigte Speichervolumen ergibt sich:

- |                        |  |
|------------------------|--|
| 1. Latentwärmespeicher | 0,8m <sup>3</sup> (175°C) bis 0,55m <sup>3</sup> (250°C) |
| 2. Dampfspeicher       | 2,7m <sup>3</sup> (175°C) bis 0,75m <sup>3</sup> (250°C) |
| 3. Thermoölspeicher    | 5,7m <sup>3</sup> (175°C) bis 1,7m <sup>3</sup> (250°C)  |
| 4. Feststoffspeicher   | 7,3m <sup>3</sup> (175°C) bis 2,3m <sup>3</sup> (250°C)  |

Ein Vergleich der Investitionskosten für die wesentlichen Speicherkomponenten unterstreicht die Bedeutung der Maximaltemperatur für die Auswahl des Speicherkonzeptes, für jede der drei Maximaltemperaturen wies ein anderes System die geringsten Kosten auf:

- 175°C: Latentwärmespeicher  
 200°C: Dampfspeicher  
 250°C: Feststoffspeicher

Die erwarteten Investitionskosten für thermische Speichersystem liegen zwischen 20€/kWh und 30€/kWh. Berücksichtigt werden muss bei der Auslegung der Gesamtanlage der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades des Kollektors; die Investitionen für den Speicher werden noch durch die zusätzlich erforderliche Kollektorfläche erhöht, die zur Kompensation des schlechteren thermischen Feldwirkungsgrades benötigt wird, der aus der erhöhten Fluidtemperatur folgt.

Die Speicherung von Wärme in drucklosem Thermoöl erwies sich bei allen Temperaturen als die teuerste Option und sollte nur in Betracht gezogen werden, wenn das Thermoöl auch im

Absorberrohr als Wärmeträgermedium eingesetzt wird, dabei müssen jedoch auch Umweltaspekte berücksichtigt werden.

Aus dem Vergleich der Speicherkonzepte ergeben sich für den obigen Referenzprozess folgende Empfehlungen, wobei neben der Austrittstemperatur aus dem Kollektorfeld die Betriebsweise des Kollektors ein Entscheidungskriterium ist:

Fluid im Absorber	Maximaltemperatur im Speicher	optimale Lösung
Sattdampf	geringfügig über der erforderlichen Prozesstemperatur	Latentwärmespeicher oder Dampfspeicher
Sattdampf	mindestens 50°C über der erforderlichen Prozesstemperatur	Dampfspeicher
Druckwasser, einphasig	mindestens 50°C über der erforderlichen Prozesstemperatur	Feststoffspeicher

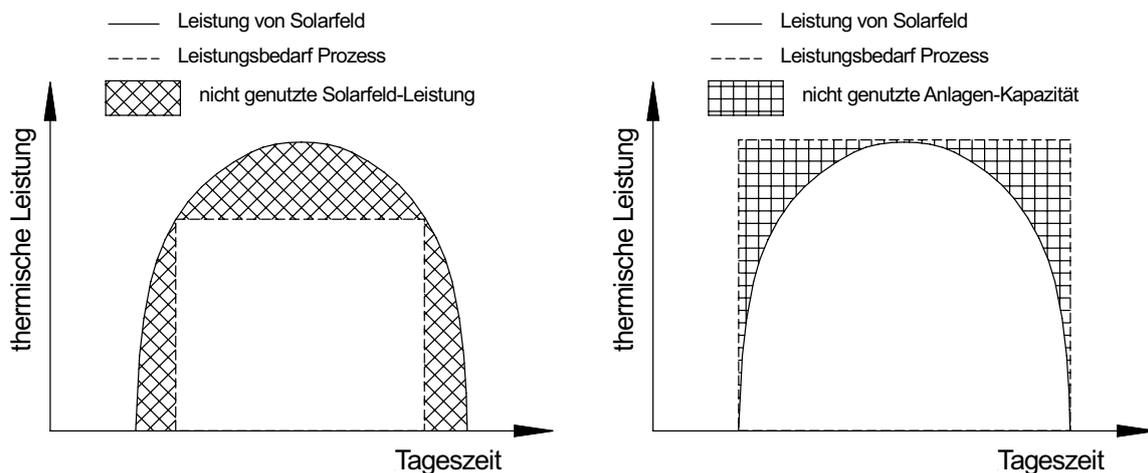
Verallgemeinert lässt sich die Eignung der einzelnen Speicherkonzepten für verschiedene Arbeitsmedien in den Absorbern durch folgende Matrix darstellen:

<b>Eignung Speicherkonzepte in Abhängigkeit vom Arbeitsmedium:</b>			
( + gut geeignet, 0 bedingt geeignet, - weniger geeignet )			
<b>Speicherkonzept:</b>	<b>Arbeitsmedium Austritt Solarfeld:</b>		
	Sattdampf	Druckwasser	Thermoöl
Thermoölspeicher	-	-	+
Druckwasserspeicher	-	+	-
Feststoffspeicher	0	+	+
Dampfspeicher	+	+	0
Latentwärmespeicher	+	-	-

Die Eignung eines Speicherkonzeptes für bestimmte Verbraucher lässt sich durch folgende Matrix darstellen:

<b>Eignung Speicherkonzept in Abhängigkeit Verbraucherbedarf:</b> ( + gut geeignet, 0 bedingt geeignet, - weniger geeignet )		
<b>Speicherkonzept:</b>	Wärmebedarf Verbraucher:	
	isotherm (Dampf)	Temperaturbereich zwischen Minimal- und Maximaltemperatur
Thermoölspeicher	0	+
Druckwasserspeicher	0	+
Feststoffspeicher	0	+
Dampfspeicher	+	+
Latentwärmespeicher	+	-

Der Einsatz von Solarkollektoren zur Bereitstellung von Prozesswärme erfordert i.d.R. eine genauere Anpassung an den Verbraucher als beispielsweise bei der solaren Warmwasserbereitung, häufig ist eine effektive Nutzung der von den Kollektoren gelieferten Energie nur in einem engen Temperatur- und Leistungsbereich möglich. Fehldimensionierung von Prozess und Solarfeld können nach Abbildung 133 zu Anlagen führen, bei denen die Leistung des Kollektorfeldes nur teilweise genutzt wird oder der Prozess häufig nur im Teillastbereich betrieben wird.



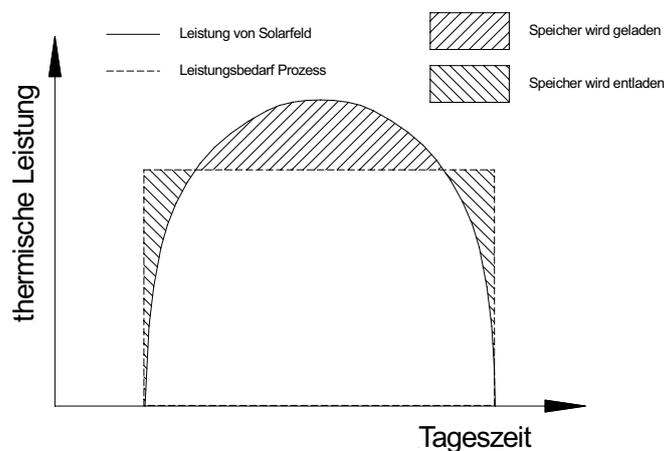
**Abbildung 133: Solare Prozessdampfanlagen ohne Speicher; Beispiele für mangelhafte Anpassung der Leistungen vom Kollektorfeld an den Bedarf des Prozesses .**

Die Einbindung des Speichers in das Gesamtsystem, das Energiemanagement sowie die Abstimmung der Hauptkomponenten Solarfeld, Speicher und thermischer Prozess beeinflusst

sen die Amortisation des Systems deutlich. Im Rahmen einer zukünftigen systemtechnischen Analyse sollten dabei beispielsweise folgende Aspekte betrachtet werden:

- der Speicher sollte auch im nicht-solaren Betrieb zur Effizienzsteigerung der Energieumsetzung genutzt werden, beispielsweise zur Kompensation von Lastspitzen.
- es sollten Optionen geprüft werden, ob die Verfügbarkeit von Speicherkapazität eine effektivere Prozessführung ermöglicht; so kann der thermische Prozess mit einer kleineren Maximalleistung ausgeführt werden, die aber gleichmäßiger ausgenutzt wird (Abbildung 134). Bei Kälteprozessen könnte die Kältemaschine nachts betrieben werden und so von der geringeren Außentemperatur profitieren.
- bereits kleine Speicherkapazitäten können die Auswirkungen von schnellen Änderungen in der solaren Einstrahlung auf Anlagenkomponenten verringern und erleichtern die Regelung der Anlage.
- Energie kann auch vom Speicher an das Kollektorfeld geliefert werden, um das tägliche Hochfahren zu beschleunigen oder die Betriebstemperatur bei kurzzeitigen Wolkendurchgängen zu halten; derartige Maßnahmen erlauben eine Ausdehnung der jährlichen Betriebsdauer der Kollektoren.

Voraussetzung für die systemtechnische Analyse ist die genaue Charakterisierung des thermischen Prozesses sowie der Solarkollektoren.



**Abbildung 134: Beispiel für Anlagenoptimierung durch Einsatz eines Speichers: Liegt die vom Prozess geforderte Leistung über der vom Solarfeld zur Verfügung gestellten, wird zusätzliche Energie dem Speicher entnommen. Überschreitet die vom Solarfeld abgegebene Leistung die Kapazität des thermischen Prozesses, wird die überschüssige Energie gespeichert.**

## 9 Literaturverzeichnis

- Alefeld G. (1977): *Wärmespeicherung und Wärmetransformation durch chemische Reaktion*, VDI-Bericht 288, pp. 111-114.
- Beckmann G., Gilli P.V. (1984): *Thermal Energy Storage*, Springer Verlag.
- BINE (2001): *Thermochemische Speicher*, BINE Informationsdienst, Projektinfo 2/01.
- BINE (2004): *Klimatisieren mit Sonne und Wärme*, BINE Informationsdienst, Themeninfo 1/04
- Bogdanovic A. (1995): *A Process Steam Generator Based on the high Temperature Magnesium Hydride / Magnesium Heat Storage System*, Int. J. Hydrogen Energy, Vol.20, pp. 811-822.
- Brunner D., Mellitz J. (1998): Sunrise über Österreichs Betrieben.
- Duffie J.A., Beckman W.A. (1991): *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, 2nd edition, New York.
- Duffie J.A., Löff G.O.G. (1962): *Focusing Solar Collectors for Power Generation*, Paper 207 III.7/5, World Conference, Melbourne
- Fend T., Jorgensen G., Küster H. (2000): *Applicability of highly reflective aluminium coil for solar concentrators*, Solar Energy, Vol. 68, No. 4, S. 361-370.
- Fricke J. (1984), *Von der thermischen Isolation zur Vakuumsuperisolation*, Physik in unserer Zeit / 15. Jahrg. 1984 / Nr. 2
- Gilli P.V., Beckmann G. (1987): *Dampfspeicher*, VDI-Bericht 652, pp109-1, VDI-Verlag
- Gilli P.V., Beckmann G. (1975): *Spitzenlastdeckung durch Dampfspeicher*, VDI-Bericht 236, pp125-132, VDI-Verlag
- Goldstern W. (1963): *Dampfspeicheranlagen*, 2. Auflage, Springer Verlag
- Goldstern W. (1974): *Entwicklung, Bedeutung und Anwendung der Dampfspeicherung*, VDI-Bericht 223, pp7-14, VDI-Verlag
- Gretler W. (1990), Wärmeübertragung, Aufgabensammlung, unter Mitarbeit von Kahlbauer F, Schmid H., Technische Universität Graz, Institut für Strömungslehre und Gasdynamik.
- Haas R., Berger M., Kranzl L. (2001): Strategien zur weiteren Forcierung erneuerbarer Energieträger in Österreich unter besonderer Berücksichtigung des EU-Weissbuches für erneuerbare Energien und der Campaign for Take-off
- Hackensellner T., Jurisch C. (1993): *Die Untersuchung von Hochtemperatur-Kompressions-Wärmepumpen mit dem Arbeitsmedium Wasser*, Fortschritt-Berichte / VDI : Reihe 19, Wärmetechnik, Kältetechnik ; 71, ISBN 3-18-147119-4 Düsseldorf : VDI-Verl., 1993. - IX, 162 S. : graph. Darst.; (dt.)
- Hardegen H. (1972): *Zur Berechnung der Arbeitsweise von Heißwasserspeichern*, Dissertation TU Braunschweig.
- Herrmann U. (2002): *Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants*, J. of Solar Energy Engineering, Vol. 124, pp.145-152.
- Hofer R. (1994): *Technologiegestützte Analyse der Potenziale industrieller Kraft-Wärme-Kopplung* (Dissertation)
- Janz, G.J. et al.: (1978): *Physical Properties Data Compilation Relevant to Energy Storage, I. Molten Salts: Eutectic Data*, NSRDS-National Standard Reference Data System

- Janz, G.J. et al. (1981): Physical Properties Data Compilation Relevant to Energy Storage, IV. Molten Salts: Data on Additional Single and Multi-Component Salt Systems, NSRDS-National Standard Reference Data System, 1981
- Klein S.A. et al. (2000): TRNSYS – A Transient Simulation Program, University of Wisconsin-Madison, Version 15.
- Krause S., Lindner F. (1987): *Verbesserung von Dampfspeichern durch Latentspeichermedien*, BWK Bd.39, pp.511-517.
- Krüger D., Henneke K., Richartz J., Mumm P. (2000): *Untersuchung von Leistungsfähigkeit und Einsatzmöglichkeiten eines Leichtbauparabolrinnenkollektors im mitteleuropäischen Klima – Beitrag 12*. Int. Sonnenforum 2000 Freiburg
- Löf G.O.G., Fester D.A., Duffie J.A. (1962): *Energy Balances on a Parabolic Cylinder Solar Collector*, Trans. ASME, J. Engrg. for Power, 84a, 24
- Mehling H. et al. (2000): *Latent Heat Storage using a PCM-graphite composite material*, Terastock 2000.
- Milow B. (Hrsg.), Stadermann, G. (2001): *Workshop Wärmespeicherung*, ForschungsVerbund Sonnenenergie.
- Müller T. et al.(2004): PROMISE – Produzieren mit Sonnenenergie, Potenzialstudie zur thermischen Solarenergienutzung in Österreichs Gewerbe- und Industriebetrieben, Endbericht, ‚Fabrik der Zukunft‘-Projekt, www.fabrikderzukunft.at
- Müller U., Ehrhard P. (1999): *Freie Konvektion und Wärmeübertragung*, C. F. Müller Verlag, Heidelberg
- Mohr M., Svoboda P., Unger H. (1999): *Praxis solarthermischer Kraftwerke*. Springer Verlag.
- Neubarth J., Kaltschmitt M. (Hrsg., 2001): *Erneuerbare Energien in Österreich*, Springer Verlag
- Py X. et al. (2001): *Paraffin / porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material*, Int. J. of Heat and Mass Transfer 44, pp. 2727-2737
- Rebhan R. (2002): *Energiehandbuch*, Springer Verlag.
- Reid R.C., Prausnitz J.M., Poling B.E.(1988): *The Properties of Gases and Liquids*, 4th. edition, McGrawHill
- Riedler A. (1883): *Die Honigmann'schen Dampfmaschinen mit feuerlosem Natronkessel*, Z. d. Vereines Deutscher Ingenieure, Band 27, pp. 731-750
- Schweiger H., Mendes J.F., Schwenk C., Henneke K., Barquero C. G., i Sarvise A. M., Carvalho M. J (2001): *POSHIP – The Potential of Solar Heat for Industrial Processes – Final Report Project No.: NNE5-1999-0308*
- Silvermann J. (1980): *Energy Storage*, Pergamon Press.
- Steiner D. et al. (1982): *Studie über thermische Energiespeicher für den Temperaturbereich 200°C bis 500°C*, Bundesministerium für Forschung und Technologie, Forschungsbericht T 82-105
- Tamme R., Laing D., Steinmann W.-D. (2003): *Advanced Thermal Energy Storage Technology for Parabolic Trough*, Proc. International Solar Energy Conference, Hawaii.
- Tabor H. (1955), *Solar Energy Collector Design*, Bull. Res. Counc. of Israel, Vol. 5C
- Tyner C. et. al. (1996): *Solar Power Tower Development: Recent Experiences*, Proc.8<sup>th</sup> Int. Symp. Solar Thermal Concentrating Technologies, pp.193-216
- VDI (1988): VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. *Wärmetechnische Arbeitsmappe*, 13. Auflage, VDI-Verlag.

- VDI (1991): VDI-Wärmeatlas, 8.Auflage ,Springer Verlag, Berlin
- Velraj R. et al. (1999): *Heat Transfer Enhancement in a Latent Heat Storage System*, Solar Energy Vol. 65, pp. 171-180,
- Wagner W. (2003): Wasser und Wasserdampf im Anlagenbau, Vogel Industrie Medien GmbH, 1. Auflage, Würzburg.
- Weiss W., Mahler B. (2003): *Solare Nahwärme in Europa*, Tagungsband, Solare Kombianlagen für Mehrfamilienhäuser im europäischen Vergleich, AEE INTEC, Gleisdorf.
- Wettermark G. (1980): *Thermochemical Energy Storage*, Swedish Council for Building Research,
- WPI (2003), Worcester Polytechnic Institute, ES 3000-Heat Transfer Lecture 25-fF: [www.users.wpi.edu/~chslt/courses/es3003/lect25\\_2.pdf](http://www.users.wpi.edu/~chslt/courses/es3003/lect25_2.pdf)

## 10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prinzipzeichnung 1. Prototyp Fa. Knopf Design, Wien.....	11
Abbildung 2: 1. Prototyp auf dem Teststand der AEE INTEC, Gleisdorf.....	11
Abbildung 3: Gemessene und berechnete Kennlinien .....	12
Abbildung 4: Strategie zur Verbreitung solarer Prozesswärmegenerierung im Rahmen der Programmlinie „Fabrik der Zukunft“ .....	22
Abbildung 5: Schnittschema durch eine halbe Parabolrinne mit Verlauf von drei Lichtstrahlen (Maße: 1. Prototyp Knopf Design, Wien).....	23
Abbildung 6: Schematische Darstellung der Sonne mit der Temperatur $T_s$ und einer Entfernung von $R$ vom Konzentrator mit der Aperturfläche $A_a$ und der Receiverfläche $A_r$ , .....	24
Abbildung 7: Zusammenhang zwischen Konzentrationsfaktor und Betriebs- Receivertemperatur. Die Linie ‚lower limit‘ kennzeichnet die Konzentrationsfaktoren, bei denen die thermischen Verluste gleich der absorbierten Energie sind. Alle Punkte über dieser Linie führen zu tatsächlich nutzbarer Energie. Die schraffierte Fläche zeigt den Bereich, der mit Kollektorwirkungsgraden zwischen 40 und 60% erreicht werden kann. [Duffie, Löff, 1962] .....	25
Abbildung 8: Schnitt durch einen linearen Parabolreflektor mit den wichtigsten Maßen in $x,y,z$ -Koordinaten, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	26
Abbildung 9: Abbidimensionen eines linearen Konzentrators, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	27
Abbildung 10: Schematische Darstellung der von der Mitte und vom Rand eines (halben) Parabolrinnenreflektors reflektierten Strahlung mit der jeweils notwendigen minimalen Größe eines flachen, eines runden und eines halbrunden Receivers, mit der die gesamte reflektierte Strahlung aufgefangen werden kann, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	27
Abbildung 11: (a) Abbilder eines idealen Konzentrators bei nicht gleichverteilter Leuchtdichte der Sonne, (b) Daraus resultierende Intercept Faktoren, aus:[Duffie, Beckman (1991)]	28
Abbildung 12: Beispiel einer Strahlungsintensitätsverteilung in der Fokuslinie eines linearen Konzentrators. Der flache Receiver liegt zwischen den Punkten A und B. Aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	29
Abbildung 13: Abbild bei nicht gleich verteilter Leuchtdichte der Sonne für verschiedene Ausrichtungsfehler in $x,y$ -Ebene, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	30
Abbildung 14: Abbilder von idealen Reflektoren, wenn das Abbild nicht im Brennpunkt sondern um die Länge $L$ verschoben ist. Die gestrichelten Linien zeigen die Verschattung des Reflektors durch den Receiver, aus: [Duffie, Beckman (1991)]......	30
Abbildung 15: Abbildung nicht perfekter Reflektoren für verschiedene Standardabweichungen normalverteilter Fehler in der Reflektorsteigung, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	31
Abbildung 16: Schematische Darstellung des Dispersionswinkels, der zur Breite des Sonnenabbildes von $0,53^\circ$ hinzuaddiert wird, aus: [Duffie, Beckman (1991)]......	31
Abbildung 17: Incidence Angle Modifier als Funktion vom Einfallswinkel in der $x,z$ -Ebene für einen linearen parabolischen Konzentrator, aus: [Duffie, Beckman (1991)]......	32
Abbildung 18: Experimentell ermittelte mittlere Energieflussverteilung für eine Parabolrinne, aus: [Duffie, Beckman (1991)]. .....	32

Abbildung 19: Intercept Faktoren für Receiverrohre mit dem Mittelpunkt an Positions 0 von Abbildung 18, aus: [Duffie, Beckman (1991)].	32
Abbildung 20: Abhängigkeit des spezifischen Wärmeleitvermögens von Gasen von der Knudsenzahl $Kn$	36
Abbildung 21: Abhängigkeit des Wärmeleitvermögens von Luft von der Temperatur [VDI Wärmeatlas (1991), Db16]	37
Abbildung 22: Aufteilung der eingestrahlten Energie in die verschiedenen Verluste und nutzbare Energie, aus: [Löf et al. (1962)]	38
Abbildung 23: Prinzipzeichnung 1. Prototyp Fa. Knopf Design, Wien	39
Abbildung 24: 1. Prototyp auf dem Teststand der AEE INTEC, Gleisdorf	39
Abbildung 25: Messstellen	40
Abbildung 26: Gemessene Kennlinie, Receiver mit Solarlack beschichtet	42
Abbildung 27: Wirkungsgradkette optische Verluste	44
Abbildung 28: Berechnete Wärmeverlustkoeffizienten für einen 8 mm-Receiver mit unterschiedlichen Beschichtungen	46
Abbildung 29: Gemessene und berechnete Kennlinie Solarlack ohne Vakuum	46
Abbildung 30: Berechnete Kennlinien für verschiedene Beschichtungen und mit und ohne Evakuierung, zum Vergleich 3 Kennlinien von Parabolrinnen aus der Literatur und typische Kennlinien für einen Flach- und einen Vakuumröhrenkollektor (Annahme: keine Diffusstrahlung)	47
Abbildung 31: Aufteilung der verschiedenen Verluste für die Kennlinie ‚Solarlack ohne Vakuum‘	48
Abbildung 32: Wirkungsgradkennlinien für 8 mm und für 12 mm Receiverdurchmesser	49
Abbildung 33: Messaufbau optische Messungen (schematische Darstellung)	50
Abbildung 34: Messaufbau für die optischen Messungen	51
Abbildung 35: Messung der Globalstrahlung ohne und mit Abdeckscheibe	52
Abbildung 36: Messergebnis 35 cm Kurzrinne mit Alanod-Blech-Reflektor	53
Abbildung 37: Messergebnis 35 cm Kurzrinne alubedampftes Glas	53
Abbildung 38: Reflektivität des Alanod-Blech-Reflektors im Vergleich zum alubedampften Glas	54
Abbildung 39: Messergebnis 4 m-Rinne bei 60 cm	55
Abbildung 40: Messergebnis 4 m-Rinne bei 234 cm	55
Abbildung 41: Messergebnis 4 m-Rinne bei 360 cm	56
Abbildung 42: Auftreffen der Strahlung in der Mitte des Sensors	56
Abbildung 43: Verschiebung des Receivers/Sensors nach oben	57
Abbildung 44: Verschiebung des Receivers/Sensors nach links	57
Abbildung 45: Gemessene Reflektivität an drei Positionen der 4m-Rinne	58
Abbildung 46: Justierbare Receiverhalterung. Die Position des Receivers kann an den beiden Halterungen von außen eingestellt werden.	60
Abbildung 47: Optische Messungen: Verschiebung der Receiverposition links/rechts	61
Abbildung 48: Optische Messungen: Verschiebung der Receiverposition oben/unten	62

Abbildung 49: Optische Messung an 3 verschiedenen Stellen der Rinne.....	63
Abbildung 50: Gemessene Kennlinie für den 2. Prototypen.....	64
Abbildung 51: Berechnete Wärmeverluste des 2. Prototypen.....	65
Abbildung 52: Aufteilung der verschiedenen Verluste.....	66
Abbildung 53: Übersicht Anwendungsgebiete für solare Prozesswärme mit Temperaturniveaus [Müller et al. (2004)].....	68
Abbildung 54: Schematische Darstellung der Systemkonzepte.....	70
Abbildung 55: Systemschema eines Dampfnetzes [Wagner (2003)].....	71
Abbildung 56: Lastprofil einer Wäscherei (Wochenverlauf).....	72
Abbildung 57: Jahreszeitlicher Lastverlauf Wäscherei.....	72
Abbildung 58: Montage der Kollektoren.....	75
Abbildung 59: Gesamtansicht des Teststands für die Evaluierung eines Gesamtkonzeptes.....	75
Abbildung 60: Detailansichten des Nachführmechanismus.....	76
Abbildung 61: Hydraulikschema mit Fühlerpositionen für die messtechnische Evaluierung eines Gesamtkonzeptes.....	77
Abbildung 62: Doppelstrahlungssensor, über den die Rinnen der Sonne nachgeführt werden .....	78
Abbildung 63: Messaufzeichnung an einem wolkenlosen Tag (18.9.2004).....	79
Abbildung 64: Messaufzeichnung am 12.9.2004.....	80
Abbildung 65: Messaufzeichnung an einem wolkenigen Tag (26.9.2004).....	80
Abbildung 66: Bypassschaltung im Kollektorkreis.....	81
Abbildung 67: Lineargenerator der Firma Knopf Design.....	83
Abbildung 68: Solareinbindung den Prozess.....	85
Abbildung 69: Modular aufgebautes Simulationsmodell mit den Bezeichnungen der verwendeten Komponentenmodelle.....	85
Abbildung 70: Kennlinien der drei Kollektoren für die Fallstudie.....	86
Abbildung 71: Monatliches Strahlungsangebot an den gewählten Standorten.....	87
Abbildung 72: Jahreswerte der Strahlung.....	88
Abbildung 73: Häufigkeitsverteilung der Strahlung.....	88
Abbildung 74: Ergebnisse der Fallstudie: Solare Deckung.....	89
Abbildung 75: Ergebnisse Fallstudie: Jahresverlauf des Kollektorsertrags (Klagenfurt, Prozessvorlauftemperatur = 100°C).....	90
Abbildung 76: Ergebnisse der Fallstudie: Netto-Solarertrag.....	91
Abbildung 77: Ergebnisse Fallstudie: Rohrleitungsverluste.....	91
Abbildung 78: Solare Deckung an verschiedenen Standorten in Österreich.....	92
Abbildung 79: Wärmekosten im Temperaturbereich 100°C/80°C im Vergleich.....	98
Abbildung 80: Wärmekosten im Temperaturbereich 150°C/130°C im Vergleich.....	98
Abbildung 81: Konzepte für die Speicherung thermischer Energie.....	100
Abbildung 82: Prinzipdarstellung SEGS I Kraftwerk mit direkter Speicherung.....	101
Abbildung 83: Glockenspeicher.....	101

Abbildung 84: Schema eines Gefällespeichers .....	103
Abbildung 85: Abhängigkeit der Speicherkapazität bezogen auf das Wasservolumen zu Beginn der Entladung .....	104
Abbildung 86: Prinzipdarstellung Dampfspeicherlokomotive.....	104
Abbildung 87: Gleichdruckspeicher in Kombination mit Dampferzeuger.....	105
Abbildung 88: Schaltung Dampferzeuger beim Expansionsverfahren; Ausspeicherung von Dampf bei konstantem Druck durch externe Verdampfung und Volumenausgleich. ...	106
Abbildung 89: Idealisierter Temperaturverlauf von Arbeitsmedium und flüssigem Speichermedium bei System auf Basis sensibler Wärme. ....	106
Abbildung 90: Ein-Tank Konzept für flüssiges Speichermedium.....	108
Abbildung 91: Zwei-Tank-Konzept für flüssiges Speichermedium .....	108
Abbildung 92: Prinzipdarstellung Solar Two Turmkraftwerk mit Zwei-Tank Speicher .....	109
Abbildung 93: Speicherung sensibler Wärme in festem Speichermedium.....	110
Abbildung 94: Schema Versuchsaufbau für experimentelle Untersuchung von Feststoff-Speichern im Rahmen des Projektes WESPE .....	111
Abbildung 95: Speichermodul für WESPE-Projekt vor Anbringen der äußeren thermischen Isolation .....	111
Abbildung 96: Speicherung sensibler Wärme in festem Speichermedium mit Sekundärkreislauf zur Steigerung der Leistung.....	112
Abbildung 97: Idealisierter Temperaturverlauf in Speichersystem mit Latentspeichermedium .....	112
Abbildung 98: Beispiel für Makroverkapselung: Kunststoffkugel (Durchmesser zwischen 78mm und 98mm) mit PCM gefüllt, für Kühlanwendungen von Fa. Cristopia hergestellt. ....	114
Abbildung 99: Makroverkapseltes PCM in Mattenform, Produkt Fa. TEAP .....	114
Abbildung 100: Einsatz von PCM-Matten als Komponente einer Fußbodenheizung.....	114
Abbildung 101: Verbundmaterial aus PCM und Graphit.....	115
Abbildung 102: Prinzipdarstellung Speichersystem auf Basis von Graphit/PCM-Verbundmaterial .....	115
Abbildung 103: Mit Sorptionsspeicher betriebene Lokomotive der Aachener Straßenbahn.116	
Abbildung 104: Entladeprozess beim Sorptionsspeicher mit Natronlauge.....	116
Abbildung 105: Metallhydrid-Speicher [Bogdanovic (1995)].....	117
Abbildung 106: Kombination von Dampfspeicher und Latentwärmespeicher [Krause, Lindner (1987)] .....	119
Abbildung 107: t-s-Diagramm für Arbeitsmedium bei kombiniertem Einsatz von sensibler Wärmespeicherung und Latentwärmespeicherung .....	119
Abbildung 108: Kombination von Dampfspeicher mit sensiblen Speicher zur Abgabe von überhitztem Dampf .....	120
Abbildung 109: t-s-Diagramm Wasserdampf bei Kombination Dampfspeicher mit sensiblem Speicher nach Abbildung 108:.....	120
Abbildung 110: Temperaturverlauf bei Kombiantion sensibles Speichermedium, Arbeitsmedium mit Phasenwechsel.....	122

Abbildung 111: Temperaturverlauf bei Kombination latentes Speichermedium, einphasiges Arbeitsmedium.....	122
Abbildung 112: Schaltung Parabolrinnenkraftwerk mit Speicher.....	122
Abbildung 113: Unterteilung Wärmebedarf Rankine-Prozess nach Temperaturniveau .....	122
Abbildung 114: Erhöhung der mittlern Speichertemperatur beim Beladen durch Teilung der Absorberlänge .....	123
Abbildung 115: Entladen des Speichers auf drei Temperaturniveaus entsprechend Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung .....	123
Abbildung 116: Einflussfaktoren bei der Auslegung eines Speichersystems .....	125
Abbildung 117: Idealisierter Temperaturverlauf im Speicher und im Kollektorkreislauf für Prozess mit Wärmebedarf auf konstantem Temperaturniveau .....	127
Abbildung 118: Im Kollektorkreislauf wird Energie als sensible Energie aufgenommen, die Austrittstemperatur erhöht sich im Fluid gegenüber Abbildung 115 um $\Delta T$ .....	127
Abbildung 119: Verlauf thermischer Wirkungsgrad für die IST-Parabolrinne .....	128
Abbildung 120: Wirkungsgradkennlinie 2. Prototyp Parasol, Knopf Design .....	128
Abbildung 121: Konzept Einzelbehälter für Speicherung von Druckwasser mit variabler Unterteilung des Innenvolumens entsprechend dem Ladezustand.....	130
Abbildung 122: Konzept Einzelbehälter mit variabler Unterteilung und integriertem Wärmeübertrager. ....	130
Abbildung 123: Vom Dampfspeicher abgegebene Sattedampfmenge bei Druckabsenkung um 1 bar, bezogen auf das Volumen des flüssigen Wassers im Speicherbehälter.....	131
Abbildung 124: Abhängigkeit Siedetemperatur vom Dampfdruck.....	131
Abbildung 125: Indirekte Beladung Dampfspeicher .....	133
Abbildung 126: Dampfspeicher als Abscheider für Direktverdampfungs-Kollektor .....	133
Abbildung 127: Makroverkapseltes PCM in Druckbehälter .....	136
Abbildung 128: PCM-Verbundmaterial mit integriertem Wärmeübertrager. ....	136
Abbildung 129: Verschaltungsmöglichkeiten Speicher und Kollektor.....	137
Abbildung 130: Optionen für den Betrieb des Speichers während des Entladens. ....	138
Abbildung 131: Kühlanlage mit thermischem Speicher und Dampfstrahlverdichter.....	143
Abbildung 132: Anlage mit Wärmetransformation der Abwärme; Einsatz eines Hochtemperaturspeichers sowohl zur Aufnahme von Solarenergie als auch für transformierte Abwärme. ....	144
Abbildung 133: Solare Prozessdampfanlagen ohne Speicher; Beispiele für mangelhafte Anpassung der Leistungen vom Kollektorfeld an den Bedarf des Prozesses .....	147
Abbildung 134: Beispiel für Anlagenoptimierung durch Einsatz eines Speichers: Liegt die vom Prozess geforderte Leistung über der vom Solarfeld zur Verfügung gestellten, wird zusätzliche Energie dem Speicher entnommen. Überschreitet die vom Solarfeld abgegebene Leistung die Kapazität des thermischen Prozesses, wird die überschüssige Energie gespeichert.....	148

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messstellen bei den thermischen Messungen.....	40
Tabelle 2: Berechnete Transmissionskoeffizienten für verschiedene Abdeckungen .....	43
Tabelle 3: Emissionskoeffizienten der für die Berechnungen verwendeten Beschichtungen	45
Tabelle 4: Messstellen bei den optischen Messungen .....	51
Tabelle 5: Auslegungskennwerte für den industriellen Prozess im Kleinmaßstab .....	74
Tabelle 6: Messstellenliste (Prozess im Kleinmaßstab) .....	77
Tabelle 7: Annahmen für das Lastprofil.....	84
Tabelle 8: Kollektorkenndaten (Fallstudie) .....	86
Tabelle 9: Jährliche Gesamtkosten .....	95
Tabelle 10: Wärmegestehungskosten 100°C/80°C Standort Klagenfurt.....	96
Tabelle 11: Wärmegestehungskosten 150°C/130°C Standort Klagenfurt.....	96
Tabelle 12: Wärmegestehungskosten 100°C/80°C Standort Rom.....	97
Tabelle 13: Wärmegestehungskosten 150°C/130°C Standort Rom.....	97
Tabelle 14: Mögliche flüssige Speichermedien für den Mitteltemperatur-Bereich.....	107
Tabelle 15: Auswahl von Materialien für Speicherung sensibler Wärme in Feststoffe.....	109
Tabelle 16: Auswahl Latentspeichermaterialien [Beckmann, Gilli (1984), .Herrmann (2002)].....	113
Tabelle 17: Prozesse für Speichieranwendungen.....	118
Tabelle 18: Beispiele für Wärmeträgermedien .....	129
Tabelle 19: Stoffwerte für Beton .....	134
Tabelle 20: Stoffwerte $\text{KNO}_3$ - $\text{LiNO}_3$ ; Schmelztemperatur in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis .....	135