



Lehrstuhl für Energiewirtschaft und Anwendungstechnik
Komm. Leiter: Prof. Dr.rer.nat. Thomas Hamacher
Ordinarius: Prof. Dr.- Ing. Ulrich Wagner

Diplomarbeit

„Identifikation von Optimierungspotenzialen einer
Solarthermieanlage“

Manuel Sutter

Technische Universität München

15.05.2012



Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V.
Geschäftsführer:
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Mauch



Lehrstuhl für Energiewirtschaft und Anwendungstechnik
Komm. Leiter: Prof. Dr.rer.nat. Thomas Hamacher
Ordinarius: Prof. Dr.- Ing. Ulrich Wagner

Diplomarbeit

„Identifikation von Optimierungspotenzialen einer Solarthermieanlage“

Betreuer:	Dipl.-Phys. R. Corradini, Prof. Dr.-Ing. W. Mauch
Eingereicht am:	15.05.2012
Verfasser:	Manuel Sutter
Geburtsdatum, Geburtsort:	27.02.1986, Augsburg
Wohnort:	Torriweg 1, 81247 München
Matrikelnummer:	2948020



Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V.
Geschäftsführer:
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Mauch

Erklärung

Hiermit erkläre ich,

Name: Sutter

Vorname: Manuel

Matr. Nr.: 2948020

dass ich die beiliegende Diplomarbeit zum Thema: *Identifikation von Optimierungspotenzialen einer Solarthermieanlage* selbständig verfasst, keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, sowie alle wörtlichen und sinngemäß übernommenen Stellen in der Arbeit gekennzeichnet und die entsprechende Quelle angegeben habe. Vom Lehrstuhl und seinen Mitarbeitern zur Verfügung gestellte Hilfsmittel, wie Modelle oder Programme, sind ebenfalls angegeben. Diese Hilfsmittel sind Eigentum des Lehrstuhls bzw. des jeweiligen Mitarbeiters. Ich werde sie nicht über die vorliegende Arbeit hinaus weiter verwenden oder an Dritte weitergeben.

Einer weiteren Nutzung der von mir im Rahmen dieser Diplomarbeit erarbeiteten Ergebnisse (auch Programme und Methoden), durch Mitarbeiter des Lehrstuhls zu Zwecken der Forschung und Lehre, stimme ich zu.

Ich habe diese Arbeit noch nicht zum Erwerb eines anderen Leistungsnachweises eingereicht.

München, am 15.05.2012

Manuel Sutter

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Einführende Grundlagen	3
2.1	Solares Potential	3
2.2	Anlagentypen	4
2.2.1	Anlagen zur Warmwasserbereitung	4
2.2.2	Anlagen zur Heizungsunterstützung	5
2.3	Wesentliche Elemente einer Solarthermieanlage	7
2.3.1	Kollektor	7
2.3.2	Speicher	11
2.3.3	Weitere Komponenten	14
3	Entwicklung eines Datenauswertungsprogramms	18
3.1	Konvertierungsprogramm	19
3.1.1	Graphische Benutzeroberfläche	19
3.1.2	Funktionsweise	20
3.2	Analyseprogramm	21
3.2.1	Graphische Benutzeroberfläche	21
3.2.2	Programmablauf	23
3.3	Gesamtansicht	24
4	Methodik	25
5	Untersuchung der Solarthermieanlage	29
5.1	Anomalien, Fehler und Messgenauigkeiten	30
5.1.1	Einstrahlungssensor	30
5.1.2	Kollektorsensor	31
5.1.3	Messgenauigkeiten	32
5.2	Solarkreis	34
5.2.1	Rohrleitungssystem	34
5.2.2	Kollektor	40
5.2.3	Pumpe	43
5.2.4	Wärmeübertrager	48
5.3	Speicher	50

5.4	Warmwasserbereitung	55
5.5	Fußbodenheizung	57
5.6	Kessel	60
5.6.1	Energieumsatz und Nutzungsgrad	60
5.6.2	Verluste durch Rücklaufanhebung	61
5.7	Stagnation	62
6	Energetische Bewertung	64
6.1	Absolute Energieeinsparung	64
6.2	Jahresbilanz	65
6.3	Monatliche Bilanz	66
6.4	Energieflüsse	68
6.5	Bewertung der Anlageneffizienz	70
7	Zusammenfassung und Ausblick	72
7.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	72
7.2	Ausblick	74
	Literatur	78
	Abbildungsverzeichnis	81
	Tabellenverzeichnis	83
A	Anhang	84

KAPITEL 1

Einleitung

Seit den Ölkrisen in den 1970er Jahren, gab es in Deutschland mehrere Bewegungen mit dem Ziel, Energie unabhängiger und umweltfreundlicher zu erzeugen. Spätestens im letzten Jahrzehnt zeigte sich dann sehr deutlich, dass sowohl der politische Wille, eine breite gesellschaftliche Zustimmung und auch die notwendigen Technologien vorhanden sind, um eine Energiewende zu vollziehen. Allen voran rückten erneuerbare Energiequellen in den Fokus des öffentlichen Interesses. Im Bereich der Wärmeerzeugung zeichnete sich vor diesem Hintergrund ebenfalls ein Wandel ab. So wurde inzwischen nicht nur in Deutschland, sondern in vielen Teilen der Welt begonnen, die enormen Potenziale der Solarenergie auszuschöpfen. Es werden heutzutage thermische und auch elektrische Energie im kleinen, wie im großtechnischen Maßstab solar erzeugt. Die Vorteile, welche die Nutzung der Solarenergie so attraktiv machen, sind die Unerschöpflichkeit der kostenlosen Energiequelle und deren umweltfreundlicher, CO_2 -neutraler Charakter.

Durch den fortwährenden Zubau solarthermischer Anlagenkapazität wurde in Deutschland im Jahr 2011 mit 15,3 Mio. m^2 installierter Kollektorfläche eine Energiemenge von 5,6 TWh erzeugt (1). Damit konnten etwa 0,4 % des Wärme-Endenergiebedarfs gedeckt werden (2). Dieser augenscheinlich niedrige Wert zeigt im Umkehrschluss, dass weiterhin ein riesiges Potential besteht, diese Quelle verstärkt zu nutzen. An der Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V. in München wird aktuell untersucht, wie groß dieses verbleibende, technische Potential im Bereich der Wärmeerzeugung für Einfamilienhäuser ist. Einen Teilaspekt stellt hierbei die Fragestellung dar, welche Möglichkeiten sich bieten, bereits bestehende Anlagen zu optimieren.

Durch langjährige Forschungsarbeit wurden bereits viele Komponenten verbessert und neue entwickelt, so dass viele Hersteller ihre Anlagen sogar als Komplettpaket anbieten können. Dennoch handelt es sich bei der Nutzung von Solarthermie um ein komplexes Thema: Zahlreiche Parameter wirken sich auf die Güte einer Anlage aus. In der Realität kommt es daher aus unterschiedlichsten Gründen immer wieder zu Problemen. Zum einen entstehen Fehler häufig bereits beim Aufbau, zum anderen bleiben Mängel unerkannt, weil ein Messsystem in den meisten Anlagen nicht vorhanden ist.

Dabei existieren bereits ausgereifte System zur Ertragskontrolle, welche den aktuellen Ertrag nicht nur messen, sondern auch bewerten. So können Störungen schnell erkannt und behoben werden. Auch das perfekte Zusammenspiel aller Anlagenteile stellt oftmals noch eine Herausforderung dar. In diesem Zusammenhang kamen bereits in der Vergangenheit die groß angelegten Forschungsprogramme Solarthermie2000 und CombiSol zu dem Schluss, dass nach wie vor ein Handlungsbedarf besteht, solarthermische Anlagen weiter zu untersuchen und zu entwickeln.

Vor diesem Hintergrund wurde die Zielsetzung dieser Arbeit so definiert, dass exemplarisch anhand von Messwerten einer existierenden Solarthermieanlage Optimierungspotentiale derselben aufgezeigt werden. Eine Analyse interessanter Betriebszustände sollte klären, wie effizient die Anlage arbeitet. Dazu ist es nötig aussagekräftige Diagramme zu erstellen, die eine Einschätzung des entsprechenden Falles zulassen. Neben der energetischen Bewertung wurde dann auch noch das Zusammenspiel einzelner Anlagenkomponenten überprüft.

KAPITEL 2

Einführende Grundlagen

Eine effiziente Wärmeerzeugung kann in einer Solarthermieanlage nur dann stattfinden, wenn alle Komponenten korrekt aufeinander abgestimmt sind und in den richtigen Arbeitspunkten betrieben werden. Für die Planung und Optimierung einer Anlage bedeutet dies, dass gewisse technisch-physikalischen Zusammenhänge im Voraus bekannt sein müssen. Nachfolgend werden daher Grundlagen vorgestellt, welche für das Verständnis der Funktionsweise von Solarthermieanlagen hilfreich sind; der Umfang bleibt hierbei im Wesentlichen auf Aspekte beschränkt, die im weiteren Verlauf der Arbeit vertieft betrachtet werden.

2.1 Solares Potential

Die Energiemenge, welche pro Jahr auf einen bestimmten Ort der Erde eintrifft, wird im Wesentlichen vom mittleren Sonnenstand beeinflusst. So werden in Äquatornähe die höchsten Globalstrahlungswerte erzielt, wohingegen in unseren Breiten mit deutlich weniger zu rechnen ist - etwa $1170 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ in der Region München (3).

Generell wird die Globalstrahlung in horizontaler Ebene gemessen. Werden die Kollektoren jedoch geneigt angebracht, so kann eine höhere Energieausbeute erzielt werden, weil der Einfallswinkel der Sonnenstrahlen im Jahresmittel günstiger steht. Das Verhältnis der Überhöhung wird als sogenannter Flächenfaktor f bezeichnet (4). Im Diagramm A.1 auf Seite 84, lässt sich für jede Ausrichtung der Flächenfaktor ablesen. In Deutschland ist demnach eine Südausrichtung mit 37° Neigung am besten, will man über ein Jahr gesehen, die meiste Sonnenenergie einfangen. Damit kann in München beispielsweise dann mit einer durchschnittlichen Einstrahlung von $1381 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ gerechnet werden, was einem Heizölequivalent von 129 L entspricht (5).

Über 70 % des Energieangebotes fallen dort in die Sommermonate April bis September. Im selben Zeitraum wird aber nur ein Bruchteil der Energie benötigt - an der untersuchten Heizungsanlage sind es gerade 12,6 %. Diese zeitliche Diskrepanz von Angebot und Nachfrage zeigt deutlich die große technische Herausforderung, welche

bei der solarthermischen Energienutzung auftritt. Ein sehr wichtiges Thema ist daher die effiziente Speicherung von Wärme. Sollen die hohen Gewinne des Sommers bis in den Winter hinein übertragen werden, so kommen nur saisonale Speicher in Frage, die mit hohem Platzbedarf und Kostenaufwand verbunden sind.

Bei heizungsunterstützenden Solarthermieanlagen kann dem ein wenig entgegen gewirkt werden, wenn die Kollektoren mit einer noch größeren Neigung aufgebaut werden. Der zuvor beschriebene Flächenfaktor ist abhängig vom mittleren Sonnenstand, ändert sich also täglich. Wird eine Solaranlage so ausgelegt, dass im Winter die Energieausbeute maximiert werden soll, muss die Neigung mit etwa 58° deutlich höher gewählt werden, wie Abbildung A.2 verdeutlicht. In der Realität werden bei kleineren Solarthermieanlagen für Einfamilienhäuser aber meist die Bedingungen vor Ort entscheidend sein. So ist die Ausrichtung der Kollektoren letztlich von den verfügbaren (Dach-)Flächen der Gebäude abhängig.

2.2 Anlagentypen

Durch den ständigen Entwicklungsfortschritt erscheinen immer wieder Neuerungen auf dem Solarwärmemarkt. In der Vergangenheit waren dies beispielsweise Latentwärmespeicher oder die Kombination Wärmepumpe und Solaranlage. Darüber hinaus müssen die Solarthermieanlagen auch mit bestehenden, konventionellen Heizungssystemen zusammenarbeiten können. Zudem wird noch die Produktvielfalt der Anlagenkomponenten selbst immer größer. In Summe hat dies dazu geführt, dass mittlerweile eine Vielzahl solarthermischer Anlagenvarianten existiert. In Deutschland haben sich indes zwei Grundkonzepte etabliert: Ob nur der Warmwasserbedarf der Bewohner oder auch der Heizwärmebedarf in Teilen gedeckt werden soll, ist hierbei das entscheidende Auslegungskriterium. Beide Konzepte werden nachfolgend anhand vereinfachter Hydraulikschemas genauer beschrieben.

2.2.1 Anlagen zur Warmwasserbereitung

Da sie recht einfach aufgebaut sind, wurden in Deutschland in der Vergangenheit mehrheitlich Anlagen zur Warmwasserbereitung installiert. Die Anschaffungskosten variieren stark, aber einzelne Händler bieten bereits für etwa 2000 EUR (ohne Installation) Komplettsysteme an. Man rechnet bei Ein- und Mehrfamilienhäusern mit einem täglichen Warmwasserverbrauch von etwa 40 - 50 Liter pro Person und dimensioniert damit die Anlagen üblicherweise folgendermaßen: 1,0 - 1,5 m^2 Kollektorfläche pro Person (weniger für effizientere Kollektoren) und dazu ca. 70 L Speichervolumen pro m^2 Kollektorfläche. Mit einer solchen Anlage kann dann ein jährlicher Deckungsgrad von bis zu 60 % erreicht werden (6), (7).

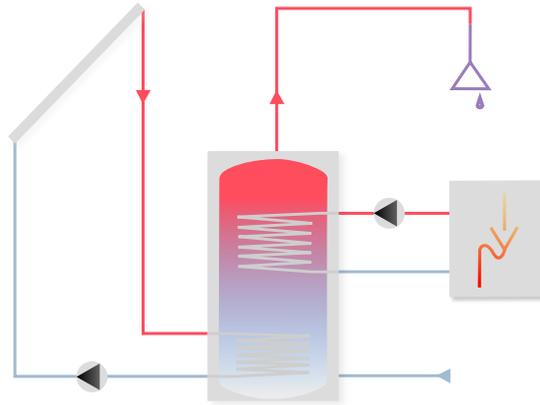


Abbildung (2.1) Vereinfachtes hydraulisches Schema einer Anlage zur Warmwasserbereitung

Der grundlegende Aufbau einer Warmwasser-Solarthermieanlage ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Im Solarkreis (links) zirkuliert ein Wärmeträgermedium, das die thermische Energie des Kollektorfeldes in den Speicher (Mitte) befördert. Oft handelt es sich hierbei um ein Wasser-Glykol-Gemisch, mit dem das Einfrieren der Kollektoren im Winter verhindert werden soll. Das Einbringen der Energie findet über einen Wärmeübertrager statt, der aus Kostengründen meist in den Speichers integriert ist. Zusätzlich dient der Wärmeübertrager auch der Entkoppelung von Solar- und Brauchwasserkreis, denn nur in Ersterem befindet sich das frostsichere Fluid. Eine Zusatzheizung (rechts) deckt den residualen Energiebedarf, wenn die solare Einstrahlung zu gering ausfällt. So wird sichergestellt, dass immer ein temperiertes Bereitschaftsvolumen zur Verfügung steht. Die Einhaltung einer Mindesttemperatur im Speicher beugt zudem einer gesundheitsgefährdenden Verunreinigung mit Legionellen vor.

Durch die verringerte Dichte des Wassers bei höheren Temperaturen bildet sich in guten Speichern eine Schichtung aus. Daher findet die Entnahme des Warmwassers im oberen Speicherbereich statt. Analog wird deshalb, während eines Zapfvorganges, unten kaltes Wasser eingelassen.

2.2.2 Anlagen zur Heizungsunterstützung

Eine Weiterentwicklung sind Kombianlagen, die neben der reinen Warmwasserbereitung auch in der Lage sind Heizungswärme zu generieren. Durch größer dimensionierte Kollektorflächen und Speichervolumina steht mehr nutzbare Energie zur Verfügung, welche der Raumheizung zugutekommt. Der Marktanteil solcher Anlagen stieg bisher stetig, 2010 waren beinahe 50 % der neu installierten Systeme Kombianlagen (8). Da das absolute Energieeinsparpotential höher ist, werden in Deutschland nur mehr Kombianlagen durch das Marktanreizprogramm gefördert (dies gilt für Anlagen mit einer Kollektorfläche $< 40 \text{ m}^2$).

Die große Bandbreite des zu deckenden Energiebedarfes ist ein wesentlicher Grund,

wieso bei Kombianlagen keine einfachen Faustformeln zur Auslegung existieren. Folgende Anhaltswerte sollen daher lediglich typische Größenordnungen für Kleinanlagen widerspiegeln: Mit 10-20 m^2 Kollektorfläche und einem Pufferspeicher mit mindestens 800 Liter Fassungsvermögen lassen sich etwa 20-30 % Endenergie einsparen (9).

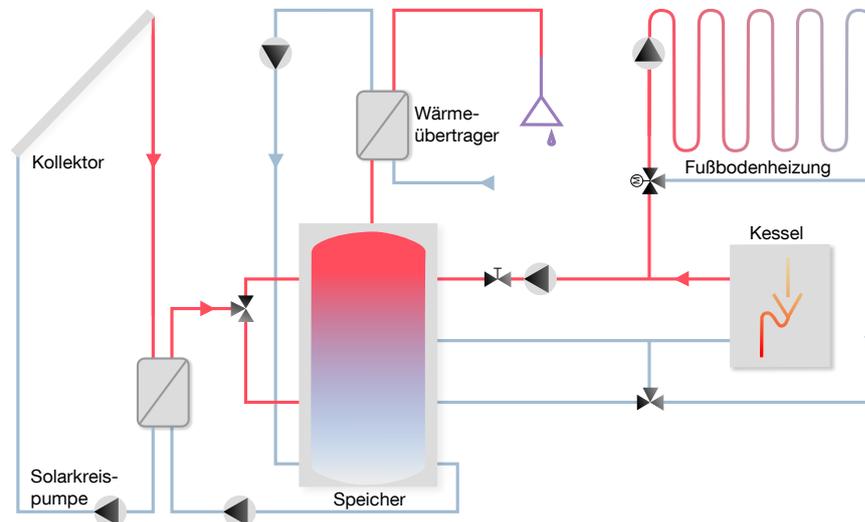


Abbildung (2.2) Anlage zur Heizungsunterstützung - vereinfachtes hydraulisches Schema

Grundsätzlich ist der Aufbau einer solchen Anlage dem einer Warmwasserbereitungsanlage ähnlich. Abbildung 2.2 beinhaltet überdies zusätzliche Elemente, die den Stand der Technik wiedergeben. Die thermische Energie der Kollektoren wird ebenfalls über einen Wärmeübertrager in den Speicher eingebracht. Dieser kann entweder intern oder extern ausgeführt sein. Bei der externen Variante sind die Anschaffungskosten zwar höher, jedoch ist die Übertragungsleistung größer. Darüber hinaus kann eine Schichtladeeinrichtung zum Einsatz kommen, welche das erwärmte Wasser, je nach Temperaturniveau, in den entsprechenden Speicherbereich leitet (vgl. Abb. 2.2). So wird die thermische Schichtung effizient aufgebaut und erhalten. Es steht dann bereits nach kurzer Einstrahlungsdauer nutzbare solare Wärme zur Verfügung, weil zunächst nur ein kleiner Speicherbereich auf Temperatur gebracht werden muss. Ein weiterer positiver Effekt ist, dass durch die geschichtete Beladung die Rücklauftemperaturen im Solarkreis länger niedrig gehalten werden können. So treten weniger Verluste in der Rücklaufleitung und den Kollektoren auf.

Die Warmwasserbereitung erfolgt heutzutage oftmals durch eine sogenannte Frischwasserstation. Mithilfe einer Pumpe und einem weiteren Wärmeübertrager wird die thermische Energie des Speichers bedarfsgerecht auf das Frischwasser übertragen. Durch das Prinzip der Durchlauferhitzung muss kein warmes Wasser bevorratet werden - die Gefahr einer Legionellenausbreitung ist nicht vorhanden.

Für die Einbindung des Kessels in das System existieren zwei Varianten. Zum einen die

Pufferbeladung, bei welcher der Speicher als zentrales Bauteil dient und alle Wärmeerzeuger und -Verbraucher parallel angeschlossen sind. Erzeugung und Verbrauch werden so entkoppelt und können unabhängig voneinander geregelt werden. Zum anderen sind bei Anlagen mit Rücklaufanhebung der Kessel und die Heizung in Reihe geschaltet, parallel dazu der Speicher. Abbildung 2.2 zeigt ein solches Anlagenschema. Bei zu geringem solaren Angebot und einem kalten Speicher wird die Heizung ausschließlich durch den Kessel versorgt. Wenn aber die Rücklauftemperatur der Heizung niedriger liegt als die mittlere Speichertemperatur, so wird Wasser aus dem Speicher in den Kessel geleitet, der dann nur noch eine kleinere Temperaturerhöhung umsetzen muss. Auch geringe Solarerträge auf niedrigem Temperaturniveau können dadurch nutzbar gemacht werden. Falls die Temperatur der Warmwasser-Bereitschaftszone unter einen gewissen Wert fällt (ca. 55°C), dann wird der obere Speicherbereich durch den Kessel wieder beladen.

Beide Systemvarianten besitzen jedoch auch Nachteile: Da bei der Pufferbeladung ein größeres Wasservolumen auf hoher Temperatur gehalten wird, entstehen mehr Speicherverluste. Bei der Rücklaufanhebung kann es zu erhöhtem Takten des Kessels kommen, da diesem kein Puffervolumen zur Verfügung steht. Außerdem treten konvektive Verlusten durch den Kamin auf, weil selbst wenn der Heizkessel aus ist, wird das warme Speicherwasser durch den Kessel geführt. Dieser wird von innen erwärmt und trägt Energie aus. Allgemein lässt sich sagen, dass die Effizienz beider Systeme etwa auf gleichem Niveau liegt (10).

2.3 Wesentliche Elemente einer Solarthermieanlage

2.3.1 Kollektor

Die Strahlungsenergie der Sonne wird durch den Solarkollektor als Energiewandler in fühlbare Wärme umgeformt. Kollektoren sind aus Absorbern hervorgegangen, die im einfachsten Fall aus einem schwarzen Schlauch bestehen können. Für die Erzeugung von Wärme auf sehr niedrigem Temperaturniveau (bezogen auf die Umgebungstemperatur) werden solche Anordnungen heute immer noch eingesetzt, beispielsweise wenn es um die solare Erwärmung von Schwimmbecken geht.

Flachkollektor

Es wurde allerdings früh erkannt, dass die Energieverluste an die Umgebung ohne Abdeckung sehr groß sind. Als erster ließ sich Clarence M. Kemp 1891 seine Entwicklung patentieren, die mithilfe der Sonnenenergie Warmwasser erzeugen konnte. Der Erfinder baute eine Konstruktion, die grundsätzlich dem heutigen Aufbau eines Flachkollektors entspricht. Ein einfacher Absorber wurde mit einer Glasscheibe versehen und die Rückseite thermisch isoliert (11). Die hierdurch erzielbaren Temperaturen liegen dann deutlich höher und sind für eine weitere Verwendung im Haus besser geeignet.

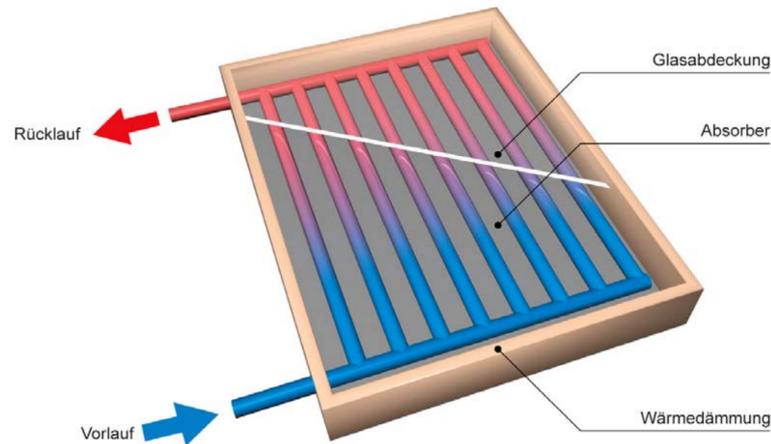


Abbildung (2.3) Prinzipieller Aufbau eines Flachkollektors (12)

Flachkollektoren besitzen den in Abbildung 2.3 gezeigten, prinzipiellen Aufbau. Aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit besteht die Absorberfläche aus Kupfer. Aufgeschweißte Kanäle, meist in Harfen- oder Schlangenform, führen das Wärmeträgermedium in sich. Sämtliche Materialien müssen hitzebeständig sein und Temperaturen im Stagnationsfall von deutlich über 150°C aushalten können. Die einfache, kostengünstige Herstellung ist der Grund, weshalb in Deutschland für den Großteil aller Solarthermieanlagen Flachkollektoren verwendet werden.

Vakuurröhrenkollektor

Seinen Namen erhielt der Vakuurröhrenkollektor deshalb, weil sich der Absorber in einem evakuierten Glaszylinder befindet. Das Vakuum reduziert die Wärmeverluste an die Umgebung signifikant. Als Folge lassen sich noch höhere Vorlauftemperaturen erreichen, womit sogar die Generierung von Prozesswärme möglich wird. Mehrere Unternehmen setzen große solarthermische Systeme auf Basis von Vakuurröhrenkollektoren bereits unterstützend ein - hauptsächlich solche aus der Lebensmittelindustrie.

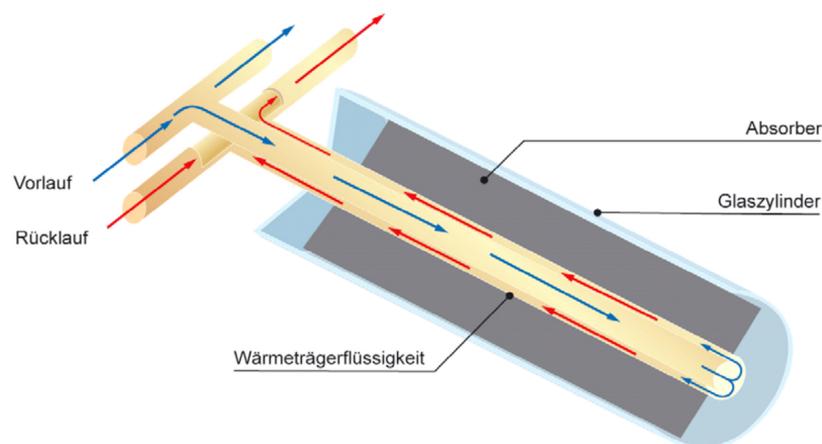


Abbildung (2.4) Prinzipieller Aufbau eines Vakuurröhrenkollektors (12)

Auch bei Vakuurröhrenkollektoren gibt es mehrere Systemvarianten. Bei einer davon ist der Absorber zweischichtig aufgebaut, sodass die Solarflüssigkeit den Absorber zweimal

in voller Länge durchströmen kann (siehe Abbildung 2.4). Die andere Variante hingegen macht sich den Heat-Pipe-Effekt zunutze: Hierbei stellt der Absorber ein geschlossenes Wärmerohr dar, in dem ein spezielles Arbeitsmedium verdampft wird und seine Wärme durch Kondensation am kälteren Solarfluid an dieses abgibt. Vakuumröhrenkollektoren sind wegen ihres komplexeren Aufbaus teurer als Flachkollektoren. Außerdem fällt ihre Aperturfläche, durch den Abstand der einzelnen Röhren, im Verhältnis geringer aus. Dieser Nachteil wird allerdings durch die deutlich niedrigeren thermischen Verluste aufgewogen, gerade im Winter.

Energiewandlung

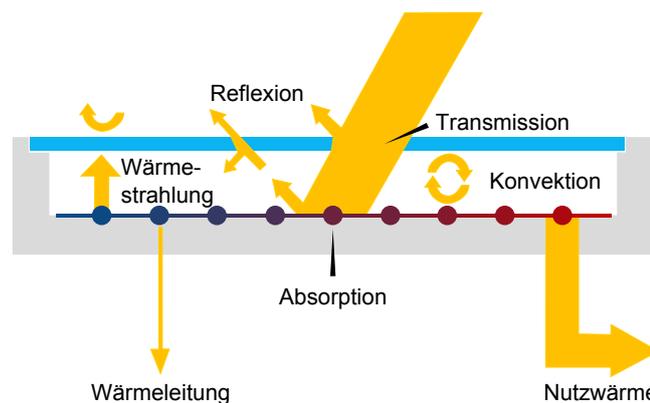


Abbildung (2.5) Photothermische Energiewandlung, Darstellung nach (13).

Bei der solaren Energiegewinnung treten verschiedene physikalische Effekte auf: So muss die Solarstrahlung zunächst die Glasscheibe des Kollektors passieren (siehe Abbildung 2.5). Je nach Einfallswinkel wird ein Teil der Strahlung reflektiert und ein weiterer Teil geht durch Transmissionsverluste verloren. Spezielles Solarglas mit einem reduzierten Eisenanteil mindert diese Einflüsse. Ein Großteil der verbleibenden Strahlung wird dann durch den Absorber aufgenommen und in Wärme umgewandelt. Sowohl das Absorberblech, als auch die Rohrleitungen bestehen aus gut wärmeleitendem Material (Kupfer), damit die Wärme entsprechend verlustarm auf die Solarflüssigkeit übertragen werden kann. Spezielle Beschichtungen auf der Oberfläche bewirken, dass einerseits eine hohe Absorption erreicht wird und andererseits die Wärmeabstrahlung minimiert wird. Man spricht dabei generell von selektiver Beschichtung oder von „low-e“ - Schichten, was die niedrige Emissivität, vor allem im infraroten Wellenlängenbereich, zum Ausdruck bringen soll.

Innerhalb des Kollektors treten über dem Absorber Konvektionsvorgänge auf, welche ebenfalls Verluste hervorrufen. Ein zusätzlicher Wärmestrom nach außen ergibt sich durch die Wärmeleitfähigkeit des Gehäuses. Daher wirken sich Umgebungsbedingungen wie Temperatur oder Windgeschwindigkeit entsprechend auf die Höhe der Kollektorverluste aus. Eine gute Dämmung des Absorbers führt deshalb zu einem gesteigerten Kollektorwirkungsgrad.

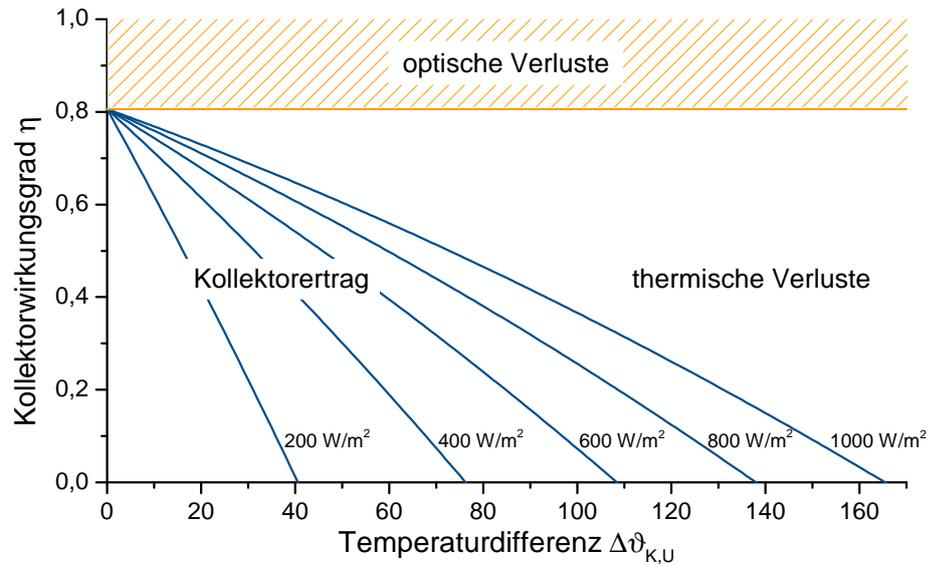


Abbildung (2.6) Kennlinienfeld des Flachkollektors SK500N

Die Qualität eines Kollektors kann aus dessen Kennlinienfeld abgelesen werden¹. In Abbildung 2.6 sind die Werte des Kollektors „SK500N“ dargestellt, welcher in der untersuchten Anlage verbaut ist. Bei diesem Modell liegt der optische Wirkungsgrad η_0 , der Reflexions- und Transmissionsverluste einschließt, bei 80 %. Vakuumröhrenkollektoren weisen meist einen etwas niedrigeren Wert auf. Zusätzlich kommen dann noch die einstrahlungs- und temperaturabhängigen Verluste hinzu. Der Gesamtwirkungsgrad eines Kollektors kann durch folgende Formel angenähert werden (14):

$$\eta = \eta_0 - k_1 \cdot \frac{\Delta\vartheta_{K,U}}{G} - k_2 \cdot \frac{(\Delta\vartheta_{K,U})^2}{G} \quad (2.1)$$

In Gleichung 2.1 kommen die kollektorspezifischen Parameter η_0 , k_1 und k_2 vor. Mit G wird die solare Einstrahlung bezeichnet, die den Betriebspunkt entscheidend beeinflusst. Zuletzt wirkt sich noch die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{K,U}$ auf den Anteil der thermischen Verluste aus. Sie berechnet sich aus der mittleren Kollektortemperatur $\vartheta_{K,m}$ abzüglich der Luftaußentemperatur ϑ_U .

Dem Kennlinienfeld lässt sich noch ein weiterer charakteristischer Punkt entnehmen: die Stillstandstemperatur. Sie stellt sich ein, wenn das Wärmeträgermedium im Solarkreis nicht mehr umgewälzt wird. Der Kollektorwirkungsgrad wird dann auf null absinken und überschüssige Energie in eine weitere Temperaturerhöhung umgesetzt. Erst wenn die Verluste des Kollektors im Gleichgewicht mit der aufgenommenen Energie stehen, ist die Stillstandstemperatur erreicht. Sie ist gerade für die thermische Auslegung und die Lebensdauer der Kollektoren von Bedeutung.

¹ Diese Werte werden in der Regel nicht von den Herstellern veröffentlicht. Umfangreiche Informationen sind auf den Seiten des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) in Stuttgart, oder des Instituts für Solartechnik (SPF) in Rapperswil zu finden. Zahlreiche Kollektoren wurden dort getestet und deren Kennwerte veröffentlicht.

2.3.2 Speicher

Der Energieverbrauch eines Gebäudes und seiner Bewohner deckt sich nur partiell mit dem Energieangebot der Sonne. Eine Speicherung der erzeugten Wärme ist daher unumgänglich, wenn höhere solare Deckungsgrade erreicht werden sollen. Dazu wurden zahlreiche Speicherkonzepte entwickelt, um unter anderem den folgenden Bedürfnissen gerecht zu werden: Die Einbindung des Speichers in ein konventionelles Heizungssystem soll einfach sein, die solare Wärme mit variablem Temperaturniveau soll möglichst gut nutzbar sein (thermische Schichtung), der Speicher soll sehr geringe Wärmeverluste aufweisen, billig sein und den meist begrenzten Platz im Heizraum gut ausnutzen, usw.

Kombianlagen für Einfamilienhäuser werden üblicherweise als Einspeichersystem ausgeführt. Es entstehen relativ geringe Wärmeverluste, weil Heizungs- und Warmwasserspeicher miteinander kombiniert sind. Mehrspeichersysteme kommen ebenfalls vor, da die Solarspeicher anfangs einfach zusätzlich zu dem Warmwasserspeicher der existierende Heizung eingebaut wurden. Weiterhin werden oftmals mehrere Speicher eingesetzt, wenn ein größeres Speichervolumen erforderlich ist. Deren Verschaltung kann seriell oder parallel ausgeführt sein.

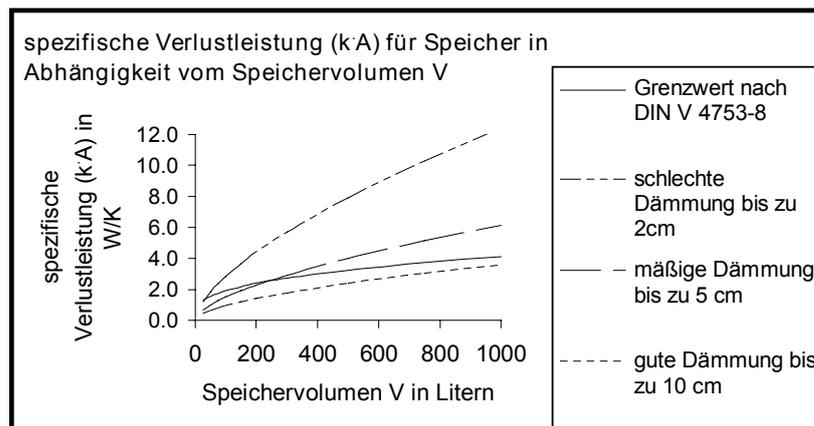


Abbildung (2.7) Wärmeverlustraten von Speichern unterschiedlicher Größe (15)

Für den Speicheraufbau existieren zwar gewisse Grundkonzepte, aber die Vielfalt der Varianten hat bisher dazu geführt, dass sich keines klar durchgesetzt hat. Um nun die Qualität von unterschiedlichen Speichertopologien vergleichen zu können, muss das Augenmerk auf einen wesentlichen Punkt gerichtet werden: Wie hoch sind die Speicherverluste? Typische Verlustraten von Speichern unterschiedlicher Größe sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Bezogen auf das Volumen werden die Verluste bei größeren Speichern kleiner, weil das Verhältnis von Oberfläche zu Speichervolumen (A/V -Verhältnis) geringer wird. Auch eine erhöhte Dämmschichtdicke trägt maßgeblich zu geringeren Verlusten bei.

Zur Bestimmung der Wärmeverluste eines sich in Betrieb befindlichen Speichers eignen sich gewisse Zeiträume bevorzugt. Immer dann, wenn der Heizkessel und die

Solarkreispumpe ausgeschaltet sind und über längere Zeit keine Warmwasserentnahme stattfindet, rufen einzig die thermischen Verluste eine Temperaturänderung im Speicher hervor. Überwiegend in Sommernächten kommt es eben zu dieser Situation. Mit den gemessenen Temperaturen lassen sich die Verluste dann entsprechend gut berechnen:

$$Q_{V,S} = C_S \cdot (\vartheta_S(t_0) - \vartheta_S(t_1)) \quad (2.2)$$

Die an die Umgebung abgegebenen Verluste $Q_{V,S}$ sind gleich der Auskühlung des Speichers. $Q_{V,S}$ ergibt sich aus der Wärmekapazität C_S multipliziert mit der Differenz der Temperaturen zu den Zeitpunkten t_0 und t_1 . Der zeitliche Verlauf der Speichertemperatur gehorcht einer exponentiellen Funktion. Analog zur Entladung eines elektrischen Kondensators kann die Gleichung für thermische Größen formuliert werden (16):

$$\vartheta_S(t) = (\vartheta_S(t_0) - \vartheta_U) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \vartheta_U \quad (2.3)$$

Die momentane Speichertemperatur $\vartheta_S(t)$ ist abhängig von der ursprünglichen Temperatur $\vartheta_S(t_0)$ zum Zeitpunkt t_0 , der Umgebungstemperatur ϑ_U , der vergangenen Zeit t und der Zeitkonstante τ , für die gilt:

$$\tau = R_S \cdot C_S \quad (2.4)$$

Wie beispielsweise aus der Regelungstechnik bekannt, stellt die Zeitkonstante τ eine charakteristische Größe für exponentiell verlaufende Prozesse dar. Im vorliegenden Fall der Speicherentladung gibt sie an, nach welcher Zeit ca. 37 % des Anfangswertes erreicht sind. Der Anfangswert bezieht sich dabei auf einen Potentialunterschied, also die Differenz zwischen Speichertemperatur und Umgebungstemperatur. Weiter ist hier die Zeitkonstante das Produkt aus Widerstand und Kapazität. Bei thermischen Speichern ist die Wärmekapazität C_S in erster Näherung durch das Wasservolumen gegeben. Für genauere Betrachtungen muss die Wärmekapazität des gesamten Tanks mit Hülle, evt. innenliegenden Wärmeübertragern etc. mit berücksichtigt werden. Die Inverse des Wärmewiderstandes R_S gibt schließlich Aufschluss über die spezifische Verlustleistung (auch: Wärmeverlustrate) $\dot{q}_{V,S}$ des Speichers, welche sich aus der Wärmeleitfähigkeit k_S und der Speicher Oberfläche A_S errechnet:

$$\dot{q}_{V,S} = \frac{1}{R_S} = k_S \cdot A_S \quad (2.5)$$

Bei solarthermischen Systemen zur Heizungsunterstützung werden große Speicher eingesetzt - größer als es für ein Heizungssystem ohne Solarthermieanlage nötig wäre. Dementsprechend fallen auch die Bereitschaftsverluste höher aus.

Dazu ein Rechenbeispiel: Gesucht werden die thermischen Verluste zweier Speicher über ein Jahr. Die mittlere Speichertemperatur soll 58°C betragen und die des Heizraumes 20°C . Der erste Speicher soll 300 L und der zweite 800 L Wasser beinhalten. Außerdem sei die Wärmeverlustrate für den kleinen Speicher gleich $2,5 \text{ W/K}$ und für den größeren

gleich $3,8 \text{ W/K}$ (vergleiche Werte in Abbildung A.3).

$$Q_{V,S,k} = 24 \frac{h}{d} \cdot 365 \frac{d}{a} \cdot (58^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \cdot 2,5 \frac{W}{K} = 832 \frac{kWh}{a}$$

$$Q_{V,S,g} = 24 \frac{h}{d} \cdot 365 \frac{d}{a} \cdot (58^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \cdot 3,8 \frac{W}{K} = 1265 \frac{kWh}{a}$$

Wie die Rechnung zeigt, treten durch den für das Solarsystem vergrößerten Speicher zusätzliche Verluste in Höhe von 52 % auf. In der Realität kommt es mitunter zu noch deutlich höheren, absoluten Werten, weil die angeschlossenen Rohre nicht vom Speicher entkoppelt sind. Durch Wärmeleitung und sogenannte Gegenstromzirkulation, auf die im Kapitel 5.3 genauer eingegangen wird, treten dann erhebliche Wärmeströme nach außen auf.

Ist die Wärmeverlustrate bekannt, so kann der sich im Speicher einstellende Temperaturverlauf vorausberechnet werden. Die Auskühlung darf aber nur bis zu einer bestimmten Temperatur $\vartheta_{WW,min}$ erfolgen, da sonst die Nachheizung anspringt. Diese Temperatur liegt in der Regel bei ca. 55°C , damit das Auftreten von Legionellen im System verhindert wird. Es ergibt sich folglich, je nach ursprünglichem Speicher-Ladezustand, eine Zeitspanne in der mindestens dieses nutzbare Temperaturniveau vorherrscht. Sofern keine Energientnahme stattfindet, lässt sich diese Zeit t_{nutz} angeben:

$$\begin{aligned} \vartheta_{WW,min} &= (\vartheta_S(t_0) - \vartheta_U) \cdot e^{-\frac{t_{nutz}}{\tau}} + \vartheta_U \\ t_{nutz} &= \tau \cdot \ln \left(\frac{\vartheta_S(t_0) - \vartheta_U}{\vartheta_{WW,min} - \vartheta_U} \right) = R_S \cdot C_S \cdot \ln \left(\frac{\vartheta_S(t_0) - \vartheta_U}{\vartheta_{WW,min} - \vartheta_U} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Die neu eingeführte Größe soll als nutzbare Speicherdauer t_{nutz} bezeichnet werden. Um die Speicherfähigkeit zu erhöhen, kann anhand der Gleichung 2.6 festgestellt werden, welche Größen dazu verändert werden müssen. Eine Erhöhung der Wärmekapazität C_S , also beispielsweise des Wasservolumens, geht erwartungsgemäß linear mit ein; ebenso die Vergrößerung des Wärmewiderstands R_S nach außen. Das Temperaturniveau des Speichers selbst, wirkt sich nur in logarithmischer Abhängigkeit aus. Ein typischer 800 L Speicher mit 85°C weist demnach folgende nutzbare Speicherdauer auf:

$$t_{nutz} = \frac{1}{3,8 \text{ W}} \cdot 800 \text{ kg} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \ln \left(\frac{85^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C}}{55^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C}} \right) : 3600 \frac{s}{h} = 158 \text{ h}$$

All diese Überlegungen zeigen, dass ein Speicher in Hinblick auf das A/V-Verhältnis und die nutzbare Speicherdauer tendenziell größer gewählt werden sollte. Gleichzeitig ist eine wirksame Außendämmung äußerst wichtig. Im Vergleich dazu spielen weitere Einflüsse, wie z.B. ein gutes Schichtungsverhalten, eine eher untergeordnete Rolle. Generell muss der Speicher den vorliegenden Gegebenheiten angepasst sein, was vorab beispielsweise mit Simulationsrechnungen überprüft werden kann.

2.3.3 Weitere Komponenten

Rohrleitungssystem

Das Rohrleitungssystem dient dem Transport von thermischer Energie in Form sensibler Wärme. Bei diesem Vorgang treten Verluste auf, die ganz entscheidend von der Qualität und Beschaffenheit der Isolierung abhängen. In der Regel umfasst jede Heizungsanlage mehrere zehn Meter Rohrlänge, welche zeitweise oder ständig von warmen Medien durchflossen werden. Die entstehenden Wärmeverluste können daher dann erhebliche Mehrkosten verursachen.

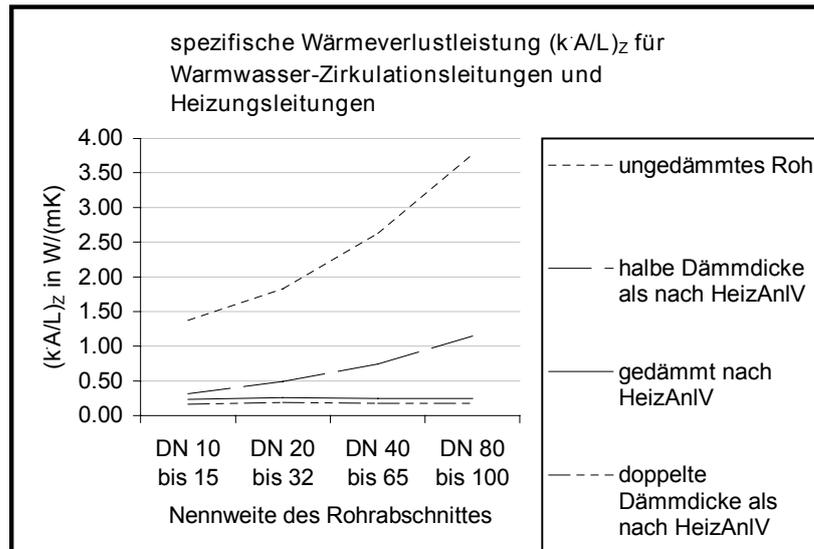


Abbildung (2.8) Spezifische Wärmeverluste bei Rohren unterschiedlichen Durchmessers mit verschiedenen Dämmschichtstärken (15)

Eine Übersicht typischer Verlustraten von Rohren unterschiedlicher Durchmesser, zeigt Abbildung 2.8. Die Verluste steigen überproportional an, wenn der Rohrdurchmesser größer und die Isolierstärke geringer wird. Aufgrund der mitunter sehr hohen Verteilverluste in Bestandsgebäuden fordert die Energieeinsparverordnung (früher: Heizanlagenverordnung) in Deutschland inzwischen eine Dämmschichtdicke von 100 %, bezogen auf den Rohrdurchmesser.

$$\dot{Q}_{V,R} = \dot{m} \cdot c_F \cdot (\vartheta_{ein} - \vartheta_{aus}) \quad (2.7)$$

$$\dot{q}_{V,R} = \frac{\dot{Q}_{V,R}}{l_R \cdot (\bar{\vartheta}_R - \vartheta_U)} = \frac{k_R \cdot A_R}{l_R} \quad (2.8)$$

Für die Messung von Rohrwärmeverlusten müssen mehrere Größen erfasst werden. Zum einen der Temperaturunterschied, welcher sich zwischen dem Einlass (ϑ_{ein}) und dem Auslass (ϑ_{aus}) des Rohres einstellt (siehe Gleichung 2.7). Zum anderen die spezifischen Wärmekapazität des Fluids c_F und dessen Massenstrom \dot{m} im Rohr. Durch die Division mit der Rohrlänge l_R und der Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Fluidtemperatur $\bar{\vartheta}_R$ und der Umgebungstemperatur ϑ_U ergibt sich ein spezifischer Wert mit

der Dimension $\frac{W}{m \cdot K}$. Unterschiedliche Rohre lassen sich so vergleichen (Gl. 2.8). Dieser Wert kann ähnlich wie bei den Speicherverlusten, auch aus der Wärmeleitfähigkeit k_R und der Rohroberfläche A_R berechnet werden.

Wärmeübertrager

Im Heizungssystem kommen überall dort Wärmeübertrager zum Einsatz, wo Kreisläufe aufgrund unterschiedlicher Medien o.ä., voneinander getrennt werden müssen. In der Praxis werden bei der externen Variante Gegenstromwärmeübertrager verwendet, da sie eine sehr gute Wärmeübergabe von einem auf das andere Medium ermöglichen. Es gibt zwei wichtige Faktoren, welche die Effizienz eines Wärmeübertragers beeinflussen: Einerseits müssen die Kontaktflächen der einzelnen Medien groß genug sein, um einen niedrigen Wärmewiderstand zu gewährleisten. Andererseits müssen sich die Medien schnell genug über diese Flächen bewegen, um eine turbulente Strömung hervorzurufen, die wiederum einen besseren Wärmeübergang bewirkt. Der Druckverlust, welcher je nach Bauart und Dimensionierung variiert, hat einen Einfluss auf die Wahl der Pumpe.

$$\dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \Delta\vartheta_1 = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot \Delta\vartheta_2 + \dot{Q}_{V,WT} \quad (2.9)$$

Um die Effizienz eines Wärmetauschers genau zu messen, müssten auf beiden Seiten (Index 1 und 2) die Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie die Massenströme gemessen werden. Gleichung 2.9 sagt aus, dass die Differenz beider Leistungen, dann den Verlusten $\dot{Q}_{V,WT}$ entspräche. Aber der finanzielle Aufwand würde bei einer solchen Messung für eine Kleinanlage in keinem guten Verhältnis zu möglichen Energieeinsparpotenzialen stehen. Normalerweise werden Wärmeübertrager heutzutage mit entsprechender Software der Hersteller ausgewählt, um die Anforderungen zu erfüllen.

Um dennoch eine Aussage für in Betrieb befindliche Übertrager treffen zu können, wurde von einer Expertengruppe folgende Empfehlung abgegeben: Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz soll 5 K nicht überschreiten (17):

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln(\Delta\vartheta_{gr}/\Delta\vartheta_{kl})} \quad (2.10)$$

Beim Gegenstromwärmeübertrager ist ϑ_{gr} die größere Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden auf der einen Seite (z.B. Solar VL - Schichtladung VL). ϑ_{kl} stellt die Differenz auf der gegenüberliegenden Seite dar (z.B. Solar RL - Speicher unten).

$$\dot{Q}_{WT} = k_{WT} \cdot A_{WT} \cdot \Delta\vartheta_{log} \quad (2.11)$$

Die logarithmische Temperaturdifferenz ist direkt proportional zum Wärmestrom \dot{Q}_{WT} vom einen auf das andere Medium. Auch dieser kann wieder in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit k_{WT} und der überströmten Fläche A_{WT} angegeben werden (18), wie Gleichung 2.11 zeigt.

Solarkreispumpe

Bei vielen Anlagen kommen heutzutage drehzahlgeregelte Pumpen zum Einsatz. Sie ermöglichen es, den Volumenstrom des Wärmeträgermediums immer an die momentanen solaren Verhältnisse anzupassen. Durch diese Betriebsweise kann indirekt der Wirkungsgrad des Kollektors beeinflusst werden. Sieht man sich die Kennlinie eines Kollektors an (vergleiche Abbildung 2.6), so sagt diese aus, dass bei einem unendlich hohen Durchfluss der maximale Wirkungsgrad η_0 erreicht wird. Allerdings wird der Kollektor dabei keine merkliche Temperaturerhöhung des Fluids bewirken. Wird der Durchfluss gestoppt, erreicht man zwar den größten Temperaturhub, allerdings bei einem Wirkungsgrad von 0 %. Der Bereich in der Mitte, zwischen diesen beiden Grenzfällen, entspricht dem normalen Arbeitspunkt.

Es gibt drei Konzepte für die Auslegung des Solarkreises. Dabei werden z.B. Rohrdurchmesser, Kollektorverschaltung und Pumpengröße an die jeweiligen Anforderungen angepasst. Sie lassen sich wie folgt charakterisieren:

- **Low-Flow:** Mit sehr niedrigen Durchflüssen werden schnell hohe Temperaturniveaus erreicht. Man bewegt sich aber sehr im rechten Bereich der Kollektorkennlinie, was hohe thermische Verluste bedeutet. Schichtladesysteme lassen sich mit diesem Konzept am einfachsten umsetzen, da das langsam fließende Wärmeträgermedium bei der Einleitung in den Speicher wenig Verwirbelungen hervorruft.
- **High-Flow:** Hier wird, wie der Name verrät, mit hohen Durchflüssen gearbeitet, so dass der Ertrag maximiert wird. Man bewegt sich tendenziell eher im linken Bereich des Kollektorkennfeldes. Hohe Temperaturen lassen sich nur bei gleichzeitig starker Sonneneinstrahlung erzeugen.
- **Matched-Flow:** Durch das Anpassen des Volumenstromes können die Vorteile beider Varianten genutzt werden. Morgens oder generell im Winter, läuft die Pumpe erst mit langsamer Drehzahl an, um den Kollektor nicht zu sehr auszukühlen. Wird eine bestimmte Temperaturschwelle erreicht, so wird die Drehzahl erhöht, womit der Kollektorwirkungsgrad steigt.

Für den Betrieb einer Heizungsanlage werden darüber hinaus noch weitere elektrische Stellglieder benötigt. Dies können zum Beispiel Ventile und Mischer sein, welche dazu dienen, die von der Steuerung kommenden Führungsgrößen umzusetzen. Dadurch wird es möglich Temperaturen anzupassen, um sie auf gleichem Niveau zu halten (wichtig für die Warmwasserbereitung) oder temperaturabhängige Funktionen umzusetzen, wie z.B. eine Rücklaufanhebung. Sie verursachen einen elektrischen Energiebedarf, welcher nicht unerheblich sein kann. Aus diesem Grund empfiehlt sich auch hier der Einsatz energieeffizienter Komponenten.

Regelung

Alle elektrischen Stellglieder werden durch eine Steuerung oder Regelung aktiviert. In der Realität ist es daher oftmals der Fall, dass zahlreiche Steuerungen zum Einsatz kommen, ohne dass sie interagieren können. Dies ist auch wieder durch die Produktvielfalt bedingt, welche zahlreiche Kombinationsmöglichkeiten zulässt.

Bei Solarthermieanlagen gibt es meist eine Regelung, die sämtliche Werte entgegennimmt und Befehle abgibt. Oft ist der Regler in einer sogenannten Solarstation integriert, die neben elektrischen auch hydraulische Komponenten beinhaltet. Er überwacht mindestens die Temperaturen im Kollektor und dem unteren Speicherbereich. Ist erstere höher, wird die Solarkreispumpe eingeschaltet und der Speicher beladen. Häufig sind noch zahlreiche weitere Funktionen integriert, die der Steuerung zusätzlicher Komponenten oder dem Schutz der Anlage dienen.

Nachheizung

Nur äußerst groß dimensionierte Solaranlagen sind in der Lage, den gesamten Wärmebedarf eines Gebäudes allein zu decken. In der Tat wurden bereits einige solcher aufwändigen Projekte umgesetzt, aber aufgrund hoher Investitionskosten entscheiden sich nur wenige Bauherren für ein Heizsystem dieser Art. In einem gewöhnlichen Gebäude werden deshalb die geringen solaren Erträge im Winter mit einer Zusatzheizung aufgestockt. Verbreitet sind Systeme mit Gas- oder Ölkesseln, oder seit einigen Jahren vermehrt auch Anlagen, die nachwachsende Rohstoffe verbrennen, wie z.B. Holzpellets oder Hackschnitzel. Die schlechteste Ökobilanz weisen Stromheizungen auf, sofern die elektrische Energie nicht zum Antrieb einer Wärmepumpe genutzt wird.

Generell existieren auf dem Markt zahlreiche, ausgereifte Systeme. Es muss jedoch beachtet werden, dass eine Solarthermieanlage nicht als rein zusätzliche Komponente der konventionellen Heizung betrachtet wird. Vielmehr muss das Gesamtkonzept stimmig sein. Denn es kommt durch eine Solarthermieanlage auch zur Beeinflussung des konventionellen Heizsystems. Beispielsweise kann es bei Anlagen mit Rücklaufanhebung dazu kommen, dass der Brennwertkessel den Brennwerteffekt nicht mehr nutzen kann. Aufgrund der höheren Rücklauftemperaturen findet keine Kondensation des Wasserdampfes im Abgas mehr statt und der Kesselwirkungsgrad verschlechtert sich. Deshalb müssen immer sämtliche Randbedingungen in die Planung einer Anlage miteinbezogen werden, um zu einem guten Ergebnis zu gelangen.

KAPITEL 3

Entwicklung eines Datenauswertungsprogramms

Um die Optimierungspotentiale einer Solarthermieanlage aufdecken zu können, wurde eine Analyse vorliegender Messwerte durchgeführt. Für die vorangegangenen Langzeitmessungen kam ein Datenlogger zum Einsatz. Dieser ist mit der Anlagenregelung gekoppelt und ermöglicht es Temperaturen, Volumenströme, Energiemengen, Pumpendrehzahlen und mehr mitzuprotokollieren. In regelmäßigen Intervallen werden die Messwerte auf einem Speicher im Datenlogger abgelegt, von dem sie zu einem beliebigen Zeitpunkt wieder ausgelesen werden können.

An der untersuchten Solarthermieanlage wurden seit Mitte des Jahres 2007 Messwerte im Minutentakt aufgezeichnet. Der Vorteil dieser präzisen zeitlichen Auflösung wird aber durch den Nachteil erkauft, dass die Datenmenge deutlich ansteigt. Der Umgang mit solch umfangreichen Datenmengen impliziert den Zwang ein entsprechendes Analyse-Tool zur Verfügung zu haben. Es wurde keine bekannte Software am Markt gefunden, welche neben der reinen Messwertdarstellung auch eigene Erweiterungen zuließ und alle weiteren Wünsche abdeckte. Aus diesem Grund trat die Notwendigkeit zu Tage, ein Computerprogramm zu entwickeln, mit dem sich alle vorliegenden Werte auf verschiedene Weisen, schnell und übersichtlich darstellen lassen.

Zur Umsetzung dieser Aufgabe war die Software MATLAB von MathWorks prädestiniert, da sie generell für die Bearbeitung großer Datensätze ausgelegt ist (MATLAB = matrix laboratory). Das entwickelte Programm wurde schließlich in drei Teile untergliedert: ein Konvertierungsprogramm, ein Datenanalyseprogramm und eine Gesamtansicht sämtlicher Werte. Alle Programmteile lassen sich einfach vom Startfenster aus erreichen. Überdies kann durch die gezielt umgesetzte, projektartige Organisationsstruktur des Programms schnell zwischen unterschiedlichen Datensätzen verschiedener Anlagen hin und her gewechselt werden.

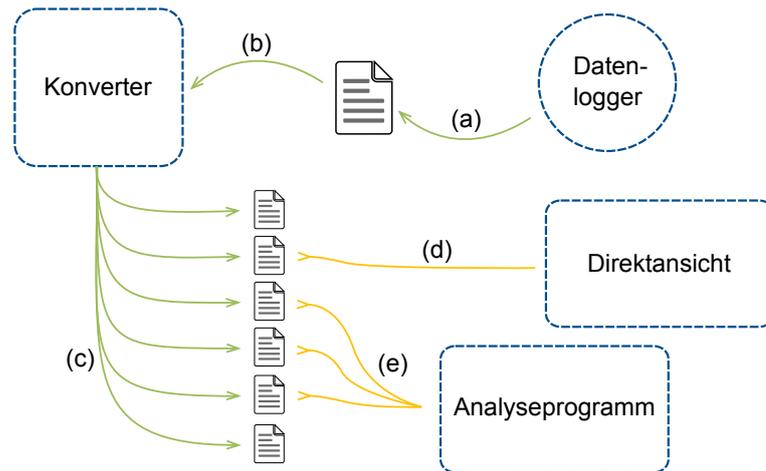


Abbildung (3.1) Schritte zur graphischen Datenausgabe

Der grundsätzliche Weg zur grafischen Datenausgabe ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Nachdem die Rohdaten aus dem Datenlogger exportiert wurden (a), müssen sie im nächsten Schritt (b) in das Konvertierungsprogramm eingelesen werden. Bei der anschließenden Umwandlung wird für jeden bestehenden Tag eine separate Datei angelegt (c). Außerdem werden die Messdaten sortiert und überprüft, was deren Weiterverarbeitung erleichtert. Alle bis hier aufgeführten Schritte müssen nur einmalig ausgeführt werden. Sind die Daten bereits einmal konvertiert worden, können sie dann ohne Umwege per Direktansicht (d) oder mit dem Analyseprogramm (e) angezeigt werden. Der genaue Aufbau und die Funktion aller Programmteile wird nun in den nachfolgenden Unterkapiteln detaillierter beschrieben.

3.1 Konvertierungsprogramm

3.1.1 Graphische Benutzeroberfläche

Die Bedienoberfläche des Konvertierungsprogrammes kann im Anhang auf Seite 87 betrachtet werden (Abbildung A.5). Intuitiv lassen sich in die oberste Box (sog. Listbox) durch die Buttons „+“ und „-“ die zu konvertierenden Dateien einfügen und auch entfernen. Anschließend wird der Ausgabeordner definiert, der später die umgewandelten Dateien beinhalten soll. Außerdem muss der Pfad zur Parameterdatei und der Konvertierungsfunktion mitangegeben werden.

Diese beiden Dateien sind auf den jeweiligen Datensatz abgestimmt, legen die Sortierung der Werte fest und führen die eigentliche Konvertierung durch. Denn jeder Datensatz einer bestimmten Anlage besitzt seinen eigenen Aufbau, welcher durch den Anlagenbauer oder -Besitzer festgelegt wurde. Unterschiede ergeben sich aus der Wahl des eingesetzten Datenloggers, der Zuordnung von Sensoren und deren Bezeichnung etc. Um daher mit der bestehenden Vielfalt an Datensätzen umgehen zu können, wurde der offene Ansatz verfolgt, dass die Parameterdatei und die Konvertierungsfunktion auf den jeweiligen Datensatz zugeschnitten sein müssen. Damit bleibt eine große Flexi-

bilität erhalten - beliebige Zeitreihen lassen sich somit einlesen und auch nachträgliche Erweiterungen können zukünftig einfach implementiert werden.

Sollten Lücken im Datensatz vorkommen, kann der Benutzer noch entscheiden, ob diese aufgefüllt werden sollen. Bei aktivierter Kontrollbox werden Dummy-Dateien erstellt, welche nur fortlaufende Zeiteinträge beinhalten. Sämtliche anderen Spalten werden mit der Zahl NaN (= „not a number“) aufgefüllt. Dummy-Dateien weisen also den selben Aufbau wie vollständige Dateien auf. Durch dieses Vorgehen wird unter anderem sichergestellt, dass bei der grafischen Ausgabe die fehlenden Werte als solche sichtbar gemacht werden können und nicht falsch interpretiert werden.

3.1.2 Funktionsweise

Im Wesentlichen werden durch das Konvertierungsprogramm die Rohdaten aus dem Datenlogger geparkt, also eingelesen, strukturiert und auf Fehler überprüft. Umgewandelte Dateien weisen dann einen uniformen Aufbau auf, welcher zuvor in der Parameterdatei festgelegt worden ist. Es handelt sich dabei um eine Microsoft Excel-Datei, die vom Benutzer einfach bearbeitet werden kann. Für jeden Wert, der später grafisch darstellbar sein soll, muss der Benutzer angeben aus welcher Spalte in der Rohdatei die Daten extrahiert werden. So lassen sich die Werte beliebig gruppieren und nicht belegte Spalten können ausgeblendet werden. Falls ein neuer Sensor an die Anlage angeschlossen werden sollte, ließe sich dieser auch über eine Anpassung in der Parameterdatei einbinden.

Neben der reinen Umsortierung, mussten weitere Funktionen implementiert werden, welche die Daten auf Konsistenz prüfen und Fehler eliminieren. In den Rohdaten finden sich nämlich Artefakte, welche unbearbeitet zum Abbruch des Programms führen würden. Es handelt sich dabei zum Beispiel um Fehler wie das Stehenbleiben der Zeit, das sich Wiederholen einer Zeitreihe und Zeilen, die voll unlesbarer Zeichen sind.

Es war auch notwendig Funktionen zu schreiben, um Messwerte zu korrigieren oder umzurechnen. Beispielsweise mussten im Datensatz der untersuchten Solarthermieanlage, die Werte für den Durchfluss im Solarkreis angepasst werden. Nach dem Ausschalten der Solarkreispumpe wurde fälschlicherweise ein Volumenstrom größer null aufgezeichnet; der letzte gültige Wert wurde einfach weiter geschrieben. Die Korrektur der Werte gelang in diesem Fall leicht: Immer dann, wenn die Solarkreispumpe außer Betrieb ist, wird der Durchfluss auf den Wert null gesetzt.

Aufgrund dieser zusätzlichen Schritte, welche zunächst vor der Datenausgabe durchgeführt werden müssen, wurde das Programm in mehrere Teile untergliedert. Bekannte Fehler werden hiermit behoben und helfen einer Fehlinterpretation der Daten vorzubeugen. Die zeitintensivere Umwandlung muss nur ein einziges Mal stattfinden. Auf

diese Weise ist eine beschleunigte Datenausgabe im Analyseprogramm möglich, welches im nächsten Unterkapitel beschrieben wird.

3.2 Analyseprogramm

3.2.1 Graphische Benutzeroberfläche

Zur Auswertung der Messwerte wurde das Analyseprogramm entwickelt. Mit diesem lassen sich die konvertierten Daten auf unterschiedliche Arten anzeigen. Die erforderlichen Benutzereingaben erfolgen ebenfalls über eine grafische Oberfläche (Gesamtansicht: siehe Seite 88, Abbildung A.6).

Dem Anwender stehen zahlreiche Möglichkeiten zur Verfügung Messdaten zu visualisieren. Bei der Programmentwicklung wurde deshalb einerseits auf eine schnelle Erreichbarkeit aller Funktionen geachtet und andererseits darauf Wert gelegt, dass die Benutzeroberfläche übersichtlich und intuitiv bedienbar bleibt. Gleichzeitig sollte der wesentliche Inhalt, die erzeugten Graphen, groß und deutlich sichtbar sein.

Ein wichtiges Element für die Programmfunktion ist wieder die Parameterdatei. Der Benutzer muss vor dem Programmaufruf die Datei im Startfenster festlegen. Hierbei handelt es sich um dieselbe Datei, welche bereits für die Konvertierung entsprechende Informationen lieferte. Auf diese und weitere Informationen greift jetzt ebenfalls das Analyseprogramm zurück. Beispielsweise können auf diesem Weg die Graphen für jeden Messwert einzeln formatiert werden. Die Herangehensweise mit einer zentralen Parameterdatei bietet den Vorteil, dass die vielen Optionen für jeden Messwert übersichtlich dargestellt und bearbeitet werden können.

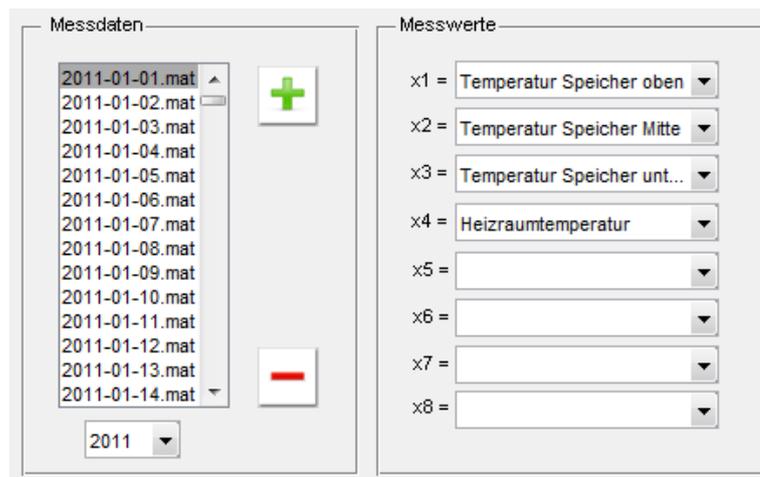


Abbildung (3.2) Werteauswahl im Analyseprogramm

Die Messdaten lassen sich schließlich in eine Liste einfügen, wie das Bildschirmfoto in Abbildung 3.2 zeigt. Es handelt sich nun um die zuvor umgewandelten Dateien. Jeder Tag kann einzeln hinzugefügt und entfernt werden. Sollen alle Tage eines Jahres in der Liste erscheinen, so kann über das untere Ausklappmenü komfortabel das

entsprechende Jahr als Ganzes ausgewählt werden. Im Bereich rechts daneben können die gewünschten Messwerte ausgewählt werden. Die Einträge der Menüs stammen aus der Parameterdatei, sind also anpassbar. Des Weiteren werden die Werte mit „x1“ bis „x8“ bezeichnet, damit sie in den Benutzerfunktionen als Variablen dienen können.

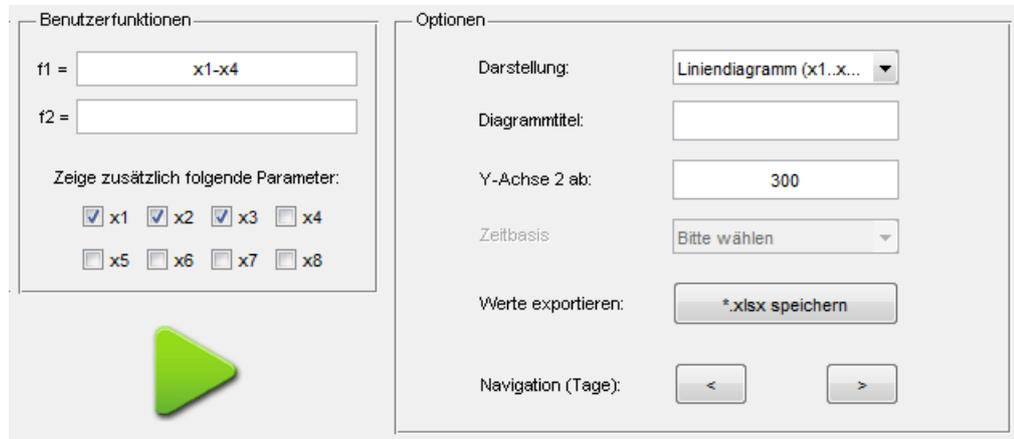


Abbildung (3.3) Benutzerfunktionen und Optionen der GUI

Oftmals sind indirekte Abhängigkeiten der Messwerte untereinander gegeben, welche nur durch entsprechende Berechnungen sichtbar gemacht werden können. Für solche Rechnungen sind die beiden Benutzerfunktions-Felder gedacht. Die Syntax ist entsprechend einfach. So kann im vorliegenden Beispiel (Abb 3.2 und Abb. 3.3) mit der Eingabe „x1-x4“ die Temperaturdifferenz des oberen Speicherbereichs zur Heizraumtemperatur ermittelt werden, um beispielsweise eine Aussage über die Verluste zu treffen. Es ist darüber hinaus sogar möglich auf MATLAB-interne Operatoren und Funktionen zurückzugreifen, was dann beispielsweise die Berechnung von Differentialquotienten o.ä. ermöglicht. Gibt der Benutzer eine Funktion ein, so kann er entscheiden, ob zusätzlich die Werte „x1“ bis „x8“ dargestellt werden sollen, in dem er die entsprechende Checkbox unterhalb der Benutzerfunktions-Felder auswählt.

Zum Schluss muss noch die Darstellungsart, also der Graphentyp, festgelegt werden. Es wurden mehrere Möglichkeiten eingebaut, um dem Benutzer bei seinen Analysen zu unterstützen. Folgende Typen lassen sich unter anderem auswählen: „Liniendiagramm“, „Geordnete Dauerlinie“, „Rasterdiagramm“ und „Energiebilanz“. Nach dem Drücken des grünen Startknopfes werden die Daten entsprechend ausgegeben.

Im Anschluss an die Datenausgabe lassen sich wieder zusätzliche Aktionen ausführen. Der Diagrammtitel kann geändert und die erzeugten Werte als Excel-Datei exportiert werden. Mithilfe der zwei „Navigation“-Buttons kann durch einen Klick der nächste oder der vorhergehende Tag angezeigt werden, ohne den Umweg über die Messdaten-Liste. Zudem können in der Toolbar weitere Werkzeuge ausgewählt werden, um die Graphen zu bearbeiten. Es lassen sich auch Screenshots der Diagramme erzeugen, welche dann als Bilddatei gespeichert werden können.

Aufgrund eines Sensors, welcher mangelhafte Ergebnisse lieferte (siehe Kapitel 5.1.1), wurde für den Programmbenutzer noch eine weitere zusätzliche Möglichkeit geschaffen. Es lassen sich nun auch gleichzeitig Messwerte eines anderen Datensatzes überlagern. So konnten bei den Untersuchungen Werte der Solarthermieanlage mit Werten der Photovoltaikanlage direkt verglichen werden. Wenn dem Benutzer die zur Auswahl gegebenen acht Messwerte nicht ausreichend sein sollten, könnten so mit dieser Option auch acht weitere Werte desselben Datensatzes eingeblendet werden.

3.2.2 Programmablauf

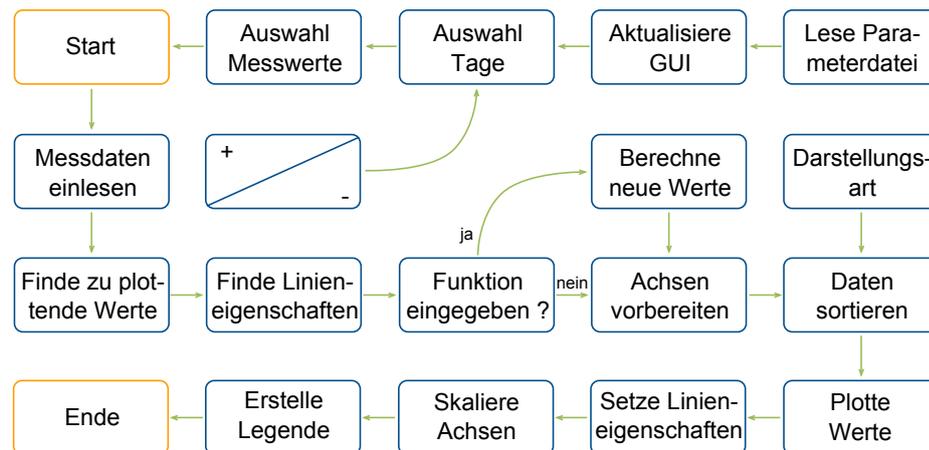


Abbildung (3.4) Vereinfachter Programmablaufplan des Analyseprogramms

Der Aufbau des Programmes ist durch die vielen Optionen, welche bereits zuvor größtenteils beschrieben wurden, umfangreicher. Daher erfolgt eine Beschreibung, der Übersichtlichkeit halber nur in Grundzügen, so wie sie in Abbildung 3.4 gezeigt sind. Mit den Einstellungen, welche in der Parameterdatei festgelegt wurden, wird das Analyseprogramm aufgerufen. Die Bezeichnungen aller Messwerte werden in die GUI eingelesen und stehen damit zur Auswahl zur Verfügung. Der Benutzer muss dann noch die Dateien, entsprechende Messwerte und die gewünschte Darstellungsart festlegen. Nach dem Start werden alle Messdateien vollständig eingelesen.

Anschließend muss das Programm bestimmen, welche Werte der Datenmatrix der Benutzereingabe entsprechen und geplottet werden sollen. Diese und weitere Informationen über die Linieneigenschaften (Farbe, Dicke etc.) werden aus der Parameterdatei entnommen. Falls eine Benutzerfunktion eingegeben wurde, werden als nächstes die neuen Werte berechnet. Abhängig von der Darstellungsart müssen diese dann sortiert werden, damit der jeweiligen Plot-Funktion korrekte Parameter übergeben werden. Beispielsweise werden die Daten für ein Rasterdiagramm in ein uniformes Zeitraster gebracht (interpoliert), da die entsprechende Ausgabefunktion solche Werte erwartet. Zum Schluss werden die Linieneigenschaften, Achsenskalierungen und weitere Details angepasst, so dass ein vollständiges Diagramm entsteht.

3.3 Gesamtansicht

Manche Anlagensteuerungen bieten die Möglichkeit der Live-Darstellung von Messgrößen, auch über das Internet. Angelehnt an dieses Vorbild, wurde die „Gesamtansicht“ entworfen. Sie ermöglicht eine nachträgliche Betrachtung aller Sensorwerte im Anlagenschema zu einem bestimmten Zeitpunkt.

Durch das Analyseprogramm lässt sich immer nur ein Teil aller Messwerte darstellen. Um aber manche Effekte besser erkennen zu können, bedarf es einer größeren Übersicht, welche die Gesamtansicht bietet. Zwar lassen sich damit keine Zeitverläufe abbilden, jedoch kann die Interpretation der Daten vereinfacht werden: Dadurch, dass alle Werte direkt im Anlagenschema sichtbar sind, können sie besser miteinander in Verbindung gebracht werden. Einen Ausschnitt dieser Ansicht zeigt Abbildung 3.5.

Im Programm muss der Benutzer zunächst den zu untersuchenden Tag festlegen. Durch zwei Buttons kann er, wie im Analyseprogramm auch, den vorhergehenden oder den nächsten Tag auswählen. Eine präzise Einstellung der genauen Uhrzeit findet anschließend über zwei Schieberegler statt. Mit dem Ersten geschieht eine grobe Justierung und mit dem Zweiten eine entsprechend feine. Beim Verschieben der Regler werden die Messwerte sofort aktualisiert.

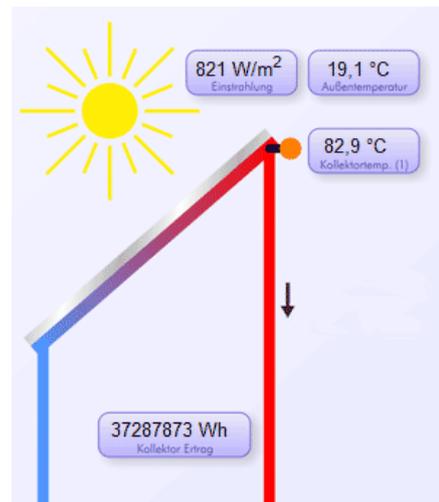


Abbildung (3.5) Ausschnitt der Gesamtansicht

KAPITEL 4

Methodik

Im Anschluss an die Fertigstellung des Auswertungsprogrammes wurde mit den ersten Analysen begonnen. Bedingt durch die große Datenmenge musste schließlich ein gangbarer Weg gefunden werden, um möglichst viele, potentielle Verbesserungsmöglichkeiten aufzudecken. Die fortschreitende Digitalisierung und die damit verbundene, einfachere Generierung von Daten, lässt heutzutage in vielen wissenschaftlichen Gebieten dieselbe Herausforderung aufkommen. Eine geläufige Herangehensweise dafür beschreibt der sogenannte „Knowledge Discovery in Databases“-Prozess (KDD). Ganz allgemein handelt es sich dabei um die Identifikation von gültigen, neuen, möglicherweise brauchbaren und letztlich verständlichen Datenmustern (19).

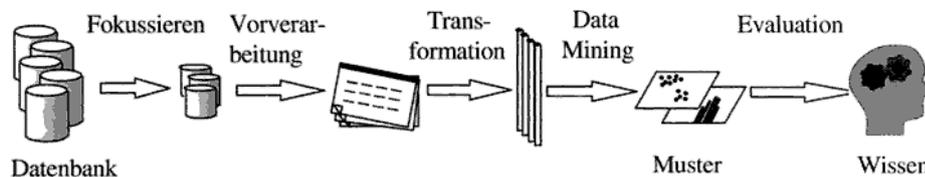


Abbildung (4.1) Schritte im KDD-Prozess (20)

Der Prozessablauf gliedert sich in mehrere Teilschritte, so wie sie in Abbildung 4.1 dargestellt sind. In dieser Arbeit wurden die einzelnen Schritte, in Anlehnung an die Ausführungen in dem Buch „Knowledge Discovery in Databases. Techniken und Anwendungen“ (20), direkt oder teilweise etwas abgewandelt umgesetzt. Sie lassen sich folgendermaßen erklären und zusammenfassen:

- **Fokussieren und Vorverarbeitung:** Auf Basis der Rohdaten aus dem Datenlogger findet die Analyse statt. Mit dem Konvertierungsprogramm werden die Daten dann, so wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, umgewandelt und bereinigt.
- **Transformation:** Vorab muss der Benutzer die ihn interessierenden Werte auswählen. Anschließend werden die Daten im Analyseprogramm transformiert. Dazu werden die einzelnen Messpunkte graphisch zusammenhängend dargestellt.
- **Data-Mining:** Die vom Analyseprogramm gelieferten Diagramme können jetzt vom Benutzer ausgewertet werden. Dieser Schritt erfolgt hier meist manuell.

- **Evaluation:** Der Anwender muss zum Schluss entscheiden, ob der besondere Betriebszustand der Solarthermieanlage durch die erzeugten Graphen hinreichend genau abgebildet ist. Ist dies nicht der Fall, muss mit einer angepassten Auswahl von Messwerten und evt. deren Abhängigkeiten, ein neuer Durchlauf gestartet werden (iterativer Prozesscharakter).

Ergänzend zum Data-Mining sind hier zusätzliche Anmerkungen angebracht: Generell steckt in diesem Schritt die Intelligenz des Verfahrens. Die Ursache für die überwiegend manuelle Durchführung dieses wichtigen Punktes liegt darin begründet, dass eine solche Intelligenz tendenziell eher komplex aufgebaut ist. Der Aufwand für die Entwicklung problemspezifischer Algorithmen ist nur dann gerechtfertigt, wenn eine gezielte Fragestellung vorliegt und ein neues Ergebnis zu erwarten ist. Für eine überschaubare Anzahl an Frage- und Problemstellungen ist der Ansatz am geeignetsten, bei dem der Benutzer investigativ Diagramme erarbeitet und interpretiert. Mithilfe seines Vorwissens und seiner Erfahrung kann er dann Probleme im Anlagenbetrieb entdecken. So wurde in der vorliegenden Arbeit systematisch jeder geschlossene Kreis (z.B. Solarkreis, Warmwasserbereitung usw.) der Solarthermieanlage untersucht. Dies war nur deshalb möglich, weil der Pufferspeicher als zentrales Element der Anlage, durch seine sehr große Wärmekapazität, die einzelnen Kreise voneinander entkoppelt.

Jedoch ließen sich einige Zusammenhänge nicht direkt erkennen. Für diese Probleme wurden dann zusätzliche Skripte geschrieben, welche die Daten nach bestimmten Bedingungen durchsuchen, Berechnungen anstellen und entsprechende Diagramme ausgeben (teil-automatisiertes Data-Mining). Diesbezüglich wird hier exemplarisch ein Matlab-Codeausschnitt vorgestellt, welcher die längsten Zeiträume an einem Tag findet, an denen die Solarkreispumpe an war. Zudem muss die Solarkreispumpe eine gewisse Mindestlaufzeit aufweisen. Dadurch kann zum Beispiel die Auswirkung dynamischer Einschwingvorgänge, wie sie bei sehr kurzen Pumpenlaufzeiten auftreten, auf das Ergebnis minimiert werden.

Listing (4.1) Beispielcode für die automatisierte Suche nach Zeiträumen während denen die Solarkreispumpe in Betrieb war

```
MinOnTime = 10; %Mindestlaufzeit der Pumpe

%Wenn Solarkreispumpe an einem Tag läuft:
if sum(LogData(:,ColFlow)) ~= 0
    Idx = double(LogData(:,ColFlow) > 0);
    Idx = find(diff([0; Idx])~=0);

    TimeSpan = [];
    for j=0:floor(numel(Idx)/2)-1
        TimeSpan(j+1) = Idx(j*2+2) - Idx(j*2+1) - 1;
    end
    RunIdx = find(TimeSpan==max(TimeSpan))-1;
```

```

        Start = Idx(RunIdx*2+1);
        End   = Idx(RunIdx*2+2)-1;
        DataSet = LogData(Start:End,:); %Gewünschter Datenbereich

    %Wenn Zeitraum zu kurz
    if (LogData(End) - LogData(Start))*24*60 < MinOnTime
        DataSet = [];
    end

else %Wenn Pumpe nicht läuft
    DataSet = [];
end

```

In Listing 4.1 wird eine Datenmatrix „DataSet“ erzeugt, die nur dann einen Inhalt besitzt, wenn die Solarkreispumpe an dem betrachteten Tag an ist. Dazu wird überprüft, ob die Summe der Spalte „LogData(:,ColFlow)“ ungleich null ist. Wenn die Pumpe einmal anlief, so ist der Wert größer null. Die Variable „Idx“ enthält dann diejenigen Zeitpunkte, an denen die Pumpe tatsächlich an war. Damit lassen sich „Start“ und „End“ berechnen, also die Uhrzeiten, welche den längsten Zeitraum des Tages eingrenzen, an dem die Pumpe lief. Schließlich werden in „DataSet“ eben nur diejenigen Werte geschrieben, die im ausgesuchten Zeitraum liegen.

Bei den Untersuchungen schlossen sich an den erwähnten Code-Ausschnitt noch weitere Berechnungen an, um in dem reduzierten Datensatz spezielle Effekte analysieren zu können. Die in Abbildung 5.5 gezeigten Rohrwärmeverluste sind beispielsweise auf Grundlage dieses Codes entstanden. Falls in der Zukunft weitere und mehr Anlagen untersucht werden sollen, wäre es eine sinnvolle Möglichkeit diese problemspezifischen Skriptlösungen zu bündeln, zu erweitern und direkt in das Analyseprogramm zu integrieren. Ein solches Vorgehen würd dann einem nahezu komplett automatisierten KDD-Prozess entsprechen und schnelle, detaillierte Analysen zulassen. Beim Vergleich mehrerer Anlagen untereinander könnten dann eventuell überlagerte Effekte aufgedeckt werden und allgemeingültige Aussagen getroffen werden.

Die Reduktion großer Datenmengen, so dass sie vom Menschen leichter erfasst werden können, ist auch mit einfacheren Mitteln möglich. Am Beispiel des Rasterdiagramms lässt sich zeigen, dass viele Informationen auch so kompakt darstellbar sind. Diese Methode ist dann sehr gut geeignet, wenn anhand einer Variable besondere Effekte abgelesen werden sollen oder generell eine Vorauswahl für weitere Untersuchungen getroffen werden soll. Zum Beispiel lassen sich die Stagnationszeiten im Sommer einfach dadurch finden, dass man den Datensatz nach zwei Kriterien durchsucht. Einerseits muss die Solarkreispumpe (x_1) still stehen und andererseits die Kollektortemperatur (x_2) größer als $100^\circ C$ sein. Die Benutzerfunktion würde folgendermaßen aussehen: $(x_1 = 0) \& (x_2 > 100)$. Mit der Darstellung als Rasterdiagramm, werden die Stagnationszeiten farblich abgesetzt, so dass sich schnell ein übersichtliches Bild ergibt.

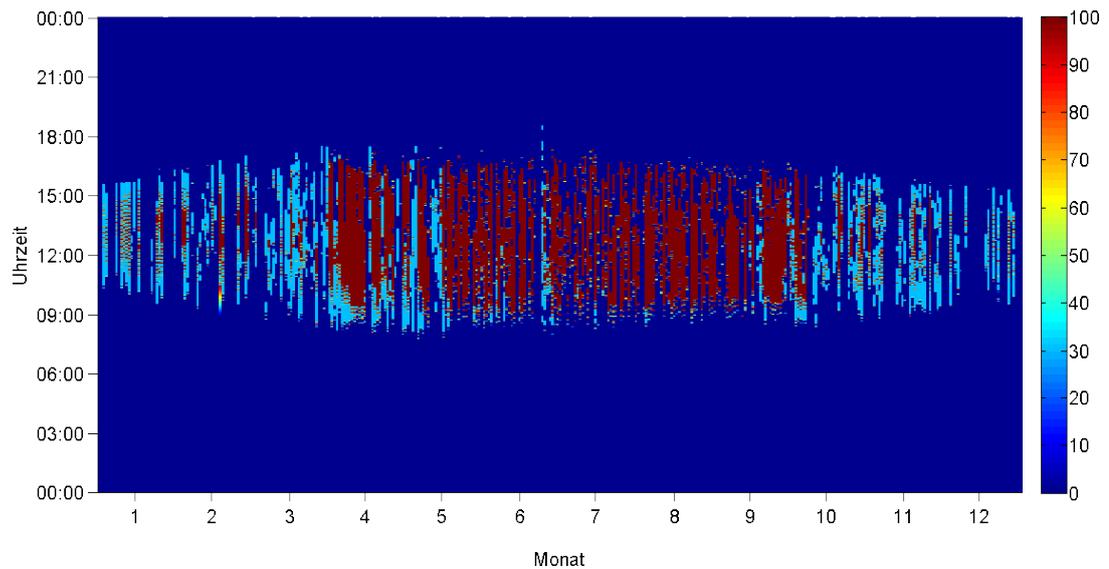


Abbildung (4.2) Drehzahl der Solarkreispumpe 2009 [%]

Ein weiteres Beispiel verdeutlicht Abbildung 4.2. Es ist eine Darstellung von 514.398 Messpunkten, verteilt über ein ganzes Jahr. Die Werte wurden keinen zusätzlichen Berechnungen unterzogen und dennoch sind jahreszeitliche Schwankungen (kürzere Betriebszeit im Winter) ebenso sichtbar, wie Schlechtwetterperioden. Außerdem ist klar erkennbar, dass die Drehzahl der Solarkreispumpe im Betrieb nur zwei Werte annimmt: 30 % und 100 %. Eine genaue Beschreibung dieses offensichtlichen Problems findet sich in Kapitel 5.2.3.

Da aus zeitlichen Gründen nicht alle Komponenten der Anlage bis ins kleinste Detail untersucht werden konnten, wurde zum Schluss eine Energiebilanz aufgestellt. Sie beinhaltet die Summenwirkung aller Betriebszustände. Nicht zuletzt ließ sich dadurch auch eine qualitative Aussage über die Anlageneffizienz treffen.

KAPITEL 5

Untersuchung der Solarthermieanlage

Ziel und Aufgabenstellung dieser Arbeit war es, eine Solarthermieanlage auf ihre Optimierbarkeit hin zu analysieren. In diesem Kapitel soll die Anlage nun ausführlich untersucht und ihr Verhalten in unterschiedlichen Arbeitspunkten beschrieben werden. Anhand ausgewählter Graphen werden die Besonderheiten und Probleme im Einzelnen visualisiert und Verbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt.

Die Auslegung einer Solarthermieanlage erfolgt im Allgemeinen auf Basis mehrerer Kennwerte. Dabei spielen der Energiebedarf des Gebäudes und der Aufstellort eine wichtige Rolle. Tabelle 5.1 bietet eine Übersicht über diese und weitere Werte. Bei der untersuchten Anlage „Comfort plus 3“ handelt es sich um ein Produkt der

Tabelle (5.1) Kenndaten der Solarthermieanlage und des Gebäudes

Kollektorfläche brutto	20,5	m^2
Aperturfläche Kollektor	18,4	m^2
Azimut Kollektor	+10	°
Elevation Kollektor	44	°
Mittlere Globalstrahlung (β)	1170	$kWh/m^2/a$
Länge Solar-Vorlauf	20	m
Länge Solar-Rücklauf	26	m
Speichervolumen	2 · 800	L
Inbetriebnahme	2006	
Heizkessel	Öl-Niedertemperatur, 18 kW	
Gebäudetyp	Doppelhaushälfte	
Baujahr	2000	
Wohnfläche	150	m^2
Personen im Haushalt	4	St.
Standort	Odelzhausen b. München	
Messintervall	1	min.

Marke „Sonnenkraft“, welches modular aufgebaut ist. Es ist ein Kombisystem, was unter anderem durch die recht große Kollektorfläche und das entsprechend hohe Speichervolumen deutlich wird. Der Kessel ist nach dem Prinzip der Rücklaufanhebung

eingebunden. Im Anhang auf Seite 86 ist das gesamte Hydraulikschema abgebildet (Abb. A.4). Dort sind einerseits die zahlreichen Temperaturmessstellen und andererseits die vier Durchflussmesser eingezeichnet, auf deren Messwerte die Analysen beruhen.

5.1 Anomalien, Fehler und Messgenauigkeiten

Im Laufe der Untersuchungen offenbarten sich einige Besonderheiten der installierten Messtechnik. Die beobachteten Effekte werden vorab an dieser Stelle erläutert, da sie teilweise Einfluss auf das weitere Vorgehen hatten.

5.1.1 Einstrahlungssensor

Neben dem Kollektorfeld befindet sich eine Foto-Messzelle, mit der gleichen Ausrichtung wie die Kollektoren. Dieser Sensor (Resol CS10) soll die momentan verfügbare, solare Strahlungsintensität ermitteln. Dazu wird die Foto-Messzelle in der Anlagensteuerung kurzgeschlossen. Der sich einstellende Strom ist dann direkt proportional zur Einstrahlung. Weil der Hersteller Sensoren mit unterschiedlicher aktiver Fläche anbietet, muss in der Anlagensteuerung der entsprechende Sensortyp eingestellt werden. Vor dem 05.02.2012 war statt des Typs F, Typ E angegeben, was dann aber korrigiert wurde. Durch diese Falscheinstellung ergab sich ein Messfehler, der genau angegeben werden kann. Zum einen ist der Kurzschlussstrom direkt proportional zur aktiven Fläche und zum anderen liefert das Datenblatt Angaben zum Kurzschlussstrom jedes Sensortyps bei einer Einstrahlung von 450 W/m^2 (21). Der relative Fehler ergibt sich also zu:

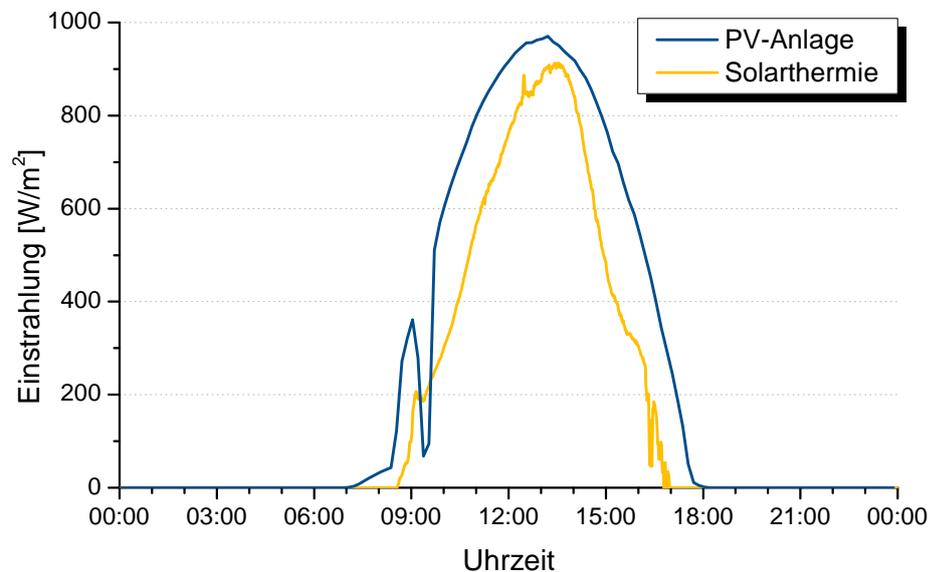
$$f_G = 1 - \frac{I_E}{I_F} = 1 - \frac{2,03}{2,10} = 3,3 \text{ \%}.$$


Abbildung (5.1) Vergleich der Messwerte von Solarthermie- und Photovoltaikanlage am 22.02.2012

Ein noch deutlich größerer Fehler zeigte sich beim Vergleich von Messwerten der Solarthermieranlage mit Werten der Photovoltaikanlage auf dem Hausdach nebenan

(Abbildung 5.1). Die Ausrichtung beider Dächer ist nahezu gleich und dennoch liegt eine erkennbare Abweichung vor. Der Sensor CS10 besitzt offensichtlich ein Schwellwertproblem, da unterhalb einer gewissen Mindesteinstrahlung kein Signal geliefert wird. Von Messreihen an Tagen mit schwacher Einstrahlung ließ sich ableiten, dass der Schwellwert sehr stark variiert. Es wurde darüber hinaus noch ein weiterer Vergleich

Tabelle (5.2) Einstrahlungswerte des Sensors CS10 im Vergleich mit DWD-Daten

Jahr	Einstrahlung CS10 [kWh/m ² /a]	Globalstrahlung Region München (22) [kWh/m ² /a]	Relative Abweichung [%]
2008	744,8	1190	46,0
2009	695,5	1190	49,6
2010	641,1	1170	52,7
2011	788,9	1270	46,4

angestellt. Mithilfe von Messdaten des Deutschen Wetterdienstes (DWD) wurde die relative Abweichung der jährlichen Einstrahlung bestimmt. Für die Fehlerberechnung muss der Flächenfaktor berücksichtigt werden (vgl. Kapitel 2.1), welcher bei dieser Anlage etwa den Wert $f = 1,16$ annimmt. Tabelle 5.2 zeigt, dass auch jeweils über ein Jahr enorme Abweichungen auftraten. Offenbar wurde der Fehler mit geringerer Einstrahlung umso größer. In Jahren mit niedriger solarer Einstrahlung wirkte sich das Schwellwertproblem augenscheinlich stärker aus.

Da die Messfehler nicht systematisch ausfielen, bestand keine Möglichkeit diese nachträglich zu korrigieren. Aufgrund der beschriebenen Abweichungen, wurden die Einstrahlungsmesswerte schließlich von weiteren Untersuchungen ausgeschlossen.

5.1.2 Kollektorsensor

Im Jahr 2010 fiel dem Anlagenbesitzer auf, dass die Messwerte des Temperatursensors am Kollektor zu niedrig sind. Dieser Fehler war darauf zurückzuführen, dass der Sensor nicht richtig in der vorgegebenen Halterung saß und somit kein optimaler thermischer Kontakt mit dem Absorber hergestellt war. In Planungshandbüchern wird oft darauf hingewiesen, dass eine korrekte Funktionsweise des Sensors wichtig ist, weil ein erheblicher Teil der Regelung von diesem Wert abhängt. Auch in Untersuchungsberichten anderer Anlagen wird dieses Problem immer wieder geschildert. Es ist daher davon auszugehen, dass es sich um einen verhältnismäßig häufig vorkommenden Fehler handelt. Je nachdem wie stark der Messfehler im Einzelnen dann tatsächlich ausfällt, kann die Funktion der Anlagensteuerung mehr oder weniger gestört sein. Es existieren sogar Berichte von Anlagen, bei denen der Sensor in der Luft hing. Im vorliegenden Fall befand sich der Sensor immer innerhalb des Kollektors, weswegen die Auswirkungen nicht gravierend waren und der Fehler erst nach einiger Zeit bemerkt wurde.

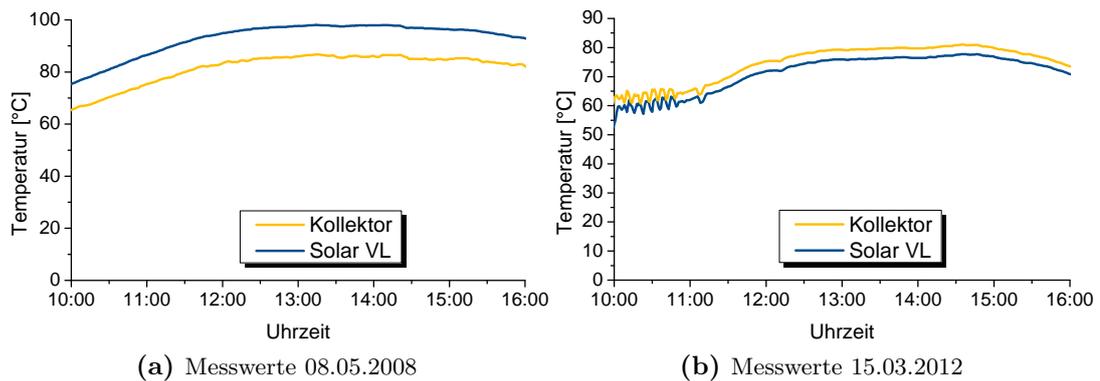


Abbildung (5.2) Temperaturverlauf von Kollektor- und Solarkreis-Vorlauftemperatur

Ein Blick auf die ersten mitprotokollierten Messwerte im Jahr 2007 bewies, dass das Problem bereits zu diesem Zeitpunkt bestand. Man kann links in Abbildung 5.2 sehen, dass die Temperatur des Kollektors niedriger zu sein scheint, als die Vorlauftemperatur (VL) des Solarkreises, welche im Heizraum gemessen wird. Seit einem konstruktiven Umbau am 15.07.2010, bei dem eine Tauchhülse an den Kollektoraustritt eingebaut wurde, stimmen die Werte. Die Vorlauftemperatur ist nun kleiner als die Kollektortemperatur (siehe Abb. 5.2 (b)), was der Realität entspricht.

Vor dem Umbau lag die gemessene Temperatur am Kollektoraustritt etwa 5-15 °C unter der tatsächlichen Temperatur. Somit wurde letztlich die Einschaltsschwelle der Solarkreispumpe verändert: Morgens wurde sie zu spät in Gang gesetzt und abends zu früh ausgeschaltet. Der Einfluss auf den Anlagenenertrag kann im Nachhinein nur schwer abgeschätzt werden. Ein Vergleich der DWD-Einstrahlungswerte aus Tabelle 5.2 und den solaren Erträgen in diesen Jahren (Tabelle A.1, Seite 89) lässt zunächst auf keinen nachweisbaren Minderertrag schließen. Es muss aber bedacht werden, dass die sommerlichen Überschüsse den verlorenen Ertrag überdecken könnten. Denn wenn überhaupt, hatte die veränderte Einschaltsschwelle nur in der Übergangszeit und im Winter einen spürbaren Einfluss auf den Ertrag, weil dort im Allgemeinen das Temperaturniveau am Kollektor niedriger ausfällt. Aufgrund der fehlenden Einstrahlungswerte lässt sich dies aber nicht genauer nachprüfen.

Für einige Berechnungen, die sich auf den Solarkreis beziehen, konnten wegen den falschen Temperaturwerten des Kollektorsensors, nur Daten herangezogen werden, welche nach der Fehlerbehebung aufgezeichnet wurden.

5.1.3 Messgenauigkeiten

Temperaturfühler

Bei allen Temperaturmessungen an der Anlage kommen die geläufigen PT1000-Sensoren zum Einsatz. Sie bestehen aus Platin und weisen einen temperaturabhängigen Innenwiderstand auf. In das Heizungssystem sind sie auf zwei Arten integriert. Zum einen

als Anlegefühler oder in Tauchhülsen eingebaut. Die Anlegefühler sind unterhalb der Dämmung, direkt an das entsprechende Rohr geklemmt. Dahingegen sind die Tauchhülsen eigene Rohrabschnitte mit der Möglichkeit, den Temperatursensor von außen einzuschieben. Ein Sensorwechsel ist so leichter möglich und die Temperatur kann auf diese Weise direkt im Medium gemessen werden. Allerdings stehen die Gewinde der Hülsen, aufgrund ihrer Größe, über der Dämmung hervor, weshalb über das blanke Metall (Abbildung 5.3) ein Wärmestrom an die Umgebung hervorgerufen wird. Dies führt dazu, dass die gemessene Temperatur zu niedrig ausfällt, wenn der Sensor in einer Tauchhülse verbaut ist. In den Messwerten zeigte sich eine Abweichung zwischen den Messungen mit Tauchhülse und Anlegefühler, welche im Mittel $0,3 - 0,4^{\circ}\text{C}$ betrug.

Es muss darüber hinaus beachtet werden, dass die Temperaturwerte mit nur einer Nachkommstelle aufgezeichnet werden. Dies entspricht annähernd der anzunehmenden Auflösung des 10-Bit A/D-Wandlers im Regler, über einen Temperaturbereich von 100°C .



Abbildung (5.3) Tauchhülse

Volumenstrommesser

Volumenströme werden hier über mechanische Flügelradzähler erfasst. Üblicherweise liegt die Messgenauigkeit solcher Zähler im Bereich $\pm 3\%$, kann sich im Laufe der Zeit aber auf bis zu $\pm 7\%$ verschlechtern (23). Jeder Zähler gibt Impulse aus, die eine gewisse Wertigkeit besitzen. Im vorliegenden Fall sind dies 1 L/Impuls bei den Zählern im Solarkreis und dem Warmwasserkreis. Für die Fußbodenheizung und die Nachheizung sind es 2,5 L/Impuls

Wärmemengenzähler

Zur Erfassung von Leistung und Energie benötigen die Wärmemengenzähler einen Volumenstrom und eine Temperaturdifferenz. Dabei wirken sich dann die Fehler jedes Messwertes nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz auf das Ergebnis aus. Der relative Fehler bei der Volumenstrommessung liegt bei $\pm 3\%$. Bei der Temperaturmessung hängt er davon ab, ob beide Sensoren (Vorlauf und Rücklauf) jeweils in einer Tauchhülse verbaut sind, oder nicht. Wenn dies nicht der Fall ist, ergibt sich ein größerer Fehler. Der Wärmemengenzähler der Nachheizung besitzt als einziger einen Sensor in einer Tauchhülse (Vorlauf) und einen Anlegesensor (Rücklauf). Wenn man dort eine typische Spreizung von 25°C und eine Abweichung des VL-Sensors um $-0,35^{\circ}\text{C}$ annimmt, ergibt sich so ein relativer Fehler von etwa $-\frac{0,35^{\circ}\text{C}}{25^{\circ}\text{C}} = -1,4\%$. In Summe weist der Wärmemengenzähler der Nachheizung dann eine Genauigkeit von etwa $|\pm 3\%| + |-1,4\%| = 4,4\%$ auf. Dieser Wert wird jedoch am meisten durch den Volumenstrom beeinflusst. Bei allen anderen Zählern sollten die Fehler geringer ausfallen, da die Temperaturen jeweils mit den gleichen Sensortypen gemessen werden.

5.2 Solarkreis

5.2.1 Rohrleitungssystem

Die Kollektoren befinden sich bei dieser Solaranlage auf dem Dach der neben dem Haus stehenden Garage. Entsprechend lange Vor- und Rücklaufleitungen sind daher verbaut worden. Insgesamt 46 Meter, wovon die Rohre etwa knapp zur Hälfte unter der Erde verlaufen. Eine Analyse der Rohrwärmeverluste sollte zeigen, welcher Anteil der vom Kollektorfeld erzeugten Energie an die Umgebung verloren geht.

Rohrwärmeverluste absolut

Da an dieser Solarthermieanlage zwei Temperatursensoren im Solarkreis-Vorlauf eingebaut sind, lassen sich die Verluste für diesen Rohrabschnitt $\dot{Q}_{V,VL}$ mit Gleichung 2.7 bestimmen. Ein weiterer Temperatursensor misst die Temperatur am Auslass des Wärmetauschers, so dass auch mithilfe von Gleichung 2.8 die mittlere Temperatur im Rücklauf abgeschätzt werden kann: Von der sich im Vorlauf einstellenden, mittleren Temperatur zwischen Anfang und Ende des Rohrabschnitts ϑ_{VL} wird die Umgebungstemperatur ϑ_U subtrahiert. Es ergibt sich der Wert $\vartheta_{VL,U}$. Dieser kann im Verhältnis auf die Rücklauftemperatur bezogen werden. Ein weiteres Verhältnis wird über die Rohrlängen gebildet und so erhält man schließlich in guter Näherung die Verluste über die Rücklaufleitung:

$$\dot{Q}_{V,RL} = \dot{Q}_{V,VL} \cdot \frac{\Delta\vartheta_{RL,U}}{\Delta\vartheta_{VL,U}} \cdot \frac{l_{RL}}{l_{VL}} \quad (5.1)$$

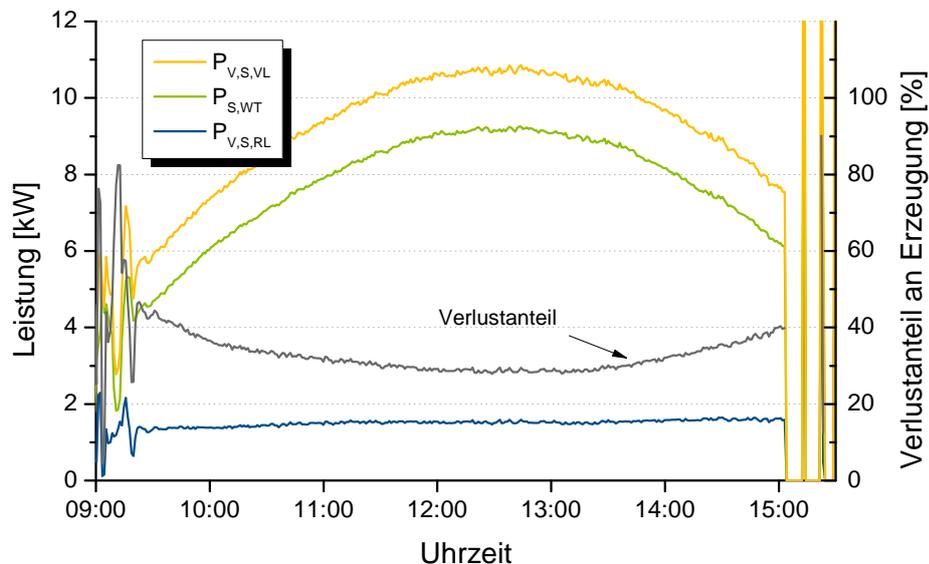


Abbildung (5.4) Rohrwärmeverluste im Solarkreis am 06.10.2010 (gestapelte Darstellung)

Für einen exemplarisch ausgewählten Tag, stellt sich die Situation folgendermaßen dar: Nach dem Start der Solarkreispumpe kommt es zunächst zu gewissen Einschwingvorgängen (siehe Abb. 5.4). Die Rohrwärmeverluste ($P_{V,S,VL}$ und $P_{V,S,RL}$) betragen hier über 40 % der erzeugten Leistung, die sich aus der Summe der Rohrwärmeverluste und der umgesetzten Leistung am Wärmeübertrager ($P_{S,WT}$) zusammensetzt. Dies liegt daran, dass alle Rohre erst erwärmt werden müssen - die Wärmekapazität wird „aufgeladen“. Im Anschluss kann man sehen, dass die anteiligen Verluste abnehmen. Der Grund hierfür ist, dass die Steigerungsrate der solaren Einstrahlung abnimmt. Im Solarkreis steigen die Temperaturen immer langsamer, aber gleichzeitig wird die erzeugte Leistung größer (die an diesem Tag aufgezeichneten Temperaturen, können auf Seite 89 in Abbildung A.7 betrachtet werden).

Um die Mittagszeit erreicht die Sonne die obere Kulminationshöhe, wo dann auch die höchste Wärmeproduktionsleistung am Kollektor stattfindet. Die Verhältnisse sind für kurze Zeit annähernd konstant und die Rohrwärmeverluste befinden sich ebenso auf gleichbleibendem Niveau, bei etwa 29 %. Anschließend sinkt der Sonnenstand und die damit verbundene, absolute Wärmeleistung des Kollektors. Jedoch zusammen mit einem weiteren Effekt, steigen die relativen Verluste wieder an: Da der Speicher geladen wird, erhöht sich die Rücklauftemperatur im Solarkreis weiterhin kontinuierlich.

Rohrwärmeverluste spezifisch (1)

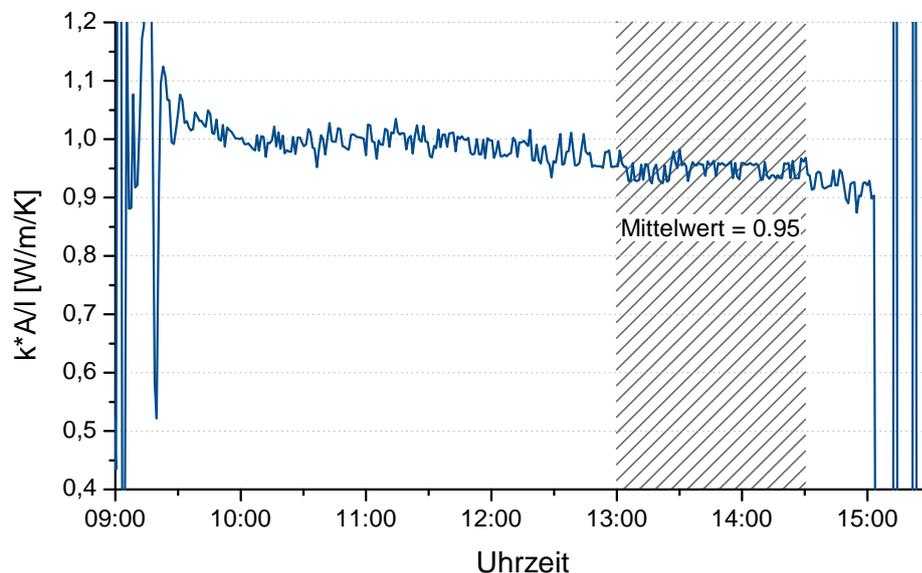


Abbildung (5.5) Spezifische Rohrwärmeverluste im Vorlauf am 06.10.2010

Nachdem sich die Temperaturverhältnisse ständig ändern, wurden für denselben Tag die spezifischen Verluste in der Vorlaufleitung berechnet. Das Resultat ist in Abbildung 5.5 gezeigt. Generell kann eine leicht fallende Tendenz über den Tag ausgemacht werden. Bis etwa 13:00 Uhr steigen die Temperaturen im Vorlauf an. Dabei müssen mit

der Solarwärme nicht nur die direkten Rohrwärmeverluste gedeckt werden (bedingt durch den Wärmewiderstand), sondern auch die indirekten Verluste. Sie rühren von Erwärmung der Rohrleitungen und sämtlicher mit ihnen in Verbindung stehender Komponenten her, besser gesagt deren Wärmekapazität. Für den Zeitraum von 13:00 Uhr - 14:30 Uhr sind die Kollektortemperaturen dann nahezu gleichbleibend, weshalb sich auch die Rohrwärmeverluste auf etwa konstantem Niveau bewegen (Mittelwert $k \cdot A = 0,95 \text{ W/m/K}$). Im Gegensatz zu den anteiligen Verlusten, wie sie in Abbildung 5.4 gezeigt wurden, fallen die spezifischen Verluste nach diesem Zeitraum weiter ab. Dies muss an der wieder leicht sinkenden Kollektortemperatur liegen. Denn jetzt tritt der gegenteilige Effekt auf: Die zuvor mit zusätzlichen Verlusten erwärmten Rohre, können nun einen Teil ihrer Wärme an das kälter werdende Wärmeträgermedium abgeben. Diese Energierückgewinnung, über das Entladen der Kapazitäten von Rohren und umliegenden Komponenten, führt zu reduzierten Wärmeverlusten am Nachmittag.

Rohrwärmeverluste spezifisch (2)

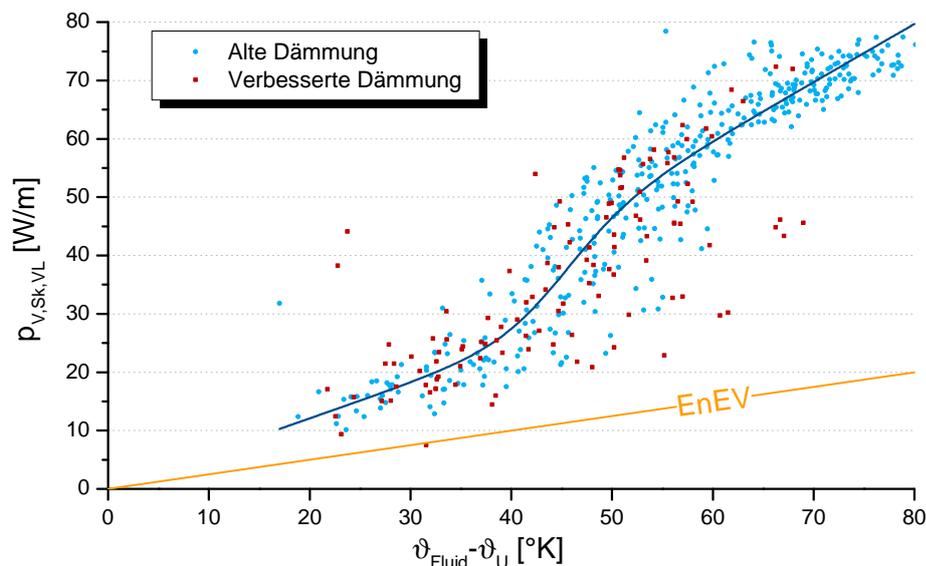


Abbildung (5.6) Spezifische Rohrwärmeverluste im Solarkreis-Vorlauf und Verluste eines Rohres, gedämmt nach der EnEV

An der Solarthermieanlage war die ursprüngliche Isolation im Solarkreis nicht akkurat ausgeführt. Es gab Knicke an Biegungen, Lücken durch nachträgliches Schrumpfen der Isolierung etc. Der Anlagenbesitzer entschied sich daher, sämtliche Fehlstellen eigenhändig auszubessern. Diese Maßnahme wurde von Ende November bis Anfang Dezember 2011 durchgeführt. Interessant ist nun die Frage, ob die Verluste durch eine verbesserte Dämmung tatsächlich verringert werden konnten.

Die Durchführung dieser Analyse geschah folgendermaßen: Es wurden alle Tage, zwischen dem 15.07.2010 (Fehler am Kollektorfühler behoben) und dem 26.11.2011 (nachträgliche Dämmung) gesucht, an denen die Solarkreispumpe angeschaltet wurde. Zusätzlich wurden in den gefundenen Tagen die längsten Zeiträume gesucht, an denen die

Pumpe mindestens für zehn Minuten in Betrieb war. Für diese Zeiträume wurden die mittleren Rohrwärmeverluste bestimmt und über der mittleren Temperaturdifferenz zur Außentemperatur angetragen. So ergab sich für jeden Tag ein blauer Datenpunkt in Abbildung 5.6. Mit demselben Vorgehen wurden die roten Punkte bestimmt - diese Werte stellen Messungen nach der Dämmmaßnahme bis zum 01.05.2012 dar.

Durch den dazwischen liegenden Winter ergaben sich nur einige Messpunkte für die neue Dämmung. Für eine gesicherte Aussage müssen erst weitere Werte gesammelt werden, v.a. im Sommer, wenn höhere Temperaturen auftreten. Dennoch zeichnet sich eine Tendenz ab. Die Werte streuen weiter nach unten, womit man annehmen kann, dass die Verluste durch das Nachbessern tatsächlich leicht reduziert wurden.

Abbildung 5.6 macht noch einen weiteren Effekt sichtbar. Normalerweise sollten die Rohrwärmeverluste linear mit der Temperaturdifferenz ansteigen, weil es sich um ein reines Wärmeleitungsphänomen handelt¹. Anscheinend ist dies aber nicht der Fall. Vielmehr scheinen die Verluste bei höheren Temperaturdifferenzen zuzunehmen. Die naheliegende Erklärung dafür ist folgende: Bei höheren Temperaturen steigt die Drehzahl der Pumpe auf 100 %. Der damit verbundene höhere Volumenstrom führt zu Turbulenzen im Rohr und damit zu einer besseren Ableitung der Wärme. Mithilfe der Reynolds-Zahl lässt sich diese These überprüfen:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (5.2)$$

Hierbei stehen die Parameter für folgende Größen:

v Charakteristische Strömungsgeschwindigkeit

d Charakteristische Länge, hier $d = 20$ mm

ν Charakteristische kinematische Viskosität

Tabelle (5.3) Reynoldszahl bei zwei verschiedenen Volumenströmen im Solarkreis

Pumpendrehzahl [%]	Volumenstrom [l/h]	v [m/s]	ν (24) [mm ² /s]	Re
30	146	0,1291	1,8 (50°C)	1434
100	361	0,3192	0,95 (80°C)	6720

Für beide vorkommenden Pumpendrehzahlen wurde jeweils die Reynolds-Zahl, mit den in Tabelle 5.3 aufgeführten Parametern, berechnet. Die Reynolds-Zahl ist eine Ähnlichkeitsgröße, mit der die Wirkung von Strömungen auf unterschiedliche Objekte verglichen werden kann. Sie gibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften an. Ab

¹ Da die Bestimmung der Werte in Abbildung 5.6 über zeitliche Mittelwerte erfolgte, wird der Einfluss der Wärmekapazitäten des Rohres vernachlässigt

$Re_{krit} \approx 2300$ geht man in technischen Systemen von einer turbulenten Strömung aus, darunter handelt es sich um eine laminare Strömung (25). Im vorliegenden Fall kann man also für niedrige Pumpendrehzahlen (30 %) eine laminare Strömung und für hohe (100 %) eine turbulente Strömung annehmen.

Der Wärmeübergang selbst wird durch die sogenannte Nusselt-Zahl beschrieben. Sie stellt einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der sog. Prandtl-Zahl und der Reynolds-Zahl her, welcher aber selbst wieder von mehreren Parametern abhängig ist. Die entscheidende Aussage dieser Größen ist letztlich, dass sich der Wärmeübergang mit steigender Nusselt- / Reynoldszahl verbessert (18), was sich in den berechneten Werten der Rohrwärmeverluste tatsächlich zeigt.

Die sich einstellenden Rohrwärmeverluste sind also nichtlinear von der Temperaturdifferenz zwischen Rohrinne- und Umgebungstemperatur abhängig. Um dieses Verhalten mathematisch zu beschreiben, wurde auf Basis der in Abbildung 5.6 gezeigten Messwerte (vor der zusätzlichen Rohrdämmung) eine Ausgleichsfunktion erstellt und deren Parameter nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt.

$$p_{V,S,VL} = m_1 \cdot \frac{x}{2} \cdot \left(\tanh \frac{x_0 - x}{s} + 1 \right) + m_2 \cdot \frac{x}{2} \cdot \left(\tanh \frac{x - x_0}{s} + 1 \right) \quad (5.3)$$

Freie Parameter:

$$m_1 = 0,60406$$

$$m_2 = 0,99606$$

$$x_0 = 44,58302$$

$$s = 6,86576$$

Es wurde eine Gleichung gewählt, welche aus zwei linearen Funktionen und einem Übergangsbereich besteht. Die beiden linearen Funktionen bilden mit ihren Steigungen m_1 und m_2 die Wärmeverluste für niedrige und hohe Volumenströme im Solarkreis ab. Der Zusammenhang zwischen Verlusten und Temperaturdifferenz ist eine Ursprungsgerade, da bei einer Temperaturdifferenz von $0^\circ K$ auch keine Verluste auftreten. Bei höheren Temperaturdifferenz treten im Wesentlichen die Effekte der Wärmeleitung und Konvektion auf, welche beide linear von der Temperaturdifferenz abhängen. Für den Übergangsbereich wurde eine sigmoide Funktion (\tanh) ausgewählt, welche verschoben und skaliert wurde.

Bei einer Solarthermieanlage handelt es sich um ein dynamisches System, weswegen die Angabe von Leistungsflüssen auf einfachem Weg entweder nur für einen bestimmten Punkt oder im Mittel über einen längeren Zeitraum erfolgen kann. Mithilfe der Messwerte und der erstellten Ausgleichsfunktion, lassen sich daher die mittleren, spezifischen Rohrwärmeverluste bestimmen. Der Mittelwert ergibt sich zu $0,928 W/m/K$ und berücksichtigt man die Auftrittshäufigkeit, erhält man $0,985 W/m/K$ für den Median. Somit stimmt auch der graphisch ermittelte Wert ($0,95 W/m/K$) in Abbildung 5.5 sehr gut mit den Werten überein, die aus der Ausgleichsfunktion hervorgingen.

Zusammenfassung und Vergleich

Beim Vergleich mit Angaben aus der Literatur muss man konstatieren, dass die gemessenen Rohrwärmeverluste deutlich überhöht sind. So wurden bereits in Abbildung 2.8 typische Verlustraten von Rohren gezeigt, die nach der Energieeinsparverordnung (EnEV) gedämmt wurden. Genau mit der selben Dämmschichtdicke sind auch die Rohre der untersuchten Anlage versehen. Der Literaturwert von ca. $0,25 \text{ W/m/K}$ liegt damit beinahe viermal so niedrig, wie die realen Verluste (siehe Abb. 5.6). Selbst wenn man durch die verbesserte Dämmung eine Reduktion der Verluste um 10 % annimmt, scheinen die Werte deutlich zu groß zu sein. Um zu zeigen, dass dieses Problem der hohen Rohrwärmeverluste nicht nur bei der untersuchten Anlage auftritt, wurden Messdaten einer weiteren Solarthermieanlage hinzugezogen. Sie soll im Folgenden als „Anlage B“ bezeichnet werden und dementsprechend soll die erste „Anlage A“ genannt werden. Anlage B ist ebenfalls eine Kombianlage und befindet sich in der Nähe von Augsburg. Sie ist mit einem 800 Liter Speicher und ca. 10 m^2 Brutto-Kollektorfläche (Vakuurröhrenkollektoren) ausgestattet. Da diese Anlage zum Zeitpunkt der Auswertung noch keinen Volumenstrommesser besaß, wurden die Rohrwärmeverluste über die sich einstellenden Temperaturverhältnisse berechnet.

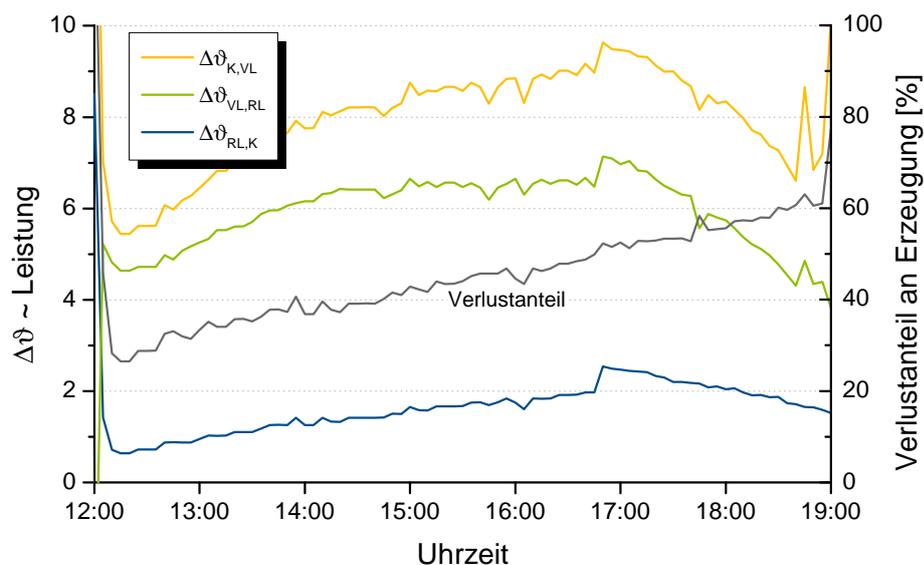


Abbildung (5.7) Anteilige Rohrwärmeverluste im Solarkreis-Vorlauf bei Anlage B am 03. September 2011 (gestapelte Darstellung)

Die Temperaturen und der Verlustanteil sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Alle Temperaturdifferenzen sind direkt proportional zur abgegebenen Leistung im entsprechenden Abschnitt. Dabei ist $\Delta\vartheta_{K,VL}$ die Differenz zwischen Kollektor- und Vorlauftemperatur, $\Delta\vartheta_{VL,RL}$ entspricht der Temperaturabnahme am Wärmeübertrager und $\Delta\vartheta_{RL,K}$ der Abnahme in der Rücklaufleitung. Es zeigt sich wiederum ein ähnliches Bild wie bei Anlage A, nur dass die Verluste nachmittags noch höher ausfallen. Der Schluss liegt also nahe, dass bei den untersuchten Solarthermieanlagen der akkuraten Dämmung des Solarkreises nicht die erforderliche Relevanz eingeräumt wurde. Da an beiden Anla-

gen aber gängige Vorschriften bezüglich der Dämmschichtdicke eingehalten wurden, müssen diese hohen Verluste auch bei vielen anderen Anlagen angenommen werden. Bei der Anlage A gehen, über ein Jahr gesehen, etwa 30 % der von den Kollektoren erzeugten Wärme, über die Rohrleitungen verloren. Es werden daher nachfolgend Verbesserungsmöglichkeiten vorgeschlagen.

Optimierungspotential:

Speziell: Vorhandene Dämmung kontrollieren. Soweit möglich, auf eingedrungene Feuchtigkeit überprüfen.

Allgemein: Die Dämmung sollte so dick wie möglich ausgeführt werden. Oft wird auch ein zusätzlicher Witterungsschutz empfohlen. Die beste Lösung ist, wenn die Solarkreisleitungen direkt im Haus verlegt werden.

5.2.2 Kollektor

Wie im vorherigen Unterkapitel beschrieben wurde, hat die Wärmekapazität der Rohrleitungen einen Einfluss auf die Verluste. Die thermischen Kapazitäten werden vormittags aufgeladen, da der Sonnenstand steigt und der Kollektor immer höhere Temperaturen generieren kann. Am Nachmittag wird der Einfluss der steigenden Rücklauftemperatur, aufgrund des volleren Speichers, im Solarkreis spürbar. Dies bedeutet dass Energie, welche zum Aufladen der Wärmekapazitäten benötigt wurde, nachmittags nicht in vollem Umfang wieder zurückgewonnen werden kann. Denn um den Speicher nicht wieder zu entladen, wird die Solarkreispumpe bereits früher abgeschaltet. Also entspricht die Einschalttemperatur der Solarkreispumpe meist nicht der Ausschalttemperatur. Aus der Differenz ergeben sich zusätzliche Verluste, die beim Erwärmen der thermischen Massen entstehen. Genau dieser Effekt kommt bei den Kollektoren auch zum Tragen und soll hier nun als erstes untersucht werden.

Die Wärmekapazität eines Kollektors dieser Anlage beträgt $C_K = 19,276 \text{ kJ/K}$ (14). Für die acht in Reihe geschalteten Kollektoren sind dies in Summe also $154,208 \text{ kJ/K}$. Beispielsweise wird damit dann für die Erwärmung des Kollektorfeldes von 40°C auf 80°C eine zusätzliche Energiemenge in Höhe von $1,7 \text{ kWh}$ benötigt, wovon nur ein Teil nachmittags wieder frei wird. Gegen diesen Effekt lässt sich direkt nichts anderes machen, als den Kollektor oder im speziellen den Absorber, leichter zu bauen. Eine Leichtbauweise hat aber ihre Grenzen in der Stabilität, Druckbeständigkeit und Wärmeleitfähigkeit des Absorbers. Indirekt wirkt sich aber auch die Rücklauftemperatur auf die Höhe der Verluste aus. Kommt z.B. ein guter Schichtspeicher zum Einsatz, bleibt die Rücklauftemperatur länger auf niedrigem Niveau, weshalb die thermischen Kapazitäten stärker entladen werden können.

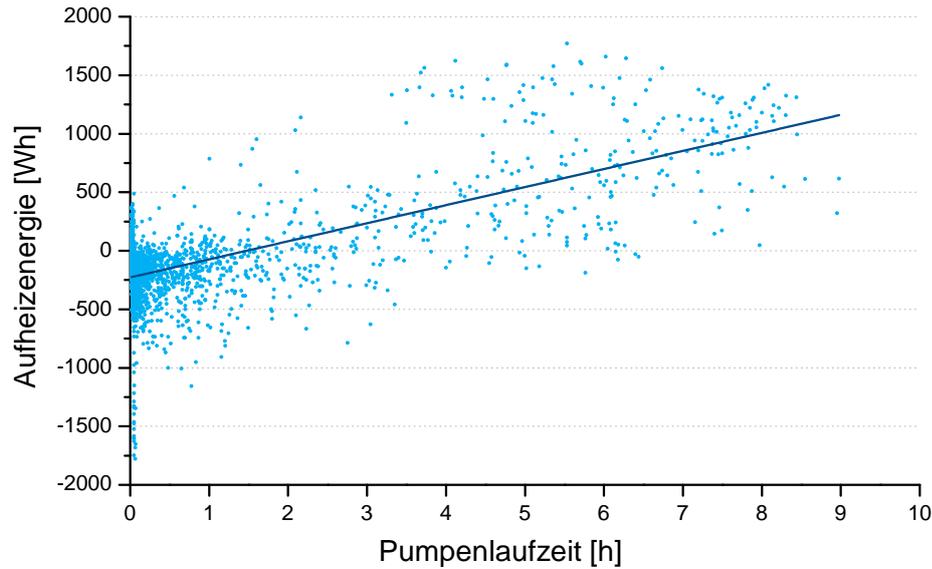


Abbildung (5.8) Benötigte Aufheizenergie des Kollektorfeldes in Abhängigkeit der Pumpenlaufzeit

In Abbildung 5.8 wird die Aufheizenergie des Kollektorfeldes gezeigt, welche für einen Pumpenzyklus aufgebracht werden musste. Der positive Anteil der Aufheizenergie entspricht nicht nutzbaren Verlusten. Ein Pumpenzyklus wurde definiert, als zusammenhängender Zeitraum, während dem die Solarkreis- und die Schichtladepumpe in Betrieb waren. Jeder Pumpenzyklus musste mindestens eine Minute lang sein. Es wurde die Kollektortemperatur am Anfang, von der Kollektortemperatur am Ende eines Zeitraumes subtrahiert und mit dieser Differenz die Aufheizenergie berechnet. Untersucht wurden 647 Tage, wovon an 521 Tagen Solarerträge auftraten und 2068 Pumpenzyklen vorkamen.

Solange die Solarkreispumpe weniger als etwa 1,5 Stunden lief, war die Aufheizenergie im Mittel negativ. Das bedeutete einen Energiegewinn für das System, der daher rührt, dass der Kollektor anfangs wärmer war als am Ende eines Pumpenzykluses. Es sind sogar Datenpunkte erkennbar, bei denen für einen sehr kurzen Zeitraum, eine hohe Energie an das System abgegeben wurde. Dabei handelt es sich um Zeitpunkte in denen sich die Anlage kurz zuvor in Stagnation befand. Die Solarkreispumpe läuft in solchen Situationen von Zeit zu Zeit an und befördert heißes Wasser zum Speicher. Aber weil dann die Temperatur meist noch zu hoch ist, greift wieder eine Schutzfunktion des Reglers und die Solarkreispumpe wird erneut ausgeschaltet. Daraus ergibt sich ein Energiegewinn, weil die Kollektortemperatur anfangs höher war, als am Ende (kurzzeitige Kühlung des Kollektors durch Pumpenanlauf). An den restlichen Tagen, kann man eine Abhängigkeit der Aufheizenergie von der Pumpenlaufzeit erkennen. Je länger die Pumpe lief, desto mehr Energie ging durch das Aufheizen des Kollektors verloren.

Sehr lange Pumpenlaufzeiten treten vorwiegend im Sommer auf, weshalb sich diese Verluste zwar auf die Jahresbilanz der Anlage auswirken, aber nur eine untergeordnete

Rolle für den nutzbaren Ertrag spielen. Dies kann durch den Mittelwert der in Abbildung 5.8 dargestellten Werte belegt werden, welcher bei $0,533 \text{ kWh}$ liegt. In einem durchschnittlichen Jahr muss daher mit Verlusten in Höhe von 746 kWh/a gerechnet werden. Verglichen mit den restlichen thermischen Verlusten, die im Betrieb auftreten, stellt dieser Betrag nur einen geringen Teil dar (siehe dazu Kapitel 6).

Allerdings lässt der Umstand, dass für eine Pumpenlaufzeit unter 1,5 Stunden ein Energiegewinn für das System auftritt, auch die Schlussfolgerung zu, dass die Regelung der Solarkreispumpe nicht sämtliche verfügbare Wärme aus dem Kollektor nutzbar macht. Die Pumpe wird also entweder zu spät ein- oder zu früh ausgeschaltet. In beiden Fällen ist die Differenz der Kollektortemperaturen zwischen Ende und Anfang eines Pumpenzykluses negativ. Es sollte also möglich sein, dass sich durch eine optimierte Betriebsweise der Pumpe, höhere Erträge einfahren lassen.

Verbesserungsmaßnahmen an den Kollektoren selbst gestalten sich schwierig, wird doch der Kollektor als fertige Einheit geliefert und aufgebaut. Es gibt jedoch zwei direkte Eingriffsmöglichkeiten, um die Effizienz des Kollektors zu beeinflussen. Andere wirken indirekt, wie zum Beispiel die Anpassung des Volumenstromes im Solarkreis (siehe dazu Kapitel 2.3.3).

Die erste direkte Möglichkeit ist schlicht das Reinigen der Kollektoren. Frühere Untersuchungen am Institut für Solartechnik in Rapperswil, offenbarten eine messbare Verschlechterung der optischen Eigenschaften des Solarglases aufgrund von Verschmutzungen. So ging der Transmissionskoeffizient von Glasabdeckungen in der Stadt Rapperswil nach 20 Jahren um $6,5 \%$ zurück. Dieser Verschlechterung kann durch eine gelegentliche Reinigung mit Seifenlauge oder Ethanol entgegen gewirkt werden (26). Begünstigend für die Selbstreinigung eines Kollektors ist ein steilerer Anstellwinkel. Durch ihn tragen Niederschläge besser zur Reinigung bei und auch Probleme durch Schneebedeckung im Winter werden minimiert.

Eine zweite Möglichkeit den Kollektorsertrag zu steigern, wird am Ende dieser Arbeit erläutert. In Kapitel 7.2 wird die neue Idee beschrieben, Flach- und Vakuumröhrenkollektoren in einem Kollektorfeld zu vereinigen, um die Vorteile beider Technologien ausschöpfen zu können.

Optimierungspotential:

Allgemein (1): Entwicklung von Kollektoren unter geringerem Materialeinsatz, um die Verluste durch Aufladung thermischer Kapazitäten zu verringern.

Allgemein (2): Gelegentliche Reinigung der Kollektoren, um die Verschmutzung und damit optische Verluste zu reduzieren.

5.2.3 Pumpe

Die Funktion der Solarkreispumpe geht über den reinen Wärmetransport hinaus. Einzig die Veränderung der Drehzahl bietet eine Möglichkeit, Einfluss auf den Betriebspunkt des Kollektors zu nehmen (wenn von der Rücklauftemperatur abgesehen wird, welche durch die momentane, untere Speichertemperatur gegeben ist). An der untersuchten Anlage sind drehzahlgeregelte Pumpen im Einsatz. Theoretisch wird dadurch einerseits mit niedriger Drehzahl schnell ein nutzbares Temperaturniveau erreicht, und andererseits bei stärkerer Einstrahlung ein hoher Ertrag durch hohe Drehzahlen gewonnen. Wie sich das Verhalten der Pumpe generell darstellt, soll nachfolgend geklärt werden.

Drehzahlschwankungen Anlage A

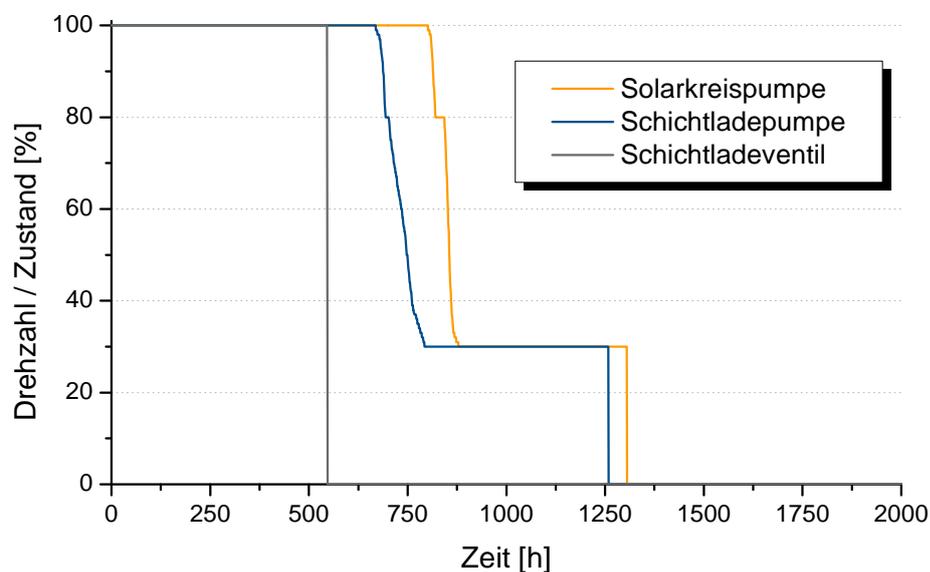


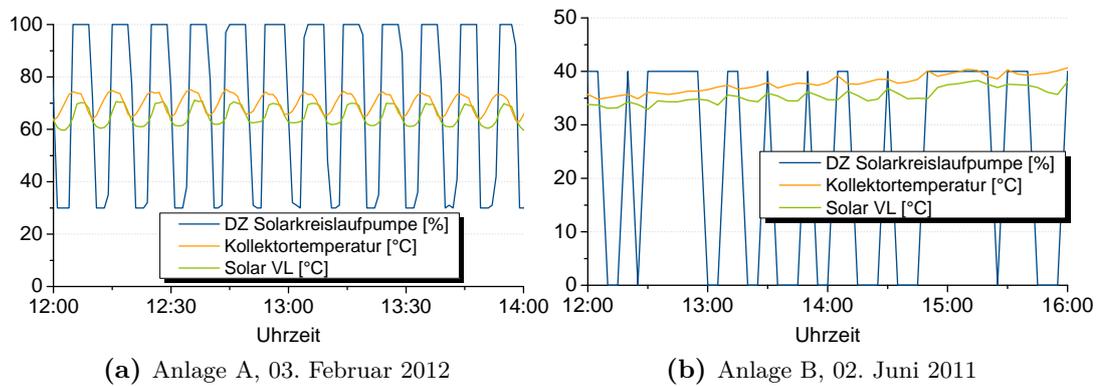
Abbildung (5.9) Geordnete Dauerlinie der Drehzahlen von Solarkreis- und Schichtladepumpe, sowie Zustand des Schichtladeventils 2009

Bei einem Drehzahlvergleich der Pumpen im Solarkreis und dem Schichtladekreis stellte sich heraus, dass erstere mehr Betriebsstunden aufweist, als die Schichtladepumpe (siehe Abbildung 5.9). Die Differenz spiegelt Zeiträume wider, in welchen die Anlagensteuerung versucht hat, solare Gewinne zu nutzen. Das Temperaturniveau am Wärmeübertrager war aber zu niedrig, als dass die Schichtladepumpe in Gang hätte gesetzt werden können. Für diese Zeiträume wurde zusätzliche Energie zum Betrieb der Solarkreispumpe aufgewendet, obwohl kein Ertrag zustande kam. Umgehen lässt sich dieser Effekt nicht, da beispielsweise immer morgens, die über Nacht ausgekühlten Rohre wieder erwärmt werden müssen. Dies nimmt eine gewisse Zeit in Anspruch: Für einen Umlauf im Solarkreis, bei einer Pumpendrehzahl von 30 %, benötigt das Wärmeträgermedium annähernd 10 Minuten. Erst wenn die Rohre erwärmt sind (zumindest in der Vorlaufleitung), springt die zweite Pumpe an.

Das Schichtladeventil sorgt etwa während der Hälfte der Betriebszeit dafür, dass Wasser in den oberen Speicherbereich geleitet wird. In der restlichen Zeit wird der mittlere

Bereich beladen, weil das Temperaturniveau nur gering ist.

Abbildung 5.9 zeigt noch einen weiteren Effekt. Offenbar nehmen beide Pumpen im Wesentlichen nur zwei Drehzahlwerte an, nämlich 30 % und 100 %. Dafür, dass es sich um drehzahlgeregelte Pumpen handeln sollte, schien dieses Verhalten nicht ordnungsgemäß zu sein und wurde daher genauer untersucht.



(a) Anlage A, 03. Februar 2012

(b) Anlage B, 02. Juni 2011

Abbildung (5.10) Drehzahlschwankungen der Solarkreispumpe an zwei verschiedenen Solarthermieanlagen

Einen Tag an dem die Drehzahlsprünge besonders häufig zu sehen sind, zeigt Abbildung 5.10 (a). Im Anhang können auf Seite 90 in Abbildung A.9 die Messgrößen über den gesamten Tag betrachtet werden. Fortwährend wiederholt sich folgendes Spiel: Beim Erreichen einer gewissen Grenztemperatur (63°C) im Solarkreis-Vorlauf, wird die Drehzahl der Pumpe erhöht. Weil diese Erhöhung recht stark ausfällt, kühlt der Kollektor zu sehr aus, weshalb nach einiger Zeit die Grenztemperatur unterschritten wird. Die Pumpendrehzahl wird reduziert, der Kollektor heizt sich wieder auf, womit der Kreis von neuem beginnt.

Für dieses Verhalten ist die Anlagensteuerung und die in ihr hinterlegten Parameter verantwortlich. Geregelt wird die Pumpe durch einen konventionellen PI-Regler, dessen Ausgangssignal n sich durch folgenden Zusammenhang ergibt:

$$n = n_{min} + K_p \cdot e + \frac{K_p}{T_a} \cdot \int e dt \quad (5.4)$$

n = Pumpendrehzahl

K_p = Proportionalitätskonstante

T_a = Nachstellzeit

e = Regelabweichung

n_{min} = Mindestdrehzahl

Der Regler besteht aus einem proportionalen Anteil, welcher schnell reagiert, da er die Regelabweichung e nur mit K_p multipliziert. Ein P-Regler allein kann aber keinen stationären Endwert erreichen, weshalb noch ein integrierender Anteil benötigt wird (27). Bei der vorliegenden Regelaufgabe wird die Strecke aus einem nichtlinearen Block mit mehreren Eingangswerten gebildet: Die Umwandlung von Strahlung in Temperatur

erfolgt abhängig von der Einstrahlungsstärke, des Volumenstroms, der Außentemperatur und der Vorlauftemperatur. Zusätzlich muss die große Wärmekapazität und die Totzeit, welche durch die langen Rohrleitungen bedingt ist, bei einer regelungstechnischen Modellierung beachtet werden. In Summe führt dies auf eine nichtlineare, totzeitbehaftete Strecke. Mit einem PI-Regler kann ein nichtlineares System aber nur für einen Betriebspunkt optimal eingestellt werden. In allen anderen muss eine Regelabweichung in Kauf genommen werden.

Mit den Werkseinstellungen des Reglers soll nun ein Beispiel gerechnet werden, welches das grundsätzliche Problem aufzeigt. Dabei lauten die Werte wie folgt: $n_{min} = 30\%$, $K_p = 30 \frac{\%}{K}$ und $T_a = 160\text{ s}$. Die Umschaltschwelle auf eine höhere Drehzahl liegt bei einer Kollektortemperatur von 63°C . Wenn also diese Temperatur seit 15 s um $2K$ überschritten ist, so ergibt sich die Pumpendrehzahl zu:

$$n = 30\% + 30 \frac{\%}{K} \cdot 2K + \frac{30 \frac{\%}{K}}{160\text{ s}} \cdot \int_{0\text{ s}}^{15\text{ s}} 2K\text{ dt} = 96\%$$

Damit wird deutlich, dass die Regelung viel zu schnell auf diese kleine Temperaturerhöhung reagiert (hoher P-Anteil), denn die Temperaturen ändern sich im Solarkreis nur mit viel geringerer Geschwindigkeit. Die hohe Wärmekapazität des Kollektorfeldes, deren Auswirkungen bereits zuvor beschrieben wurden, verhindert starke Temperatursprünge während der Laufzeit der Solarkreispumpe. Aus diesem Grund wurde versucht, ob mit einer geringeren Proportionalitätskonstante von $K_p = 2 \frac{\%}{K}$ und einer ebenso verringerten Nachstellzeit von $T_a = 10\text{ s}$ (um den Integral-Anteil nicht zu sehr zu verkleinern), ein verbessertes Regelverhalten möglich ist. Es zeigte sich keine deutliche Verbesserung, weshalb noch weitere unterschiedliche Parameterwerte ausprobiert wurden. Auch durch die Erstellung eines Computer-Modells des Solarkreises, konnten die Parameter nicht so bestimmt werden, dass an der Anlage eine tatsächliche Verbesserung eintrat. Es muss deshalb angenommen werden, dass das vorliegende System mit einem PI-Regler nicht zufriedenstellend regelbar ist. Weitere Gründe für diese Annahme, lieferte der nachfolgend beschriebene Vergleich mit Messwerten von Anlage B.

Drehzahlschwankungen Anlage B

Auch an der Anlage B ist ein Regler desselben Herstellers verbaut. Hier zeigten sich ebenfalls Drehzahlsprünge, wie in Abbildung 5.10 (b) zu sehen. Die Pumpe schaltete sich immer an und aus, trotz der stetig steigenden Temperatur. Wahrscheinlich ist dieses Verhalten dadurch begründet, dass für die Solarkreispumpe eine zu hohe Mindestdrehzahl eingestellt wurde. Denn selbst der niedrigste Volumenstrom kühlt den Kollektor zu sehr aus. Ebenso an anderen Tagen, an welchen die Temperatur deutlich höher stieg, wurde die Pumpe allermeist nur mit 40% betrieben. Da es sich hier um eine kleinere Anlage handelt, die aber mit einer recht groß dimensionierten Pumpe ausgestattet ist, reicht die Mindestdrehzahl aus, um einen größeren Volumenstrom her-

vorzurufen. Eine Temperaturüberhöhung über den Sollwert kommt deshalb nur selten vor (hier: Differenzregelung), weswegen auch die Drehzahlregelung nur selten aktiv wird.

In der Tat zeigte sich aber an manchen Tagen, dass die Drehzahlregelung an dieser Anlage wirklich funktioniert. Da vermutlich auch hier ein PI-Regler eingesetzt wird, muss die Frage gestellt werden, warum das Konzept dort erfolgreich arbeitet. Als Begründung kann der Aufbau der Kollektoren herangezogen werden. Bei Anlage B sind Vakuumröhrenkollektoren mit Heatpipe-Technologie verbaut, weshalb die Solarflüssigkeit nur etwa 5 m im Kollektor zurücklegen muss. Anders bei Anlage A, wo das Fluid durch sogenannte U-Harfen fließt. Dort sind etwa 29 m Rohrlänge¹ allein in den Kollektoren verbaut, weshalb sich eine Drehzahländerung erst deutlich später auf den Temperaturverlauf auswirkt und eine entsprechend gute Regelung erschwert.

Anlaufverhalten

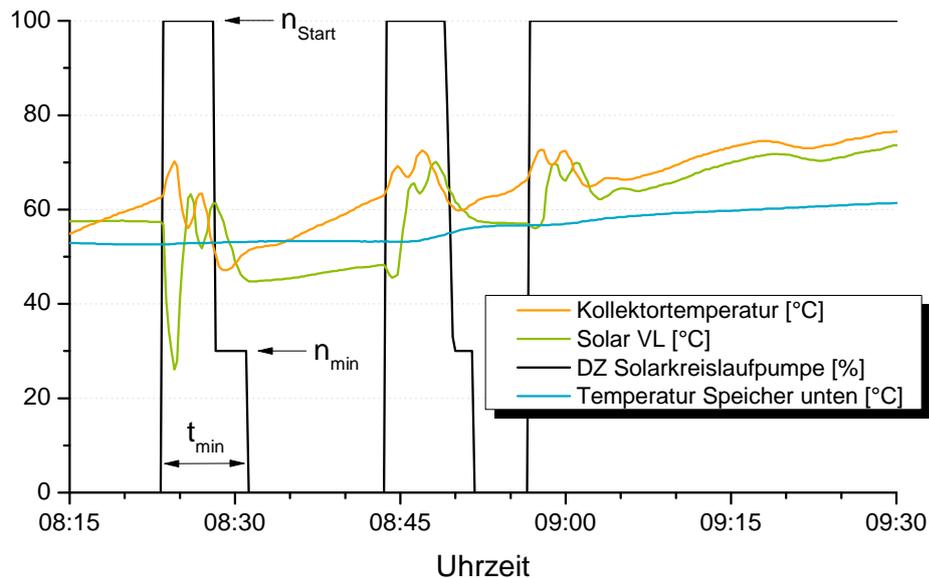


Abbildung (5.11) Anlaufverhalten der Solarkreispumpe am 28.04.2012

Durch die Messdaten offenbarte sich, dass die Pumpe der Anlage A morgens häufig mehrere Anlaufvorgänge benötigt, bis sie durchgehend läuft. Abbildung 5.11 zeigt dieses Verhalten für einen Tag im April 2012. Das Einschaltkriterium lautet folgendermaßen: Wenn die Kollektortemperatur 7 K höher ist, als die untere Speichertemperatur, dann wird die Solarkreispumpe eingeschaltet. Für eine gewisse Zeit läuft sie dann mit der Startdrehzahl, schaltet aber anschließend wegen einer zu geringen Kollektortemperatur auf die Mindestdrehzahl um. Nach der Mindestlaufzeit t_{min} überprüft die Regelung, ob das Einschaltkriterium noch gilt. Dies ist nicht der Fall, weil der Kollektor nun kühler als der Speicher ist, weshalb die Pumpe wieder ausgeschaltet wird.

¹ Absorberhöhe ca. 1,8 m, somit $l_{ges} = 1,8 \text{ m} \cdot 2 \cdot 8 = 28,8 \text{ m}$

Um den Temperaturverlauf an den einzelnen Sensoren zu verstehen, muss man sich deren Position im Solarkreis vor Augen führen (Abb. A.4). So kommt es nach dem Anschalten am Kollektorsensor zuerst zu einem Temperaturanstieg, da die Solarflüssigkeit aus dem langen Rohrsystem des warmen Kollektors den Sensor passiert. Danach findet ein Absinken statt, weil dann die kalte, über Nacht ausgekühlte Solarflüssigkeit aus dem Rücklauf durch den Kollektor strömt. Am Sensor „Solar-Vorlauf“ sinkt die Temperatur zunächst (kaltes Medium der Vorlaufleitung), um danach durch das solar vorgewärmte Medium aus dem Kollektor wieder zu steigen. Durch den Temperatursensor „Solarkreis-Vorlauf“ kann an kalten Tagen ein weiteres Ausschaltkriterium ausgelöst werden und zwar wenn dort die Temperatur unter 25°C sinkt.

Es sind also mehrere Effekte zu beobachten, wenn die Pumpe eingeschaltet wird. So kommt es an den meisten Tagen, egal zu welcher Jahreszeit, zu zahlreichen Anlaufvorgängen, die mit den zur Verfügung stehenden Regelparametern kaum reduziert werden können. Da die Einstrahlung beinahe jeden Tag anders verläuft, kann keine allgemein gültige Empfehlung für deren Einstellung abgegeben werden. Gerade weil dem Regler die aktuellen Einstrahlungswerte fehlen, kann er nicht entscheiden, ob die am Kollektor produzierte Leistung ausreichen würde, um überhaupt die Rohrwärmeverluste zu decken.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Drehzahlregelung der Solarkreispumpe sehr komplex ist. Dabei spielen nicht nur die Regelung und deren Parameter eine wichtige Rolle, auch die Dimensionierung der Solarkreispumpe und die Weglänge des Wärmeträgermediums im Kollektor sind entscheidende Größen. Konventionelle Regelungen bestimmen die Solldrehzahl nur anhand einer Temperaturdifferenz und es kommt je nach Anlagentopologie zu mehr oder weniger gutem Regelverhalten. Da die grundlegende Größe, die Einstrahlung, nicht mit in die Regelung einbezogen wird, zeigt sich an mehreren Stellen ein ungünstiges Verhalten. Durch das Takten der Pumpe entstehen zusätzliche Verluste, die es zu vermeiden gilt. Recherchen ergaben, dass es einer Firma gelungen ist, die Pumpe anhand der Druckverhältnisse im Solarkreis zu regeln, welche im Zusammenhang mit der Einstrahlung stehen (28). Dies ist ein vielversprechender Ansatz, auch weil diese Regelung gleichzeitig eine Leistungsmaximierung umsetzt. Aus der Photovoltaik ist das maximum power point tracking (MPP-Tracking) bekannt. Auch dort muss der beste Wirkungsgrad erzielt werden, trotz nichtlinearer Modulkennlinie. Vergleichbare Lösungen scheinen sich im Solarthermiebereich noch nicht durchgesetzt zu haben, obwohl auch hier eine ähnliche Regelungsaufgabe gelöst werden muss.

Optimierungspotential:

Allgemein (1): Einsatz drehzahl geregelter Pumpen im Solarkreis, um eine

höhere Energieausbeute zu erlangen.

Allgemein (2): Mindestdrehzahl der Solarkreispumpe möglichst weit herabsetzen (Achtung, das Anlaufen muss weiterhin funktionieren). Dadurch wird ein größerer Regelbereich geschaffen, womit auch niedrige solare Einstrahlungen genutzt werden können.

Allgemein (3): Entwicklung intelligenter Regelkonzepte, welche auf unterschiedliche Anlagenkonfigurationen erfolgreich anwendbar sind.

5.2.4 Wärmeübertrager

Solarer Ertrag

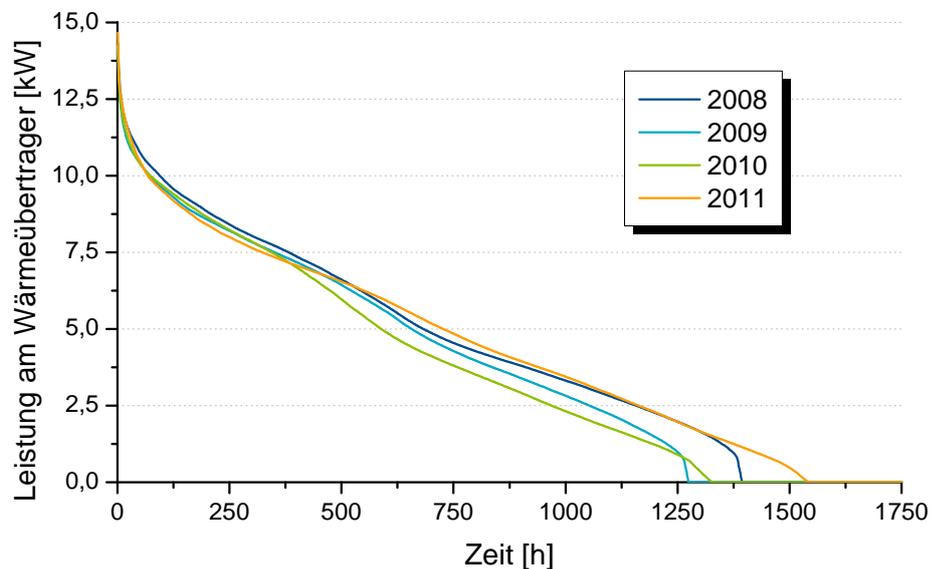


Abbildung (5.12) Sortierte Jahresdauerlinien der Leistung am Wärmeübertrager

Im Solarkreis ist am Wärmeübertrager ein Wärmemengenzähler angebracht. Abhängig von der Vor- und Rücklauf­temperatur und dem Volumenstrom, wird damit die solar erzeugte Energie erfasst. In Abbildung 5.12 ist die Eingangsleistung des Wärmetauschers für mehrere Jahre sortiert aufgetragen. Das zeitliche Integral entspricht dabei der Jahresarbeit. Es zeigt sich, dass eine maximale Leistung von etwa 13 kW auftrat. Im Mittel lief die Solarkreispumpe 1400 Stunden pro Jahr, was zu einem Ertrag in Höhe von 6612 kWh führte. Bei diesem Energiebetrag handelt es sich jedoch nicht um die Menge, welche eingespeichert wurde, da der Wärmeübertrager selbst auch Verluste aufweist. Diese sollen nachfolgend untersucht werden.

Verluste des Wärmeübertragers

Um eine Schichtladeeinrichtung am Speicher nutzen zu können, bedarf es eines externen Wärmeübertragers. Bei der vorliegenden Anlage handelt es sich dabei um einen Plattenwärmetauscher. Er trennt den Solarkreis hydraulisch vom Heizungskreis ab.

Im Grundlagenkapitel wurde beschrieben, dass mehrere Parameter vorliegen müssen, wenn die Verluste des Wärmeübertragers bestimmt werden sollen. An der untersuchten Anlage ist aber nur auf der Primärseite des Wärmeübertragers (im Solarkreis) ein Wärmemengenzähler installiert. Für die Sekundärseite existieren dann zwar Temperaturmesswerte, jedoch ist der Massenstrom unbekannt. Dennoch lässt sich durch eine Analyse, basierend auf Gleichung 5.5, zumindest die Größenordnung der Wärmeverluste eingrenzen.

$$P_{V,WT} = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (\Delta\vartheta_1) - \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot (\Delta\vartheta_2) \quad (5.5)$$

Da sowohl im Solarkreis wie auch im Schichtladekreis zwei baugleiche Pumpen arbeiten, kann man davon ausgehen, dass der Massenstrom im Schichtladekreis \dot{m}_2 immer höher ist - sofern die Pumpen mit gleicher Drehzahl betrieben werden. Denn im Solarkreis tritt, bedingt durch die langen Leitungen und das Kollektorfeld, ein höherer Druckabfall auf, welcher den Durchfluss \dot{m}_1 herabsetzt. Für die spezifische Wärmekapazität gilt eine Temperaturabhängigkeit, die beachtet werden muss. Die nachfolgenden Gleichungen wurden aus Werten erzeugt, welche dem Datenblatt des Frostschutzmittels und einschlägigen physikalischen Tabellenwerken entnommen werden können (29).

$$c_1 = 0.00369 \cdot \bar{\vartheta}_F + 3.6299 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$c_2 = c_{H_2O} = 10^{-5} \cdot \bar{\vartheta}_F^2 - 0.0009 \cdot \bar{\vartheta}_F + 4.1971 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Im Solarkreis ist die spezifische Wärmekapazität durch das Frostschutzmittel verringert. Weiter gilt für die Temperaturdifferenzen:

$$\Delta\vartheta_1 = \vartheta_{S,VL} - \vartheta_{S,RL} \text{ (Solarkreis Vorlauf - Rücklauf)}$$

$$\Delta\vartheta_2 = \vartheta_{SL} - \vartheta_{Sp,u} \text{ (Schichtladung Vorlauf - Speicher unten)}$$

Mit Gleichung 5.5 lassen sich schließlich die Verluste berechnen, wobei der Parameter \dot{m}_2 unbekannt ist. Deshalb wurde \dot{m}_2 in Abhängigkeit von \dot{m}_1 variiert, was auf die in Abbildung 5.13 gezeigte Darstellung führt. Die genauen Temperaturverläufe befinden sich im Anhang in Abbildung A.7. Da die Pumpe im Sekundärkreis einem deutlich geringeren Rohrwiderstand ausgesetzt ist, muss der Massenstrom \dot{m}_2 zwangsläufig größer sein als \dot{m}_1 . Bereits ab $\dot{m}_2 = 1,20 \cdot \dot{m}_1$ treten aber teilweise negative Verluste auf, was ebenfalls widersprüchlich ist. Außerdem weist der Wärmeübertrager eine größtenteils geschlossene Dämmung auf, weshalb die Verluste als eher gering eingestuft werden können.

Mit den getroffenen Annahmen lässt sich daher schlussfolgern, dass der Massenstrom im Sekundärkreis bei gleicher Pumpendrehzahl etwa 15 % - 18 % höher liegt als im Primärkreis. Gleichzeitig kommt es zu Verlusten, die am analysierten Tag höchsten einige 100 W groß sind, was dann im Mittel einem Verlustanteil von etwa 5 % entspricht.

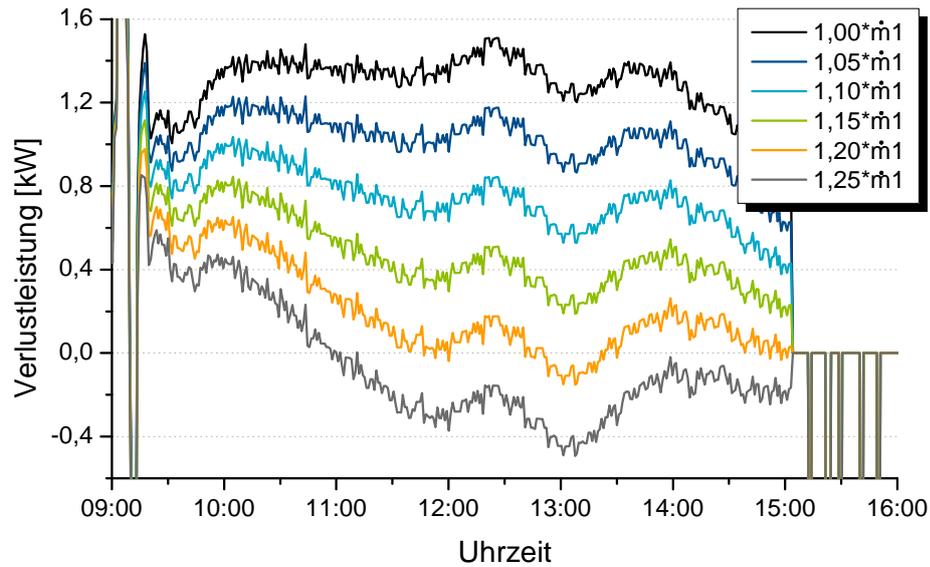


Abbildung (5.13) Einfluss unterschiedlich angenommener Massenströme im Schichtladekreis auf die Verluste des Wärmeübertragers am 10. September 2011

Da aufgrund der vorhandenen Messtechnik nur eine Abschätzung der Werte für einen bestimmten Betriebspunkt erfolgte, wurde darauf verzichtet, eine jährliche Berechnung der Verluste vorzunehmen. Dennoch lässt sich festhalten, dass die in den Speicher eingetragene Wärme geringer ausfällt, als sie vom Wärmemengenzähler erfasst wird.

Wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben wurde, lässt sich eine qualitative Aussage über die Funktion des Wärmeübertragers auch über die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz treffen. Messwerte unterschiedlicher Tage zeigten, dass sich diese immer im Bereich von $2,0 - 3,5 \text{ K}$ bewegt und damit deutlich unter der empfohlenen Obergrenze von 5 K liegt. Dies deutet auf eine gute Dimensionierung des Wärmeübertragers durch den Hersteller hin.

Optimierungspotential:

Allgemein (1): Wärmetauscher gut dämmen.

Allgemein (2): Aus Effizienzgründen ist es vorteilhaft eine niedrige Frostschutzkonzentration zu wählen. Zum Schutz des Kollektors darf aber eine temperaturabhängige Mindestgrenze nicht unterschritten werden.

5.3 Speicher

Mehrspeichersystem

Bezüglich der Größe sind bei einer nachträglichen Einbringung eines Speichers in den Heizungskeller, Grenzen durch Türen etc. gesetzt. Meist liegt das Limit bei etwa 800 L

bis 1000 Liter. Größere Volumina können nur durch ein Mehrspeichersystem umgesetzt werden, wie es auch bei der vorliegenden Anlage der Fall ist. Eine andere Möglichkeit ist das Fertigen vor Ort (z.B. Schweißen). Dabei entstehen höhere Kosten, jedoch können spezielle Wünsche berücksichtigt werden und die spezifischen Verluste fallen geringer aus.

Aufgrund ihres schlechteren Verhältnisses von Oberfläche zu Volumen (A/V) sind die Verluste dagegen bei Mehrspeichersystemen erhöht, gerade wenn die Verschaltung parallel ausgeführt ist. Für die untersuchte Solarthermieanlage können diese erhöhten Verluste wie folgt abgeschätzt werden. Anhand der am ITW gemessene Werte aus Abbildung A.3 kann man die Verlustrate eines Speichers mit 800 L Volumen mit etwa $3,5 W/K$ ansetzen. Wie im elektrischen Analogon, ergibt sich dann bei der Parallelschaltung zweier gleicher Leitwerte ($G = \frac{1}{R}$) der doppelte Ausgangswert. Die Verlustrate ist also mit $7 W/K$ für ein Mehrspeichersystem mit $2 \cdot 800 l$ anzusetzen. Extrapoliert man die Werte in Abbildung A.3, so kann man für das Einspeichersystem mit 1600 l spezifische Verluste in Höhe von $5,2 W/K$ annehmen. Somit besitzt die Zweispeicherlösung um 34 % höhere Speicherverluste, die gerade im Winter, wenn mit fossilem Brennstoff nachgeheizt wird, reale Mehrausgaben bedeuten.

Dieser Nachteil tritt auch bei folgender Überlegung zu Tage: Wird die Speicherkapazität durch einen zusätzlichen Tank verdoppelt, so werden sich die Wärmeverluste ebenfalls verdoppeln. Bezogen auf die nutzbare Speicherdauer bedeutet dies, dass keine Veränderung eintreten wird (vgl. Gleichung 2.6), weil der Temperaturverlauf beim Auskühlen gleich bleibt. Trotzdem macht sich ein zusätzlicher Speicher in der Gesamtbilanz trotzdem positiv bemerkbar. Denn bei gleichbleibender Wärmeentnahme sinkt das Temperaturniveau in den zwei Speichern nicht so schnell ab, da ja die doppelte Kapazität zur Verfügung steht. Auch die nutzbare Speicherdauer wurde bisher nur für das Temperaturniveau zur Warmwasserbereitung betrachtet (Gl. 2.6). Kühlt der Speicher weiter aus, so steht dem Kessel noch vorgewärmtes Wasser zur Verfügung. Man kann letztlich davon ausgehen, dass durch das doppelte Speichervolumen eine etwa um 2-3 %-Punkte höhere Energieeinsparung erzielbar ist. Bei einer weiteren Volumenvergrößerung wird der Zugewinn jedoch immer geringer ausfallen (30).

Maximaler Energieinhalt

Zunächst soll nun ermittelt werden, wie viel Energie die beiden 800 Liter Speicher aufnehmen können. Für das theoretische Maximum werden folgende Annahmen getroffen: Im Falle einer guten Schichtung soll die minimale Temperatur im unteren Speicherbereich gleich der Raumtemperatur ($20^\circ C$) sein und der obere Speicherbereich eine Temperatur von $58^\circ C$ (Warmwasserbereitung) aufweisen. Dazwischen finde ein linearer Übergang statt. Die höchste Temperatur soll $100^\circ C$ für den völlig durchmischten

Speicher betragen, womit sich dann die maximale Speicherkapazität ergibt:

$$Q_{S,max} = 2 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \left(100^\circ\text{C} - \frac{20^\circ\text{C} + 58^\circ\text{C}}{2}\right) = 113,3 \text{ kWh}$$

Wie den Aufzeichnungen entnommen werden konnte, liegen die höchsten Ladestände bei etwa 94 %. Beispielsweise am 21.08.2011 beinhaltete der Speicher eine nutzbare Energiemenge von 106,9 kWh, als die Solarkreispumpe abends abgeschaltet wurde. Kurz vor dem erneuten Anschalten am nächsten Morgen, lag der Wert bei 87 %. Da in der Zwischenzeit keine Energieentnahme stattfand, ergab sich dieser Unterschied aus den thermischen Verlusten, die im nachfolgenden Unterkapitel genauer untersucht werden.

Thermische Verluste

Für diese Analyse wurden Messwerte bestimmter Tage ausgewählt. Es handelte sich um 19 Sommertage in den Jahren 2009-2011, an denen keine Warmwasserentnahmen stattfanden und die Heizung ausgeschaltet war. Die entsprechenden Auskühlungskurven waren deshalb so gut verwertbar, da sie über einen langen Zeitraum stetig verliefen. Im Anhang auf Seite 90 ist in Abbildung A.8 für den längsten, aufgetretenen Zeitraum (1,5 Tage) eine solche Kurve zu finden. Mit ihr wurden zunächst die Zeitkonstanten der drei Speicherschichten berechnet. Da drei Temperatursensoren in gleichen Abständen über die Speicherhöhe verteilt angebracht sind, wurde jedem Temperatursensor 1/3 des Speichervolumens zugeordnet.

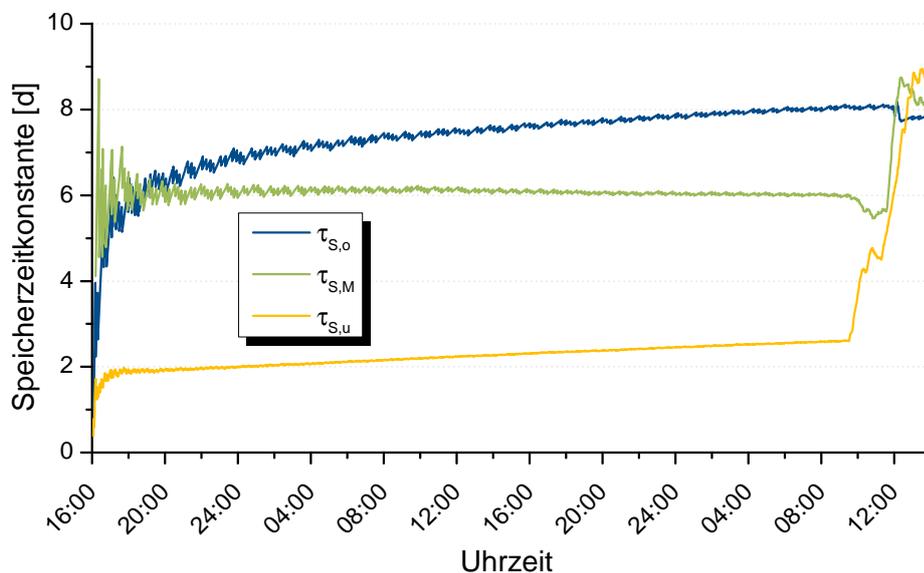


Abbildung (5.14) Zeitkonstante bei Auskühlung der Speicher vom 24. bis zum 26.09.2010

Es zeigte sich, dass die verschiedenen Speicherschichten unterschiedlich schnell auskühlen. Dies kann an den verschiedenen Werten der Zeitkonstanten in Abbildung 5.14 erkannt werden. Mit Abstand die geringste Zeitkonstante weist der untere Speicher-

bereich auf. Dementsprechend sind dort die Verluste auch am größten. Zusätzlich kann man dem zeitlich veränderlichen Verlauf entnehmen, dass das Abkühlen nicht gänzlich einer exponentiellen Funktion folgt. Das bedeutet, es finden im oberen und unteren Speicherbereich, auch nach dem Abschalten der Solarkreispumpe, gewisse Ausgleichsvorgänge statt, die bisher nicht näher untersucht wurden.

Eine weitere Darstellungsmöglichkeit der Wärmeverluste kann über den Wärmewiderstand R_S der Speicher erfolgen. Gleichung 2.3 lässt sich dazu nach τ auflösen. Darüber hinaus ist die Zeitkonstante τ das Produkt aus Wärmekapazität und Wärmewiderstand des Speicherduos, woraus folgt:

$$R_S = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{C_S} \cdot \frac{t}{\ln(\vartheta_S(t_0) - \vartheta_U) - \ln(\vartheta_S(t) - \vartheta_U)} \quad (5.6)$$

Mithilfe von Gleichung 5.6 wurde der Wärmewiderstand der einzelnen Speicherschichten während der 19 untersuchten Tage errechnet. Aufgetragen wurden die Werte über die mittlere Differenz von Speichertemperatur zu Heizraumtemperatur. In einfachen Anordnungen, bei welchen es nur zu Wärmeleitungsphänomenen kommt, beispielsweise bei einer ebenen Wand, ist der Wärmewiderstand nicht von der Temperaturdifferenz abhängig¹, da es sich um eine rein konstruktive Größe handelt. In diesem Fall spielt nur die Dämmschichtdicke eine Rolle.

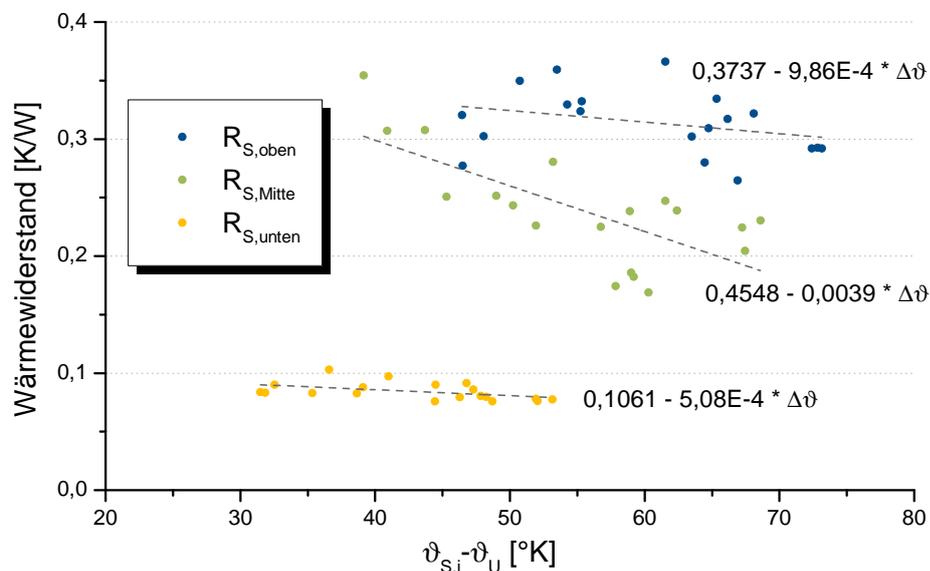


Abbildung (5.15) Wärmewiderstand der einzelnen Speicherschichten über der mittleren Differenz von Speichertemperatur zu Heizraumtemperatur

Abbildung 5.15 offenbart aber einen anderen Sachverhalt. Die Ausgleichsgeraden für die obere und die untere Speicherschicht zeigen, dass die Temperaturabhängigkeit dort

¹ Laut Gleichung 5.6 besteht doch eine Temperaturabhängigkeit des Wärmewiderstands. Bei linearen Anordnungen steigt aber der Wärmestrom im Nenner gleich mit einer Temperaturerhöhung im Zähler, womit die Temperaturabhängigkeit verschwindet.

mäßig ausgeprägt ist. In der mittleren Schicht aber, wird der Widerstand deutlich geringer, wenn die Temperaturdifferenz zunimmt. Es kommt also zu steigenden Verlusten in diesem Bereich, wenn der Speicher voller geladen wird. Es ist anzunehmen, dass es sich bei diesem Effekt um die sogenannte Gegenstromzirkulation handelt. Sie entsteht durch konvektive Strömungen an Speicheranschlüssen und in Rohren, welche Medien mit erhöhter Temperatur führen. Das warme Medium im Inneren kühlt an der Rohraußenwand ab und sinkt durch seine dementsprechend erhöhte Dichte nach unten. Je nachdem wie die Rohrführung aussieht, können sehr lange Strömungswege entstehen (etliche Meter). Der ganze Effekt wird durch eine Hitzequelle, wie z.B. einem vollen Speicher, angetrieben (31). In Abbildung 5.16 ist der Vorgang grafisch dargestellt.

Eine Möglichkeit diese ungewollten Strömungen zu unterbinden, besteht darin die Leitungen zunächst nach unten zu führen, bevor sie waagrecht oder nach oben weiterverlaufen. Das entstehende U-förmige Profil wird als Thermosiphon bezeichnet, weil sich in ihm das kältere Wasser sammelt (höhere spezifische Dichte) und die Strömung deutlich verringert. Entscheidend für die Funktion ist, dass das „U“ tief genug ausgeführt wird und dass

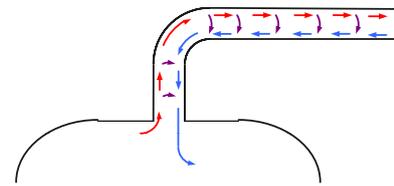


Abbildung (5.16) Prinzip der Gegenstromzirkulation (31)

nur schlecht wärmeleitfähige Rohrmaterialien zum Einsatz kommen. Außerdem muss das Rohr ganz regulär gedämmt werden (31).

Bei der vorliegenden Anlage war bereits von Anfang an ein solcher Siphon verbaut. Am unteren Anschluss des rechten Speichers verläuft die Leitung U-förmig. Am oberen Anschluss befindet sich nach etwa 50 cm Rohrleitung ein Ventil, welches nur geöffnet wird, wenn das Warmwasser-Bereitschaftsvolumen durch die Nachheizung aufgeladen wird. Geht man davon aus, dass diese beiden Maßnahmen die Gegenstromzirkulation verhindern, so wird nun an dieser Stelle verständlich, wieso dort der Wärmewiderstand nicht, oder nur ganz gering von der Temperatur abhängt. Am mittleren Anschluss war keine Konvektionsbremse vorhanden und das warme Wasser konnte erst senkrecht nach oben steigen und sich dann weiter in einem waagrecht verlaufenden Rohr ausbreiten, abkühlen und wieder zurückfließen. Da der Effekt von einer Temperaturdifferenz getrieben wird, ist es verständlich, dass sich dies in einem temperaturabhängigen Wärmewiderstand äußert.

Der Anlagenbesitzer vermutete bereits früher eine Gegenstromzirkulation in den oberen beiden Speicheranschlussleitungen und ließ Ende 2011 auch hier Thermosiphons nachrüsten. Da bis zur Fertigstellung dieser Diplomarbeit an keinem Tag verwertbare, glatte Auskühlungskurven zustande kamen, lässt sich die Wirkung dieser Maßnahme bisher nicht eindeutig belegen. Aufgrund der Tatsache, dass am oberen Speicheranschluss bereits ein Ventil verbaut war, trägt die Wirkung des Siphons an dieser Stelle vermutlich nur marginal zu einer Verringerung der Verluste bei. Am mittleren Anschluss dagegen muss von einer deutlichen Verbesserung ausgegangen werden. Denn der Siphon ist zwar

ungünstigerweise aus Kupferrohr gebaut worden, aber dafür sehr tief und gut isoliert. Bei einer Besichtigung der Anlage zeigte sich, dass der untere Bereich des Siphons deutlich kühler war, was ein Indiz dafür ist, dass sich das kalte Wasser tatsächlich dort sammelt und die ungewollte Zirkulation verhindert.

Optimierungspotential:

Speziell: Minimierung der Verluste im unteren Speicherbereich, durch zusätzliche Dämmung gegenüber dem Fußboden. Nachträglich umsetzbar z.B. durch Ausschäumen des Hohlraumes unter dem Speicher.

Allgemein (1): Einspeichersysteme sind Mehrspeicherlösungen überlegen.

Allgemein (2): Bei Mehrspeichersystemen ist eine Serienschaltung der Parallelschaltung von Speichern vorzuziehen. Bei zu geringem solaren Energieangebot ist dann nur ein Speicher in Betrieb.

5.4 Warmwasserbereitung

Eine Frischwasserstation sorgt bei der Anlage für die Erwärmung des Kaltwassers. Durch einen Wärmemengenzähler wird die dafür benötigte Energie gemessen. Von 2008 bis 2011 waren dies im Mittel 1140 kWh (siehe Tabelle A.1). Somit wurden 10,2 % des gesamten Energiebedarfes für die Warmwasserbereitung aufgewandt. Die Zirkulationsverluste sind darin allerdings nicht enthalten, weil sich der Wärmemengenzähler außerhalb der Ringleitung befindet. Durch die eingesetzte, bedarfsabhängige Zirkulation, bei welcher die Pumpe durch kurzes Öffnen des Wasserhahns gestartet wird, dürften die Verluste aber deutlich geringer ausgefallen sein, als es bei einem üblichen System der Fall gewesen wäre (z.B. bei einer zeitlichen Steuerung der Zirkulationspumpe).

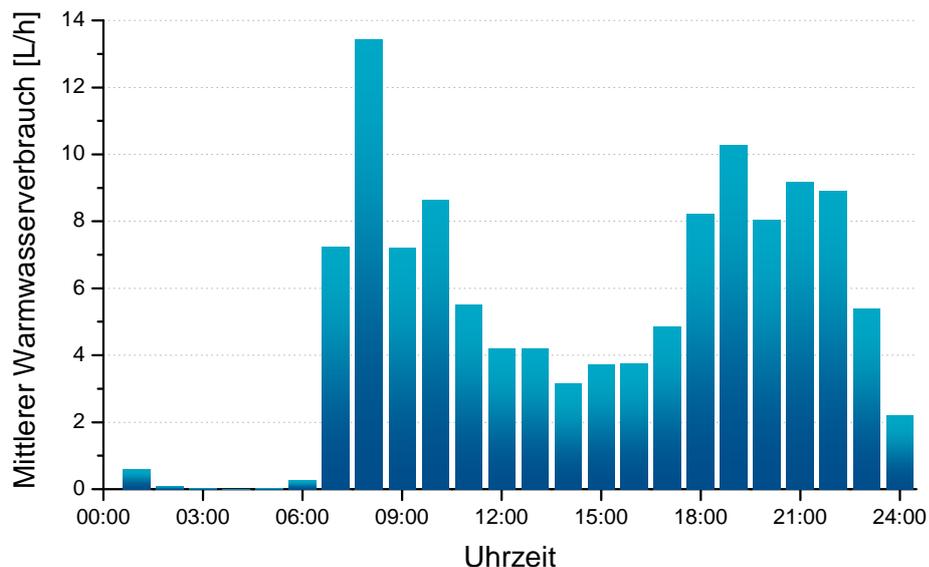


Abbildung (5.17) Mittlerer Warmwasserbedarf pro Stunde

Durch ein Zapfprofil, konnte die zeitliche Verteilung der Warmwasserentnahmen sichtbar gemacht werden (Abbildung 5.17). Dafür wurden Stundenmittelwerte über einen Zeitraum von 1633 Tagen berechnet. Dadurch, dass eine sehr hohe Anzahl von Messwerten verwendet wurde, konnte der durch die geringe Abtastrate ($1\frac{1}{min}$) bedingte Fehler weitestgehend eliminiert werden. Denn in diesem Intervall wurden die Messwerte aufgezeichnet, was bezogen auf die Dauer der Warmwasserentnahme ein relativ hoher Wert ist. Oft wird Wasser nur für einen kurzen Moment entnommen und so kann es passieren, dass eben genau dieser Vorgang nicht aufgezeichnet wurde.

Morgens und abends ist der Warmwasserverbrauch erwartungsgemäß am höchsten. In Summe werden 119,7 Liter pro Tag benötigt - dies entspricht etwa 35 % vom Gesamtwasserverbrauch in diesem Haus. Aus den Messwerten der Anlage ergibt sich, dass das Wasser auf etwa $47^{\circ}C$ temperiert wird. Somit wird das Kaltwasser im Mittel von etwa $24,5^{\circ}C$ ausgehend erwärmt. Dieser Wert erscheint hoch, denn in der Regel gelangt Kaltwasser mit deutlich unter $20^{\circ}C$ an den Hausanschluss. Es liegt also nahe, dass sich die Kaltwassertemperatur während Stillstandszeiten der Heizraumtemperatur anpasst. Zumindest für kurze Wasserentnahmen muss dann durch die Frischwasserstation nur eine geringe Temperaturerhöhung umgesetzt werden. Diese Vermutung kann durch einen Blick auf die Heizraumtemperatur untermauert werden. Sie liegt im Jahresmittel bei $25,6^{\circ}C$ und das Minimum im Februar bei $22,0^{\circ}C$.

Um den gesamten Nutzwärmebedarf für die Warmwasserbereitung richtig zu bilanzieren, soll hier ein Korrekturfaktor eingeführt werden. Die Annahme lautet folgendermaßen: Das Kaltwasser wird anstatt von $24,5^{\circ}C$, von $10^{\circ}C$ im Jahresmittel erwärmt. Denn für das Stadtgebiet München wird eine mittlere Kaltwassertemperatur von ca. $10^{\circ}C$ angegeben (32). Daraus ergibt sich folgender Bedarf:

$$Q_{WW'} = 119,7 \frac{L}{d} \cdot 365 \frac{d}{a} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} : 3600 \frac{s}{h} \cdot (47^{\circ}C - 10^{\circ}C) = 1877 kWh$$

$$f_{WW} = \frac{1877}{1141} = 1,645 \quad (5.7)$$

Der Korrekturfaktor f_{WW} gibt das Verhältnis zwischen berechnetem und gemessenem Verbrauch wider. Es wird offensichtlich erheblich mehr Energie benötigt, als durch den Wärmemengenzähler erfasst wird. Letztlich gibt der wärmere Heizraum Energie an das Kaltwasser ab, welche natürlich aber indirekt zur Verfügung gestellt werden muss, z.B. über erhöhte Speicherverluste. Mit einem korrigierten Verbrauch von $1,29 kWh/Pers./d$ (ohne Zirkulationsverluste) erscheinen die Werte, auch im Vergleich mit Literaturangaben (15), deutlich realistischer.

Dass dieser Effekt der Wärmeübertragung tatsächlich auftrat, wurde an der Anlage jeweils in den Sommermonaten überaus deutlich. Dort kam es bei geringer Wasserentnahme zu unangenehm hohen Kaltwassertemperaturen, so dass sich der Anlagenbesitzer zuletzt entschloss, freiliegende Abschnitte der Hauptleitung zu dämmen. Es bleibt

daher abzuwarten, ob der gemessene Kaltwasserverbrauch nun deshalb steigen wird, weil der Temperatursensor jetzt mit kälterem Wasser beaufschlagt wird.

Optimierungspotential:

Speziell: Anbringung des Kaltwasser-Temperatursensors direkt an der Hausanschlussleitung, um verbessert Messergebnisse zu erhalten.

Allgemein (1): Einsatz von energieeffizienten Zirkulationspumpen und bedarfsgerechter Steuerung derselben.

Allgemein (2): Damit das Wasser nicht über 25°C erwärmt wird (Normvorgabe), erscheint die Isolation von Kaltwasserleitungen in einem Heizraum mit Solarspeicher aus hygienischen Gründen sinnvoll. Außerdem wird dadurch eine Kältebrücke nach außen geschlossen.

5.5 Fußbodenheizung

Die Kombination einer Niedertemperatur-Flächenheizung mit der Solarthermieanlage, entspricht einem typischen System nach heutigem Stand der Technik. Durch die sehr niedrigen Vorlauftemperaturen der Fußbodenheizung kann auch an kälteren Tagen solare Wärme genutzt werden, weil die Kollektoren ebenfalls mit niedrigeren Temperaturen betrieben werden können. Über ein Jahr gesehen, werden bei der Solarthermieanlage 10089 kWh an das Heizungssystem abgegeben. Dies entspricht 89,8 % des gesamten Energiebedarfes. Da der Heizwärmebedarf direkt von der Luftaußentemperatur abhängt,

Tabelle (5.4) Heizwärmebedarf und Heiztage der Solarthermieanlage, sowie mittlere Luftaußentemperatur in Deutschland (33)

	2008	2009	2010	2011
Luftaußentemperatur [°C]	9,5	9,2	7,8	9,6
Heiztage [d_{Hz}/a]	255	247	252	222
Heizwärmebedarf [kWh/a]	9787	10337	11897	8335

stehen beide Größen in enger Verbindung, wie ein Vergleich dieser Werte zeigt (Tabelle 5.4). Als zusätzliche Information ist auch die Anzahl der Heiztage angegeben. Berücksichtigt man die mittlere Außentemperatur der vergangenen zehn Jahre (2002-2011) in Deutschland, welche bei 9,2°C liegt (33), kann das Jahr 2009 in dieser Hinsicht als durchschnittlich angesehen werden¹.

¹ Das Jahr 2009 wurde aufgrund der Jahresmitteltemperatur als durchschnittliches Jahr gewertet. Außerdem liegen in diesem Jahr lückenlose Aufzeichnungen der Messwerte vor, weshalb die folgende Auswertung auf dieses Jahr bezogen wurde.

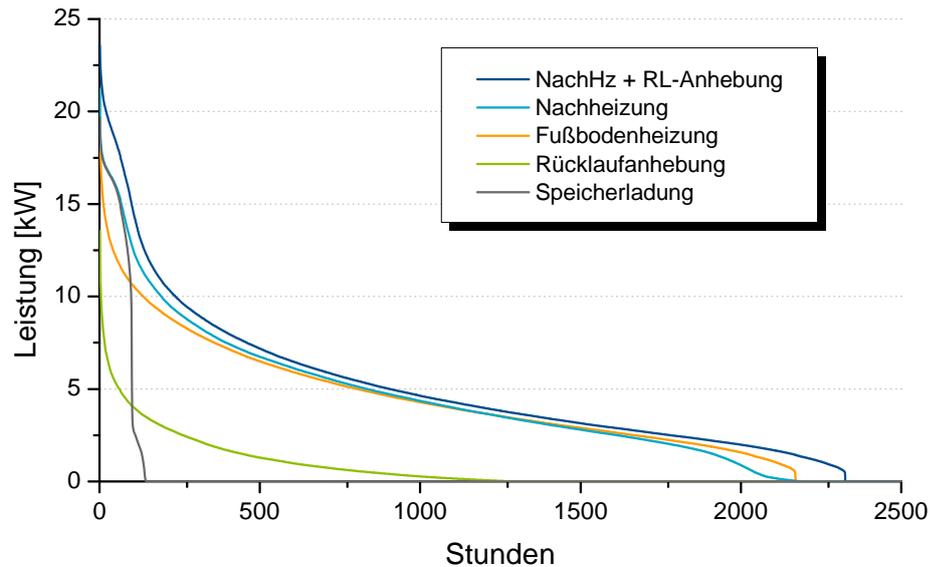


Abbildung (5.18) Geordnete Jahresdauerlinien verschiedener Komponenten 2009

Da diese Anlage nach dem Prinzip der Rücklaufanhebung arbeitet, soll nun geklärt werden, inwieweit ein solches System Vorteile bringt. Dazu wurden für das Jahr 2009 mehrere geordnete Dauerlinien erstellt (Abbildung 5.18). Sie zeigen welche Leistung für einen bestimmten Zeitraum vorherrschte. Integriert man die Funktion über die Zeit, dann erhält man den Jahresenergieumsatz.

Zunächst sehe man sich den Leistungsverlauf der Fußbodenheizung an. Die Pumpe lief 2170 Stunden im Jahr, bei einer mittleren Leistungsabgabe von $4,76 \text{ kW}$. Maximal wurden $19,8 \text{ kW}$ abgegeben, was aber nur für eine Stunde im Jahr der Fall war. Bereitgestellt wird die Wärme vom Speicher und der Nachheizung. Daher liegt die Kennlinie für die Summe beider Energielieferanten über derjenigen der Fußbodenheizung. Die Differenz wird zum einen zur Deckung von Verlusten in den Rohrleitungen benötigt und zum anderen für die Erwärmung des Bereitschaftsvolumens im Speicher. Diese Nachwärmung geschieht mit sehr hoher Leistung, da der Speicher immer die gesamte vom Kessel erzeugte Energie aufnehmen kann. Dafür wurden im Jahr 1619 kWh aufgewandt. Mit der Entnahme des vorgewärmten Wassers aus dem Speicher trug die Rücklaufanhebung mit 1930 kWh zu etwa $15,3 \%$ der Energiebereitstellung bei.

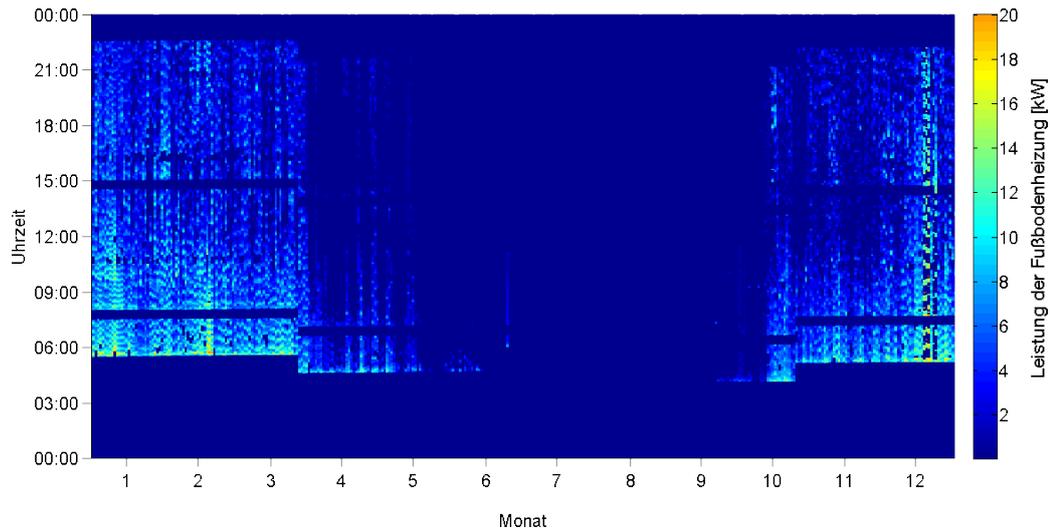


Abbildung (5.19) Leistungsaufnahme der Fußbodenheizung in kW im Jahr 2009

Mithilfe eines Rasterdiagramms lässt sich die Leistungsaufnahme der Fußbodenheizung über ein ganzes Jahr darstellen. Mehrere Effekte können so in Abbildung 5.19 ausgemacht werden. Als erstes fällt auf, dass die Fußbodenheizung erwartungsgemäß im Sommer abgeschaltet blieb. Jedoch kam es selbst im Juni noch zu einem kalten Tag, an dem die Heizung aktiv war. Ende März und Ende Oktober wurde die Uhrzeit umgestellt, weswegen sich dort ein zeitlicher Sprung im Diagramm zeigt. Man erkennt außerdem, dass die Heizung morgens immer mit sehr hoher Leistung anlief. Durch die Nachtabsenkung kühlt das Gebäude leicht aus, was dann morgens eine höhere Heizleistung nach sich zieht, die entsprechend farblich abgehoben dargestellt ist. Während den Heizperioden fallen Zeiträume auf, an denen die Fußbodenheizung ausgeschaltet war - erkennbar an den dunklen Querbändern. Dieses Verhalten ergab sich durch die damaligen Regler-Einstellwerte des Kessels, dem feste Bereitschaftszeiten vorgegeben wurden.

5.6 Kessel

5.6.1 Energieumsatz und Nutzungsgrad

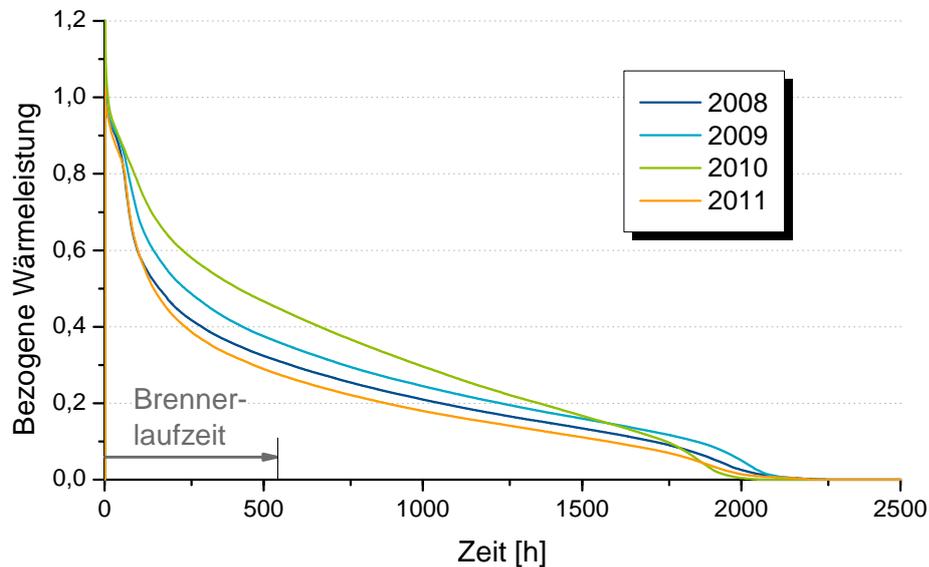


Abbildung (5.20) Nutzwärmeleistung des Kessels - sortierte Jahresdauerlinie

Die vom Kessel erzeugte Nutzwärmeleistung ist in Abbildung 5.20 für vier Jahre aufgetragen. Es handelt sich um eine normierte Darstellung, bei welcher die Leistungsabgabe auf die Nennwärmeleistung (18 kW) bezogen wurde. Das Integral der Graphen stellt die vom Kessel bereitgestellte Nutzenergie dar. Man erkennt den typischen Verlauf, wonach der Kessel nur für wenige Stunden im Jahr seine volle Leistung abgibt. Außerdem lässt sich wieder ein Zusammenhang zwischen der Luftaußentemperatur (vgl. Tabelle 5.4) und der Nutzenergieerzeugung des Kessels erkennen. Beispielsweise liegt der Graph für das besonders kalte Jahr 2010 deutlich über den anderen.

Für die Analyse des Kessel-Betriebsverhaltens wurde auf manuelle Aufzeichnungen des Anlagenbesitzer zurückgegriffen. Seit dem Bezug der Wohnung wurde regelmäßig der Ölstand, die Kessellaufzeit und die Anzahl an Kesselstarts notiert. In den untersuchten Jahren lief der Brenner im Mittel 543 Stunden. Vergleicht man diesen Wert mit der Laufzeit der Heizkreispumpe aus Abbildung 5.20, so stellt man eine große zeitliche Differenz fest. Der Kessel ist nicht in der Lage seine Leistung zu modulieren, er kann stattdessen immer nur mit Nennleistung betrieben werden. Alle anderen Leistungsstufen, welche offensichtlich auftreten, können nur durch die Wärmekapazität des Heizkessels bedingt sein. Dazu eine kleine Rechnung, basierend auf Werten aus dem Datenblatt des Kessels ($m_{H_2O} = 49 \text{ kg}$ und $m_{Brennkammer} = 113 \text{ kg}$):

$$C_{Kessel} = m_{H_2O} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} + m_{Brennkammer} \cdot 0,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 257,9 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Wird die Wärmekapazität des Kessels C_{Kessel} , welche sich aus den Kapazitäten der Brennkammer und dem enthaltenen Wasser zusammensetzt, mit Nennleistung von $22^{\circ}C$ auf $65^{\circ}C$ aufgeheizt, dann würde allein die Erwärmung der thermischen Massen 10 Minuten benötigen. In dieser Zeit wurde noch keine Energie an einen Verbraucher abgegeben. Da der Brenner aber durchschnittlich nur 10,7 Minuten pro Startvorgang in Betrieb ist, würde kaum Energie an das System geliefert werden.

In der Realität muss die Brennkammer aber nicht bei jedem Start ausgehend von der Raumtemperatur erwärmt werden. Es ist auch davon auszugehen, dass die Heizkreispumpe bereits vor der erreichten Endtemperatur anspringt und somit in diesen Zeiträumen ebenfalls Zeitpunkte entstehen, an denen die Leistungsabgabe des Kessels nicht seiner Nennleistung entspricht. Wird der Brenner ausgeschaltet, so reicht die gespeicherte Wärme aus, um weiterhin Leistung bereitstellen zu können. Daher kommt also der fallende Verlauf der Jahresdauerlinie zustande, ohne dass der Kessel über 2000 Stunden in Betrieb sein musste.

Der Brenner wurde im Mittel 3045-mal pro Jahr gestartet. Dies stellt einen durchaus guten Wert dar, wenn man ihn mit der Starthäufigkeit anderer Kesseln vergleicht (30). Insgesamt wurden 1166 Liter Heizöl umgesetzt, was einem Energieinhalt von $4,09 kWh$ pro Start entspricht. Setzt man die aufgewandte Energie mit der erzeugten Nutzwärme ins Verhältnis, so erhält man den Kesselnutzungsgrad:

$$g_{Kessel} = \frac{Q_{NachHz}}{n_{Starts} \cdot \frac{Q_{\text{Öl}}}{Start}} = \frac{10074 kWh}{3045 Starts \cdot 4,09 \frac{kWh}{Start}} = 80,9\%$$

Stellt man dem errechneten Nutzungsgrad die Herstellerangabe gegenüber, wonach dieser Kessel einen Norm-Nutzungsgrad von 90 % aufweisen sollte, so wird schnell klar, dass dieser nicht erreicht wird. Das Ergebnis einer DBU-Studie war, dass die realen Kesselnutzungsgrade bei den untersuchten Niedertemperaturkesseln im Mittel bei 76 % lagen, wobei eine Anlage auch einen Nutzungsgrad von 80 % erreichte (35). Mit diesem Vergleich zeigt sich, dass der Kesselnutzungsgrad bei der untersuchten Anlage in einem sehr guten Bereich liegt.

5.6.2 Verluste durch Rücklaufanhebung

Bei der Rücklaufanhebung wird, wenn das Temperaturniveau im Speicher hoch genug liegt, Speicherwasser durch den Kessel geführt, ohne diesen anzuschalten. In diesem Fall stellt der Kessel eine Wärmesenke dar, über die Verluste entstehen. Dieses Argument wird oft aufgeführt, wenn es um die Nachteile der Rücklaufanhebung geht. Eine Kontrolluntersuchung für das Beispieljahr 2009 zeigte, dass $55,2 kWh$ im Kessel verloren gingen. Demgegenüber stehen Gewinne in Höhe von $1930 kWh$ durch die Rücklaufanhebung. Außerdem wird argumentiert, dass bei Solarthermieranlagen mit Rücklaufanhebung diejenigen Kessel zum Takten gebracht werden können, welche ihre Leistungsabgabe nicht modulieren (36). An der vorliegenden Anlage konnte dies

nicht nachvollzogen werden, da die Anzahl der Kesselstarts nicht überhöht ist, sondern vielmehr das Gegenteil der Fall ist.

Man muss sich auch folgenden Vorteil solarthermischer Anlagen bewusst machen: Jede Energieeinheit, die solar erzeugt wurde, ersetzt eine größere Energiemenge an Brennstoff, weil dazwischen noch die Umwandlungsverluste des Kessels stehen. Die untersuchte Anlage weist einen Kesselnutzungsgrad von 80,9 % auf, was bedeutet, dass mit 1 kWh Solarwärme 1,24 kWh Öl eingespart werden können.

5.7 Stagnation

Zur sogenannten Stagnation kommt es bei einer Solarthermieanlage immer dann, wenn der Speicher vollgeladen ist und gleichzeitig weiterhin eine hohe solare Einstrahlung auf das Kollektorfeld einwirkt. Eine Überwachung in der Anlagensteuerung sorgt dafür, dass die Temperaturen im Speicher unterhalb der Siedetemperatur bleiben und schaltet sonst die Solarkreispumpe ab. Ohne Wärmeabnahme steigen die Temperaturen im Kollektorfeld an sonnigen Tagen dann bis zum Maximum - der Stagnationstemperatur. Anlagen zur Warmwasserbereitung werden so ausgelegt, dass sie im Sommer gerade nicht in Stagnation geraten. Denn dann wird der höchste Deckungsgrad erreicht, weil die gesamte erzeugte Energie nutzbringend verwendet werden kann. Daher geraten solche Anlagen eher selten in Stagnation. Anders sieht es hingegen bei heizungsunterstützenden Anlagen aus. Durch das größere Kollektorfeld kommt es im Sommer fast zwangsläufig zu Stagnationszeiten. Dies ist auch bei der vorliegenden Anlage der Fall, weshalb solche Zeiträume an dieser Stelle untersucht werden sollen.

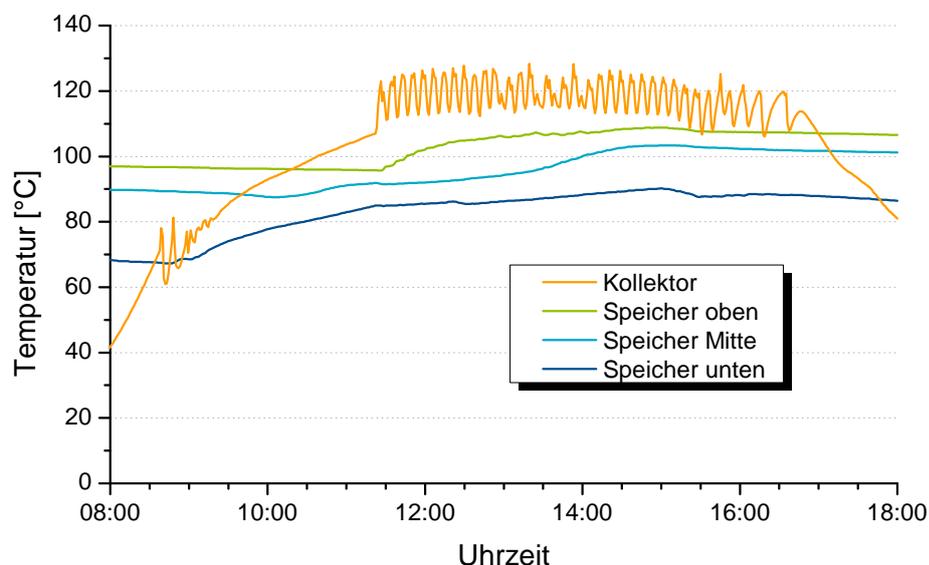


Abbildung (5.21) Temperaturverlauf im Stagnationsfall am 21.07.2010

Exemplarisch für den Stagnationsfall seien hier entsprechende Temperaturen in Abbildung 5.21 gezeigt. Der Speicher war bereits vom Vortag nahezu voll und konnte

nur wenig zusätzliche Energie aufnehmen. So kam es dann bereits am Vormittag zum Stillstand der Anlage. Die obere Speichertemperatur stieg beinahe bis auf 110°C , was nur möglich war, weil es sich um ein druckbehaftetes System handelt - andernfalls hätte das Wasser bereits gekocht. Die Stillstandstemperatur der Kollektoren fiel an diesem Tag verhältnismäßig gering aus, weil die Solarkreispumpe in regelmäßigen Abständen wieder eingeschaltet wurde, um die Kollektoren zu kühlen.

Die auftretenden Temperaturen stellen eine Belastung für alle Komponenten des Solarkreises dar. Es kann während der Stagnation auch zum Verdampfen des Wärmeträgermediums kommen, wodurch ein hoher Druck entsteht. Diese Volumenvergrößerung wird durch das Membranausdehnungsgefäß abgefangen. Im Normalfall wird bei fachgerechter Auslegung der Komponenten, trotz hoher Temperaturen, kein Schaden an der Anlage hervorgerufen. Dennoch entsteht ein Nachteil, wenn sich eine Anlage in Stagnation

Tabelle (5.5) Stagnationsdauer

	2008	2009	2010	2011
Betroffene Tage	27	20	38	55
Stagnationsdauer [h]	27	23	70	103

befindet: Die hohen Erträge, welche durch die starke Sonneneinstrahlung möglich wären, können nicht gespeichert werden. Somit deuten zu lange Stagnationszeiten auf ein ungünstiges Verhältnis von Speichergröße zu Kollektorfläche hin. Bei der vorliegenden Anlage steht einer größeren Kollektorfläche ein hohes Speichervolumen gegenüber, so dass die aufgetretenen Stagnationszeiten (Tabelle 5.5) als nicht zu hoch eingeschätzt werden können. Interessanterweise trat aber sowohl im sonnenreichen Jahr 2011, als auch im sehr kühlen Jahr 2010 eine längere Stagnationsperiode auf, als es in den vorherigen Jahren der Fall war. Die einzige Änderung an der Anlage Mitte 2010 war, dass der Kollektorfühler in eine Tauchhülse eingebaut wurde. Dadurch wurde die Anlage morgens noch früher in Betrieb genommen, so dass hohe Speichertemperaturen schneller erreicht wurden. Infolgedessen kam es wohl häufiger zu Stagnation. Sollte sich diese Tendenz in Zukunft fortsetzen, so muss angenommen werden, dass es durch den abgelösten Kollektorsensor eventuell doch zu einem gewissen Minderertrag kam (vgl. Kapitel 5.1.2).

KAPITEL 6

Energetische Bewertung

Im vorangegangenen Kapitel wurde die Effizienz mehrerer Komponenten bestimmt und bewertet. Da Solarthermieranlagen dynamische Systeme sind, deren Arbeitspunkte sich ständig ändern, soll abschließend eine Gesamtbilanz aufgestellt werden. So kann die Summenwirkung aller Effekte zusammenfasst werden. Zunächst soll nun die absolute Energieeinsparung aufgezeigt werden, welche durch die Installation der Solarthermieanlage erzielt werden konnte.

6.1 Absolute Energieeinsparung

Vor dem Einbau der Solarthermieanlage wurden in den Jahren 2001-2005 durchschnittlich 1802 Liter Heizöl verbraucht. Danach waren es von 2006-2011 nur noch 1166 Liter pro Jahr. Bevor ein direkter Vergleich gezogen wird, muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass der Hausbesitzer die Kelleraußenwand im Jahr 2006 nachträglich gedämmt und mit einer diffusionsdichten Schicht versehen hat. Zuvor wurde wegen des nassen Erdreiches viel Feuchtigkeit durch die Wände in den Keller eingetragen. Die Dämmmaßnahme zog eine Endenergieeinsparung nach sich, die mit einem Simulationsprogramm auf 7 % bestimmt wurde. Im selben Jahr wurde die Warmwasserzirkulation von einer zeit- auf eine bedarfsabhängige Steuerung umgestellt, wodurch weitere Energie eingespart wurde. Die Reduktion durch die zwei beschriebenen Umbauten wurde in Summe mit 8 % angenommen. Dies bedeutet also einen bereinigten Ölverbrauch von 1658 Liter pro Jahr vor dem Einbau der Solarthermieanlage. Verglichen mit dem Energieverbrauch danach, konnten somit im Mittel 492 Liter Öl eingespart werden. Dies entspricht einer Reduktion um 29,7 % und einem vermiedenen CO_2 -Ausstoß von 1,3 t pro Jahr.

6.2 Jahresbilanz

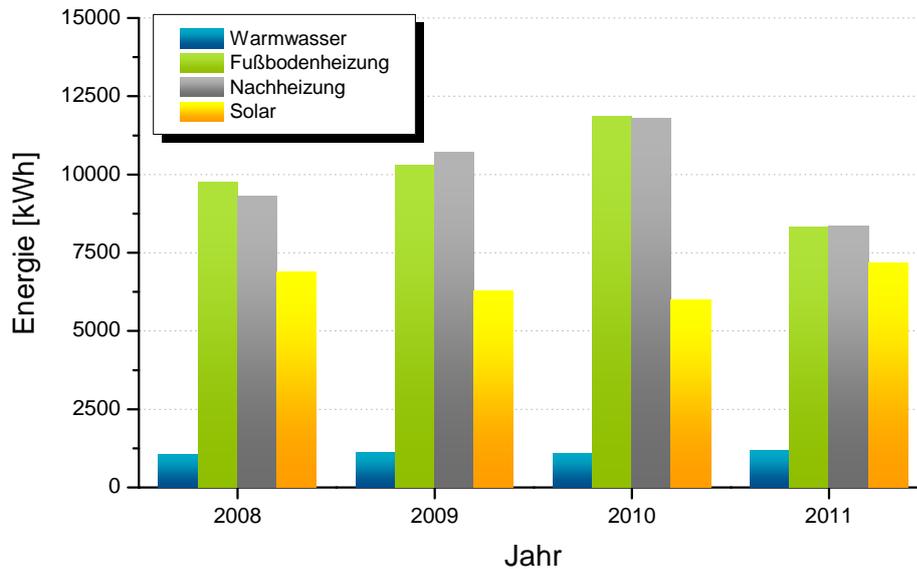


Abbildung (6.1) Jährlich umgesetzte Energien, erfasst durch die Wärmemengenzähler

Eine Darstellung der in den vergangenen Jahren registrierten Energiemengen ist in Abbildung 6.1 gezeigt. Zunächst fällt auf, dass der Warmwasserbedarf nahezu konstant blieb - im Mittel waren dies 1141 kWh . Als nächstes kann festgestellt werden, dass immer etwa genau so viel Energie nachgeheizt wurde, wie durch die Fußbodenheizung benötigt wurde. Für den solaren Ertrag ergibt sich ein anderes Bild: Er und die Nachheizenergie sind gegenläufig. In Jahren mit einer hohen Luftaußentemperatur muss weniger Raumheizwärme generiert werden. Dieser Zusammenhang wurde bereits in Kapitel 5.5 erwähnt und lässt sich nun erweitern: In kalten Jahren sinkt auch der solare Ertrag, weil die Einstrahlung geringer ausfällt (vergleiche dazu auch Tabelle 5.2). Außerdem tritt eine erhebliche Schwankungsbreite der absoluten Beträge zu Tage. Bezogen auf 2010 mussten im darauffolgenden Jahr nur 70 % der Nachheizenergie aufgebracht werden. Dieser große Unterschied zeigt, dass für eine aussagekräftige Bilanzierung immer mehrere Jahre untersucht werden müssen.

Eine weitere interessante Größe ist der spezifische Kollektorertrag, da hierdurch ein Vergleich mit anderen Anlagen gezogen werden kann. Bezogen auf einen Quadratmeter Aperturfläche des Kollektors, wurden hier im Mittel $359 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ solare Wärme erzeugt. Dies ist ein guter Wert für Kombianlagen (37), (38).

Man muss aber bedenken, dass mit diesem Wert, welcher letztlich durch den Wärmemengenzähler im Solarkreis bestimmt wurde, die Rohrwärmeverluste dem Kollektor zugeschrieben werden. Eine Bilanzierung dieser Verluste zeigte, dass im Mittel 33 % der vom Kollektor erzeugten Wärme in den Rohrleitungen verloren gehen. Berücksichtigt man diesen Umstand, dann vergrößert sich dadurch der spezifische Kollektorertrag auf $536 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Es zeigt sich also ein erheblicher Unterschied, der wiederum deutlich

macht, dass für eine genaue Bilanzierung eine Vielzahl von Einflüssen berücksichtigt werden muss. Außerdem müssen die System- und Bilanzgrenzen genau definiert werden. Sonst passiert es, dass einzelnen Komponenten viel zu schlechte Werte unterstellt werden und die Effizienz anderer dagegen zu gut dargestellt wird.

Für noch detailliertere Aussagen zur Anlageneffizienz ist eine Jahresbilanz jedoch zu grob, weshalb die Energiebeträge nun auf monatlicher Basis dargestellt werden sollen.

6.3 Monatliche Bilanz

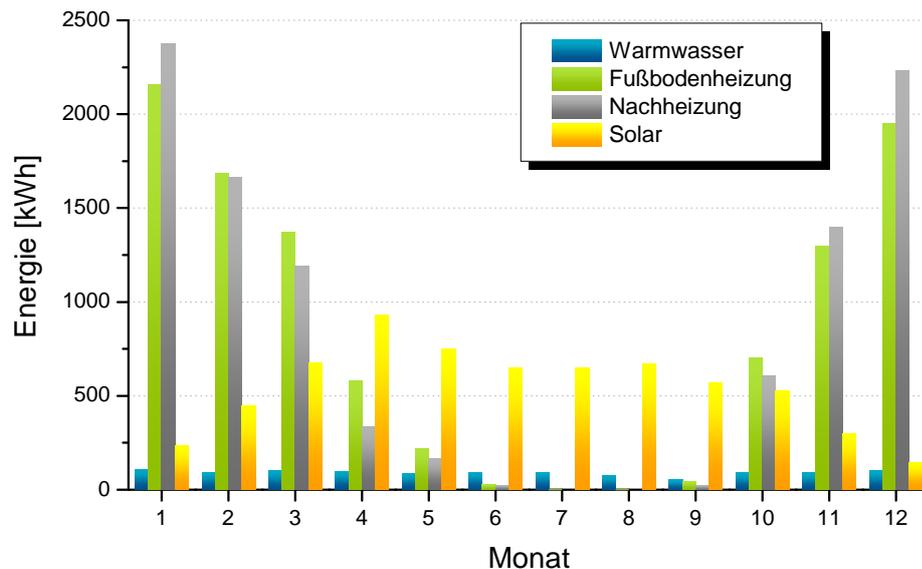


Abbildung (6.2) Monatlich umgesetzte Energien (Mittel 2008-2011), erfasst durch die Wärmemengenzähler

Durch den Einfluss der Jahreszeiten ergeben sich in unseren Breiten immer wechselnde Bedingungen für das Heizungssystem. Eine Bilanzierung der Werte auf monatlicher Basis zeigt diese Zusammenhänge sehr gut. Um die jährlichen Schwankungen der Energiebeträge zu verdeutlichen, ist Abbildung 6.2 nochmals im Anhang auf Seite 91 mit zusätzlich eingetragener Standardabweichung zu finden (Abb. A.10). In den Wintermonaten steht nur ein geringes solares Angebot zur Verfügung und entsprechend viel Energie muss die Nachheizung bereitstellen. Allerdings kann davon ausgegangen werden, dass jeglicher solarer Energiebetrag eine direkte Brennstoffeinsparung zur Folge hat - dementsprechend kostbar sind die Erträge im Winter. Im Dezember wurden im Mittel 6,4 % der erzeugten Energie solar generiert. Im Januar waren es bereits 9,1 %. In der Übergangszeit, wenn die Fußbodenheizung nach wie vor in Betrieb ist und die Sonne stärker und länger scheint, steigt dieser Anteil umso mehr. In Abbildung 6.2 ist dies daran zu erkennen, dass in den Monaten April und Mai die höchsten Gewinne eingefahren werden, weil der Erzeugung ein entsprechend hoher Verbrauch gegenüber steht. Hingegen erzeugt die Anlage in den Sommermonaten ein Vielfaches dessen, was verbraucht werden kann. Daraus ergibt sich schon das erste Problem der Bilanzierung:

Sollen die vielen, ungenutzten Überschüsse im Sommer zum Gesamtertrag gezählt werden? Denn ein hoher Ertrag bei gleichzeitig niedrigem Verbrauch bedeutet hohe Verluste, welche sich im Anlagennutzungsgrad widerspiegeln.

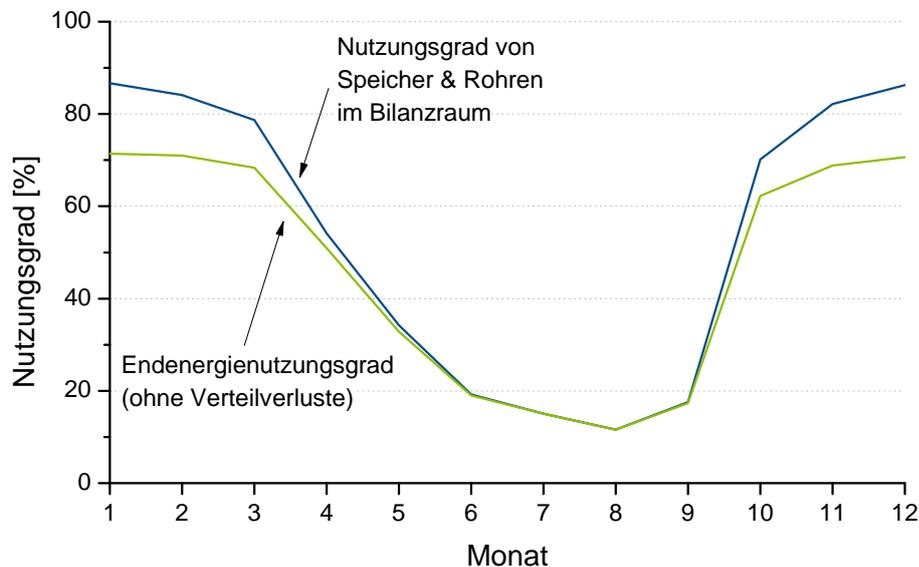


Abbildung (6.3) Nutzungsgrade im Mittel von 2008-2010

Die vier Wärmemengenzähler sind um den Speicher verbaut, womit sich alle Energiemengen erfassen lassen, die in den Speicher eingebracht, oder aus ihm entnommen wurden. Somit stellt die Anordnung aus Speicher einerseits, und Rohren zwischen Speicher und Wärmemengenzählern andererseits, den untersuchten Bilanzraum dar. Anhand der Messwerte wurde der Nutzungsgrad auf monatlicher Basis erstellt, welcher durch das Verhältnis von Energiebedarf zu Energieerzeugung berechnet wurde. Der Nutzungsgrad im Bilanzraum wurde ergänzt durch einen Endenergienutzungsgrad, welcher die Umwandlung von Heizöl in Wärme mit einschließt. Dazu wurde der Energiebedarf der Nachheizung durch den in Kapitel 5.6 bestimmten Kesselnutzungsgrad von 80,9% dividiert.

Wie Abbildung 6.3 zu entnehmen ist, treten im Winter höhere Nutzungsgrade auf. Da das Temperaturniveau im Speicher insgesamt gering ist, fallen die Verluste im Bilanzraum niedrig aus. Die solare Wärme heizt den Speicher dann bereits im April so weit auf, dass sich der Nutzungsgrad deutlich verschlechtert. Im Sommer werden dann nur etwas mehr als 10% der erzeugten Wärme verbraucht.

Die Betrachtung der Nutzungsgrade im Januar und Dezember führte dazu, dass die Verluste im Bilanzraum genauer untersucht wurden. Denn zuvor wurde der Anteil der Rohrwärmeverluste vernachlässigt und der Betrag dem Speicher zugeschrieben. Nachfolgende Überlegungen sollen zeigen, dass der tatsächliche Speichernutzungsgrad besser ist als erwartet. In den beiden Monaten (Jan. & Dez.) wurden im Bilanzraum Verluste von jeweils 339 kWh festgestellt. Um diesen Wert einordnen zu können, muss man die in Kapitel 5.3 berechneten Wärmeverlusten des Speichers mit hinzuziehen.

Die monatlichen Verluste ergeben sich dann aus den in Abbildung 5.15 gezeigten temperaturabhängigen Wärmewiderständen. Für den winterlichen Betriebsfall lassen sich die Speicherverluste jeder Schicht mit den entsprechenden Temperaturunterschieden zur Heizraumtemperatur wie folgt berechnen:

$$Q_{V,S,o} = 24 \frac{h}{d} \cdot 31d \cdot \frac{58^{\circ}C - 22^{\circ}C}{0,3737 - 9,86E - 4 \cdot (58^{\circ}C - 22^{\circ}C)K/W} = 79,2 \text{ kWh}$$

$$Q_{V,S,M} = 24 \frac{h}{d} \cdot 31d \cdot \frac{34^{\circ}C - 22^{\circ}C}{0,4548 - 0,0039 \cdot (34^{\circ}C - 22^{\circ}C)K/W} = 21,9 \text{ kWh}$$

$$Q_{V,S,u} = 24 \frac{h}{d} \cdot 31d \cdot \frac{30^{\circ}C - 22^{\circ}C}{0,1061 - 5,08E - 4 \cdot (30^{\circ}C - 22^{\circ}C)K/W} = 58,3 \text{ kWh}$$

Aufsummiert resultieren Verluste in Höhe von 159,4 kWh, was gerade 47 % der zuvor bestimmten 339 kWh im Bilanzraum entspricht. Ausschließlich aufgrund von Rohrwärmeverlusten im Bilanzraum, also nur zwischen dem Speicher und den Wärmemengenzählern, kann diese Differenz zustande kommen. Dies ist plausibel, denn die Heizungsrohre sind im Winter ständig von warmem Wasser durchflossen. Darüber hinaus muss bedacht werden, dass das A/V-Verhältnis eines Rohres sehr ungünstig ist. Ein Rohr besitzt also eine sehr große Oberfläche, aber nur ein kleines Volumen, weshalb die Verluste in den Rohren höher als im Speicher ausfallen.

Da die Bestimmung der Speicherverluste mit Messwerten aus den jeweiligen Sommern durchgeführt wurde, gab es keine Beeinflussung durch verlustbehaftete Heizungsrohre. Die Auskühlung des Speichers erfolgte allein durch seine Oberfläche und die Anschlüsse (Gegenstromzirkulation). Im Winter treten die Rohrwärmeverluste aber zu Tage, weshalb die Erhöhung nicht dem Speicher zugeschrieben werden darf.

6.4 Energieflüsse

Um die aufgetretenen Energieflüsse grafisch sichtbar zu machen, wurde ein Sankey-Diagramm erstellt. Es soll die wesentlichen Energiemengen zeigen, die an der Anlage umgesetzt wurden und im Verlauf dieser Arbeit berechnet wurden. Überall dort, wo es möglich war, wurden die Mittelwerte aus Messungen der Jahre 2008-2011 zugrunde gelegt. Die Berechnung einiger Posten erfolgte jedoch für das Referenzjahr 2009, da dort keine Lücken im Datensatz aufgetreten sind; anschließend wurden diese Werte durch eine Verhältnisbildung in die Bilanz der zuvor berechneten Mittelwerte eingebracht. Mithilfe der Daten des Deutschen Wetterdienstes wurden die Einstrahlungswerte in Kollektorebene gebildet. Der optische Kollektorwirkungsgrad ist durch das Messprotokoll des SPF Rapperswil bekannt gewesen (39).

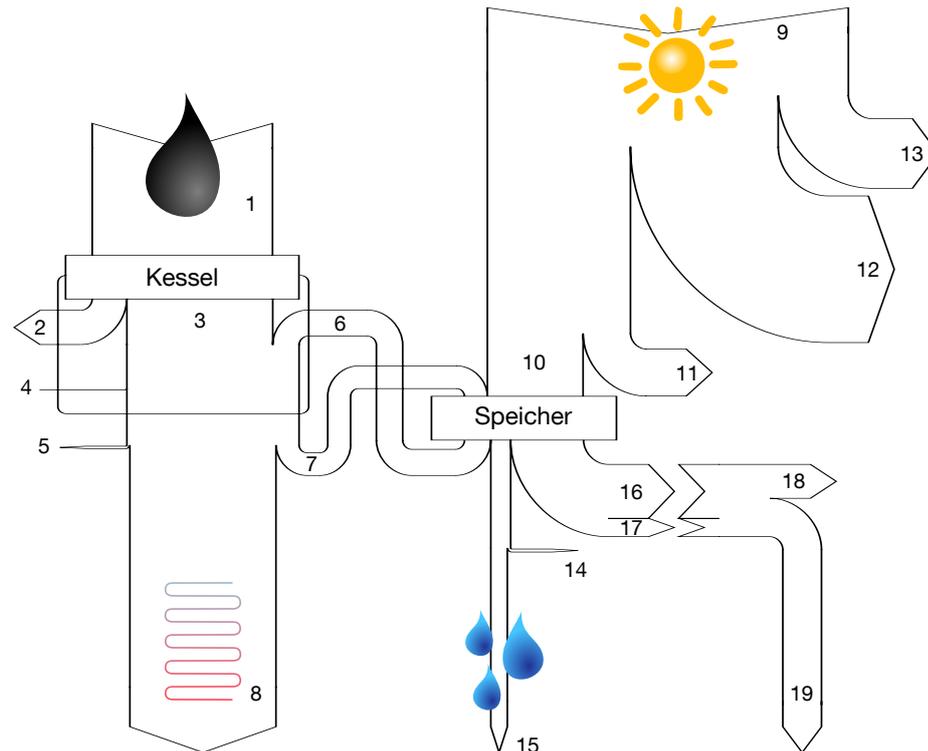


Abbildung (6.4) Energieflüsse der Solarthermieanlage mit folgenden Werten in kWh:
1: Öl = 12452 **2:** Kesselverluste = 2379 **3:** Nachheizung = 10074 **4:** Auskühlverluste = 54 **5:** Rohrwärmeverluste = 168 **6:** Rücklaufanhebung = 1580 **7:** WW-Nachheizung = 1817 **8:** Fußbodenheizung = 10089 **9:** Solare Einstrahlung = 24972 **10:** Ertrag = 6612 **11:** Rohrwärmeverluste Solarkreis = 3273 **12:** Thermische Kollektorverluste = 10242 **13:** Optische Kollektorverluste = 4845 **14:** Verluste WW-Bereitung = 201 **15:** WW = 1141 **16:** Speicherverluste = 3755 **17:** Rohrwärmeverluste = 1278 **18:** Nicht nutzbare Verluste = 2361 **19:** Interne Gewinne = 2672

Das entwickelte Diagramm ist in Abbildung 6.4 gezeigt. Es stellt die wichtigsten Energieflüsse an der untersuchten Anlage im Mittel dar. Die elektrische Hilfsenergie ist mangels einer geeigneter Datengrundlage nicht mit abgebildet. Mehrere Aspekte werden durch diese Darstellung gut zum Ausdruck gebracht. So geht zum Beispiel durch den Kesselnutzungsgrad von 80,9 % ein Fünftel der Energie verloren. Die Energiemenge entspricht einem Heizölequivalent von 223 Litern. Es addiert sich zur erzeugten Nutzwärme des Kessels der Anteil, welcher hauptsächlich in der Übergangszeit durch die Rücklaufanhebung zustande kommt [6]. Da im Winter aber auch das Warmwasser-Bereitschaftsvolumen temperiert werden muss, wird eine gewisse Energiemenge wieder in den Speicher eingebracht [7]. Der Großteil der erzeugten Wärme wird schließlich für die Raumheizung benötigt.

Durch die Solarthermieanlage kommt ein Ertrag zustande, der nur einen verhältnismäßig geringen Teil der eingestrahelten Energie darstellt. Sowohl der optische Wirkungsgrad, die thermischen Kollektorverluste und auch die Rohrwärmeverluste sind dafür verantwortlich. Die beiden letztgenannten wären jedoch beeinflussbar. Eine gute Dämmung würde die Rohrwärmeverluste reduzieren und der optimierte Betrieb der Solarkreispumpe (z.B. MPP-Tracking) würde die thermischen Kollektorverluste verringern. Für die

Warmwasserbereitung wird die Wärme direkt aus dem Speicher entnommen. Erhebliche Verluste des Speichers und der Rohre belaufen sich in einem Jahr auf etwa 5033 kWh, was zunächst äußerst hoch erscheint. Im Vergleich mit anderen Anlagen ist dies aber kein zu hoher Wert (40). Der überwiegende Teil der Speicherverluste entsteht im Sommer, wenn der gesamte Speicher aufgeheizt ist.

Ein Fehler würde sich ergeben, wenn sämtliche thermischen Verluste die im Gebäude entstehen, als verloren angesehen werden. Mit der eingetretenen Ölersparnis von 492 L/a kann die nach dem Kessel eingesparte Nutzenergie berechnet werden. Dieser Anteil entspricht den nutzbaren solaren Gewinnen (= 4251 kWh), woraus sich dann bilanziell die internen Gewinne und die nicht nutzbaren Verluste ergeben. Auch die internen Gewinne erscheinen zunächst sehr hoch. Bedenkt man aber zum Beispiel die Tatsache, dass nur allein für die Warmwasserbereitung mindestens 700 kWh mehr benötigt werden, als durch den Wärmemengenzähler ausgewiesen werden (siehe Kapitel 5.4), relativiert sich der hohe Betrag bereits.

Mit der vorhandenen Messtechnik ließen sich also die wichtigsten Energieströme bestimmen. Es zeigte sich hierbei aber auch wieder, dass viele Einflüsse und Rückkoppelungen berücksichtigt werden müssen. Allein die Tatsache, dass etliche Werte gemessen werden, bedeutet noch nicht zwangsläufig, dass diese direkt den richtigen Zusammenhang wieder geben. Für die Bilanzierung einer Solarthermieanlage muss daher ein ganzheitlicher Betrachtungsrahmen gewählt werden, um Fehlschlüssen vorzubeugen.

6.5 Bewertung der Anlageneffizienz

Es ist nicht leicht die Effizienz einer Solarthermieanlage zu beurteilen, da im Prinzip jede Anlage anders aufgebaut ist und immer unterschiedliche Umgebungs- und Verbrauchsbedingungen herrschen. Als weitere Schwierigkeit kommt hinzu, dass Heizungsanlagen anders ausgelegt werden, wenn sie mit einer Solarthermieanlage zusammenarbeiten. Bekanntermaßen wird bei Solarthermieanlagen beispielsweise die Speichergöße deutlich erhöht. Somit wird eine Analyse durch die zahlreichen Parameter erschwert.

Eine gute Möglichkeit der Effizienzbewertung bietet das sogenannte FSC-Verfahren. FSC steht für „fractional solar consumption“, wobei der Name sogleich auch verrät, dass nur nutzbare solare Gewinne in die Bilanz mit eingehen. Es wurde entwickelt, um verschiedene Kombianlagen miteinander vergleichen zu können. Als Grundlage dient der tatsächliche, monatliche Energieverbrauch eines Gebäudes. Dieser Verbrauch wird dann durch ein theoretisches Referenzsystem ohne Solarthermieanlage gedeckt. Ein solches System sieht einen Kessel mit 85 % Nutzungsgrad und einen Warmwasserspeicher mit einem Inhalt von 75 % des täglichen Warmwasserverbrauchs vor (hier: $V_{S,ref} = 90 L$). Die Speicherverluste werden mit $Q_{V,S} = 0,16 \cdot \sqrt{V_{S,ref}} W/K$ angesetzt. Der Verbrauch des Referenzsystems kann bestimmt werden, wenn die Energieverbräuche von

Warmwasser und Fußbodenheizung des Gebäudes bekannt sind:

$$Q_{ref} = \frac{Q_{WW} + Q_{FBHz} + Q_{V,S}}{g_{Kessel,ref}} \quad (6.1)$$

Schließlich werden noch die monatlichen Einstrahlungswerte am Aufstellort benötigt (in Kollektorebene). Mit ihnen wird über die Kollektorfläche die zur Verfügung stehende Strahlungsenergie berechnet. Zum Schluss wird dann wieder auf monatlicher Basis ein theoretischer Deckungsgrad bestimmt, der FSC-Wert:

$$FSC = \frac{Q_{Sol,ref}}{Q_{ref}} \quad (6.2)$$

Dieser Wert beinhaltet sämtliche Parameter, die auf eine Anlage einwirken: Solare Einstrahlung je nach Kollektorausrichtung, Energieverbrauch, Verluste etc. Vor allem aber bleiben die sommerlichen Überschüsse unberücksichtigt und gehen nicht in die Bilanz mit ein. Wenn das solare Kombisystem verlustlos arbeiten würde, könnte ein Deckungsgrad in Höhe des FSC-Wertes erreicht werden (41).

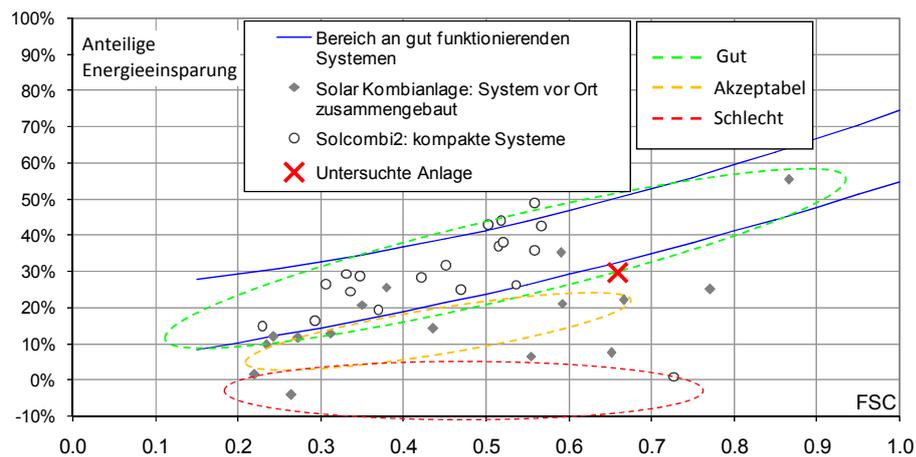


Abbildung (6.5) Vergleich verschiedener Anlagen mithilfe der FSC-Methode (Darstellung nach (40))

Bei der vorliegenden Anlage ergaben die Berechnungen einen Wert von $FSC = 0,667$. Wird dieser zusammen mit der relativen Energieeinsparung von 29,7 % in ein Diagramm eingetragen, welches Werte anderer Solarthermieanlagen beinhaltet, so kann das untersuchte System verglichen werden. Die Gegenüberstellung in Abbildung 6.5 zeigt, dass es sich um eine gute Anlage handelt, aber dass auch bessere existieren.

Die Gründe dafür sind, dass es sich bei den sehr guten Anlagen um Systeme mit Brennwertkesseln handelt, die einen höheren Jahresnutzungsgrad aufweisen. Die Effizienz des betrachteten Kessels liegt deutlich unter der eines Brennwertgeräts, weshalb die relative Energieeinsparung geringer ausfällt. Außerdem kommt es durch die Tatsache, dass es sich um ein Mehrspeichersystem handelt, zu höheren Speicherverlusten, als bei den meisten anderen Systemen.

KAPITEL 7

Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Diese Arbeit soll einen Beitrag zur weiteren Optimierung von solarthermischen Anlagen liefern. Dafür wurde zunächst ein eigenes Auswertungsprogramm entwickelt, um die darauf folgenden Analysen effizient durchführen zu können. Untersucht wurde eine herkömmliche Kombianlage, welche seit dem Jahr 2006 das Haus einer vierköpfigen Familie unterstützend versorgt. Mithilfe aufgezeichneter Messdaten wurden Analysen durchgeführt, um das Verhalten der Anlage in verschiedenen Betriebspunkten zu verstehen, zu beurteilen und zu verbessern. Es zeigte sich, dass die Anlage insgesamt gut funktioniert und eine Ölersparnis von etwa 29,7 % bewirkt.

Besonderes Augenmerk wurde auf die Effizienz wichtiger Systemkomponenten gelegt. Die meisten unter ihnen spiegeln den aktuellen, fortschrittlichen Stand der Technik wider. Bei anderen hingegen nahmen die Verluste sehr große Werte an, was in dieser Form nicht erwartet wurde. So offenbarte sich, dass bereits ein Drittel der von den Kollektoren erzeugten Wärme, auf dem Weg zum Speicher durch die Rohrleitungen des Solarkreises verloren geht. Bei der Anlagenplanung ist es also äußerst sinnvoll, sich nicht nur über die Kollektorfläche Gedanken zu machen, sondern gleichzeitig auf eine dicke und sauber ausgeführte Dämmung Wert zu legen.

Doch nicht nur außen liegende Rohre verursachten Verluste. Armaturen und Rohrleitungen im Gebäude selbst übten ebenso einen messbaren Einfluss auf den Nutzungsgrad der Heizungsanlage aus. Daher birgt das Isolieren von sämtlichen temperierten Komponenten, sicherlich nicht nur an dieser Anlage, das meiste Einsparpotential überhaupt.

Gewisse Probleme zeigten sich bei der Anlagensteuerung, die zwar generell einen ausgereiften Eindruck hinterließ, aber die Drehzahlregelung der Solarkreispumpe nicht zufriedenstellend umsetzte. Da die Hersteller der Regelungseinheiten gezwungen sind die große Vielzahl an Anlagenvarianten abzudecken, müssen die entsprechenden Geräte mit teilweise sehr umfangreichen Parametersätzen eingestellt werden. Dies birgt zwar

zum einen zusätzliche Fehlerquellen, aber zum anderen auch gewisse Optimierungsmöglichkeiten, wie an der vorliegenden Anlage festgestellt wurde.

Da manche Mängel erst beim Betrieb der Anlage zum Vorschein kamen, wurden immer wieder Verbesserungen vorgenommen. Durch die Installation von Thermosiphons konnten beispielsweise die Wärmeverluste des Speichers mutmaßlich reduziert werden. Generell würden sich noch an einigen anderen Stellen Einsparpotentiale anbieten, allerdings muss bei allen Verbesserungsmaßnahmen darauf geachtet werden, dass sie in einem finanziell sinnvollen Rahmen umsetzbar sind und die zu erwartende Energieeinsparung relevant ist.

Nur die moderne Messtechnik machte es möglich die Anlage so detailliert zu untersuchen. Dieser große Vorteil, Energieströme an verschiedenen Stellen direkt messen zu können, kann aber jedoch auch zu falschen Schlüssen führen. Für die Erfassung des Warmwasserbedarfs wäre es beispielsweise bei einer Bilanzierung mit dem Wert des Wärmemengenzählers zu einem erheblichen Fehler gekommen. Ebenfalls andere Werte wie die Höhe der Speicherverluste sind oft nur indirekt messbar, weshalb deren Bestimmung mit großer Sorgfalt geschehen muss. Es konnte auch demonstriert werden, dass es durch die Witterung hervorgerufene große Abweichungen im Energiehaushalt des Gebäudes gibt. Aus diesem Grund sollte eine Bilanzierung generell nicht nur auf den Messwerten eines Jahres basieren.

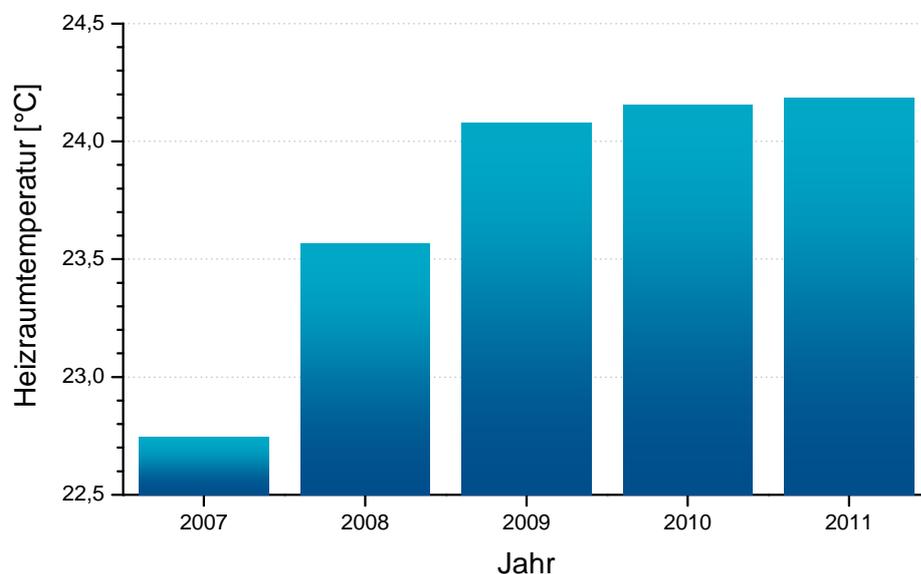


Abbildung (7.1) Mittlere Heizraumtemperatur im November

Durch die intensive Studie der Messdaten traten auch erstaunliche Randeffekte zu Tage, wovon einer noch an dieser Stelle vorgestellt werden soll. In Abbildung 7.1 ist die mittlere Heizraumtemperatur des Monats November für mehrere Jahre dargestellt. Trotz unterschiedlicher Einflüsse auf die Kombianlage (Witterung, Energiebedarf etc.) zeigt

der Temperaturverlauf eine typische Aufheizkurve. Dies bedeutet, dass der Heizraum seit dem Einbau der Solarthermieanlage jedes Jahr wärmer wurde. Gleichzeitig wurde aber auch die Kelleraußenwand gedämmt, so dass wahrscheinlich zwei Einflüsse zum Tragen kamen. Zum einen trockneten die feuchten Kellerwände langsam aus, weshalb sie nun selbst einen viel besseren Wärmedurchgangskoeffizient aufweisen. Da die Trocknung von innen nach außen nur langsam durch Diffusion ins Hausinnere stattfinden konnte, ergab sich die steigende Heizraumtemperatur nach und nach. Ein anderer Grund der ebenfalls angenommen werden kann ist, dass die hohen thermischen Verluste der Solaranlage vor allem im Sommer, einen Wärmestrom ins Erdreich bewirken und es langsam erwärmen. Diesen Effekt macht man sich heute aktiv bei manchen Gebäuden zu Nutze, in dem man die solaren Überschüsse im Sommer gezielt in die Bodenplatte einbringt, um in der Heizperiode die Wärmeverluste nach außen zu reduzieren. Obwohl hier wahrscheinlich der erstgenannte Effekt überwiegt, gibt das Ergebnis doch zu denken, welche Faktoren auf die Energiebilanz eines Gebäudes einwirken. Gleichzeitig wäre es eine interessante Frage für zukünftige Untersuchungen, inwieweit ein ähnliches Verhalten in anderen Gebäuden nach dem Einbau einer Solarthermieanlage nachweisbar ist.

7.2 Ausblick

Eine mindestens genauso interessante Fragestellung ergab sich im Verlauf der Arbeit und soll hier abschließend erörtert werden. Sie betrifft die Verschaltung der Kollektoren. Jeder Hersteller gibt für sein Produkt an, wie viele Kollektoren maximal in Reihe geschaltet werden dürfen, um keinen zu großen Druckabfall im Solarkreis zu erzeugen. Wird eine größere Kollektorfläche gewünscht, muss eine Parallelschaltung mehrerer Zweige angewandt werden. Wie bereits erwähnt, sind an der untersuchten Anlage acht Kollektoren in Reihe geschaltet. Jeder Kollektor trägt zur Erwärmung des Fluids bei, indem er dessen Temperaturniveau um einen gewissen Betrag anhebt. Mit höheren Temperaturen treten jedoch verstärkt thermische Verluste auf, weshalb die Effizienz mit jedem durchströmten Kollektor weiter abnimmt. Um den Wirkungsgrad eines Kollektorfeldes zu steigern, soll nun folgender neuer Vorschlag diskutiert werden:

Optimierungspotential:

Unter anderem aufgrund ihres geringeren Preises werden zum Großteil Flachkollektoren verbaut, obwohl Vakuumröhrenkollektoren bessere Wirkungsgrade erzielen. Vorgeschlagen wird daher die Kombination beider Typen, um die Vorteile jedes einzelnen zu nutzen.

Beide Kollektortypen könnten so kombiniert werden, dass die gewünschte Fläche mehrheitlich wie bisher, über die Installation von preisgünstigeren Flachkollektoren geschieht.

Das Ende einer Serienschaltung wird dann durch einen oder mehrere Vakuumröhrenkollektoren gebildet.

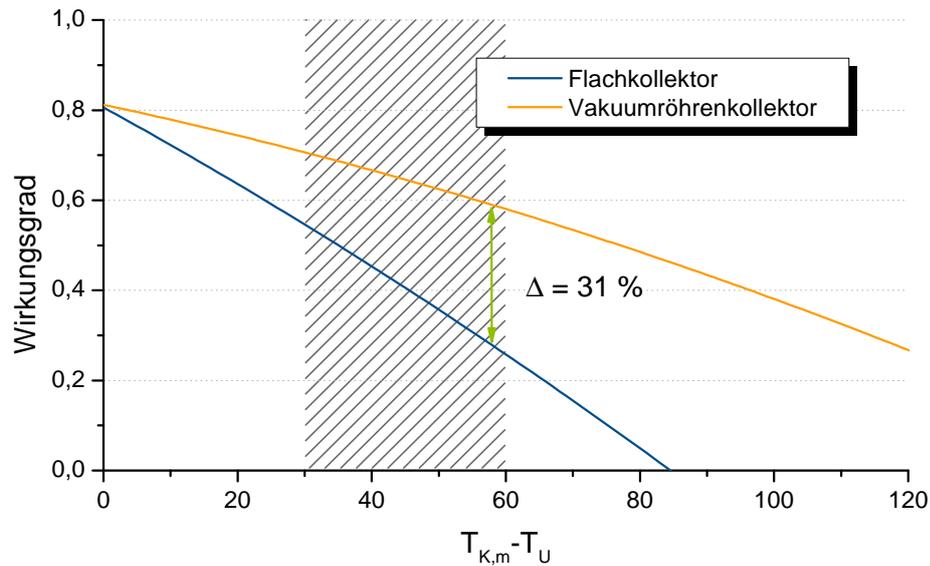


Abbildung (7.2) Wirkungsgrade des Flachkollektors „SK500N“ und des Vakuumröhrenkollektors „EuroSun HP 58“ bei einer solaren Einstrahlung von $450\text{W}/\text{m}^2$ und einer Außentemperatur von 0°C

Um die Sinnhaftigkeit einer solchen Anordnung zu evaluieren, müssen die Kennlinien beider Kollektoren betrachtet werden. Da im Winter und in der Übergangszeit die solaren Erträge einer Kombianlage wertvoller sind als im Sommer, wo hohe Überschüsse entstehen, bezieht sich die Darstellung in Diagramm 7.2 auf eine typische Wintersituation. Es liege eine Einstrahlungsleistung von $450\text{W}/\text{m}^2$ vor und die Außentemperatur betrage 0°C . Durch die Kollektorkennwerte, welche am SPF Rapperswil gemessen wurden¹, ergibt sich dann der gezeigte Wirkungsgradverlauf beider Kollektoren.

Aus den Messwerten der Anlage geht hervor, dass die untere Speichertemperatur im Winter etwa 30°C beträgt. Die obere Solltemperatur für die Erwärmung wird durch die Warmwasserbereitung festgelegt. Somit müsste das Kollektorfeld die Temperatur auf etwa 60°C anheben. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, sinkt der Wirkungsgrad mit jedem durchströmten Kollektor weiter ab, weil das Temperaturniveau steigt und die Verluste nach oben treibt. Es wird nun weiterhin angenommen, dass die Abnahme des Wirkungsgrades linear geschieht, was eine gute Näherung für den untersuchten Temperaturbereich darstellt. Tabelle 7.1 offenbart ebenfalls, dass sich der jeweilige Wirkungsgrad der Kollektoren immer weiter verschlechtert. Der letzte Flachkollektor erreicht gerade etwas mehr als die Hälfte des ersten. Bei dem Vakuumröhrenkollektor stellt sich die Situation besser dar, weil die Kennlinie flacher verläuft. Wird nun ein gewisser Anteil der Aperturfläche eines Feldes aus Flachkollektoren durch Vakuumröhrenkollektoren

¹ SK500N: $\eta_0 = 0,806$, $k_1 = 3,68$ $k_2 = 0,0072$
EuroSun HP 58: $\eta_0 = 0,812$, $k_1 = 1,43$ $k_2 = 0,0051$

Tabelle (7.1) Einzelwirkungsgrade acht seriell verschalteter Kollektoren. Flachkollektor „SK500N“ und Vakuumröhrenkollektor „EuroSun HP 58“ bei einer solaren Einstrahlung von $450W/m^2$ und einer Außentemperatur von $0^\circ C$

Kollektor	1	2	3	4	5	6	7	8	Mittel
Flachkollektor	0,53	0,49	0,46	0,42	0,38	0,35	0,31	0,28	0,40
Röhrenkollektor	0,70	0,68	0,67	0,65	0,64	0,62	0,60	0,59	0,64

ersetzt, so wird eine Effizienzsteigerung eintreten. Da am Ende des Kollektorfeldes die höchsten Temperaturen auftreten, ist genau hier die gute Isolationswirkung des Vakuums besonders von Vorteil. In Abbildung 7.2 äußert sich dies durch einen Sprung von der Kennlinie des Flachkollektors auf die des Röhrenkollektors. Wird der letzte Anteil der Kollektorfläche ausgetauscht, so tritt dort eine Erhöhung um 31 % - Punkte ein, was sich insgesamt in einer Verbesserung um 9,7 % des Gesamtwirkungsgrades des Kollektorfeldes niederschlägt.

Tabelle (7.2) Wirkungsgrade acht seriell verschalteter Kollektoren unter den angenommenen Umgebungsbedingungen. Die ersten Kollektoren sind Flachkollektoren und die restlichen Vakuumröhrenkollektoren, wobei deren Verhältnis variiert wurde.

Kollektor Kombination	1	2	3	4	5	6	7	8	Verbesserung [%]
7F & 1V	0,53	0,49	0,46	0,42	0,38	0,35	0,31	0,59	9,7
6F & 2V	0,53	0,49	0,46	0,42	0,38	0,35	0,60	0,59	18,8
5F & 3V	0,53	0,49	0,46	0,42	0,38	0,62	0,60	0,59	27,3
4F & 4V	0,53	0,49	0,46	0,42	0,64	0,62	0,60	0,59	35,1
3F & 5V	0,53	0,49	0,46	0,65	0,64	0,62	0,60	0,59	42,3
2F & 6V	0,53	0,49	0,67	0,65	0,64	0,62	0,60	0,59	48,8
1F & 7V	0,53	0,68	0,67	0,65	0,64	0,62	0,60	0,59	54,8
0F & 8V	0,70	0,68	0,67	0,65	0,64	0,62	0,60	0,59	60,1

Für alle weiteren Kombinationsmöglichkeiten sind die entsprechenden Wirkungsgrade und die relative Verbesserung in Tabelle 7.2 eingetragen. Der Vorteil fällt demnach besonders groß aus, wenn nur der letzte Anteil der Kollektorfläche ausgetauscht wird - etwa 10 % - 20 % erscheinen sinnvoll. Außerdem treten im Winter sehr häufig kältere Tage und Tage mit weniger Einstrahlung auf. In beiden Fällen erhöht sich der Wirkungsgradvorteil mit der vorgeschlagenen Anordnung nochmal deutlich. Beispielsweise tritt bei einer Einstrahlung von $300W/m^2$ eine relative Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades um 29,1 % ein. Wie die energetische Einsparung im Verlauf eines Jahres aussieht, könnte in zukünftigen Arbeiten geklärt werden. Gleichzeitig müsste eine Kostenabschätzung getroffen werden, bis zu welchem Flächenverhältnis ein Mischbetrieb beider Kollektortypen erstrebenswert ist.

An dieser Stelle soll abschließend betont werden, dass solarthermische Anlagen in unseren Breiten sinnvoll einsetzbar sind, wie die untersuchte Anlage bewiesen hat.

Denn gerade hier gibt es eine hohe Einstrahlung und einen erheblichen Wärmebedarf. Die technische Herausforderung besteht darin, dieses riesige Potenzial zu nutzen, auch wenn es beispielsweise aufwändiger Speichertechnologien bedarf. Im Vergleich dazu, lässt sich in wirklich sonnenreichen Ländern nur die Nutzenergie zur Warmwasserbereitung solar substituieren, wodurch das absolute Einsparpotential deutlich geringer ausfällt. Weitere Anstrengungen sollten deshalb unternommen werden, um die Anlagen noch effizienter, wartungsärmer und kostengünstiger werden zu lassen. Dies ist alles realistisch möglich und würde helfen die Solarthermie noch stärker zu verbreiten.

Literatur

1. Bundesverband Solarwirtschaft e. V., *Statistische Zahlen der deutschen Solarwärmebranche (Solarthermie)*, Feb. 2012.
2. Bundesumweltministerium (BMU), *Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland*, 8. März 2012.
3. Deutscher Wetterdienst, *Globalstrahlung in der Bundesrepublik Deutschland. Mittlere Jahressummen, Zeitraum: 1981 - 2010*, 10. Feb. 2012.
4. M. Skiba, H. Unger, *Solare Strahlung auf geneigte Flächen (SONNENENERGIE)*, Jan. 1998).
5. Institut für wirtschaftliche Ölheizung e.V., *Das Plus an Informationen zum Produkt Heizöl EL*, Feb. 2012.
6. H. Drück, *Manuskript zur Vorlesung Solartechnik 1 (Teil2)* (ITW Stuttgart, 2011).
7. Deutsche Solarthermie-Technologie Plattform, *Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie 2030, für eine nachhaltige Wärme- und Kälteversorgung Deutschlands*, 2010.
8. Bundesumweltministerium (BMU), *Erneuerbare Energien in Zahlen: Nationale und internationale Entwicklung*, Juli 2011.
9. IBS Ingenieurbüro, *Thermische Solaranlagen - Hinweise und Kriterien* (23. Jan. 2012; http://energieberatung.ibs-hlk.de/plansol_hinw.htm).
10. H. Drück, *Der Speicher - das Herz der Kombianlage. Kombispeicher für Ein- und Zweifamilienhäuser* (ITW Stuttgart, 1999).
11. C. M. Kemp, Pat., 451384 (1891).
12. Institut für wirtschaftliche Ölheizung e.V., *Thermische Solaranlagen*.
13. Viessmann, *Planungshandbuch Solarthermie*, Nov. 2008.
14. E. Hahne, *Prüfbericht Kollektortest SK500N* (ITW Stuttgart, 4. Mai 1996).
15. Recknagel, Sprenger, Schramek, *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik* (Oldenbourg Industrieverlag, 2009), ISBN: 978-3-8356-3134-2.
16. H. Müller-Steinhagen, *Grundlagen thermischer Energiespeicher*, 25. Sep. 2008.
17. F. A. Peuser, R. Croy, U. Rehrmann, H. P. Wirth, *Solarthermie-2000, Teilprogramm 2, Wissenschaftlich-technische Programmbegleitung* (ZfS-Rationelle Energietechnik GmbH, Mai 2001).

18. P. von Böckh, T. Wetzel, *Wärmeübertragung* (Springer, 2011), ISBN: 3-642-15958-9.
19. P. S. Usama Fayyad Gregory Piatetsky-Shapiro, *From Data Mining to Knowledge Discovery in Databases* (AI Magazine, 1996).
20. J. S. Martin Ester, *Knowledge Discovery in Databases. Techniken und Anwendungen* (Springer, 2000), ISBN: 3-540-67328-8.
21. Resol GmbH, *Solarzelle CS10*, http://www.resol.de/Produktdokumente/48005440_CS10.datde.pdf (besucht am 18.04.2012).
22. Deutscher Wetterdienst, *Globalstrahlung in der Bundesrepublik Deutschland. Jahressummen für die Jahre 2008-2011*.
23. F. Wiese, *Langzeitüberwachung großer solarintegrierter Wärmeversorgungsanlagen* (Universität Kassel, 2006).
24. Tyforop Chemie GmbH, *Tyfocor L, Technische Information*.
25. J. H. Spurk, N. Aksel, *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen* (Springer, 2006), ISBN: 3-540-26293-8.
26. F. Ruesch et al. *Langzeit-Alterungsuntersuchung an Abdeckungsmaterialien für thermische Sonnenkollektoren* (SPF Rapperswill, Feb. 2008).
27. M. Buss, *Skriptum: Regelungs- und Steuerungstechnik 1*, 2008.
28. AuticSolar GmbH, *Prospekt AuticSolar* (2012; http://www.auticsolar.de/fileadmin/user_upload/daten/auticsolar-prospekt__3001.pdf).
29. M. D. Lechner et al. *Taschenbuch für Chemiker und Physiker: Physikalisch-chemische Daten* (Springer, 1992), ISBN: 3-540-52895-4.
30. Solvis GmbH, *Auslegungshinweise und Testverfahren für Solare Kombianlagen zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung*.
31. P. Vogelsanger et al. *Wärmeverluste durch Gegenstromzirkulation (rohrinterne Zirkulation) in an Speichern angeschlossenen Rohrleitungen*, 2. Juni 2008.
32. Stadtwerke München, *Münchner Trinkwasser-Analysewerte* (SWM, Jan. 2012).
33. Deutscher Wetterdienst, *Zeitreihen von Gebietsmitteln: Mitteltemperatur* (2012).
34. Viessmann GmbH, *Datenblatt Vitola 200*.
35. D. Wolff et al. *Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas-Brennwertkesseln* (FH Wolfenbüttel, Apr. 2004).
36. *Bringen Solaranlagen Heizkessel zum Takten?* (SONNENENERGIE, Juli 2009).
37. SWB GmbH, *SWB Controllingaktion für Solaranlagen* (2012; http://www.swb-herten.de/images/stories/SWB_Dateien/Vergleich%20Thermie-Anlagen.pdf).
38. A. Thür, G. Kuhness, J. Breidler, *CombiSol, Solar-Kombianlagen für Einfamilienhäuser, Stand der Technik und Optimierungspotenziale* (Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, März 2011).

39. SPF Rapperswill, *Solar Collector Factsheet: Sonnenkraft SK500N*.
40. T. Letz et al. *CombiSol project: Solar Combisystems Promotion and Standardisation. D4.4 : Comparison of results of all monitored plants*.
41. T. Letz, C. Bales, B. Perers, *A new concept for combisystems characterisation: the FSC method*.
42. H. Drück, S. Bachmann, H. Müller-Steinhagen, *Wärmespeicher für Solaranlagen - Historie und zukünftige Entwicklungen* (ITW Stuttgart, 2006).

Abbildungsverzeichnis

2.1	Vereinfachtes hydraulisches Schema einer Anlage zur Warmwasserbereitung	5
2.2	Anlage zur Heizungsunterstützung - vereinfachtes hydraulisches Schema	6
2.3	Prinzipieller Aufbau eines Flachkollektors	8
2.4	Prinzipieller Aufbau eines Vakuumröhrenkollektors	8
2.5	Photothermische Energiewandlung	9
2.6	Kennlinienfeld des Flachkollektors SK500N	10
2.7	Wärmeverlusten von Speichern unterschiedlicher Größe	11
2.8	Spezifische Wärmeverluste bei Rohren unterschiedlichen Durchmessers mit verschiedenen Dämmschichtstärken	14
3.1	Schritte zur graphischen Datenausgabe	19
3.2	Werteauswahl im Analyseprogramm	21
3.3	Benutzerfunktionen und Optionen der GUI	22
3.4	Vereinfachter Programmablaufplan des Analyseprogramms	23
3.5	Ausschnitt der Gesamtansicht	24
4.1	Schritte im KDD-Prozess	25
4.2	Drehzahl der Solarkreispumpe 2009	28
5.1	Vergleich der Messwerte von Solarthermie- und Photovoltaikanlage	30
5.2	Temperaturverlauf von Kollektor- und Solarkreis-Vorlauftemperatur	32
5.3	Tauchhülse	33
5.4	Rohrwärmeverluste im Solarkreis am 06.10.2010 (gestapelte Darstellung)	34
5.5	Spezifische Rohrwärmeverluste im Vorlauf am 06.10.2010	35
5.6	Spezifische Rohrwärmeverluste im Solarkreis-Vorlauf und Verluste eines Rohres, gedämmt nach der EnEV	36
5.7	Anteilige Rohrwärmeverluste im Solarkreis-Vorlauf bei Anlage B am 03. September 2011 (gestapelte Darstellung)	39
5.8	Benötigte Aufheizenergie des Kollektorfeldes in Abhängigkeit der Pumpenlaufzeit	41
5.9	Geordnete Dauerlinie der Drehzahlen von Solarkreis- und Schichtladepumpe, sowie Zustand des Schichtladeventils 2009	43

5.10	Drehzahlschwankungen der Solarkreispumpe an zwei verschiedenen Solarthermieanlagen	44
5.11	Anlaufverhalten der Solarkreispumpe am 28.04.2012	46
5.12	Sortierte Jahresdauerlinien der Leistung am Wärmeübertrager	48
5.13	Einfluss unterschiedlich angenommener Massenströme im Schichtladekreis auf die Verluste des Wärmeübertragers am 10. September 2011	50
5.14	Zeitkonstante bei Auskühlung der Speicher vom 24. bis zum 26.09.2010	52
5.15	Wärmewiderstand der einzelnen Speicherschichten über der mittleren Differenz von Speichertemperatur zu Heizraumtemperatur	53
5.16	Prinzip der Gegenstromzirkulation	54
5.17	Mittlerer Warmwasserbedarf pro Stunde	55
5.18	Geordnete Jahresdauerlinien verschiedener Komponenten 2009	58
5.19	Leistungsaufnahme der Fußbodenheizung in kW im Jahr 2009	59
5.20	Nutzwärmeleistung des Kessels - sortierte Jahresdauerlinie	60
5.21	Temperaturverlauf im Stagnationsfall am 21.07.2010	62
6.1	Jährlich umgesetzte Energien, erfasst durch die Wärmemengenzähler	65
6.2	Monatlich umgesetzte Energien (Mittel 2008-2011), erfasst durch die Wärmemengenzähler	66
6.3	Nutzungsgrade im Mittel von 2008-2010	67
6.4	Energieflüsse der Solarthermieanlage	69
6.5	Vergleich verschiedener Anlagen mithilfe der FSC-Methode (Darstellung nach (40))	71
7.1	Mittlere Heizraumtemperatur im November	73
7.2	KollektorEinzelleistungen	75
A.1	Jahres-Flächenfaktor für Deutschland	84
A.2	Flächenfaktor für Deutschland im jeweiligen Halbjahr (4)	85
A.3	Spezifische Verluste der am ITW Stuttgart getesteten Speicher	85
A.4	Vereinfachtes Hydraulikschema der untersuchten Solarthermieanlage	86
A.5	Bildschirmfoto Datenkonvertierungsprogramm	87
A.6	Bildschirmfoto Analyseprogramm	88
A.7	Temperaturverläufe am 06. September 2010	89
A.8	Temperaturverlauf bei Auskühlung der Speicher vom 24. bis zum 26.09.2010	90
A.9	Einfluss der Pumpendrehzahl auf Temperaturen im Solarkreis am 03. Februar 2012	90
A.10	Monatlich umgesetzte Energien mit jeweiliger Standardabweichung	91

Tabellenverzeichnis

5.1	Kenndaten der Solarthermieanlage und des Gebäudes	29
5.2	Einstrahlungswerte des Sensors CS10 im Vergleich mit DWD-Daten	31
5.3	Reynoldszahl bei zwei verschiedenen Volumenströmen im Solarkreis	37
5.4	Heizwärmebedarf und Heiztage der Solarthermieanlage, sowie mittlere Luft- außentemperatur in Deutschland (33)	57
5.5	Stagnationsdauer	63
7.1	Einzelwirkungsgrade acht seriell verschalteter Kollektoren. Flachkollektor „SK500N“ und Vakuumröhrenkollektor „EuroSun HP 58“ bei einer solaren Einstrahlung von $450W/m^2$ und einer Außentemperatur von $0^{\circ}C$	76
7.2	Wirkungsgrade acht seriell verschalteter Kollektoren unter den angenom- menen Umgebungsbedingungen. Die ersten Kollektoren sind Flachkollektoren und die restlichen Vakuumröhrenkollektoren, wobei deren Verhältnis variiert wurde.	76
A.1	Energieverbrauch und -Erzeugung der untersuchten Anlage für verschiedene Jahre. Gemessen durch Wärmemengenzähler an den entsprechenden Stellen. Einheit: kWh	89
A.2	Monatsmittel von Energieverbrauch und -Erzeugung der untersuchten Anla- ge. Datengrundlage: 2008-2011, Einheit: kWh	89

ANHANG A

Anhang

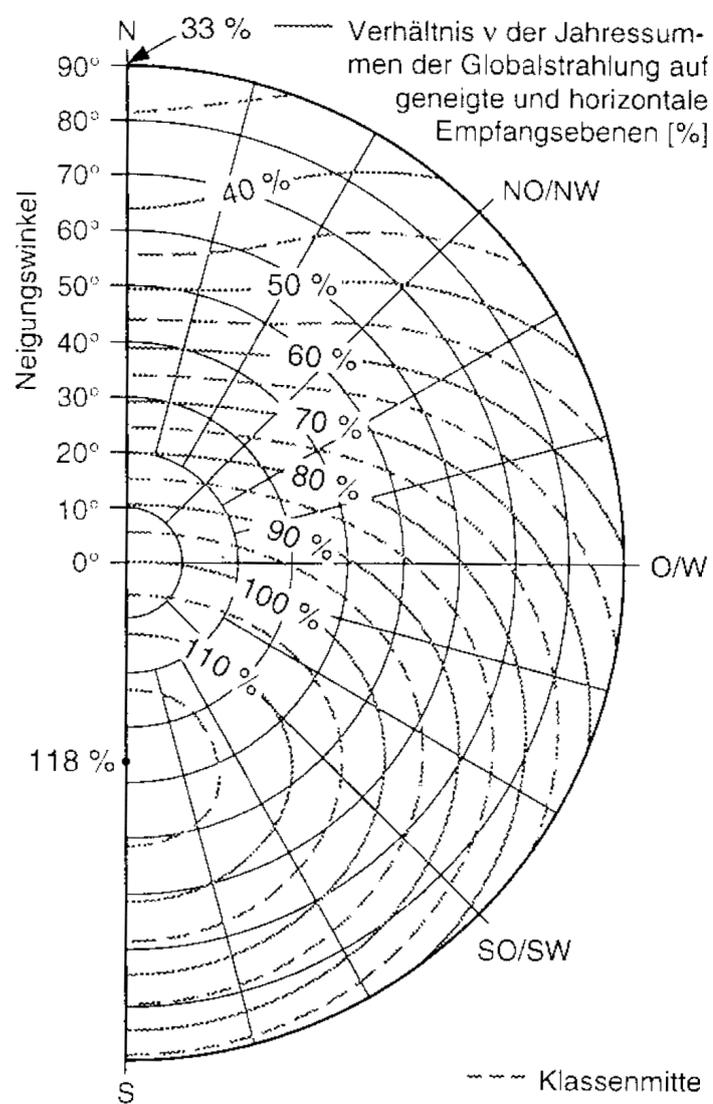


Abbildung (A.1) Jahres-Flächenfaktor für Deutschland (4)

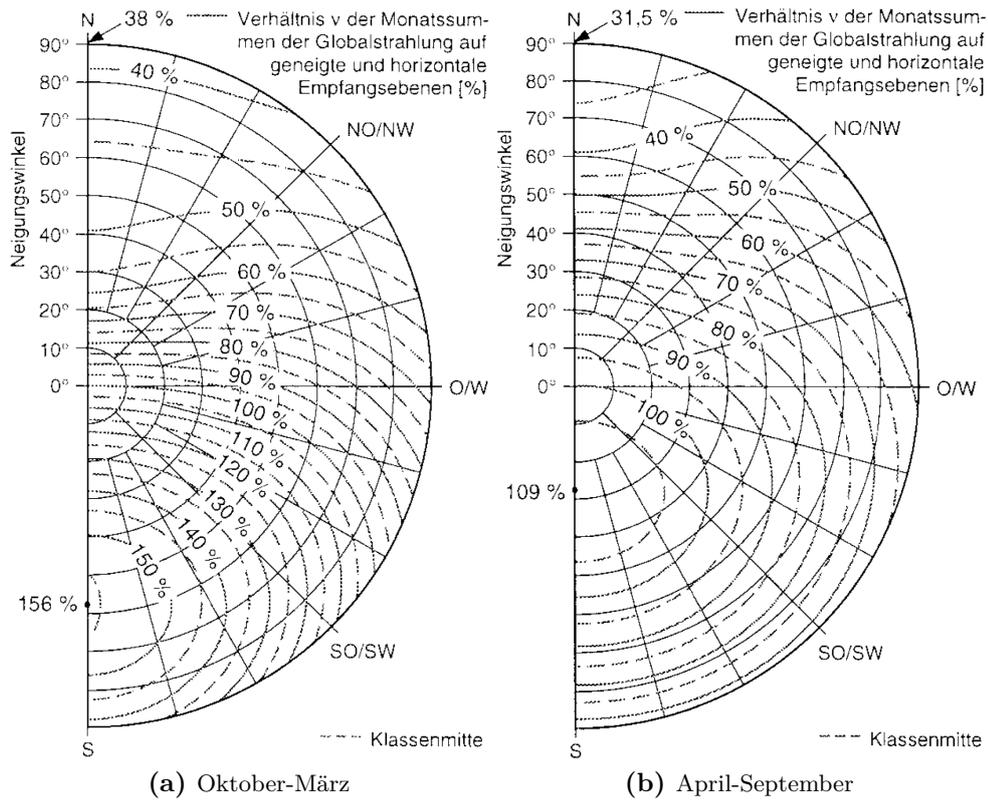


Abbildung (A.2) Flächenfaktor für Deutschland im jeweiligen Halbjahr (4)

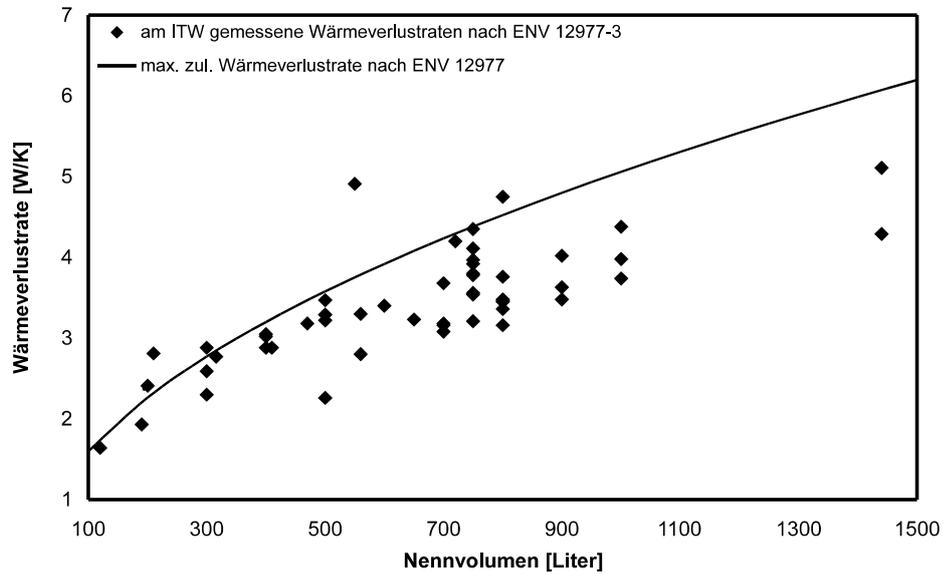


Abbildung (A.3) Spezifische Verluste der am ITW Stuttgart getesteten Speicher (42)

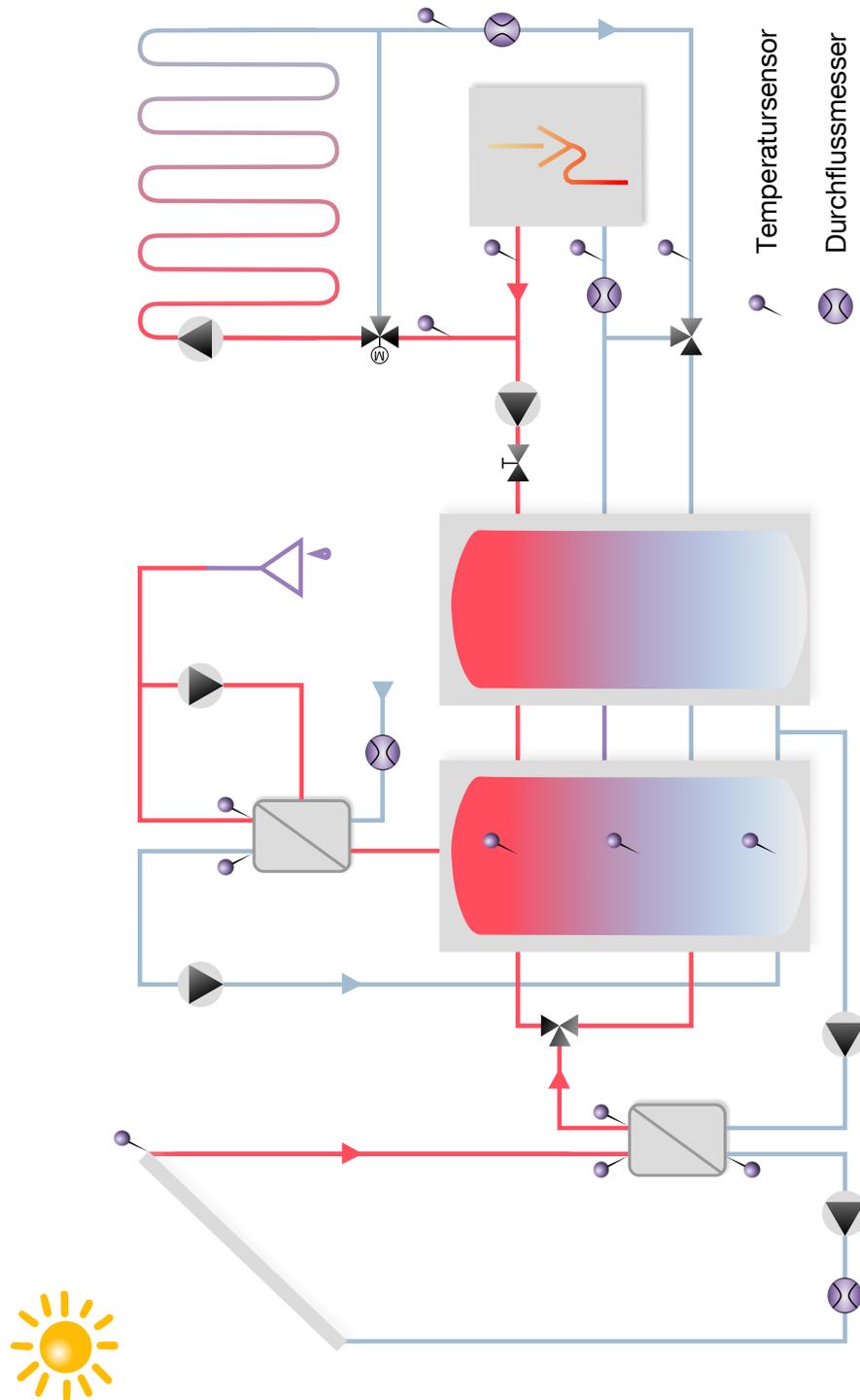


Abbildung (A.4) Vereinfachtes Hydraulikscha der untersuchten Solarthermieanlage

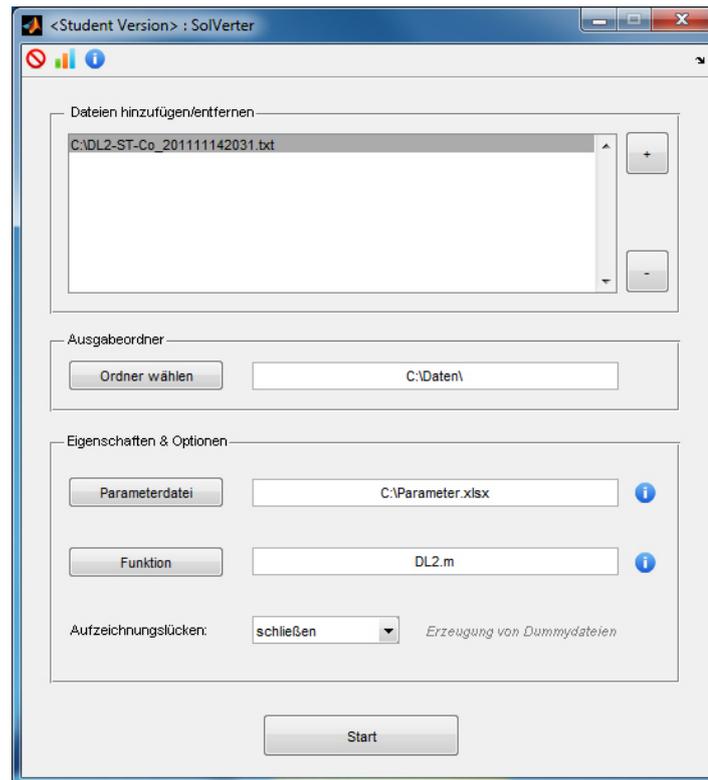


Abbildung (A.5) Bildschirmfoto Datenkonvertierungsprogramm

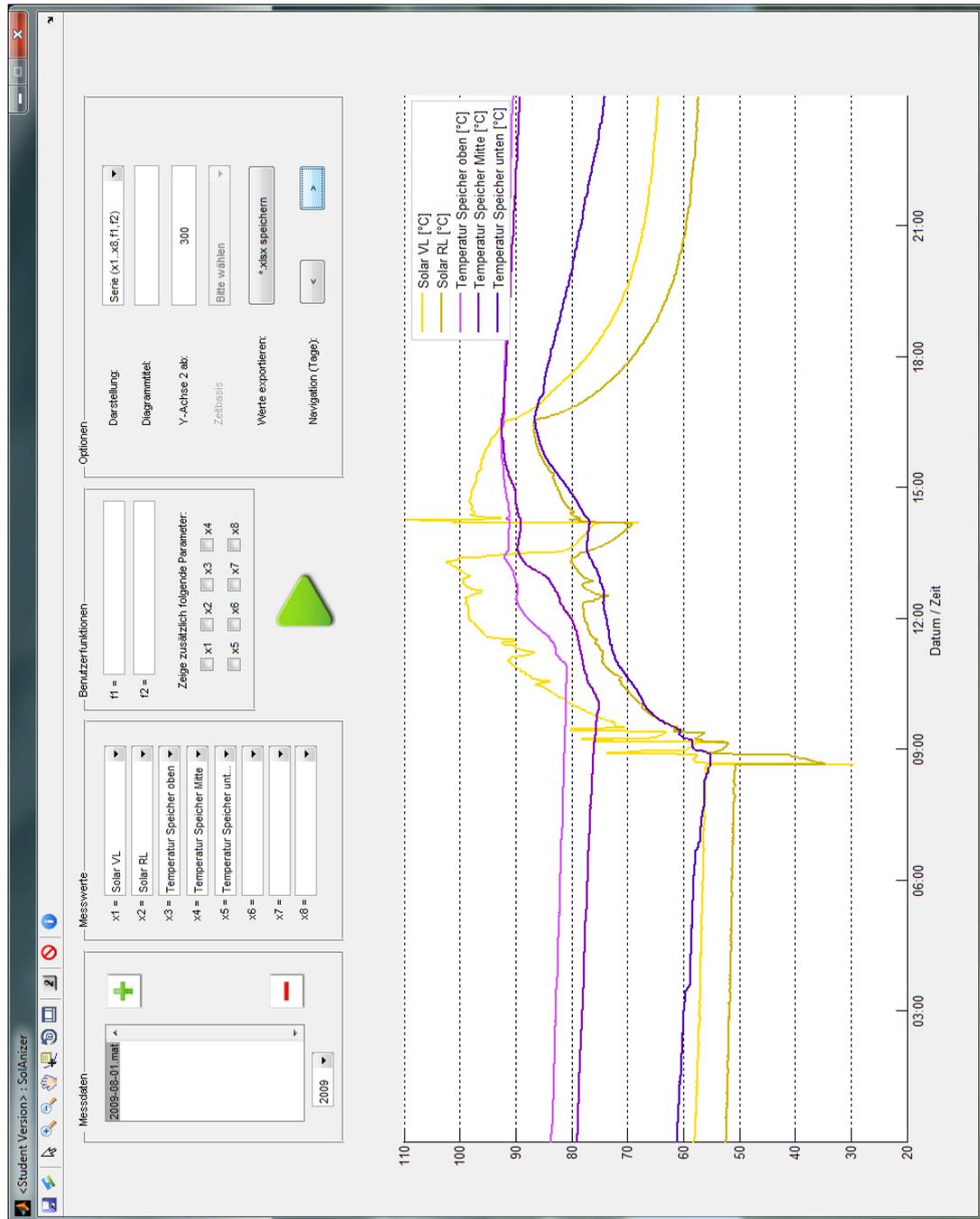


Abbildung (A.6) Bildschirmfoto Analyseprogramm

Tabelle (A.1) Energieverbrauch und -Erzeugung der untersuchten Anlage für verschiedene Jahre. Gemessen durch Wärmemengenzähler an den entsprechenden Stellen. Einheit: kWh

	2008	2009	2010	2011
Warmwasserbereitung	1086	1151	1127	1198
Fußbodenheizung	9787	10337	11897	8335
Nachheizung	9357	10736	11836	8366
Solarertrag	6908	6328	6023	7189

Tabelle (A.2) Monatsmittel von Energieverbrauch und -Erzeugung der untersuchten Anlage. Datengrundlage: 2008-2011, Einheit: kWh

Monat	WW	FBHz	NachHz	Solar
1	112	2161	2383	239
2	98	1691	1671	455
3	105	1374	1198	681
4	105	587	341	936
5	90	227	171	757
6	98	33	27	656
7	98	0	0	652
8	79	0	0	677
9	58	47	27	575
10	95	708	615	530
11	96	1305	1403	301
12	106	1956	2238	152
Summe:	1141	10089	10074	6612

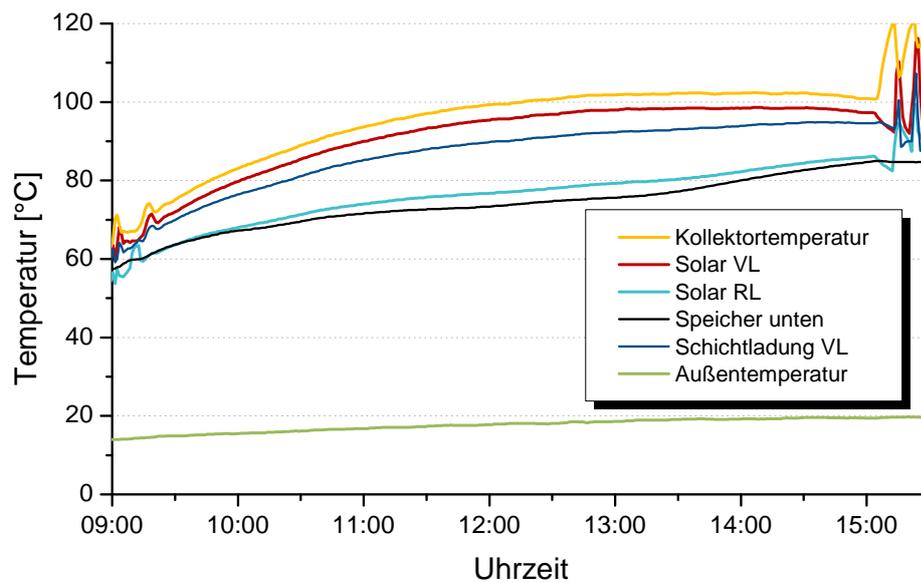


Abbildung (A.7) Temperaturverläufe am 06. September 2010

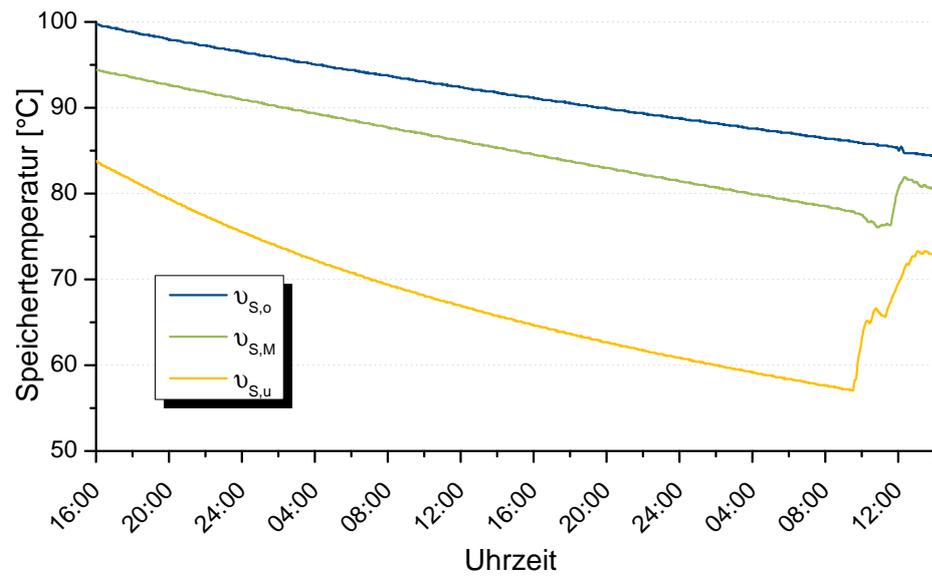


Abbildung (A.8) Temperaturverlauf bei Auskühlung der Speicher vom 24. bis zum 26.09.2010

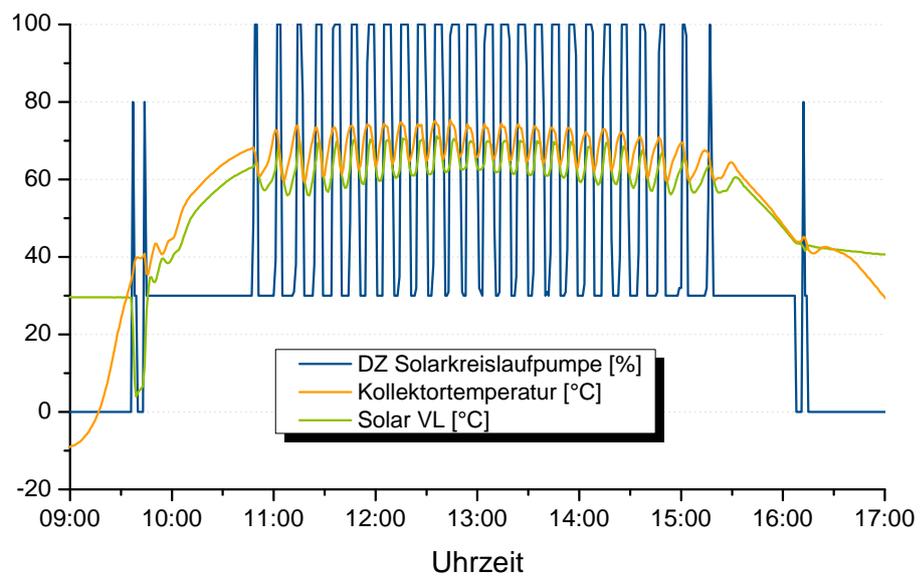


Abbildung (A.9) Einfluss der Pumpendrehzahl auf Temperaturen im Solarkreis am 03. Februar 2012

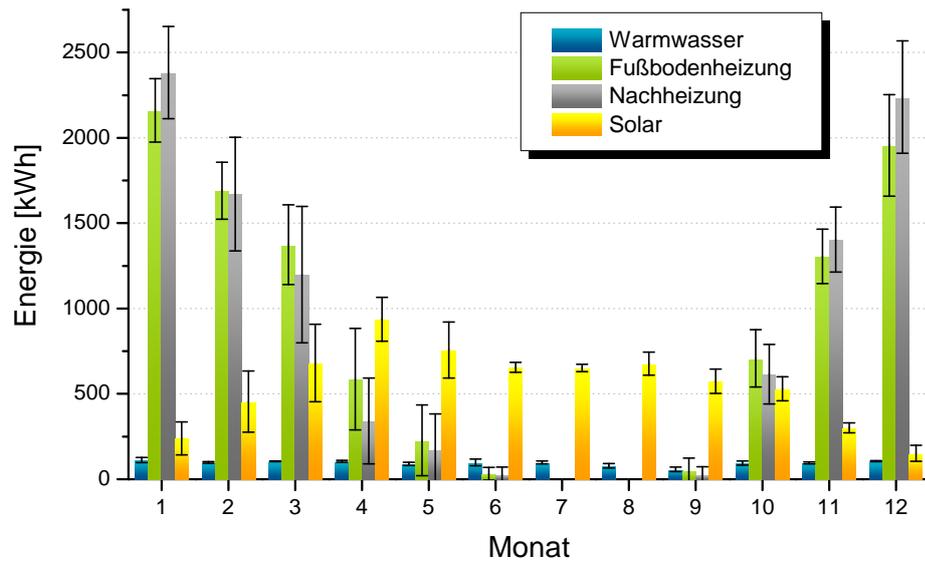


Abbildung (A.10) Monatlich umgesetzte Energien mit jeweiliger Standardabweichung