

Forschungsprogramm

## Solarwärme

# Messprojekt 52m<sup>2</sup> low-flow-Solaranlage

## Schlussbericht

Ausgeführt durch:  
**R. Eismann, P. von Felten**  
Fenergy 5644 Auw-Rüstenschwil

Im Auftrag des  
**Bundesamtes für Energie**  
3003 - Bern

# 1. Zusammenfassung

Kleine Solaranlagen sind als standardisierte und deshalb kostengünstige Kompaktsysteme erfolgreich auf dem Markt etabliert. Dieser Erfolg motiviert die Entwicklung von standardisierten kostengünstigen Systemen für grössere Anlagen.

Im Jahre 1996 wurde in Illnau-Effretikon (ZH) eine nach modernen, ökologischen Gesichtspunkten geplante Siedlung, bestehend aus 10 Reihenhäusern, gebaut. Dabei wurde ein fortschrittliches Energiekonzept gewählt, das sich aufgrund seiner einfachen, modularen und damit kostengünstigen Bauweise sehr gut als Systemstandard für Mehrfamilienhäuser eignet. Die Anlage wurde im Auftrag des Bundesamtes für Energie detailliert ausgemessen.

Anhand der Messdaten eines Jahres wurde eine detaillierte Energiebilanz der gesamten Anlage erstellt. Qualitative Untersuchungen zum Schichtverhalten des Speichers, zum Überhitzungsschutz und zur Hydraulik von Kollektorfeldern wurden durchgeführt.

Aus experimentellen Untersuchungen des Stillstandsverhaltens dieser Solaranlage wurden allgemeingültige Hinweise zur stillstandssicheren Gestaltung von Solaranlagen erarbeitet [1]. Ein neues Berechnungsverfahren zur Dimensionierung von Expansionsgefässen wurde entwickelt [2].

Der Nachweis für die Tauglichkeit dieses einfachen Anlagenkonzeptes wurde erbracht. Solarertrag und Deckungsgrad liegen deutlich über den Erwartungen.

Der solare Deckungsgrad über die Messperiode Mai 97 bis April 98 beträgt 15% , bezogen auf den Gesamtenergieverbrauch, und 58%, bezogen auf die Summe von Warmwasserverbrauch, Zirkulationsverlust und der Hälfte des Speicherverlustes. Die Wärmeverluste der langen Leitungen vom Speicher zu den Häusern sind jedoch erwartungsgemäss hoch. Allein durch Halbieren der Zirkulationsverluste könnte der solare Deckungsgrad, bezogen auf den Warmwasserverbrauch, um mindestens 10% gesteigert werden. Eine weitere Verbesserung ist möglich durch sorgfältigere Isolation der Leitungen, insbesondere der unisolierten Fittings und Armaturen.

Seit dem Bau der Anlage sind für diese Anlagengrösse besser geeignete Holzschnitzelkessel entwickelt worden. Diese sind selbststartend und zeichnen sich durch geringe thermische Trägheit aus. Dadurch ergeben sich interessante Möglichkeiten, die Anlage weiter zu vereinfachen und ökonomischer zu betreiben.

Das low-flow-Prinzip bietet, nebst der energetischen Effizienz, Vorteile bei der hydraulischen Gestaltung, was zu einer deutlichen Senkung der Investitions- und Betriebskosten führt.

Abschalten der Solaranlage zum Schutz gegen Speicherüberhitzung ist bei Warmwasseranlagen mit genügender Speichergrösse eine praktikable Lösung, da dieser Fall eher selten eintritt. Empfehlenswert ist jedoch der Einbau von Kühlflächen, über die das Medium während des Anlagenbetriebs auf die zulässige Vorlauftemperatur gekühlt werden kann. Um den Fall eines Stromunterbruches oder Pumpendefektes abzudecken, muss die Anlage in dennoch stillstandssicher gestaltet sein.

## Inhaltsverzeichnis:

1	Zusammenfassung	2
2	Beschrieb der Anlage	4
3	Energiebilanz	6
3.1	Resultate	6
3.2	Diskussion	8
3.2.1	Energieverbrauch	8
3.2.2	Ertrag und Deckungsgrad	9
3.2.3	Speicher- und Leitungsverluste	10
3.2.4	Brauchwassertemperatur und Legionellenproblematik	10
3.2.5	Zentrale versus dezentrale Warmwasserbereitung	11
4	Solaranlage	13
4.1	Speicherschichtung	13
4.2	Temperatur- und Volumenstromverteilung im Kollektorfeld	16
4.3	Überhitzungsschutz	18
5	Messungen	19
5.1	Messschema	21
5.2	Messtechnik	22
5.2.1	Strahlung	22
5.2.2	Temperatur	22
5.2.3	Volumenstrom	23
5.2.4	Druck	23
6	Berechnungsmethoden	24
6.1	Wärmeströme	24
6.1.1	Kollektorertrag	24
6.1.2	Kessel, Warmwasser, Zirkulation, Heizung	25
6.1.3	Solarkreispumpe und Ventile	25
6.2	Leitungsverluste	25
6.3	Speicherverluste	25
6.4	Energieinhalt Speicher	26
6.5	Energiebilanz	27
6.6	Ausgleichs- und Korrelationsrechnung	28
6.7	Messgenauigkeit und Fehlerrechnung	29
7.	Datenerfassung	31
8.	Danksagung	32
9.	Literatur	32
	Anhang: Simulationsrechnungen mit Polysun2 Wekstattzeichnung Speicher	

## 2. Beschrieb der Anlage

Die Anlage ist ein sorgfältig integrierter Teil einer modernen, nach ökologischen Kriterien gestalteten Siedlung und versorgt 10 Haushalte mit Energie zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung. Kennzeichnend sind der einfache, modulare und damit kostengünstige Aufbau von Kollektorfeld und Anlage. Das Kollektorfeld ist auf dem 30m breiten Dach eines Autounterstandes angeordnet und dient gleichzeitig als Abschränkung für den dahinter liegenden Kinderspielplatz.



Die Solaranlage ist für die Deckung des Wärmebedarfs im Sommer ausgelegt. In der Übergangszeit und im Winter liefert eine Holzschnitzelheizung die notwendige Energie für Heizung und Warmwasser, während die Sonnenenergie zur Vorwärmung des Speicherinhaltes genutzt wird. Die Siedlung umfasst zehn Reiheneinfamilienhäuser mit einer Bruttowohnfläche von je  $262m^2$  wobei einmal 4 und zweimal 3 Häuser zusammengebaut sind.

Das Kollektorfeld besteht aus 30 Kollektormodulen (Fenergy SKE-175) mit einer Nettofläche von insgesamt  $52m^2$ . Je 15 Kollektoren sind über integrierte Sammelleitungen parallelgeschaltet. Die Absorber bestehen aus seriell geschalteten, selektiv beschichteten Kupferlamellen und arbeiten im low-flow-Betrieb mit Volumenströmen von 15 bis  $21 l/hm^2$ . Das Kollektorfeld hat eine Neigung von  $40^\circ$  und ist um  $51.5^\circ$  nach Osten ausgerichtet.

Die Integration der Sammelleitungen und die hydraulische Kopplung der Kollektoren über lösbare Flanschverbindungen ermöglicht die Gestaltung von kompakten, ästhetisch ansprechenden Kollektorfeldern und die optimale Ausnutzung des verfügbaren Platzes. Dadurch fällt ein Grossteil der externen Verrohrung und ein erheblicher Isolationsaufwand weg. Die thermischen Dehnungen der Sammelleitungen werden an den Verbindungsstellen der Kollektoren durch Metallbälge kompensiert.

Der Speicher (FEURON) mit 6250 l Inhalt wird durch die Solaranlage über Plattenwärmetauscher (Alfa-Laval) mit je 0.9 m<sup>2</sup> Fläche durch drei Einspeisungen in verschiedener Höhe geladen. Die handelsüblichen Plattenwärmetauscher sind in der Regel für wesentlich höhere Durchflussraten gebaut, als sie in Solaranlagen auftreten. Um die erforderliche Leistung übertragen zu können, wurden daher zwei Plattenwärmetauscher seriell geschaltet. Die Solarsteuerung (SOREL) steuert die Magnetventile der Einspeisungen und regelt die Durchflussraten im Primär- und Sekundärkreis durch Drehzahlsteuerung der Pumpen (Grundfos UPS-60 bzw. UPS-40).

Die Versorgung der Haushalte mit Warmwasser erfolgt über den im Speicher integrierten Spira-Boiler. Dieser erlaubt eine annähernd schichtweise Entladung des Speichers. Die erhöhte Windungsdichte im Bereich des Speicherbodens sorgt für tiefe Temperaturen in der Vorlaufleitung des Solarkreises.

Während der Heizperiode heizt der Holzsplitzessel (Müller) mit 80 kW Nennleistung den Speicherinhalt über einen integrierten Glattröhrwärmeübertrager.

Zwei Elektroinsätze mit je 6 kW Leistung dienen zur Überbrückung des Energiebedarfs während Schlechtwetterperioden im Sommer.

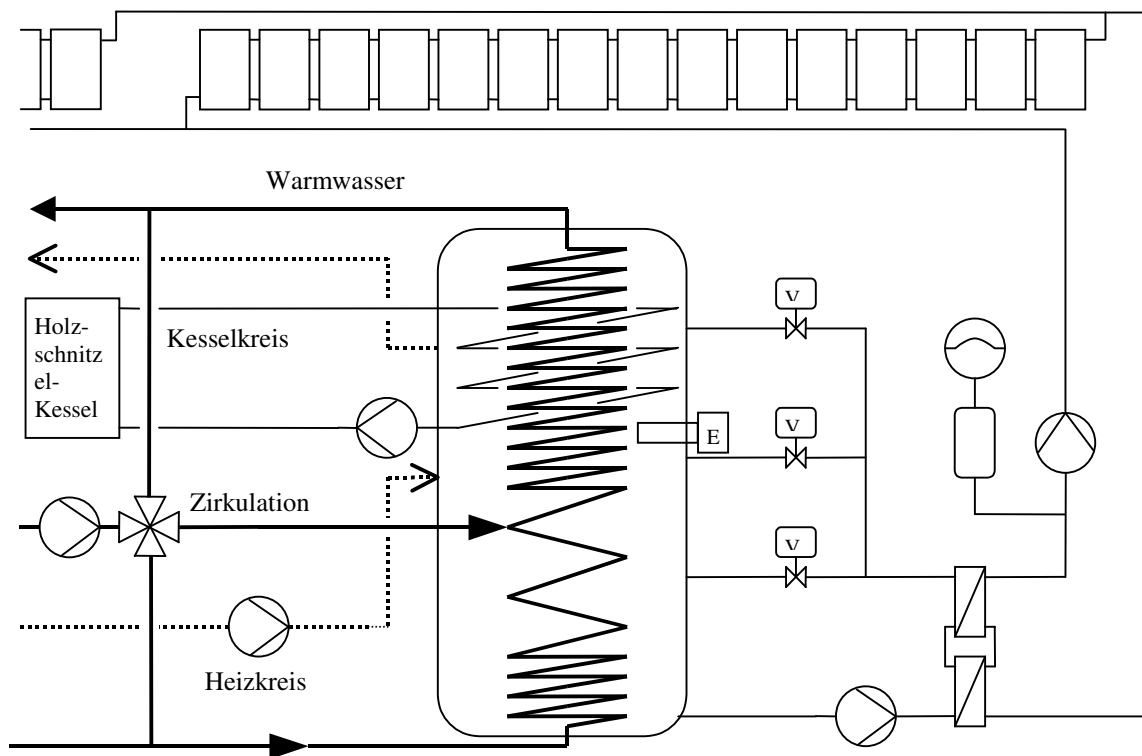


Fig.1

### Auslegungsdaten:

#### Energiebedarf

pro Haus  
Total

#### Heizenergiebedarf

6.6 [kW]  
66 [kW]  
Heizkostenabrechnung mit Wärmehähler

pro Haus  
Total

#### Warmwasserbedarf

170 [l/d]  
80 [l/h]  
1700 [l/d]  
800 [l/h]

### 3. Energiebilanz

#### 3.1 Resultate

Aufgrund der Messdaten eines Jahres vom 1.5.97 bis 30.4.98 wurde die Energiebilanz der Gesamtanlage erstellt. Die folgende Tabelle zeigt die Zusammenstellung der Jahresbilanz:

<b>Strahlung</b>		Energie [MJ]
Summe der Globalstrahlung in der Kollektorebene	$R_G$	215374
Summe der Globalstrahlung während Pumpenlaufzeit	$R_{G\_N}$	173281
<b>Energieerzeugung</b>		
Solarer Bruttoertrag	$Q_{K\_b}$	81209
Solarer Nettoertrag	$Q_{K\_n}$	74516
Wärmeverluste in den Solarkreisläufen	$Q_{VL\_S}$	-3496
Holzsplitzelkessel	$Q_{HK}$	429970
Elektrische Zusatzheizung	$Q_{El}$	1825
<b>Energieverbrauch</b>		
Warmwasser	$Q_{WW}$	-59272
Zirkulationsverluste	$Q_{Zirk}$	-60140
Heizung (Wärmestrom Speicher)	$Q_H$	-369298
Heizung (Wärmestrom Wohnungen)	$Q_{H\_W}$	-286878
Wärmeverluste im Heizkreis	$Q_{LV\_H}$	-82420
Speicherverluste inkl. Anschlüsse	$Q_{SV}$	-17793
Solarkreisumpen und Steuerung	$E_P$	869
<b>Solarer Deckungsgrad</b>		
Anteil der Solarenergie an der total produzierten Energie:	$F_{S\_1}$	0.15
Anteil der Solarenergie, bezogen auf den Warmwasserverbrauch inkl. Speicher- und Zirkulationsverlust:		
$Q_{K\_n}/(Q_{WW}+Q_{Zirk}+1/2Q_{SV})$	$F_{S\_2}$	0.58
Anteil der Solarenergie bezogen auf den Warmwasserverbrauch inkl. Speicher- und halbem Zirkulationsverlust:		
$Q_{K\_n}/(Q_{WW}+1/2 Q_{Zirk}+1/2Q_{SV})$	$F_{S\_3}$	0.76

Aus Messtechnischen Gründen wird ein Teil der Leitungsverluste des sekundären Solarkreislaufer den Speicherverlusten zugeordnet. Dadurch ergibt sich die Differenz  $Q_{K\_b} - Q_{K\_n} \neq Q_{VL\_S}$ . Die tatsächlich gemessenen Energieanteile sind das Resultat des Zusammenwirkens aller Komponenten der gesamten Anlage. Die Änderung eines Parameters, beispielsweise des Zirkulationsverlustes, wirkt sich auf alle anderen Messgrößen aus. Daher müssen die solaren Deckungsgrade  $F_{S\_2}$  und  $F_{S\_3}$  vorsichtig interpretiert werden. Sie ermöglichen aber einen gro-

ben Vergleich mit anderen Anlagentypen zur reinen Warmwasserbereitung. Die auf den Warmwasserverbrauch bezogenen solaren Deckungsgrade berücksichtigen die Hälfte des Speicherverlustes. Die andere Hälfte wird dem Heizenergieverbrauch zugeordnet. Eine präzise Aussage über den Einfluss von Änderungen am Anlagenkonzept ist durch Simulationsrechnungen auf der Basis genormter Klimadaten und genormter Energiebezugsprofile möglich.

### Anteile der jährlich produzierten Energie

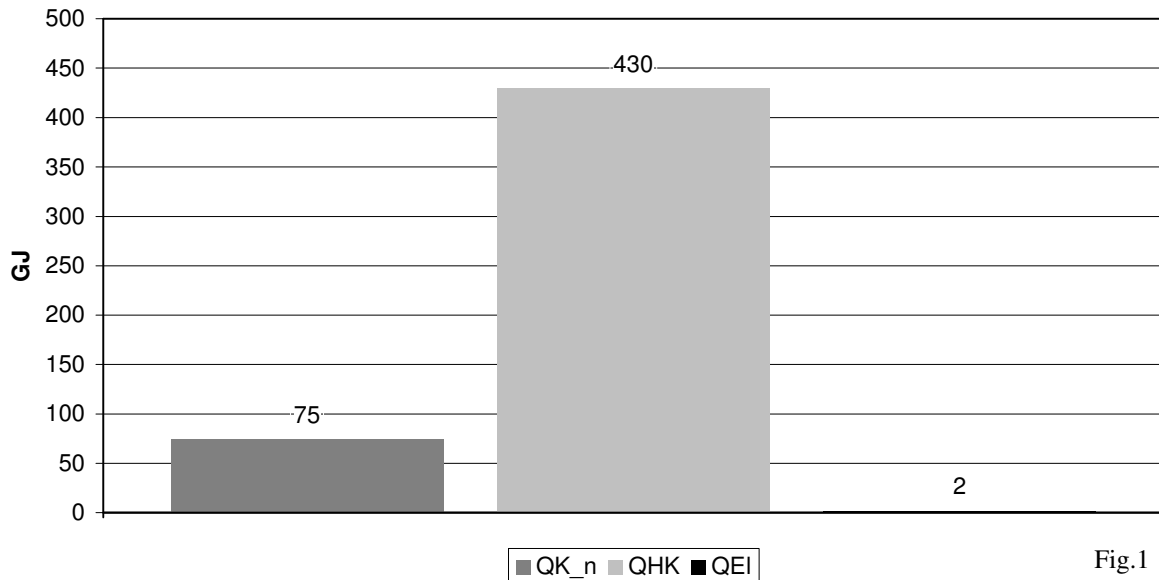


Fig. 1

### Jahresverlauf der produzierten Energie

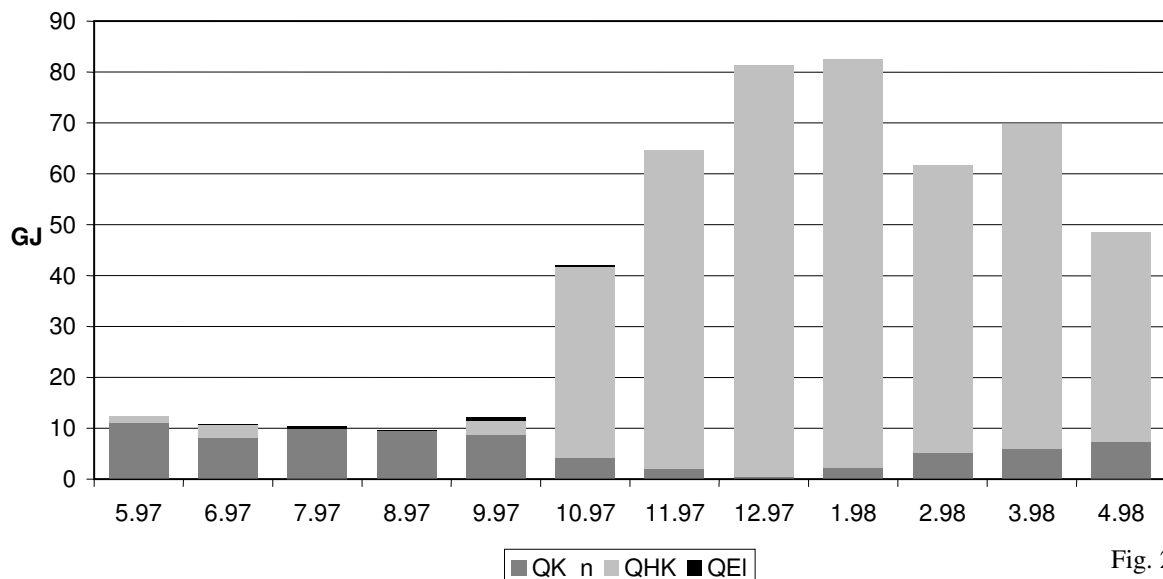


Fig. 2

### Anteile des jährlichen Energieverbrauches

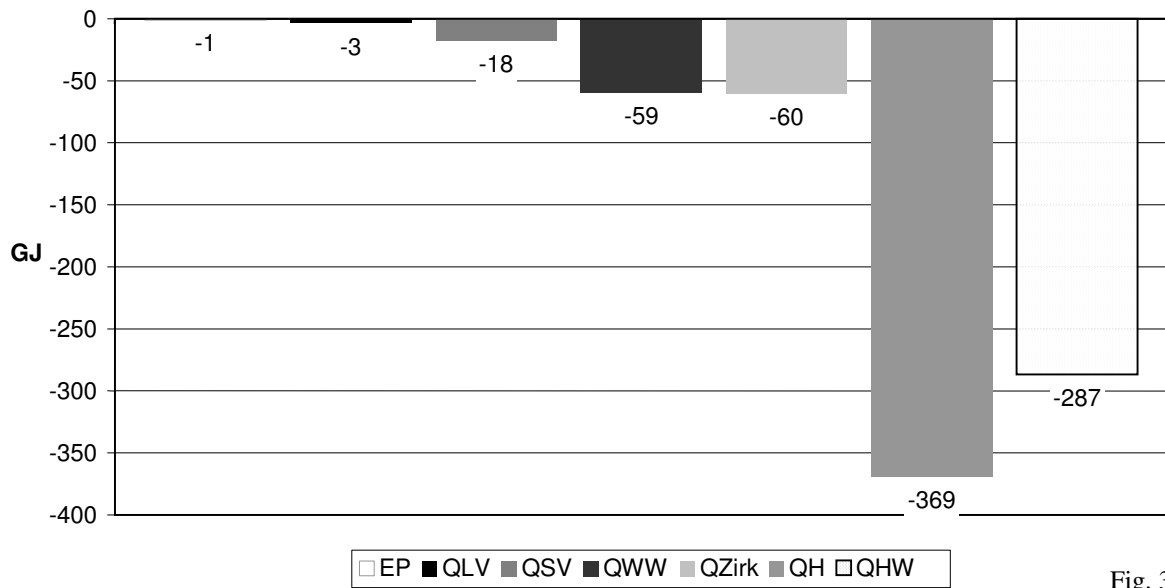


Fig. 3

### Jahresverlauf des Energieverbrauches

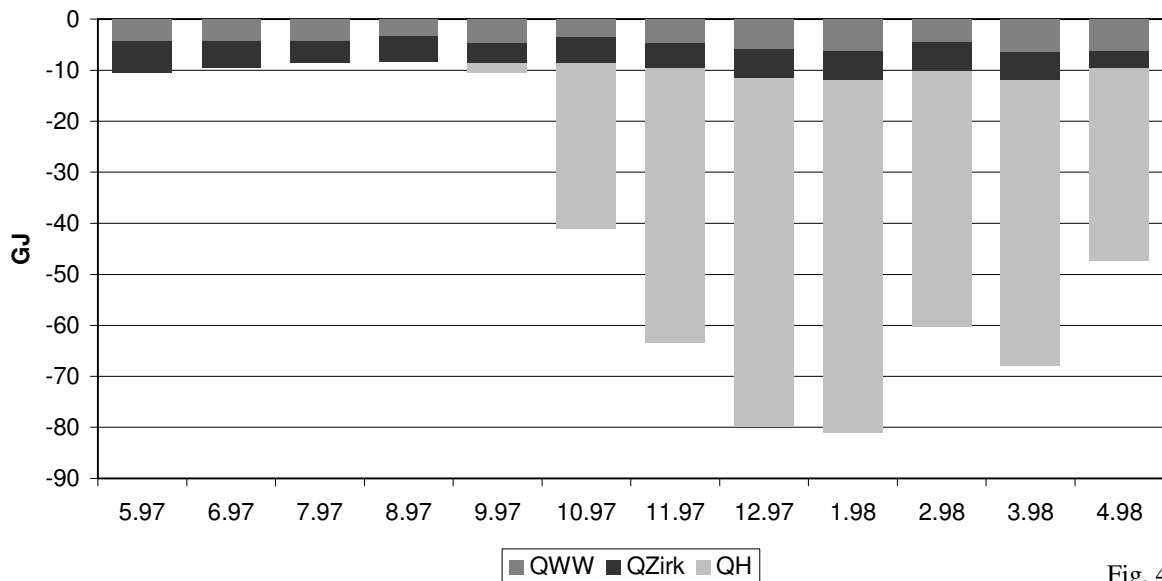


Fig. 4

## 3.2 Diskussion

### 3.2.1. Energieverbrauch:

Der Warmwasserverbrauch ist mit durchschnittlich  $16239 \text{ kJ/d}$  bzw.  $4.51 \text{ kWh/d}$  für Familien mit Kindern recht bescheiden. Im Vergleich dazu wird für die Beurteilung von Kompakt-Solaranlagen ein Energieverbrauch von  $5,7$  und  $10 \text{ kWh/d}$  zugrunde gelegt. Auch der Heizenergieverbrauch pro Haus liegt mit maximal  $57 \text{ [kWh/d]}$  weit unter den Erwartungen. Dies ist auf sehr bewussten und sparsamen Umgang der Hauseigentümer mit Energie zurückzuführen. Zudem ist der Anteil an passiver Solarenergie durch die grosszügig dimensionierten, nach

Süd-Ost ausgerichteten Fensterflächen beträchtlich. Einige Wohnungen verfügen über ein Cheminee. Über diesen Beitrag zur Heizenergie ist nichts bekannt.

### 3.2.2. Solarertrag und Deckungsgrad:

Um die Leistungsfähigkeit der Anlage in groben Zügen beurteilen zu können, wurde eine ähnliche Anlage mit *Polysun2* simuliert [Anhang]. Das Programm bietet keine Möglichkeit, Anlagen dieser Grösse direkt zu simulieren. Die Anlage wurde daher im Massstab 1:10 und 1:3 modelliert. Die Anlageparameter wurden dabei so variiert, dass die berechneten Warmwasser- und Heizenergiebezüge sowie die Leitungs- und Speicherverluste den gemessenen Energien im obigen Verhältnis entsprachen. Die Anlage wurde für die Auslegungsdaten und nicht anhand der Messdaten dimensioniert. Die Simulation von Anlagen mit denselben relativen Energiebezügen, aber unterschiedlicher Grösse, zeigen etwa denselben spezifischen Ertrag und Deckungsgrad, sodass bei der Simulation der Anlage im Massstab 1:1 dieselben Resultate zu erwarten sind. Aus den Simulationen, mit und ohne Durchmischung des Speicherinhaltes durch den Heizenergiebezug, ergibt sich der Solarertrag und die notwendige Deckung durch den Kessel.

Mess- u. Rechengrösse	gemessen	Simulation Polysun	Abweichung [%]
solarer Bruttoertrag [MJ/a]	81209	67860 ... 71058	20 ... 14
solarer Deckungsgrad [%]	14.7	13.4 ... 14.1	10 ... 4
Globalstrahlung in Kollektorebene [MJ/a]	215374	214545	0.0

Die gemessene Anlage scheint einen eher höheren Wirkungsgrad zu haben. Der Vergleich der Messung mit der Simulation ist jedoch mit der nötigen Vorsicht zu betrachten: Das *Polysun2*-Modell entspricht einer Kombi-Anlage mit einem zylindrischen Brauchwassertank und einem spezifischen Durchfluss im Solarkreis von 40 l/m<sup>2</sup>h. Die Meteodaten basieren auf einem Mittelwert über 10 Jahre. Das angenommene Schichtverhalten und die Platzierung der Fühler und Wärmetauscher haben einen beträchtlichen Einfluss auf die Resultate. Nebst der Unsicherheiten in der Simulation gibt es weitere mögliche Gründe für die Abweichungen:

1. Die Summe der Strahlung aus Messung und Simulation ist zufälligerweise fast identisch, ihre zeitliche Verteilung während der Messperiode aber wesentlich günstiger.
2. Das Kollektorfeld hat einen etwas besseren Wirkungsgrad (instationärer Betrieb), als in der Leistungsprüfung am SPF im stationären Betrieb gemessen wurde.
3. Das Warmwasser-Bezugsprofil weicht stark von dem in der Simulation verwendeten Profil ab und beeinflusst den Anlagenwirkungsgrad positiv.
4. Bei grösseren und eher der Norm entsprechenden Energiebezügen ergeben sich evtl. geringere Unterschiede.

Die Abweichungen aufgrund unterschiedlicher Strahlungsverteilung und höherem Kollektorwirkungsgrad dürften sehr gering sein. Die unterschiedlichen Warmwasser-Bezugsprofile, die *Polysun2* zur Verfügung stellt, haben ebenfalls nur einen geringen Einfluss auf Deckungsgrad und Ertrag. Somit bleibt als Schlussfolgerung, dass die vorliegende low-flow-Anlage einen grösseren Anlagenwirkungsgrad aufweist als eine herkömmliche Anlage mit gleicher Kollektorfläche. Um diese Behauptung beweisen zu können, ist eine sorgfältige optimierende Modellierung und Simulation verschiedener Anlagekonzepte mit identischen Bezugsprofilen und Meteodaten mittels geeigneter Software notwendig - und lohnenswert.

### 3.2.3. Leitungs- und Speicherverluste:

Die Verluste hängen direkt von den Leitungslängen und der Isolationsgüte, aber auch von der Warmwassertemperatur ab. Zwar wurde die Isolation der Leitungen fachgerecht und dem Stand der Technik entsprechend ausgeführt, jedoch könnten die Verluste erheblich gesenkt werden durch Detailverbesserungen der Isolationen, besonders bei den noch unisolierten Fittings und Armaturen. Die Heizleitungen sind in teilweise ungenügend isolierten Kanälen im Betonboden der Kellerräume verlegt. Die Verluste über den nicht isolierten Speicherboden schmälern den Deckungsgrad kaum, da sie nur bei einem solaren Energieüberschuss ins Gewicht fallen, dann aber sogar wünschenswert sind.

### 3.2.4. Brauchwassertemperatur und Legionellenproblematik:

Eine Reduktion der Minimaltemperatur des Brauchwassers würde die Effizienz einer Solaranlage markant steigern. Simulationen mit *Polysun2* zeigen bei der Reduktion der Warmwassertemperatur von  $60^{\circ}\text{C}$  auf  $50^{\circ}\text{C}$  eine Steigerung des Solarertrages in der Größenordnung von 5% und des Deckungsgrades von 10% bei gegebenem Energiebezug. In [6] wird sogar eine Steigerung des Ertrages um 8% angegeben. Normen und Richtlinien [3,4,5] schreiben aber aus Hygienegründen eine Warmwassertemperatur von mindestens  $60^{\circ}\text{C}$  und ein Temperaturabfall des zirkulierenden Wassers von höchstens  $5^{\circ}\text{C}$  vor.

Unter welchen Voraussetzungen liesse sich die Zapftemperatur des Warmwassers reduzieren, ohne Beeinträchtigung des Komforts und der Hygiene? Ein vielversprechender Ansatz wurde und wird mit der Entwicklung geeigneter Boilersysteme verfolgt, die als Durchlauferhitzer arbeiten. *„Mit dem entwickelten Pufferspeicher ist es -u.a. durch Anwendung des Durchlaufprinzips - gelungen, die Speichertemperatur deutlich unter die (wegen der Legionellenproblematik) angestrebten  $60^{\circ}\text{C}$  abzusenken, wodurch sich der solare Deckungsgrad erhöht“* [7]. Es würde sich lohnen, dieses Argument durch Mikrobielle Untersuchungen zu belegen.

Spira-Boiler und Warmwasserleitungen müssen in Bezug auf die Legionellenproblematik separat diskutiert werden:

#### **Spira-Boiler:**

Die folgenden Argumente sprechen für ein geringes Legionellenrisiko bei Reduktion der Brauchwassertemperatur.

- Das Konzept des als Durchlauferhitzer wirkenden Brauchwasserboilers zeichnet sich durch hohe Warmwasserleistung bei kleinem Bereitschaftsvolumen aus.
- Die Verweilzeit des Brauchwassers im Boiler ist klein.
- Die Zone mit Brauchwassertemperaturen zwischen  $35^{\circ}\text{C}$  und  $45^{\circ}\text{C}$ , bei denen die Legionellen am besten gedeihen [6], ist sowohl durch die Bauart des Boilers als auch durch die ausgeprägte Speicherschichtung auf ein kleines Volumen begrenzt. Da sich der Beladungsgrad des Speichers täglich ändert, verschiebt sich diese Zone dauernd, sodass sich auf der Oberfläche des Boilers nie über längere Zeit kritische Legionellenpopulationen entwickeln können.

#### **Warmwasser- und Zirkulationsleitung:**

Aufgrund der günstigen hygienetechnischen Eigenschaften des oben beschriebenen Boilerprinzips, ist die Gefahr einer Kontamination der nachgeschalteten Leitungen gering. Daher wären generell tiefere Temperaturen an den Zapfstellen und Boileraustrittstemperaturen von  $50^{\circ}\text{C}$  über einige Stunden zulässig.

Es wäre experimentell zu prüfen, ob eine wöchentliche thermische Desinfektion bei einer Temperatur von  $70^{\circ}\text{C}$  ausreicht. Die Desinfektion könnte beispielsweise dann erfolgen, wenn durch hohe solare Erträge ein Energieüberschuss besteht. Auch hier bietet das low-flow-Prinzip den Vorteil der höheren Austrittstemperatur des Boilers gegenüber Anlagen mit höherem spezifischem Durchfluss im Kollektorkreis und dementsprechend weniger ausgeprägter Speicherschichtung.

### 3.2.5 zentrale versus dezentrale Warmwasserbereitung

Es muss von Fall zu Fall abgeklärt werden, ob eine zentrale oder dezentrale Warmwasser- und Heizenergieversorgung vorteilhaft ist. Dabei gilt es, sowohl wirtschaftliche als auch ökologische Argumente zu berücksichtigen. Am Beispiel der untersuchten Anlage sollen drei mögliche Varianten, unter der Voraussetzung desselben Komforts, qualitativ verglichen werden:

#### 1. Warmwasser und Heizung zentral:

##### *Vorteile:*

Geringe Investitions- und Wartungskosten

geringe Speicherverluste

Ausgleich unterschiedlicher Warmwasser- und Heizenergiebezüge pro Haushalt möglich.

Sonnenkollektoren nicht hausgebunden, kompaktes Feld, erfüllen Zusatzfunktionen.

Ökonomischer Betrieb eines Holzsnitzelkessels möglich.

##### *Nachteile:*

Spezialraum erforderlich für Holzsnitzelbunker, Kessel und Speicher.

Höhere Verluste der Heizleitung gegenüber dezentraler Heizung.

Höhere Verluste der WW- und Zirk.leitung gegenüber dezentraler Brauchwassererwärmung.

#### 2. Warmwasser und Heizung dezentral:

##### *Vorteile:*

Kein Spezialraum nötig

Öl- oder Gaskessel: Nachheizung des Boilers kann durch Kessel erfolgen.

Keine Zirkulationsverluste.

Minimale Verluste der Heiz- und Warmwasserleitungen

##### *Nachteile:*

hohe Investitions und Wartungskosten

Kein Ausgleich unterschiedlichen Warmwasserbedarfes möglich.

Anlagenstillstand infolge Ferienabwesenheit häufiger.

Holzsnitzelkessel: Nachheizung des Boilers ausserhalb der Heizperiode elektrisch.

Hohe Speicherverluste wegen rund 5 mal grösserer Oberfläche und der 10-fachen Zahl von allerdings kleineren Anschlüssen und Armaturen

### 3. Heizung zentral, Warmwasser dezentral:

#### *Vorteile:*

Keine Warmwasser- und Zirkulationsverluste

Kleinerer Kesselspeicher möglich. Bei geeignetem Kessel kann auf Speicher verzichtet werden.

#### *Nachteile:*

hohe Kosten: Mehrpreis der Solaranlagen ist grösser als die Einsparungen bei der Heizzentrale

Spezialraum erforderlich für Holzschnitzelbunker, Kessel und Speicher

Kein Ausgleich unterschiedlichen Warmwasserbedarfes möglich

Anlagenstillstand infolge Ferienabwesenheit häufiger.

Hohe Verluste der Heizleitungen.

Hohe Boilererverluste wegen rund 5 mal grösserer Oberfläche und der 10-fachen Zahl von allerdings kleineren Anschlüssen und Armaturen.

Nachheizenergiebedarf elektrisch in der Grössenordnung der Zirkulationsverluste

Daraus lassen sich die folgenden, jeweils zu überprüfenden, Schlüsse ziehen:

- Eine Anlage mit zentraler Warmwasser- und Heizenergieversorgung bietet Kostenvorteile und ermöglicht den ökonomischen Einsatz von Holzschnitzelkesseln.
- Kompaktanlagen können bei ebenfalls dezentraler Heizenergieversorgung energetisch vorteilhaft sein.
- Eine Anlage mit dezentraler Warmwasser- und zentraler Heizenergieversorgung ist sowohl wirtschaftlich wie energetisch ungünstig.

Quantitative Vergleiche mit anderen Konzepten sind nur möglich durch sorgfältige Modellierung und Simulation der Anlage und ihrer Varianten. Die positiven Erfahrungen mit diesem Anlagenkonzept sowohl bei der Auslegung, als auch beim Bau und im Betrieb zeigt aber, dass es sich als Systemstandard eignet. Die einzelnen Komponenten der Anlage sind skalierbar. Das bedeutet, dass dasselbe Prinzip ohne grosse Änderungen in unterschiedlicher Grösse eingesetzt werden kann.

## 4 Solaranlage

### 4.1 Speicherbewirtschaftung und Speicherschichtung

Der low-flow-Betrieb einer Solaranlage bedingt eine ausgeprägte Temperaturschichtung im Speicher. Diese Anforderung wird durch das vorliegende Speicherkonzept mit integriertem, als Durchlauferhitzer arbeitenden Boiler sehr gut erfüllt. *Fig. 5, 6* und *7* zeigen den typischen Verlauf der Temperaturen und Energieänderungen des Speichers im Sommer. Die Einspeisung der Solarenergie auf drei verschiedenen Höhen hat sich als ausreichend erwiesen. Das eintretende Medium vermischt sich kaum mit dem Speichermedium auf seinem Weg auf die Höhe des Speichers mit derselben Temperatur. Dies ist in *Fig. 6* erkennbar an der geringen Differenz zwischen der maximalen Vorlauftemperatur mit der maximalen Speichertemperatur.

Speichertemperaturen 4.8.97

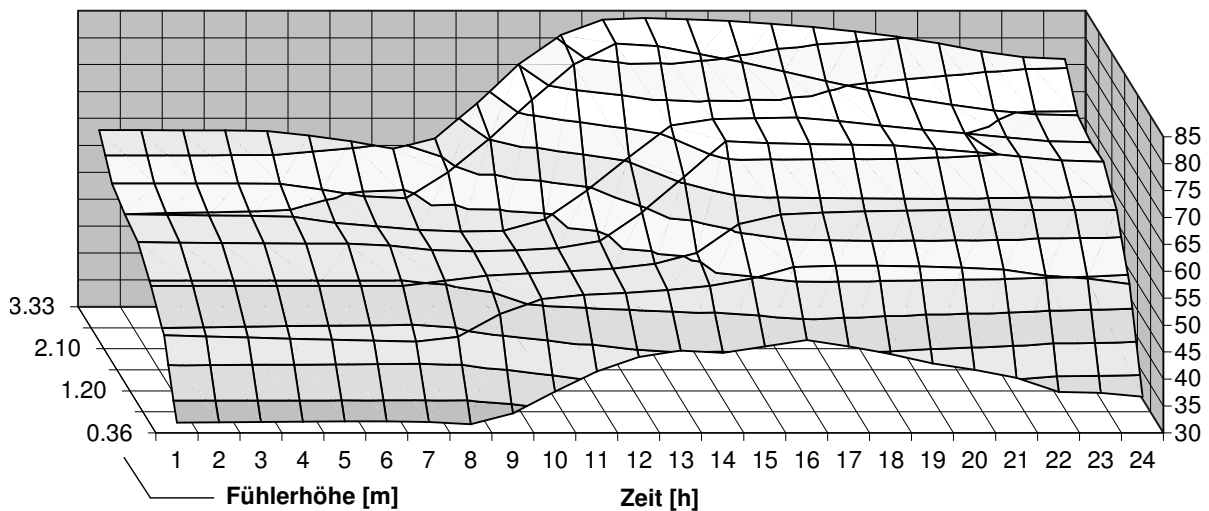


Fig. 5

Speichertemperaturen 4.8.97

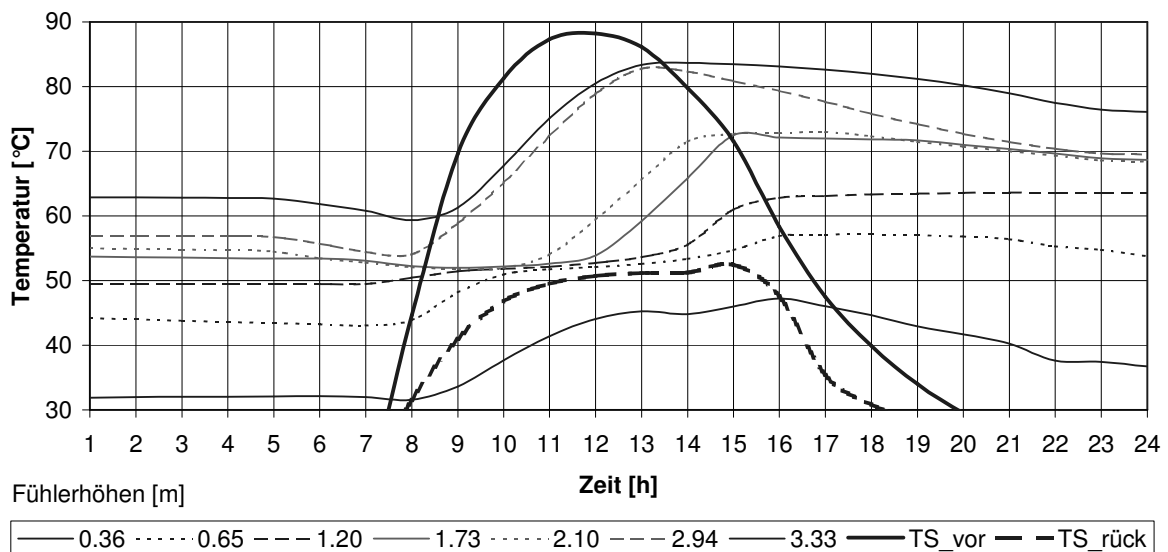


Fig. 6

### Energiebilanz 4.8.97

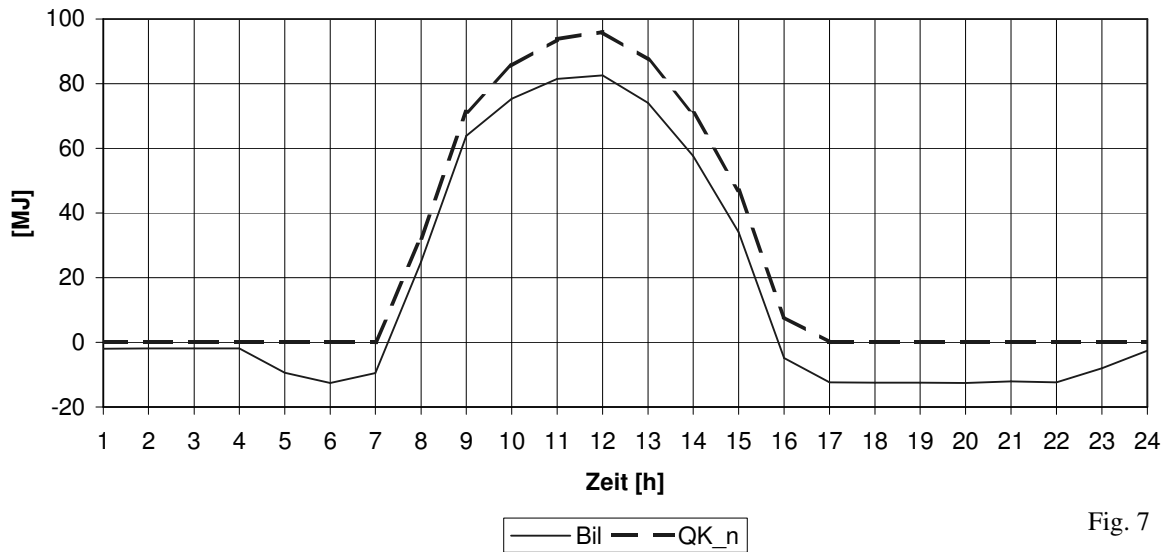


Fig. 7

Die Rücklaufftemperatur liegt etwa  $6K$  über der untersten Speichertemperatur. Dies deutet darauf hin, dass das Ansaugrohr besser gestaltet und plaziert werden könnte: Durch ein horizontales Leitblech am Ende des Ansaugrohres, durch dessen Mitte das Speicherwasser angesaugt wird, würde erreicht, dass das Einzugsgebiet der Rücklaufleitung einen grösseren Querschnitt des Speichers umfassen und damit die Schichtung in Bodenähe weniger durch den Rückfluss gestört wird. Die Rücklaufftemperatur könnte damit sicher auf die unterste Speichertemperatur gesenkt werden.

Interessant ist der Vergleich zwischen Sommer- und Winterbetrieb. *Fig. 8, 9 und 10* zeigen eine typische Konkurrenzsituation zwischen Solaranlage und Holzschneitzelkessel an einem schönen Oktobertag.

### Speichertemperaturen 26.10.97

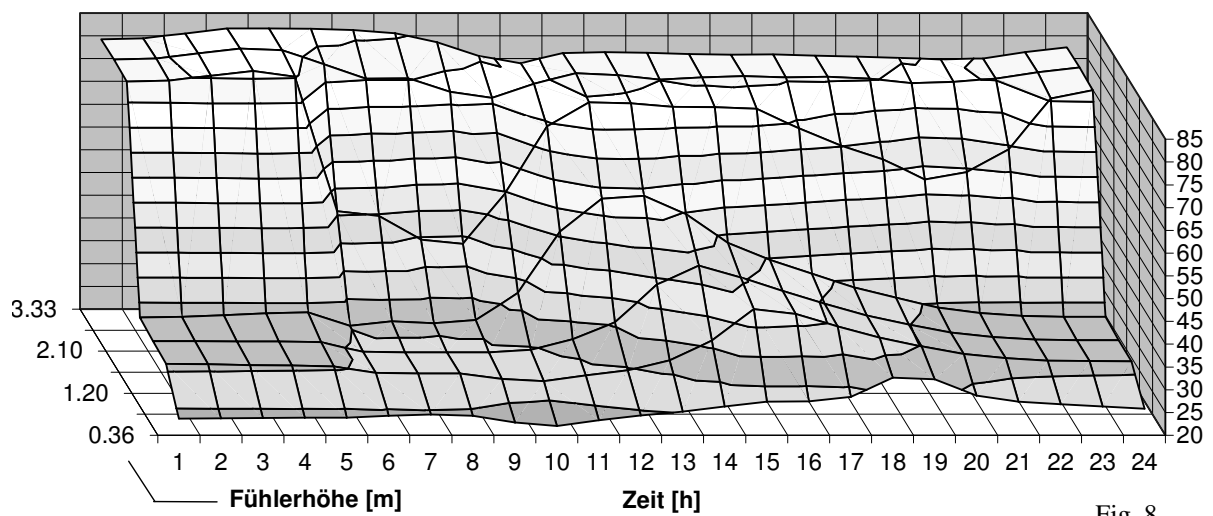


Fig. 8

### Speichertemperaturen 26.10.97

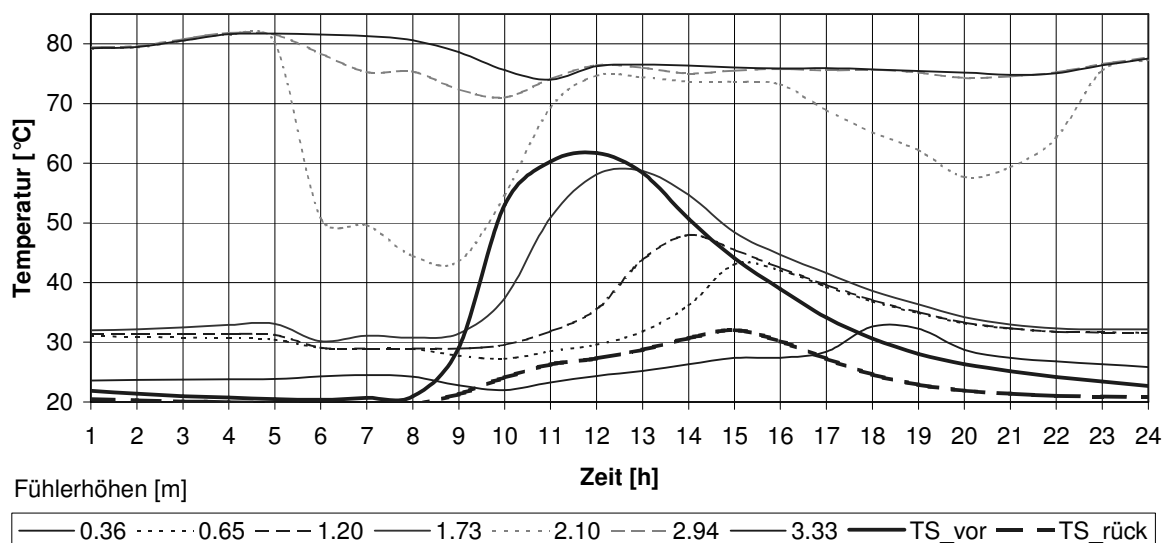


Fig. 9

### Energiebilanz 26.10.97

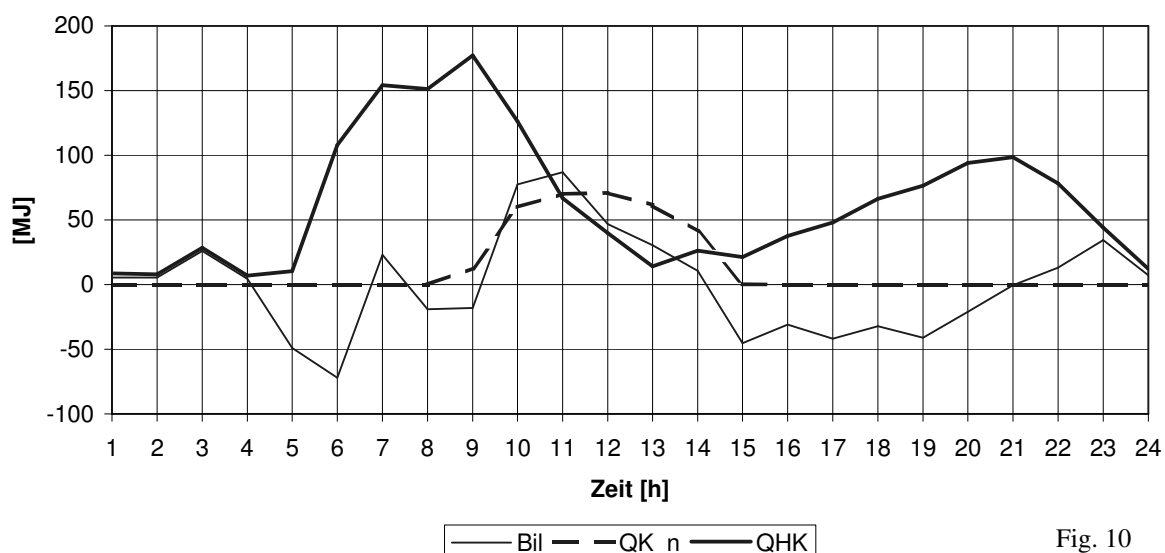


Fig. 10

Nur die obere Hälfte des Speichervolumens wird durch den Holzsnitzelkessel bewirtschaftet. Deutlich erkennbar ist die starke Durchmischung in diesem Bereich. Um 4<sup>45</sup> Uhr wird bereits Heizenergie bezogen und der Kessel fährt aus dem StandBy-Betrieb (ca. 2.5 kW) allmählich auf höhere Leistung (ca. 45 kW) an. Infolge der Ausrichtung des Kollektorfeldes um 51.5° nach Südosten liefert die Solaranlage bereits seit 8<sup>00</sup> Energie. Der Aussenthermostat meldet zu diesem Zeitpunkt aufgrund der tiefen Lufttemperatur von 4.5°C Heizenergiebedarf, obwohl die Häuser über die grossen, ebenfalls nach Südosten gerichteten Fensterflächen bereits durch die Sonneneinstrahlung geheizt werden. Die Kesselleistung wird aber erst ab 9<sup>00</sup> zurückgefahren, nachdem die Thermostate an den Heizkörpern auf die gestiegene Raumtemperatur reagiert haben. Die Vorlauftemperatur des Kessels ist mit ca. 80°C viel zu hoch. Daher kann die im Winter gewonnene Solarenergie nur im unteren Teil des Speichers eingebracht werden. Sie leistet damit nur einen Beitrag zur Vorwärmung Brauchwassers, obwohl das Temperaturniveau des Solarvorlaufes die Nutztemperatur des Brauchwassers erreicht. Durch

die Überschneidung von Solaranlagenbetrieb und Kesselbetrieb wird mehr Energie produziert, als nötig wäre. Der Überschuss geht durch Verluste im unteren Bereich des Speichers verloren.

Hier besteht ein grosses Potential zur Senkung des Brennstoffverbrauches und damit zur Steigerung des solaren Deckungsgrades. Der in dieser Anlage eingesetzte Kessel besitzt eine grosse thermische Trägheit. Um Kesselüberhitzung zu vermeiden und aus regeltechnischen Gründen war es daher notwendig, die Energie über einen im Speicher integrierten Wärmetauscher einzubringen. Ein selbststartender Kessel mit geringer Trägheit bietet demgegenüber die folgenden Vorteile:

- Das Speichermedium könnte durch den Kessel direkt erwärmt werden, ohne Gefahr der Kesselüberhitzung.
- Grosse zeitliche Überschneidungen des Betriebs von Kessel und Solaranlage liessen sich vermeiden.
- Die Kosten für den Wärmetauscher und das Expansionsgefäss für den Kesselkreis würden wegfallen.
- Der Kesselbetrieb ist auch ausserhalb der Heizperiode möglich. Auf die elektrische Nachheizung könnte verzichtet werden.

## 4.2 Temperatur- und Volumenstromverteilung im Kollektorfeld

Eine gleichmässige Verteilung des Volumenstromes auf die einzelnen Absorber innerhalb eines Kollektorfeldes ist aus folgenden Gründen vorteilhaft oder sogar notwendig:

- Der Wirkungsgrad ist umso grösser, je weniger die Kollektoraustrittstemperatur von der Vorlauftemperatur abweicht. Nur in diesem Fall entspricht der Wirkungsgrad des Kollektorfeldes dem in der Leistungsprüfung ermittelten Wirkungsgrad des einzelnen Kollektors.
- Vermeiden von Blockaden durch Dampfblasen in ungenügend durchströmten Kollektoren.

Auch bei der Schaltung der Kollektoren nach 'Tichelmann' stellt man fest, dass die mittleren Kollektoren einer Reihe weniger gut durchströmt und damit schlechter gekühlt werden als die Kollektoren an den Enden der Reihe. Die Abweichung des Volumenstroms vom Mittelwert über alle Kollektoren hängt ab von den spezifischen Strömungswiderständen  $\xi_s$  der Sammelleitung und  $\xi_a$  des Absorbers. Je kleiner das Verhältnis  $\xi_s/\xi_a$  ist, desto kleiner ist die Abweichung des Volumenstroms vom Mittelwert, oder anders gesagt, desto mehr Kollektoren dürfen parallelgeschaltet werden, ohne dass die zulässige Abweichung überschritten wird.

Bei den 15 Kollektoren des vorderen Teilfeldes wurden die Temperaturen der Absorberrohre der obersten Lamellen, unmittelbar vor deren Austritt in die Sammelleitung gemessen, um die Abweichung der Volumenströme vom Mittelwert über die entsprechende Abweichung der Austrittstemperaturen zu erfassen. Wie erwartet, zeigen die Messungen nur geringe Abweichungen der Temperaturen vom Mittelwert, weil der Strömungswiderstand der seriell geschalteten Absorberlamellen wesentlich grösser ist als derjenige der Sammelleitung, und somit das Verhältnis  $\xi_a/\xi_s$  gross ist. Die Vorteile sind offensichtlich: Es können grosse Kollektorfelder mit minimalem Aufwand an Verrohrung und Isolation gebaut werden. Die Länge der externen Leitungen und die thermischen Verluste sind auf ein Minimum reduziert. In *Fig.11* sind die gemessenen Temperaturen der obersten Absorberlamellen und die Eintrittstemperatur aufgetragen. *Fig.12* zeigt die unter gleichen Bedingungen rechnerisch ermittelte Volumenstromverteilung. Die mittlere Abweichung von lediglich 3.5% bzw. 4.5% vom Mittelwert ist vernach-

lässigbar klein, die Leistungsfähigkeit der Kollektoren wird also maximal ausgenutzt. Die Messunsicherheiten ergeben sich einerseits aus den Messfehlern der Anlagefühler, andererseits auch durch kleine Abweichungen der Absorbereigenschaften.

### Absorberrtemperaturen

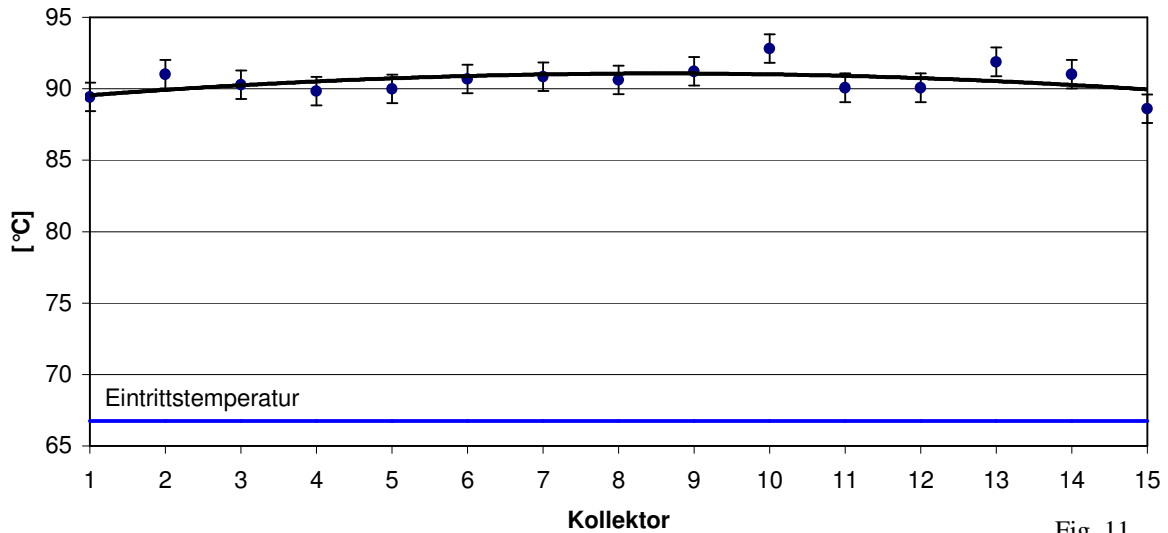


Fig. 11

### Volumenstromverteilung rechnerisch

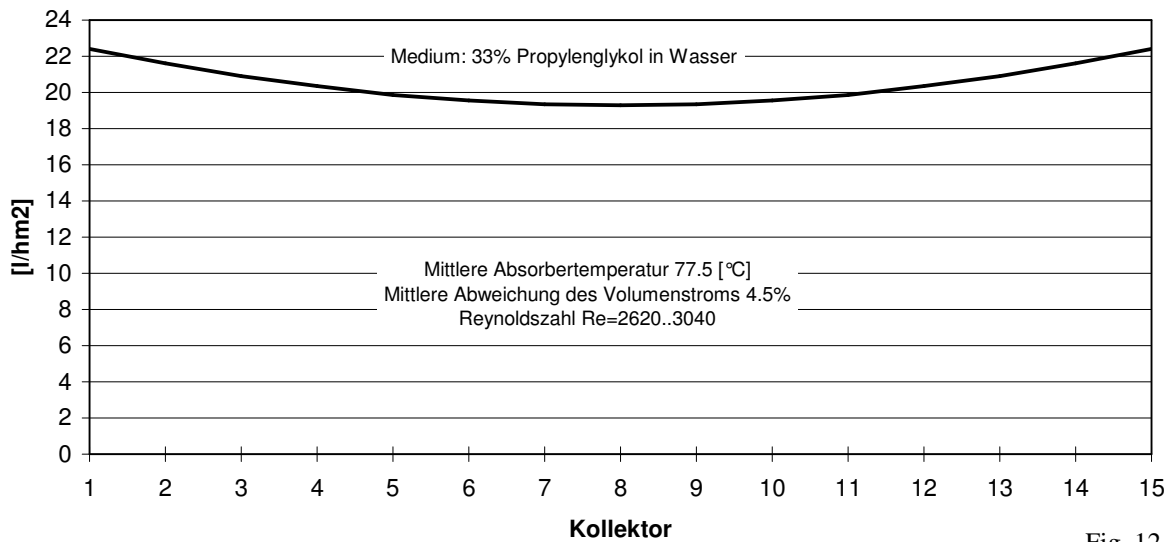


Fig. 12

Der Druckverlust über die gesamte Anlage beträgt  $0.43 \text{ bar}$ , über das Kollektorfeld  $0.053 \text{ bar}$ . Die Pumpenleistung ist proportional zum Druckverlust und zum Volumenstrom:  $P \propto \dot{V} \cdot \Delta p$ . Wird eine low-flow-Anlage im Vergleich zu einer herkömmlichen Anlage mit dem halben Volumenstrom betrieben, können die Leitungsquerschnitte auf die Hälfte reduziert und eine Pumpe mit der halben Leistung eingesetzt werden!

### 4.3 Überhitzungsschutz:

Die Arbeiten zum Überhitzungsschutz sind im Bericht [1] Stillstandsverhalten von Solaranlagen ausführlich dargestellt.

Der Betrieb im Sommer 1997 zeigt, dass der Stagnationsfall, auch während der Ferienabwesenheit einiger Familien, nie eingetreten ist. Dafür gibt es mehrere Gründe:

- Die Verluste des Speichers, insbesondere die Strahlungsverluste über unisolierte Teile der Leitungen sind sehr gross.
- Die bei hohen Kollektortemperaturen und dementsprechend vermindertem Wirkungsgrad gewonnene Energie wird durch den Warmwasserbezug, die Verluste über Speicher- und Solarkreisleitungen und die Zirkulationsverluste gerade kompensiert.
- Die Solarschutzfunktion der Steuerung hat sich bewährt.

Diese ist folgendermassen realisiert: Die Solarkreispumpe wird bei Überschreiten einer Temperatur des Boilers bzw. Speichers von  $80^{\circ}\text{C}$  abgeschaltet und erst wieder eingeschaltet, wenn die Kollektortemperatur von  $120^{\circ}\text{C}$  überschritten wird. Dadurch wird die bei nunmehr geringerem Wirkungsgrad kumulierte Energie aus den Kollektoren abgeführt. Nach Unterschreiten der Kollektortemperatur von  $110^{\circ}\text{C}$  wird die Pumpe wieder ausgeschaltet und der Zyklus beginnt von Neuem. Die Anlage wird erst definitiv abgestellt, wenn die Speichertemperatur die zulässige Grenze von beispielsweise  $90^{\circ}\text{C}$  überschreitet.

Dieses Verfahren ist praktikabel bei Kollektoren mit Absorberbeschichtungen, deren Effizienz bei den genannten Temperaturen genügend abfällt.

Die während der Stillstandsversuche gemachten Erfahrungen wurden umgesetzt und die Anlage entsprechend umgebaut, mit dem Ziel, das Dampfvolumen und damit die thermische Belastung zu vermindern. Für Anlagen mit einem ähnlichen Verhältnis zwischen Kollektorleistung und Warmwasserverbrauch bei ähnlichem Speichervolumen ist die Methode des Verdampfens praktikabel, da diese Situation selten auftritt.

Entgegen früheren Vermutungen wird eine erhebliche Menge des Wärmeträgermediums im Kollektorkreis wegen der immer stattfindenden, unvermeidlichen Destillationsvorgänge thermisch sehr hoch beansprucht. Ein Hinweis darauf ist das langsame Ansteigen des Anlagendruckes. Vom Abstellen der Anlage bis zum stationären Zustand der Stagnation wird ein Vielfaches der Energie absorbiert, die allein zum Austreiben des Mediums durch Dampfbildung nötig wäre. Das schwerer flüchtige Glykol bleibt vermutlich in nicht vernachlässigbaren Mengen im Absorber zurück, wo es durch die hohen Stagnationstemperaturen geschädigt wird. Konkrete Forschungsergebnisse zu diesem Thema wären sehr wertvoll.

## 5 Messungen

### 5.1 Messschema

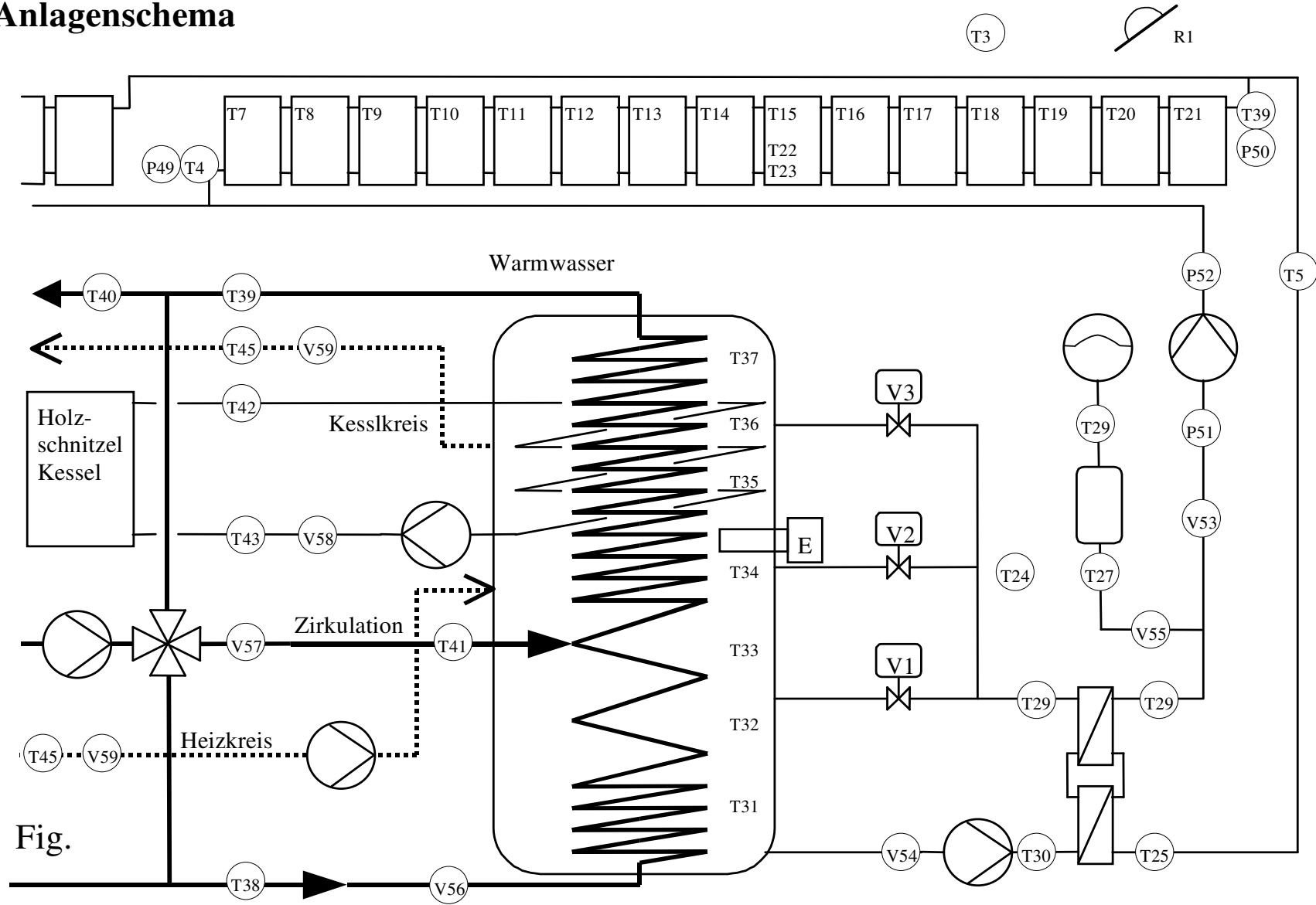
Die Bezeichnungen sind mit den Spaltenbeschriftungen in den Datensätzen identisch

Position	Messgrösse	Bezeichnung in Messdatensätzen
R1	Globalstrahlung in Kollektorebene	$R_G$
E2	Elektrische Zusatzheizenergie	E
T3	Umgebungstemperatur bei Solarimeter	$T_{\text{ausseu}}$
T4	Temperatur Kollektoreintritt	$T_{K\_ein}$
T5	Temperatur Vorlaufleitung	$T_{K\_vorL}$
T6	Temperatur Kollektorausritt	$T_{K\_aus}$
T7..T21	oberste Absorberlamelle Kollektor 1 bis 15	$T_{K\_1}$ bis $T_{K\_15}$
T22	mittlere Absorberlamelle Kollektor 8	$T_{K\_8m}$
T23	unterste Absorberlamelle Kollektor 8	$T_{K\_8u}$
T24	Umgebungstemperatur Heizungsraum	$T_{\text{Raum}}$
T25	Solarkreis Vorlauf primär	$T_{K\_vor}$
T26	Solarkreis Rücklauf primär	$T_{K\_rück}$
T27	Expansionsleitung vor Puffergefäss	$T_{\text{Exp}_1}$
T28	Expansionsleitung nach Puffergefäss	$T_{\text{Exp}_2}$
T29	Solarkreis Vorlauf sekundär	$T_{S\_vor}$
T30	Solarkreis Rücklauf sekundär	$T_{S\_rück}$
T31..37	Speichertemperatur 1 (unten) bis 7 (oben)	$T_{S\_1}$ bis $T_{S\_7}$
T38	Boiler Kaltwassereintritt	$T_{B\_ein}$
T39	Boiler Austritt, vor Mischventil	$T_{B\_aus}$
T40	Boiler Austritt, nach Mischventil	$T_{B\_misch}$
T41	Boiler Zirkulation, nach Mischventil	$T_{B\_Zirk}$
T42	Kesselkreis Vorlauf	$T_{HK\_vor}$
T43	Kesselkreis Rücklauf	$T_{HK\_rück}$
T44	Heizkreis Vorlauf	$T_{H\_vor}$
T45	Heizkreis Rücklauf	$T_{H\_rück}$
S46	Ventilstellung oben	V1
S47	Ventilstellung oben	V2
S48	Ventilstellung oben	V3
p49	Druck vor Kollektoreintritt	$P_{K\_ein}$
p50	Druck nach Kollektorausritt	$P_{K\_aus}$
p51	Druck vor Solarkreispumpe	$P_{\text{vor}}$
p52	Druck nach Solarkreispumpe	$P_{\text{rück}}$

V53	Durchfluss Solarkreis primär	$V_K$
V54	Durchfluss Solarkreis sekundär	$V_S$
V55	Durchfluss Expansion	$V_{Exp}$
V56	Durchfluss Boiler Eintritt	$V_{B\_ein}$
V57	Durchfluss Boiler Zirkulation	$V_{B\_Zirk}$
V58	Durchfluss Kesselkreis	$V_{HK}$
V59	Durchfluss Heizkreis	$V_H$

Die Messung erfolgt in 5-min Intervallen. Temperatur  $TK\_ein$  wurde  $0.4\ m$  vor dem Kollektoreintritt,  $TK\_aus$  unmittelbar nach dem Kollektorausritt gemessen. Temperatur  $TK\_vorL$  wurde  $4\ m$  vom Kollektorausritt entfernt in der horizontal verlaufenden Vorlaufleitung gemessen.

# Anlagenschema



## 5.2 Messtechnik:

### 5.2.1 Strahlung:

Die eingestrahlte Solarenergie wird durch ein Solarimeter *CM5* der Firma Kipp+Zonen gemessen. Hierbei wird die Globalstrahlung in der Kollektorebene erfasst. Das Gerät liefert ein Signal von  $0..17\text{ mV}$ , welches vom Datalogger direkt verarbeitet wird. Das Signal des Solarimeters wurde am *15.3.1998* in Rapperswil mit einem fest installierten Gerät verglichen. Der Unterschied lag mit  $0.02\text{ mV}$  unterhalb der Genauigkeit der verwendeten Messeinrichtung. Vergleichsmessungen des Signales direkt am Anschluss des Solarimeters und am Ende der *12m* langen Messleitung mit einem Mikrovoltmeter zeigten, dass die Messleitung das Signal nicht beeinflusst.

### 5.2.2 Temperatur:

Die Temperaturen werden mit *Pt-100* Widerstandsfühlern gemessen. Der Einfluss der Messleitungen wird mit einer 3-Leiter-Kompensationsschaltung eliminiert.

Um die Wärmeleitung zwischen der Tauchhülse und dem Fühler zu verbessern, wurde der Fühler zuerst isoliert, dann mit Wärmeleitpaste bestrichen und mit Aluminiumfolie umwickelt (Fig 13) .

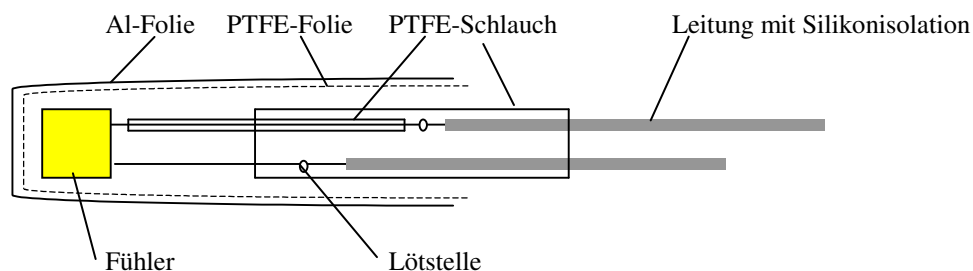


Fig. 13

Die Temperaturen der obersten Absorberlamellen wurden mit speziell gefertigten Anlegefühlern am Lamellenrohr gemessen, *10 cm* vor dessen Eintritt in die Sammelleitung. Der Aufbau ist in *Fig. 14* und *15* dargestellt.

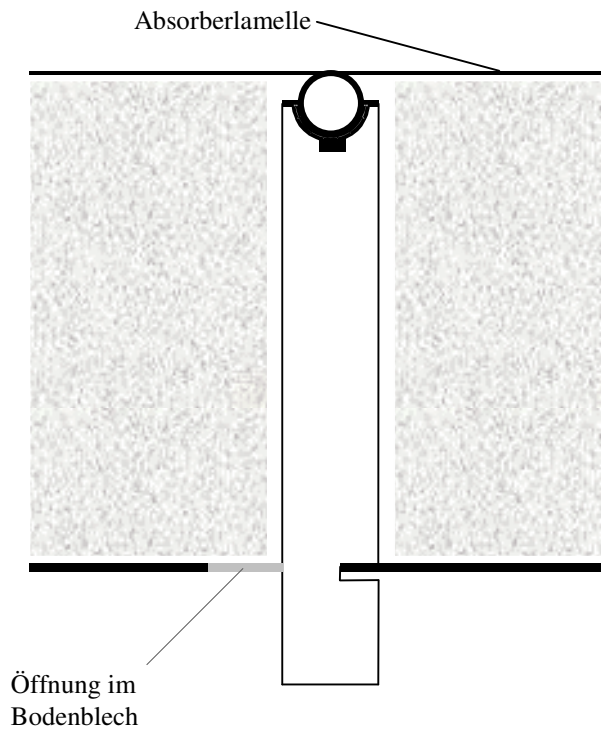


Fig.14

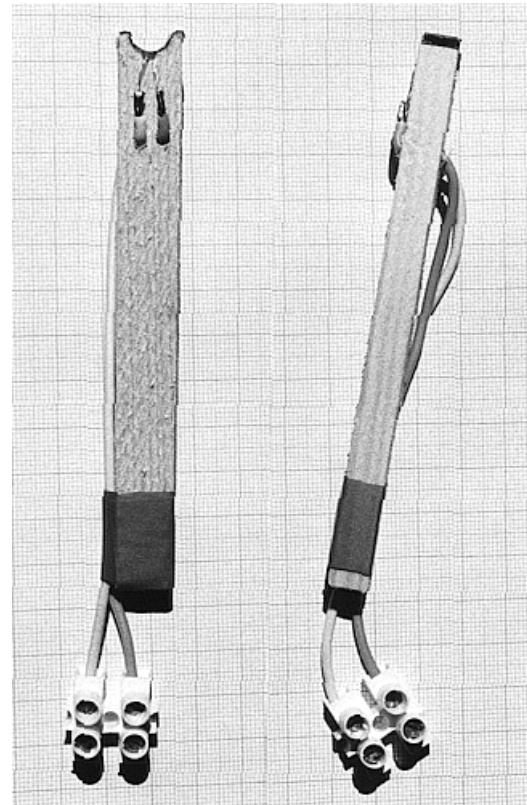


Fig.15

Mit Ausnahme der Temperaturen  $TK_{vorL}$  der Vorlaufleitung, der Temperaturen  $TExp_1$  und  $TExp_2$  der Expansionsleitung sowie der Warmwassertemperatur  $TB_{misch}$  nach dem thermischen Mischer werden alle Kreislauftemperaturen über Tauchhülsen gemessen.

Die Speichertemperaturen werden über Tauchhülsen gemessen, die  $200\text{ mm}$  tief in den Speicher hineinragen. Dadurch konnte der Einfluss der Wärmeleitung in der Wand auf die Temperaturmessung weitgehend eliminiert werden. Da die Temperaturverteilung im Speicher aber keineswegs rotationssymmetrisch ist, müssen die Messwerte vorsichtig interpretiert werden. Es hat sich gezeigt, dass tagsüber, wenn grosse Energiemengen umgeschlagen werden, die Temperaturen den aktuellen Energieinhalt mit grossen Fehlern wiedergeben. Zur qualitativen Diskussion des Schichtverhaltens ist die Genauigkeit aber genügend, oder anders gesagt, der Fehler, der durch die Annahme eines rotationssymmetrischen und isothermen Schicht entsteht, ist vernachlässigbar.

### 5.2.3 Volumenstrom:

Zur Durchflussmessung werden magnetisch-induktive Geräte verwendet (KROHNE Ecoflux) mit Nenndurchmessern zwischen  $10$  und  $25\text{ mm}$ . Diese Geräte haben mit  $10$  Impulsen pro Liter eine hohe Auflösung und ermöglichen kurze Messintervalle.

### 5.2.4 Druck:

Der Druck im Solarkreis wird mit kapazitiven Drucktransmittern (SETRA C 207) gemessen, die ein Stromsignal von  $4..20\text{ mA}$  liefern. Während den Stillstandsversuchen wurde der Verlauf des Druckes vor der Pumpe sowie am Ein- und Austritt des Kollektorfeldes mit einem Speicheroszilloskop (LeCroy) aufgezeichnet. Dadurch konnte eine genügende zeitliche Auflö-

sung von  $4\text{ms}$  erreicht werden. Der Druck nach der Pumpe wurde als Referenz, wie üblich, mit dem Datenlogger registriert.

## 6 Berechnungsgrundlagen

### 6.1 Wärmeströme:

Die spezifische Wärme  $c_p$  ist temperaturabhängig und kann für kleine Temperaturbereiche in guter Näherung linearisiert werden.

$$c_p(T) = c_{p0} + aT$$

Die spezifische Änderung des Energieinhaltes ist bei konstantem Druck gleich der Änderung der spezifischen Enthalpie  $h$ :

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT = \int_{T_1}^{T_2} (c_{p0} + aT) dT = c_{p0} (T_2 - T_1) + \frac{a}{2} (T_2^2 - T_1^2) = c_{p0}(\bar{T}) (T_2 - T_1)$$

Falls  $c(T)$  linear ist, ist die Näherung mit der spezifischen Wärme  $c(\bar{T})$  bei mittlerer Temperatur exakt. Der Wärmestrom aus der Volumenstrommessung und der Messung der Vor- und Rücklaufemperatur ist dann:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho(T_{rück}) \cdot c_{p0}(\bar{T}) \cdot (T_{vor} - T_{rück}) \quad \text{und die Wärmemenge } Q = \dot{Q} \cdot \tau$$

Das Zeitintervall  $\tau$  ist die Zeitspanne zwischen der aktuellen und der vorhergehenden Messung. Die Dichte wird für die Temperatur jener Leitung berechnet, in der der Volumenstrom gemessen wird, beispielsweise in der Rücklaufleitung.

#### 6.1.1 Kollektorertrag:

Die Brutto- bzw. Nettoerträge des Kollektorfeldes setzen sich aus den gemessenen Wärmemengen im Primär- bzw. Sekundärkreis  $Q_{K_p}$  und  $Q_{K_n}$ , dem nutzbaren Anteil der Pumpenenergie  $E_P$  und den rechnerisch ermittelten Leitungsverlusten  $Q_{LV}$  zusammen. Als nutzbare Pumpenenergie wurden 50% des Energieverbrauches eingesetzt.

$$Q_{K_b} = Q_{K_p} + Q_{LV_p} + E_{P_p} / 2 \quad \text{und} \quad Q_{K_n} = Q_{K_s} - Q_{LV_s} + E_{P_s} / 2$$

Die Wärmemengen  $Q_{K_p}$  im Primär und  $Q_{K_s}$  im Sekundärkreis unterscheiden sich nur sehr wenig aufgrund der Wärmeverluste der Armaturen und der Plattenwärmeübertrager.

#### 6.1.2 Kessel, Warmwasser, Zirkulation und Heizung:

Diese Wärmemengen werden, wie unter 6.1 beschrieben, direkt aus den gemessenen Wärmeströmen berechnet. Die Leitungsverluste werden den Speicherverlusten zugeschlagen.

### 6.1.3 Solarkreisumpen und Ventile:

Sowohl die Ventile als auch die Pumpen werden über die Relais und Stromrichter der Steuerungen versorgt. Die effektiv bezogene Leistung wurde über die Speisung der Steuerung gemessen. Es zeigte sich, dass die Leistungen nur wenig von der Pumpendrehzahlen abhängig sind. Offenbar arbeitet der Stromrichter mit schlechtem Wirkungsgrad. Zur Berechnung des Energiebedarfes werden in guter Näherung die mittlere Leistung der beiden Pumpen, der Steuerung und eines jeweils eingeschalteten Ventils zusammengerechnet.

## 6.2 Leitungsverluste:

In den Leitungsverlusten sind sowohl die Verluste über die isolierten Leitungen als auch über die unisolierten Bereiche und Armaturen erfasst. Für die Emissivitäten der unisolierten Teile und der Umgebung wurden  $0.9$  eingesetzt. Bei gut hinterlüfteten Leitungen wurde die Temperatur der benachbarten Oberflächen mit der gemessenen Umgebungstemperatur gleichgesetzt. An Stellen, wo die Oberflächentemperaturen benachbarter Flächen infolge zusätzlicher Isolationswirkung des umgebenden Materials und geringer Hinterlüftung höher sind, wurde für die Berechnung des Strahlungsaustausches der Mittelwert zwischen Umgebungstemperatur und Rohrtemperatur angenommen.

## 6.3 Speicherverluste:

In den Speicherverlusten sind nebst den Verlusten über die Isolation auch die Leitungsverluste der Anschlüsse enthalten:

- Entlüftungsleitung
- Kesselkreis: Vor- und Rücklaufleitung vom Speicher bis zu den Tauchhülsen der Temperaturmessungen. Bei Betrieb des Kessels werden diese Verluste aufgrund der Vor- und Rücklauftemperatur berechnet. Wenn der Kessel nicht in Betrieb ist wird die Vor- und Rücklauftemperatur mit der Speichertemperatur  $T_{S_4}$  gleichgesetzt.
- Solarkreis sekundär: Wärmeverluste über die drei Einspeisungen aufgrund der entsprechenden Speichertemperaturen  $T_{S_2}$ ,  $T_{S_3}$ ,  $T_{S_5}$ .
- Warmwasserleitung: Warmwasserleitung bis zur Tauchhülse der Temperaturmessung. Es wurden drei Fälle unterschieden: 1) Bei Betrieb der Zirkulationspumpe ist die  $T_{B_{aus}}$  die relevante Temperatur. 2) Wenn Warmwasser bezogen wird und die Zirkulationspumpe nicht in Betrieb ist, wird die mittlere Temperatur der Rohrleitung der Speichertemperatur  $T_{S_7}$  gleichgesetzt. 3) Wenn kein Warmwasser bezogen wird und die Zirkulationspumpe nicht in Betrieb ist, wird die mittlere Temperatur der Rohrleitung der Speichertemperatur  $T_{S_5}$  gleichgesetzt.
- Zirkulationsleitung: Zirkulationsleitung bis zur Tauchhülse der Temperaturmessung. Falls die Zirkulationspumpe nicht in Betrieb ist, wird die Temperatur der Zirkulationsleitung der Speichertemperatur  $T_{S_4}$  gleichgesetzt.
- Heizkreis: Wenn Heizenergie bezogen wird, ist die entsprechende Vor- und Rücklauftemperatur massgebend. Wird keine Heizenergie bezogen, wird die mittlere Temperatur der Vorlaufleitung der Speichertemperatur  $T_{S_4}$  und die mittlere Temperatur der Rücklaufleitung der Speichertemperatur  $T_{S_3}$  gleichgesetzt.

- Die Verluste über den Boden wurden durch einen zu den anderen Wärmeverlusten proportionalen Zuschlag erfasst, der durch Ausgleichsrechnungen bestimmt wurde. Dieses Vorgehen ist für die Energiebilanz ausreichend genau und entspricht der Berechnung des Wärmeverlustes mit einem mittleren k-Wert und einer mittleren Temperatur des Betonbodens unter dem Speicher. In einer direkten Berechnung dieser Wärmeverluste müsste man die instationäre Wärmeleitung im Betonboden und dem benachbarten Erdreich berücksichtigen.

Die Auswertung der Messdaten zeigt folgende Korrelation der Speicherverluste über den Boden mit dem zeitlichen Verlauf des Energieinhaltes. Wird die Speichertemperatur durch hohe Solarerträge in kurzer Zeit erhöht, ist der Verlust über den Boden grösser als der gerechnete Wert, weil die Temperatur des darunterliegende Betonboden tief ist. Der aktuelle k-Wert ist dann grösser als der in der Rechnung verwendete mittlere k-Wert. Bei konstanter Temperatur des Speicherbodens, beispielsweise bei stationärem Kesselbetrieb oder bei langdauernden Schönwetterperioden, entspricht der Verlust über den Speicherboden dem gerechneten Wert. Der umgekehrte Fall tritt ein, wenn der Speicher nach mehreren Tagen auf hoher Temperatur innert kurzer Zeit stark abgekühlt wird. Der Betonboden hat dann unter Umständen eine höhere Temperatur als der Speicherboden und der Speicher gewinnt einen Teil der Wärme zurück, die er vorher verloren hatte.

## 6.4 Energieinhalt des Speichers:

Die Messung der Speichertemperatur bietet eine Möglichkeit, den Energieinhalt des Speichers direkt zu bestimmen. Der Genauigkeit dieser Methode sind Grenzen gesetzt:

- Endliche Anzahl der Messstellen
- Einbauten und Geometrie beeinflussen die effektive Speichermasse
- Das Modell für die Temperaturverteilung weicht von der Realität ab

Da die eingebrachten und entnommenen Energien als Messwerte zur Verfügung stehen, können die systematischen Fehler aufgrund der oben erwähnten Unsicherheiten mittels Korrelationsverfahren und Ausgleichsrechnungen minimiert werden.

Die Speichermasse setzt sich aus der Masse des Speichermediums  $m$  und der Behältermasse  $m_B$  zusammen. die Änderung des Wärmeinhaltes ist in nullter Näherung

$$\delta Q = (c_p m + c_{pB} m_B) dT$$

Sowohl das Behältervolumen als auch die Dichte und die spezifische Wärme sind temperaturabhängig. Für kleine Temperaturdifferenzen können die Funktionen linearisiert werden:

$$c(T) = c_1 + a(T - T_1) \quad \rho(T) = \rho_1 + b(T - T_1) \quad V(T) = V_0 + 3\alpha(T - T_0)$$

Da der Beitrag des Behälters zum Gesamtenergieinhalt in der Grössenordnung von einem Prozent liegt, wird dessen spezifische Wärme als konstant gesetzt.  $V_0$  ist das Nennvolumen des Behälters bei Raumtemperatur  $T_0$ .  $T_1$  ist die Temperatur, an deren Stelle die Funktionen linearisiert werden sollen. Zur Vereinfachung der Rechnung werden die Temperaturdifferenzen substituiert:

$$T_1 - T = \vartheta \quad dT = d\vartheta \quad \text{sodass} \quad T = T_1 - \vartheta$$

Die Änderung des Energieinhaltes in erster Näherung ist dann:

$$\delta Q = V_0 [1 + 3\alpha(\vartheta + T_1 - T)](c_1 + a\vartheta)(\rho_1 + b\vartheta)d\vartheta$$

Die Koeffizienten  $a$ ,  $b$  und  $\alpha$  sind so klein, dass die Terme, in denen die Koeffizienten paarweise oder zu dritt auftreten, vernachlässigt werden dürfen. Für die Änderung des Energieinhaltes infolge einer Temperaturänderung  $\Delta T$  folgt dann:

$$\Delta Q = \int_0^{\Delta T} \tilde{c}(\vartheta) d\vartheta = V_0 \left[ c_1 \rho_1 \Delta T + 3\alpha c_1 \rho_1 (T_1 - T_0) \Delta T + \frac{1}{2} (c_1 b + \rho_1 a + 3\alpha c_1 \rho_1) \Delta T^2 \right] + m_B c_B \Delta T$$

Zur Berechnung des Energieinhaltes wurde ein Modell mit isothermen Schichten zugrunde gelegt. Die Höhe der zum n-ten Fühler zugeordneten Schicht erstreckt sich über die halben Distanzen zu den jeweils benachbarten Fühlern, bzw. bis zum Abschluss des Behälters.

## 6.5 Energiebilanz

Bei der Berechnung der Energiebilanzen stellen sich zwei Probleme:

1. Die einzelnen Beiträge zu den Speicherverlusten und damit auch die Summe  $Q_{SV}$  können nicht direkt gemessen sondern müssen rechnerisch bestimmt werden.
2. Die effektive Speichermasse kann von der nominalen Speichermasse um einige Prozent abweichen aufgrund der Einbauten und der Fertigungstoleranz. Zudem entstehen bei der Bestimmung des Energieinhaltes aus Temperaturmessungen immer systematische, durch das naturgemäss ungenügende Speichermodell und durch die Messung selbst bedingte Fehler von unbekannter Grösse.

Die Energiebilanz als Änderung des Energieinhaltes im Speicher wird auf zwei Arten bestimmt:

1. Summen der gemessenen Energieströme des rechnerisch ermittelten Speicherverlustes  $Q_{SV}$ .

$$Bil = Q_{K_n} + Q_{HK} + Q_{El} + Q_{WW} + Q_{Zirk} + Q_H + Q_{SV} \cdot \alpha$$

2. Aufgrund der Änderung der Speichertemperaturen  $i$  innerhalb eines Tages  $T_{i(d+1)} - T_{id}$ .

$$Bil_{-T} = \left[ \sum_{i=1}^7 Q_{i,d+1}(T_{i,d+1}) - Q_{i,d}(T_{i,d}) \right] \cdot \beta$$

Die Wärmemengen der  $i$ -ten Schicht werden gemäss 6.4 berechnet. Die Faktoren  $\alpha$  und  $\beta$  berücksichtigen die Fehler der getroffenen Annahmen.

In einem ersten Schritt werden die Speicherverluste mit geschätzten Wärmedurchgangswerten und die Energiebilanz aus den Speichertemperaturen und der nominalen Speichermasse be-

rechnet. In der Regel stimmen die aus Wärmeströmen einerseits und Speichertemperaturen andererseits berechneten Energiebilanzen nicht überein, sodass

$$Bil \neq Bil\_T$$

Durch lineare Ausgleichsrechnung werden nun die effektiven Speicherverluste berechnet. Dieses Verfahren wurde zunächst auf die Daten der Monate Juli, August und September angewendet, in denen  $Bil$  und  $Bil\_T$  gut korrelieren. wobei jene Tage ausgeklammert wurden, in denen elektrisch nachgeheizt wurde, weil dies mit Sicherheit die Rotationssymmetrie der Speichertemperaturen stört. Diese Daten enthalten auch keine Beiträge der fehlerbehafteten Heizenergie. Das System der  $N$  Fehlergleichungen

$$(Bil\_T - QSV)_i \cdot \begin{pmatrix} \beta \\ \alpha \end{pmatrix} = (Q_{K\_n} + Q_E + Q_{WW} + Q_{Zirk})_i \quad i \in \{1, N\}$$

wurde so gelöst, dass das Quadrat des Fehlers minimal ist. Das Verfahren wurde viele Male durchgeführt. So konnten einzelne Beiträge des Speicherverlustes und des Speichervolumens mit hoher Genauigkeit bestimmt werden. Dasselbe Verfahren wurde angewandt, um den Fehler der Heizenergie zu bestimmen.

Während die Energiebilanz aufgrund der gemessenen Wärmeströme auch für kurze Zeitintervalle in hoher Genauigkeit berechnet werden kann, ist dies bei der Berechnung der Energiebilanz anhand der Speichertemperaturen nicht möglich. Bei der Berechnung des Energieinhaltes wird angenommen, dass die gemessene Temperatur der mittleren Temperatur in der Schicht entspricht. Dies ist mit genügender Genauigkeit nur während der Nachtstunden der Fall, wenn wenig Energie umgesetzt wird und sich lokale Variationen der Temperatur soweit ausgeglichen haben, dass die Temperaturverteilung rotationssymmetrisch um die Speicherachse ist und die Temperatur sich entlang der Speicherachse nicht zu stark ändert.

Die Leitungen haben eine Zeitkonstante in der Grössenordnung von einigen Minuten, sodass die über eine Stunde summierten Wärmemengen der tatsächlich transportierten Wärmemenge sehr gut entspricht. Die Fehler aufgrund der Zeitkonstanten verschwindet mit zunehmendem Intervall.

## 6.6 Ausgleichs- und Korrelationsrechnung:

Die lineare Ausgleichsrechnung wird verwendet, um systematische Messfehler zu eliminieren oder unbekannte Grössen aus einem Satz gesicherter Messdaten zu berechnen. Die Korrelationsrechnung macht Korrelationen zwischen Messwerten und Energiebeiträgen sichtbar. Ein überbestimmtes lineares Gleichungssystem

$$Ax = b$$

wird derart gelöst, dass der mittlere quadratische Fehler minimal wird:  $r^2 = (b - A \cdot x)^2$

Geeignete Verfahren sind in [9] beschrieben. In dieser Arbeit wurden Funktionen in MATLAB und EXCEL verwendet.

## 6.7 Messgenauigkeiten und Fehlerrechnung

Die verwendeten Temperatursensoren der Güteklasse A haben eine Genauigkeit von  $\pm 0.15 K$  bei  $0^\circ C$ .

Die Durchflussmesser haben bei genügend grossen Durchflüssen, d.h. Strömungsgeschwindigkeiten grösser als 1 m/s eine Genauigkeit von  $\pm 0.5\%$  des Messwertes. Diese Bedingung ist, mit einer Ausnahme, bei allen Messungen erfüllt. Die Messung des Volumenstromes am Boilereintritt ist mit grösseren Ungenauigkeiten behaftet, da der Betrieb des Messgerätes über lange Zeit bei kleinen Volumenströmen erfolgt.

Die Messung des Volumenstromes im Heizkreis zeigt im Vergleich zur Änderung des Energieinhaltes im Speicher aufgrund der Temperaturen um 20% zu hohe Werte. Die Ursache kann die ungünstige Einbaulage des Messgerätes oder Magnetitausscheidungen oder fehlerhafte Eichung sein. Der Fehler konnte mittels Ausgleichsrechnung auf weniger als 2% minimiert werden.

### 6.7.1 Maximalfehler des Wärmestromes aus Einzelmessungen:

Der Wärmestrom als Funktion der gemessenen Temperaturen und des Volumenstromes ist

$$\dot{Q} = \dot{V} \rho c_p (T_2 - T_1)$$

Der maximale relative Fehler des Wärmestromes ist somit

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \frac{1}{\dot{Q}} \left( \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}} \Delta \dot{V} + 2 \frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} \Delta T \right)$$

Die Fehlergrenze des Volumenstrommessgerätes DN25 (KROHNE) beträgt:

$$\Delta \dot{V} = \pm \begin{cases} 0.005 \cdot \dot{V} & \dot{V} \geq 0.49 [l/s] \\ 0.005 \cdot \dot{V} + 0.002 \cdot \frac{\dot{V}_{min}}{\dot{V}} & \dot{V} < 0.49 [l/s] \end{cases}$$

Mit Ausnahme der Volumenstrommessung des Warmwasserbezuges arbeiten alle Volumenstrommessgeräte im Bereich mit maximaler Genauigkeit. Die Abhängigkeit des relativen Fehlers kann dann als Funktion der Temperatur allein dargestellt werden:

relativer Fehler bei  $V > V_{min}$

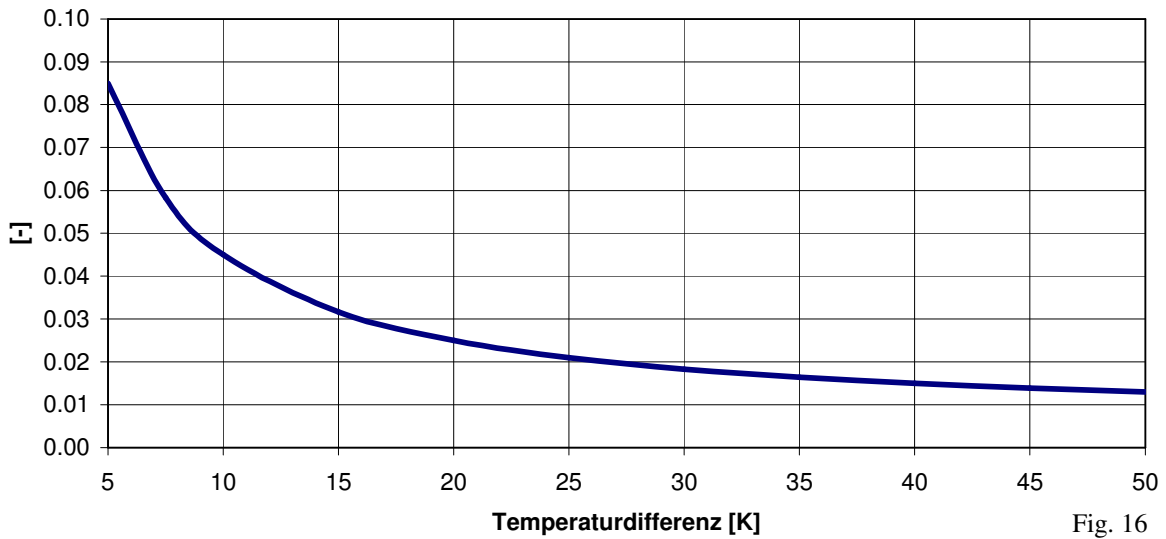


Fig. 16

Die Temperaturdifferenz bei Warmwasserbezug ist immer grösser als  $30^{\circ}C$ . Der relative Fehler kann bei fester Temperaturdifferenz von  $30^{\circ}C$  als Funktion des Volumenstromes dargestellt werden. Da die Temperaturdifferenz zwischen Boileraustritt und Kaltwassereintritt immer grösser sind, ist der effektive Fehler eher kleiner.

relativer Fehler bei  $(T_{B\_aus} - T_{B\_ein}) = 30\text{ K}$

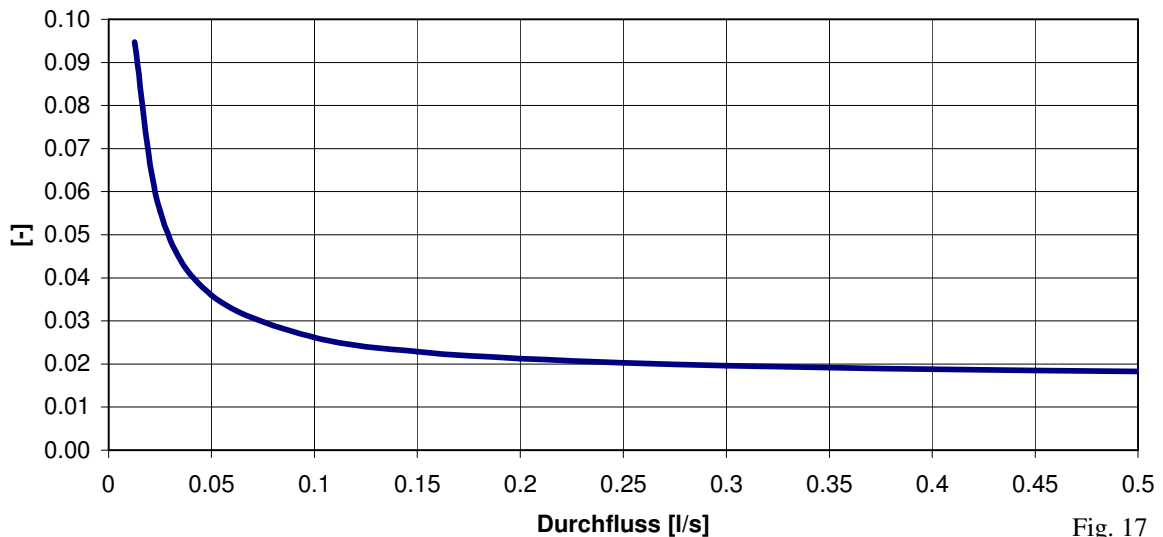


Fig. 17

Da das Messgerät den momentanen Durchfluss alle  $0.1s$  anzeigt, konnte die Häufigkeit der Bezugsmengen pro Zeit durch Beobachten der Anzeige geschätzt werden. Der Fehler des Wärmestromes ist kleiner als  $5\%$ .

## 7. Datenerfassung:

Zur Datenerfassung werden zwei Datenlogger *Datataker 200* der Firma DataElectronics verwendet. Diese haben je 25 analoge und 50 digitale Eingänge sowie diverse digitale Ausgänge, die aber nicht verwendet wurden. Die Funktion und Programmierung erfolgt genauso wie beim *Datataker 100*, der in [8] verwendet und dort ausführlich beschrieben wurde. Die Programmierung und Datensicherung erfolgte über zwei serielle Schnittstellen eines fest installierten PC. Die Datensicherung erfolgte 6 mal pro Woche, indem der PC durch eine Zeitschaltuhr eingeschaltet und die Daten aus dem Datenlogger auf die Festplatte geladen werden.

### Rohdaten:

Die Rohdaten sind im ASCII-Format auf Disketten und auf der Harddisk gespeichert. Der Dateiname ist eine Zahl zwischen 1 und 86400 mit der Erweiterung *dtr*. Der Name wird durch die Schnittstellensoftware DECIPHER festgelegt. Er entspricht dem Zeitpunkt der Sicherung in Sekunden ab Mitternacht, beispielsweise *544.dtr*.

### Tagesdatensätze:

Die Rohdaten wurden in EXCEL-97 umformatiert und als Tagesdaten im Tabellenblatt Messdaten gespeichert. Aus den Messdaten in 5-min. Intervallen wurden die Energien berechnet und im selben EXCEL-File in die Tabelle Energie eingetragen. Dadurch ist eine Plausibilitätskontrolle einfach möglich. Zur Bezeichnung der Daten wurden die entsprechenden Namen in die oberste Spalte eingefügt. Dies ermöglicht eine einfacher zu kontrollierende Auswertung mit VisualBasic. Der Dateiname enthält das Datum in der Reihenfolge Monat, Tag, Jahr. Die Datei vom 15. August 1997 hat den Namen *08157.xls*.

### Monatsdatensätze:

Die Monatsdatensätze Stunden- Tages- und Monatssummen bzw. Stunden-, Tages- und Monatsmittelwerte der relevanten Daten. Für die Formatierung und Auswertung der Daten wurden Programme in VisualBasic erstellt. Die Datei vom August des Jahres 1997 hat den Namen *087.xls*.

## 8. Danksagung

An dieser Stelle Danken wir allen, die die Durchführung des Projektes ermöglicht und unterstützt haben:

Zu allererst den EigentümerInnen der untersuchten Anlage für ihr Entgegenkommen und ihr Interesse. Herrn Jean-Christophe Hadorn vom Bundesamt für Energie für die Unterstützung und Finanzierung des Projektes. Herrn Max Brack vom Paul Scherrer Institut für die leihweise Abgabe der beiden Datenlogger und die Unterstützung bei deren Inbetriebnahme. Den folgenden Firmen für die grosszügigen Rabatte auf Arbeiten und Materialien: Arbatherm Winterthur, ATA Wärmehähler AG, KROHNE AG.

## 9. Literatur

- [1] R. Eismann, P. von Felten  
*Stillstandsverhalten von Solaranlagen*, BFE, ENET, 1998
- [2] R. Eismann, P. von Felten  
*Dimensionierung von Expansionsgefäßen*, BFE, ENET, 1998
- [3] Recknagel, Sprenger, Schramek  
*Taschenbuch für Heizung +Klimatechnik*, 68. Auflage, Oldenbourg, 1997
- [4] DIN 4753 Teil 1  
*Wassererwärmungsanlagen für Trink- und Betriebswasser*
- [5] DVGW W551 und W552/Entw  
*Technische Massnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums*
- [6] J.M.Warmerdam, C.J.van der Leun  
*Legionella and domestic hot water systems*, NOVEM 143.100-549.0, 1996
- [7] Steinbeis Transferzentrum Offenburg  
*Jahresbericht 1997*
- [8] K. Marti, M. Sommer  
*Energiemessungen am Solarhaus Jenni*  
Schlussbericht der ersten Phase, ENET 2100206-1, 1989
- [9] H.R. Schwarz  
*Numerische Mathematik*, 2. Auflage ,B.G. Teubner Stuttgart, 1988