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

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

Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen - Dokumentation und Analyse von existierenden und möglichen Systemkonzepten

Walter Becke

Diplomarbeit
am
Institut für Angewandte Physik
Technische Universität Wien
Betreuer: Ao.Univ.Prof.Dr. Herbert Störi

in Zusammenarbeit mit
AEE - Institut für Nachhaltige Technologien
Betreuer: DI Dr. Alexander Thür

Juni 2011

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung **3**

2. Thermodynamische Grundlagen **5**
2.1. Die Hauptsätze 5
2.1.1. Der Erste Hauptsatz 5
2.1.2. Der Zweite Hauptsatz 6
2.1.3. Der Nullte und der Dritte Hauptsatz 7
2.2. Energie, Exergie und Entropie 8
2.2.1. Entropie 8
2.2.2. Exergie 9
2.2.3. Vergleich von Energie und Exergie 10
2.3. Der Carnot-Prozess und die reale Wärmepumpe 12
2.3.1. Der Carnot-Prozess 12
2.3.2. Die reale Wärmepumpe 14

3. Komponenten von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen **21**
3.1. Sonnenkollektoren 21
3.2. Wärmepumpen 25
3.3. Wärmespeicher 27
3.3.1. Wärmespeichermedien 28
3.3.2. Wärmespeichertypen 30
3.3.3. Speicherschichtung 30
3.3.4. Legionellenproblematik 32

4. Berechnungen **33**
4.1. Allgemeine Annahmen 33
4.1.1. Standardumgebung für die Exergieberechnungen 33
4.1.2. Exergie des Sonnenlichts 34
4.2. Der exergetische Wirkungsgrad 34
4.3. Wärmemenge 36
4.4. Auswertung der Messdaten 37
4.5. Speicherverluste 39
4.6. Exergievernichtung durch Beimischventile 43
4.7. Speicher-Ausgleichsdauer 44

5. Datenauswertung **46**
5.1. Anlage Kammern . . . 46
5.1.1. Energieanalyse . . . 47
5.1.2. Exergieanalyse . . . 61
5.2. Anlage Trofaiach . . . 67
5.2.1. Energieanalyse . . . 68
5.2.2. Exergieanalyse . . . 80
5.3. Anlage Gleisdorf . . . 86
5.3.1. Energieanalyse . . . 88
5.3.2. Exergieanalyse . . . 100
5.4. Anlage Axams . . . 106
5.4.1. Auswertung . . . 107
5.5. Übersicht . . . 108

6. Zusammenfassung **113**
6.1. Offene Versuche zur Auffindung der Anlagenverluste . . . 116

A. Daten der gemessenen Anlagen **i**
A.1. Anlage Kammern . . . ii
A.2. Anlage Trofaiach . . . vi
A.3. Anlage Gleisdorf . . . x
A.4. Anlage Axams . . . xiv

B. Verwendete Messgeräte - Eigenschaften und Funktion **xvi**
B.1. Wärmemengenzähler . . . xvi
B.2. Temperaturfühler . . . xvii
B.3. Pyranometer . . . xvii

C. Analyse des österreichischen Marktes **xviii**

D. Klassifizierung der Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen **xx**
D.1. Einleitung . . . xx
D.1.1. Einteilung nach Fraunhofer ISE . . . xx
D.1.2. Einteilung nach Haller, Frank, Trinkl und Zörner . . . xx

Abbildungsverzeichnis

2.1. Der Energie- und Exergiefluss in einem Kraftwerk (Quelle: [5]) 11
2.2. Carnot-Prozess im p,V- und T,S-Diagramm mit idealem Gas als Arbeitsmedium . 12
2.3. Vergleichsprozess einer Kompressionswärmepumpe im T,s-Diagramm; log p-h-Diagramm; Schema ([9]) 15
2.4. log p-h-Diagramm eines realen Kreisprozesses ([3]) 19

3.1. Übersicht über Kollektorbauarten (*C* Konzentrationsverhältnis; definiert als Verhältnis von optisch aktiver Kollektorfläche zu bestrahlter Absorberfläche (Kaltschmitt, Wiese, Streicher, 2005)); Quelle: [2] 21
3.2. Schematische Darstellung von Serpentinen-, Streifen- und Rollbondabsorbern (Quelle: [2]) 22
3.3. Vakuum-Röhrenkollektor (nach Faninger, 1985) und Prinzip eines heat-pipe Kollektors (nach Faninger, Bruck, 1977); Quelle: [2] 23
3.4. Vereinfachtes Prinzipschema Luft/Wasser (Quelle: Ochsner [1]) 26
3.5. Vereinfachtes Prinzipschema Sole/Wasser (Quelle: Ochsner [1]) 26
3.6. Künetten-Kollektor mit Anbindungsgraben (Quelle: Ochsner [1]) 26
3.7. Vereinfachtes Prinzipschema Wasser/Wasser (Quelle: Ochsner [1]) 27
3.8. Unterteilung eines Wasserspeichers in einzelne Zonen; Quelle: [2] 31
3.9. Speicherdurchmischung durch falsche Strömungsführung von Wassereinlässen; Quelle: [2] 31

4.1. Vereinfachtes Schema eines Heizkreises mit Beimischventil und Speicher 43

5.1. Anlage Kammern: Energiebilanz - Kollektor 4.10.2010 48
5.2. Anlage Kammern: Temperatur/Einstrahlung - Kollektor 4.10.2010 49
5.3. Anlage Kammern: Energiebilanz - Speicher 4.10.2010 49
5.4. Anlage Kammern: Temperaturen - Speicher 4.10.2010 50
5.5. Anlage Kammern: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 4.10.2010 . . 51
5.6. Anlage Kammern: Energiebilanz - Wärmepumpe 4.10.2010 52
5.7. Anlage Kammern: Temperaturen - Wärmepumpe 4.10.2010 53
5.8. Anlage Kammern: Energiebilanz - System 4.10.2010 53
5.9. Anlage Kammern: Temperaturen - System 4.10.2010 54
5.10. Anlage Kammern: Tageszusammenfassung 4.10.2010 55
5.11. Anlage Kammern: Energiebilanz - Kollektor 5.12.2010 55
5.12. Anlage Kammern: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.12.2010 56
5.13. Anlage Kammern: Energiebilanz - Speicher 5.12.2010 57

5.14. Anlage Kammern: Temperaturen - Speicher 5.12.2010 57
5.15. Anlage Kammern: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.12.2010 . . 58
5.16. Anlage Kammern: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010 58
5.17. Anlage Kammern: Temperaturen - Wärmepumpe 5.12.2010 59
5.18. Anlage Kammern: Energiebilanz - System 5.12.2010 60
5.20. Anlage Kammern: Tageszusammenfassung 5.12.2010 60
5.19. Anlage Kammern: Temperaturen - System 5.12.2010 61
5.21. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Kollektor 4.10.2010 62
5.22. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Speicher 4.10.2010 62
5.23. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Wärmepumpe 4.10.2010 63
5.24. Anlage Kammern: Exergiebilanz - System 4.10.2010 63
5.25. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Kollektor 5.12.2010 64
5.26. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Speicher 5.12.2010 65
5.27. Anlage Kammern: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010 65
5.28. Anlage Kammern: Exergiebilanz - System 5.12.2010 66
5.29. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Kollektor 5.11.2010 68
5.30. Anlage Trofaiach: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.11.2010 69
5.31. Anlage Trofaiach: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.11.2010 . . 70
5.32. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.11.2010 70
5.33. Anlage Trofaiach: Temperaturen - Wärmepumpe 5.11.2010 71
5.34. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - System 5.11.2010 71
5.35. Anlage Trofaiach: Temperaturen - System 5.11.2010 72
5.36. Anlage Trofaiach: Temperaturen - Speicher 5.11.2010 73
5.37. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Speicher 5.11.2010 73
5.38. Anlage Trofaiach: Tageszusammenfassung 5.11.2010 74
5.39. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Kollektor 5.12.2010 74
5.40. Anlage Trofaiach: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.12.2010 75
5.41. Anlage Trofaiach: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.12.2010 . . 76
5.42. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Speicher 5.12.2010 76
5.43. Anlage Trofaiach: Temperaturen - Speicher 5.12.2010 77
5.44. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010 77
5.45. Anlage Trofaiach: Temperaturen - Wärmepumpe 5.12.2010 78
5.46. Anlage Trofaiach: Tageszusammenfassung 5.12.2010 78
5.47. Anlage Trofaiach: Energiebilanz - System 5.12.2010 79
5.48. Anlage Trofaiach: Temperaturen - System 5.12.2010 79
5.49. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Kollektor 5.11.2010 80
5.50. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Speicher 5.11.2010 81
5.51. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.11.2010 81
5.52. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - System 5.11.2010 82
5.53. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Kollektor 5.12.2010 83
5.54. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Speicher 5.12.2010 83
5.55. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010 84
5.56. Anlage Trofaiach: Exergiebilanz 5.12.2010 84

5.57. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Kollektor 18.12.2010 88
5.58. Anlage Gleisdorf: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 18.12.2010 89
5.59. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Speicher 18.12.2010 89
5.60. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Speicher 18.12.2010 90
5.61. Anlage Gleisdorf: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 18.12.2010 . 90
5.62. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Wärmepumpe 18.12.2010 91
5.63. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Wärmepumpe 18.12.2010 92
5.64. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - System 18.12.2010 93
5.65. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - System 18.12.2010 93
5.66. Anlage Gleisdorf: Tageszusammenfassung 18.12.2010 94
5.67. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Kollektor 15.3.2011 95
5.68. Anlage Gleisdorf: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 15.3.2011 95
5.69. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Speicher 15.3.2011 96
5.70. Anlage Gleisdorf: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 15.3.2011 . . 96
5.71. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - System 15.3.2011 97
5.72. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - System 15.3.2011 98
5.73. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Speicher 15.3.2011 98
5.74. Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Wärmepumpe 15.3.2011 99
5.75. Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Wärmepumpe 15.3.2011 99
5.76. Anlage Gleisdorf: Tageszusammenfassung 15.3.2011 100
5.77. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz Kollektor 18.12.2010 101
5.78. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Speicher 18.12.2010 101
5.79. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Wärmepumpe 18.12.2010 102
5.80. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - System 18.12.2010 102
5.81. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Kollektor 15.3.2011 103
5.82. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Wärmepumpe 15.3.2011 104
5.83. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Speicher 15.3.2011 104
5.84. Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - System 15.3.2011 105
5.85. Monatsübersicht Kammern 109
5.86. Monatsübersicht Trofaiach 110
5.87. Monatsübersicht Gleisdorf 112

A.1. Aussenansicht und Verrohrung auf dem Dachboden iii
A.2. Innenansicht - Speicher und Wärmepumpe iii
A.3. Schematische Darstellung des Pufferspeichers mit Schichtladeeinheit iv
A.4. Hydraulisches Schema der Anlage Kammern v
A.5. Kollektoren Aussenansicht vi
A.6. Anlagenübersicht vii
A.7. Anschlüsse und Frischwasserstation viii
A.8. Hydraulisches Schema der Anlage Trofaiach ix
A.9. Kollektoren, Photovoltaik und Wärmepumpen-Verdampfer, Aussenansicht xi
A.10. Speicheranschlüsse xi
A.11. Verrohrung rund um die Wärmepumpe xii

A.12. Frischwasserstation xii
A.13. Hydraulisches Schema der Anlage Gleisdorf xiii
A.14. Hydraulisches Schema der Anlage Axams xv

D.1. 7 Anlagentypen nach Fraunhofer ISE xxi
D.2. Beispiel für die graphische Darstellung xxii

Tabellenverzeichnis

4.1. Mittlere Jahrestemperatur der österr. Bundeshauptstädte im Jahr 2010 laut ZAMG 33
4.2. Eigenschaften von Wasser bei 1 bar (Vgl. David R. Lide, Ph.D.: CRC Handbook of Chemistry and Physics, S. 6-3, [13]) 36
4.3. Eigenschaften von Wasser bei 1 bar mit Abweichungen vom 30°C-Wert (Vgl. David R. Lide, Ph.D.: CRC Handbook of Chemistry and Physics, S. 6-3, [13]) . . 37

5.1. Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung 47
5.2. Speichereffizienz in Abhängigkeit der Sonneneinstrahlung 59
5.3. Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung 67
5.4. Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung 87
5.5. Logische Verknüpfung der Messwerte zur Auswertung des Kollektorertrags . . . 106
5.6. Logische Verknüpfung der Messwerte zur Auswertung des Wärmepumpenertrags 107

B.1. Ausschnitt aus den Spezifikationen des Pyranometers Spektron 310 xvii

C.1. Übersicht von Firmen, die Solare Wärmepumpen-Kombianlagen vertreiben. Stand: November 2010 xviii

D.1. Abkürzungen um Systeminformationen in Buchstabencode zu übersetzen xxiii
D.2. Klassifizierung der betrachteten Anlagen mittels grafisch-schematischer Darstellung und Buchstabencode xxiv

Danksagung

Für diese Diplomarbeit bekam ich auf verschiedenen Ebenen Hilfe und Unterstützung von einigen Menschen, denen ich an dieser Stelle danken möchte.

Zunächst möchte ich mich bei dem Vorstand des Instituts für Angewandte Physik Dr. Herbert Störi für die engagierte fachliche Betreuung seitens der Technischen Universität Wien bedanken. In vielen persönlichen Gesprächen sowie einigen Telefonaten gab er mir immer konstruktives Feedback und verhalf mir so zu einem guten Abschluss der Arbeit.

Ebenso möchte ich meinem Betreuer bei AEE - Institut für Nachhaltige Technologien DI Dr. Alexander Thür für die vielen geduldigen Gespräche danken, die mir unter anderem halfen, die hydraulischen Schemata und all ihre Komponenten besser zu verstehen. Außerdem konnte ich jederzeit auf seine langjährigen Erfahrungen mit Kollektoren und Wärmepumpen zurückgreifen, was mir die Einschätzung der untersuchten Anlagen sehr erleichterte.

An dieser Stelle möchte ich auch dem Verein AEE - Institut für Nachhaltige Technologien als Institution für das Ermöglichen dieser Diplomarbeit sowie allen Mitarbeiten für die gute Zusammenarbeit danken.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Mutter für das sorgfältige Korrekturlesen des Textes bedanken!

Kurzfassung

Es wird zunehmend interessanter, den Heiz- und Warmwasserbedarf von Einfamilienhäusern aus erneuerbaren Ressourcen zu decken. Längst sind Wärmepumpen als Heizungen und Sonnenkollektoren (vornehmlich) für die Warmwasserbereitung in Verwendung. Ihre Kombination scheint vernünftig, um den thermischen Energiebedarf von Einfamilienhäusern über das ganze Jahr hinweg zu decken.

Die Kombination zweier durchaus unterschiedlicher Systeme ist jedoch oft problematisch, und es ist nicht leicht alle Eventualitäten zu erfassen und zu berücksichtigen.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden vier Anlagen, die bereits in Betrieb sind, mit Messtechnik versehen und auf ihre Funktionalität überprüft. Ziel war es, wichtige Parameter aufzuzeigen, welche den optimalen Betrieb einer solchen Kombination erlauben. Aufgrund von Messproblemen wurden im Endeffekt nur drei Anlagen analysiert.

Zwar sind sowohl Wärmepumpe als auch Solarkollektor je für sich schon lange im Einsatz und daher ihre optimalen Betriebbedingungen hinreichend bekannt, doch ist ihre Kombination eine relativ neue und noch wenig untersuchte Idee. Dies schlägt sich in Fehlkonstruktionen und unzureichenden Regelungseinstellungen nieder, welche hier aufgezeigt werden konnten.

Summary

There is a growing interest in the use of renewable energy systems for meeting the space and water heating requirements of detached homes. Heat pumps are already in use for space heating, while solar collectors are (mainly) used for domestic hot water preparation. It seems wise to combine those two systems to cover the full thermal demand of one-family houses.

However, the combination of two entirely different systems tends to pose problems of an unknown nature. This thesis was intended to study four systems already in operation, which were equipped with measuring instruments to study their performance. In the end, only three systems were fully discussed due to problems with the measuring instruments at one location. The intention was to find the main parameters ensuring the best possible operation mode.

Both heat pumps and solar collectors are already well known as individual systems, and so are the requirements for running them in the best possible way. However, the idea of combining these two systems is relatively new and still needs studying to avoid deficiencies in system architecture and inadequate control settings, which are discussed in this thesis.

1. Einleitung

Spätestens seit der Industriellen Revolution machte sich der Mensch die Umwandlung von Wärme in Energie (Arbeit) zunutze. Es entstanden die ersten (Dampf-)Maschinen, die die Arbeit und die Fortbewegung beschleunigten. Der Hauptrohstoff war Kohle.

Schon im alten Babylonien war Erdöl bekannt, jedoch erst zu Beginn des 20. Jahrhunderts wurde es als Treibstoff zur Fortbewegung erkannt. Die Nebenprodukte der Treibstofferzeugung wurden schon bald als Heizmittel eingesetzt (Flüssiggas, Heizöl). Die riesigen im Laufe der Jahrmillionen entstandenen Erdölvorkommen regten allerdings nicht zum „nachhaltigen Denken“ an. Die einfache Förderung des Rohstoffes sowie der hohe Energiegehalt überdeckten die Endlichkeit der Vorkommen ebenso wie die nachteiligen Auswirkungen auf die Umwelt. Inzwischen wurde die Förderung teurer und die Umweltschäden wurden offensichtlich. Eine Zwischenlösung für diese Probleme war die Entdeckung der Energiegewinnung aus Kernspaltung. Doch auch deren Nachteile sind inzwischen hinreichend bekannt.

Es erscheint geradezu unglaublich, dass sich die Menschheit bis vor kurzem nicht mit der Nutzung der offensichtlichsten und billigsten Energiequelle der Erde auseinandergesetzt hat - der Sonne. Die Sonne verbrennt durch Kernfusion Wasserstoff zu Helium, wobei $3,8 \cdot 10^{23}$kW Energie freigesetzt werden. Die Erde, mit einem Durchmesser von 12.700km, umkreist die Sonne auf einer elliptischen Bahn in einer mittleren Entfernung von $150 \cdot 10^{6}$km. Von der Erde aus erscheint die Sonne unter einem Sichtwinkel von 32'. Unter diesen Bedingungen empfängt der Außenrand der Erdatmosphäre rund $178 \cdot 10^{12}$kW. Über das Jahr gemittelt sind das $1,5 \cdot 10^{15}$MWh - also rund 28.000 mal soviel Energie, wie derzeit pro Jahr von der Menschheit verbraucht wird![1]

Diese Zahlen machen die Sonne offensichtlich zu einer interessanten Primärenergiequelle. Allerdings müssen hierbei unter anderem die thermodynamischen Grundgesetze berücksichtigt werden, die zwar einerseits die Äquivalenz von Arbeit und Energie besagen, aber andererseits auch die Tatsache unterstreichen, dass die Umwandlung von Wärme in Arbeit *immer* mit Verlusten behaftet ist. Hinzu kommt noch die schwierige Aufgabe, Energie (oder Wärme) speichern zu müssen. Denn während der Sommermonate hat man gleichzeitig eine hohe Sonneneinstrahlung und einen geringen Wärmebedarf. Daher wäre es wünschenswert, die im Sommer gesammelte Energie für den Winter zu speichern. Auch hier werden von den Gesetzen der Thermodynamik klare Grenzen gesetzt.

Im Jahre 2008 wurde vom österreichischen Klima- und Energiefonds ein Forschungs- und Technologieprogramm mit dem Namen „NEUE ENERGIEN 2020“ initiiert. Dieses Programm

[1] Vgl. Wolfgang Streicher: Sonnenenergienutzung, S. 4 ff., [2]

baut auf den Ergebnissen des Strategieprozesses e2050 (www.e2050.at) des österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie und auf den Erfahrungen der Ausschreibung ENERGIE DER ZUKUNFT aus dem Jahr 2007 auf und berücksichtigt die besonderen Anliegen und Schwerpunktsetzungen des Klima- und Energiefonds.

Das Programm „NEUE ENERGIEN 2020“ ist jedoch auch in der wirtschaftspolitischen Strategie der EU verankert und hat folgende Ziele:

- 20% Steigerung der Nutzung von erneuerbarer Energie
- 20% weniger Treibhausgase
- 20% mehr Energieeffizienz

Österreich hat sich unabhängig davon zum Ziel gesetzt, bis zum Jahr 2020 **34%** der notwendigen Gesamtenergie mit erneuerbaren Energiequellen zu decken.

In den vergangenen Jahren haben verschiedene Firmen Kombinationen von Wärmepumpen und solarthermischen Anlagen bis zur Serienreife entwickelt. Die Anbieter oder Hersteller kommen meist entweder aus der Solarenergie- oder Wärmepumpenbranche und haben daher in zumindest einer der beiden Technologien versiertes Fachwissen. Die so entstandenen Systeme sind derzeit nicht nur auf dem Markt, sondern auch schon im Einsatz. Allerdings wurde ihre Effizienz noch nicht wissenschaftlich erfasst.

Anfang 2010 startete das *Solar Heating & Cooling Programme* (SHC) der Internationalen Energieagentur IEA den Task44, bei welchem kombinierte Solarthermie-Wärmepumpen-Systeme eingehend untersucht werden sollen. Diese Diplomarbeit ist ein Teil dieses Tasks. Sie wurde in Zusammenarbeit mit der *Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie - Institut für Nachhaltige Technologien (AEE INTEC)* als Teil eines dreijährigen Projektes durchgeführt. Neben der Erfassung der Ist-Situation wurde auch auf wissenschaftlicher Ebene eine Evaluierung der Kombination von Wärmepumpen und Sonnenkollektoren durchgeführt.

2. Thermodynamische Grundlagen

Ursprünglich ging es in der Thermodynamik um die Untersuchung von Wärmeerscheinungen, doch im Laufe ihrer Entwicklung sprengte sie den engen Rahmen einer Wärmelehre. Vielmehr ist sie nun eine allgemeine Energielehre, welche uns lehrt, verschiedene Energieformen zu unterscheiden. Im Ersten Hauptsatz werden diese in Energiebilanzen verknüpft, während der Zweite Hauptsatz die Bedingungen und Grenzen für die Umwandlung der verschiedenen Energieformen bei natürlichen Vorgängen und technischen Prozessen festlegt.

Die Thermodynamik ist in den unterschiedlichsten Bereichen von Bedeutung. So spielt sie eine Rolle in jenem Teil der Technik, der unter dem Begriff Energietechnik zusammengefasst ist. Hierzu zählen Planung, Errichtung und Betrieb energietechnischer Anlagen (z.B. Kraftwerke), sowie die Konstruktion ihrer Komponenten (z.B. Turbinen, Verdichter, Wärmetauscher,...). Auch dort, wo Energieumwandlungen eine Rolle spielen, sind die Gesetze der Thermodynamik zu beachten.

In der Chemie- oder Verfahrenstechnik sind dagegen thermodynamische Aussagen über das Verhalten der Materie in ihren Aggregatzuständen und über die Stoffumwandlungen bei chemischen Prozessen von großer Bedeutung. Hier liefert die Thermodynamik die allgemein gültigen und ordnenden Zusammenhänge, denen alle Materialgesetze für reine Stoffe und Gemische genügen müssen. In diesem Sinne kann man die Thermodynamik auch als eine *allgemeine Materialtheorie* bezeichnen. Beiden Aspekten - Energielehre und Materialtheorie - ist die Allgemeingültigkeit ihrer Aussagen gemeinsam, welche nicht an besondere Vorstellungen über den molekularen oder atomistischen Aufbau der Materie gebunden sind.[1]

2.1. Die Hauptsätze

2.1.1. Der Erste Hauptsatz

Der Erste Hauptsatz der Thermodynamik ist eine besondere Form des Energieerhaltungssatzes der Mechanik:

Die dem System netto zugeführte Wärme Q ist die Differenz der Änderung seiner inneren Energie U und der von ihm verrichteten Arbeit W.[2]

[1] Vgl. Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac: Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, S. 9 ff., [12]

[2] Vgl. Paul A. Tipler: Physik, S. 556, [19]

$$Q = \Delta U - W \tag{2.1}$$

Ein System kann bei Zufuhr von Arbeit genauso verändert werden wie bei Zufuhr von Wärme. Rührt man z.B. Wasser, so erwärmt es sich. Dies tut es auch, wenn es mit einem wärmeren Gegenstand in Kontakt gebracht wird. Deswegen wurde vermutet, dass auch Wärme eine Energieform darstellt. Joseph Black war einer der ersten Wissenschafter, der zwischen den beiden Größen unterschied. Er zeigte u.a. auch, dass Wärme eine extensive[3] und Temperatur eine intensive[4] Größe ist.

Kommen zwei Systeme, zwischen denen eine Temperaturdifferenz existiert, in thermischen Kontakt, so fließt solange Energie (in Form von Wärme Q) vom wärmeren zum kälteren, bis beide gleiche Temperatur haben. Bei offenen Systemen kann Wärme auch durch Stofftransport von einem System ins andere übertragen werden.

Die ausgetauschte Arbeit W und die umgesetzte Wärme Q sind im Gegensatz zu der inneren Energie U *keine* Zustandsfunktionen. Man kann daher einem System zwar innere Energie, nicht aber einen bestimmten Inhalt an Arbeit oder Wärme zuordnen. Entscheidend für den Zustand eines Systems ist die Änderung der inneren Energie, gleichgültig in welcher Form Energie mit der Umgebung ausgetauscht wurde.

Betrachtet man ein isoliertes System, kann weder Wärme noch Arbeit oder sonst eine Energie entweichen. Außerdem kann Energie weder vernichtet noch erzeugt werden. Eine Veränderung in einem isolierten System kann demnach weder zu einer Zunahme noch zu einer Abnahme der inneren Energie, sondern nur zu einer Umverteilung der Energiemenge zwischen den unterschiedlichen Formen, führen.[5]

2.1.2. Der Zweite Hauptsatz

Der Zweite Hauptsatz beschreibt die Erkenntnisse über reversible Vorgänge. Zunächst sei einmal definiert, was man unter reversiblen und irreversiblen Prozessen versteht:

„Kann ein System, in dem ein Prozess abgelaufen ist, wieder in seinen Anfangszustand gebracht werden, ohne dass irgendwelche Änderungen in der Umgebung zurückbleiben, so heißt der Prozess reversibel oder umkehrbar. Ist der Anfangszustand des Systems ohne Änderungen in der Umgebung nicht wiederherstellbar, so nennt man den Prozess irreversibel oder nicht umkehrbar.“[6]

[3] Eine extensive Größe ist eine Zustandsgröße, die sich mit der Größe des betrachteten Systems ändert (Masse, Stoffmenge, Volumen, innere Energie, Enthalpie, Entropie, freie Entropie und freie Energie).

[4] Eine intensive Größe ist eine Zustandsgröße, die sich bei unterschiedlicher Größe des betrachteten Systems *nicht* ändert. Man unterscheidet systemeigene intensive Größen (Temperatur, Druck, Dichte, Brechungsindex, Energiedichte, spezifische Wärme) und stoffeigene intensive Größen (molare und spezifische Größen reiner Stoffe).

[5] Vgl. Paul A. Tipler: Physik, S. 554 ff., [19]

[6] Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac: Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, S. 23, [12]

Reversible Prozesse können also als Grenzfälle irreversibler Vorgänge angesehen werden. Die Erfahrung zeigt, dass alle natürlichen Prozesse nur in einer Richtung ablaufen, also irreversibel sind. Dies bringt der Zweite Hauptsatz der Thermodynamik zum Ausdruck:

„Alle natürlichen Prozesse sind irreversibel. Reversible Prozesse sind nur idealisierte Grenzfälle irreversibler Prozesse.“[7]

Im Laufe der Zeit wurde der Zweite Hauptsatz unterschiedlich formuliert. Besonders erwähnenswert sind folgende zwei Formulierungen:

Clausius Formulierung
„Wärme kann nie von selbst von einem System niederer Temperatur auf ein System höherer Temperatur übergehen.“[8]

Man kann also keinen Kühlschrank bauen, der ohne Aufwendung von Energie arbeitet.

Planck[9] Formulierung
„Alle Prozesse, bei denen Reibung auftritt, sind irreversibel.“[10]

Hierbei ist zu erwähnen, dass auch Prozesse, bei denen Diffusion, Viskosität, Wärmeleitung, Transport von Strahlung etc. auftritt, irreversibel sind.

Während es möglich ist, Arbeit vollständig in Wärme umzuwandeln, gilt die Umkehrung nicht.

Wärme ist zunächst etwas Subjektives. Ein Ofen fühlt sich warm an, ein Stück Eis kalt. Entsprechend der Clausius Formulierung würde man sagen: Es fließt Wärme vom Ofen auf die Hand oder von der Hand auf das Eis über. Physikalisch wird die bei diesem Prozess transportierte Energie als *Wärme* bezeichnet[11].

2.1.3. Der Nullte und der Dritte Hauptsatz

Der Vollständigkeit halber seien noch kurz der Nullte und Dritte Hauptsatz erwähnt. Der Nullte Hauptsatz wird auch *Satz von der Existenz der Temperatur* genannt:

[7] Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac: Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, S. 26, [12]
[8] G. Cerbe, H. Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 106, [14]
[9] *Max Planck* (1858-1947), Universitätsprofessor in Berlin und Göttingen. Er führte die Quantentheorie in die Strahlungslehre ein.
[10] G. Cerbe, H. Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 106, [14]
[11] Vgl. Ibrahim Dincer, Yunus A. Cengel: Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering, S. 128, [5]

Der Nullte Hauptsatz

„Zwei Systeme mit der gleichen Temperatur sind im thermischen Gleichgewicht."[12]

1906 wurde von Walter Nernst[13] der Dritte Hauptsatz (auch *Nernstsches Wärmetheorem)* vorgeschlagen.

Der Dritte Hauptsatz

„Die Entropie jedes homogenen, kristallisierten Stoffes wird bei 0 K zu null."[14]

2.2. Energie, Exergie und Entropie

2.2.1. Entropie

Wie oben beschrieben, hängt der Zweite Hauptsatz mit dem Phänomen zusammen, dass bestimmte Prozesse irreversibel sind. Aber nicht alle irreversiblen Prozesse lassen sich mit dem Zweiten Hauptsatz beschreiben, z.B. das Zerspringen eines Glases, das auf den Fußboden fällt. Etwas jedoch verbindet alle irreversiblen Prozesse: Durch sie geht die Gesamtheit von System und Umgebung in einen Zustand höherer Unordnung über.

Als Maß für die Unordnung eines System benutzt man eine Größe, die als *Entropie* bezeichnet wird. Wie die innere Energie U, der Druck P, das Volumen V oder die Temperatur T ist auch die Entropie S eine thermodynamische Zustandsfunktion. Auch bei der Entropie ist man vor allem an ihrer Änderung ΔS durch die betrachteten Prozesse interessiert (vgl. Gleichung 2.1.1 für die innere Energie):

$$\Delta S = \int \frac{dQ_{rev}}{T} \tag{2.2}$$

dQ_{rev} ist die während eines reversiblen Prozesses vom System mit der Umgebung ausgetauschte Wärmemenge. Wird diese abgeführt, dann hat sie ein negatives Vorzeichen und die Entropie des Systems nimmt ab.

Die Eigenschaften der Entropie lassen sich in den folgenden, allgemein gültigen Prinzipien zusammenfassen:

- *Bei einem reversiblen Prozess ist die Entropieänderung des Universums gleich null. Unter „Universum" wird hier die Gesamtheit von System und Umgebung verstanden.*
- *Bei einem irreversiblen Prozess nimmt die Entropie des Universums zu.*

[12] G. Cerbe, H. Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 25, [14]

[13] *W. Nernst* (1864-1941), Universitätsprofessor für Physik in Göttingen und Berlin, Mitbegründer der physikalischen Chemie, erhielt 1920 den Nobelpreis für Chemie.

[14] G. Cerbe, H. Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 370, [14]

- *Es gibt keinen Prozess, durch den die Entropie des Universums abnimmt.*
  Dieser Satz ist äquivalent zu den obigen Formulierungen des Zweiten Hauptsatzes.

Die Entropie ist jedoch auch mit dem Begriff Wahrscheinlichkeit verknüpft:

„Ein Zustand hoher Ordnung hat eine geringe Wahrscheinlichkeit, ein Zustand niedriger Ordnung dagegen ein hohe Wahrscheinlichkeit. Bei einem irreversiblen Prozess geht das Universum in einen Zustand höherer Wahrscheinlichkeit über.“[15]

Als Beispiel sei die freie Expansion eines idealen Gases genannt. Warum ist dieser Prozess irreversibel - sprich, warum kann sich das Gas nach der Expansion nicht von selbst auf das kleinere Anfangsvolumen zurückziehen (also die Entropie/Unordnung abnehmen)? Der Erste Hauptsatz würde das erlauben, da dafür keine Energie aufgewendet werden muss. Die Irreversibilität liegt in der extremen Unwahrscheinlichkeit begründet. Betrachtet man zum Beispiel 10 Gasteilchen, so beträgt die Wahrscheinlichkeit, dass sich alle in *einer* Raumhälfte aufhalten $(\frac{1}{2})^{10} = \frac{1}{1024}$. Dieser Wert ist zwar klein, scheint jedoch nicht unmöglich. Mit steigender Anzahl an Gasmolekülen sinkt die Wahrscheinlichkeit aber drastisch. So ist sie bei 50 Teilchen nur mehr etwa 10^{-15}. Bei einer Momentaufnahme pro Sekunde träte dieser Fall nur rund alle 36 Millionen Jahre auf.

Mit anderen Worten: Die Wahrscheinlichkeit eines Prozesses, bei dem die Entropie des Universums abnimmt, ist null.[16]

2.2.2. Exergie

Als Exergie wird der Anteil der Gesamtenergie eines Systems oder Stoffstromes bezeichnet, der Arbeit verrichten kann, wenn er in das thermodynamische (thermische, mechanische und chemische) Gleichgewicht mit seiner Umgebung gebracht wird. Exergie basiert also auf einem Potential zwischen zwei Zuständen, wobei einer meist der Umgebungszustand ist.

Im Gegensatz zur Energie ist die Exergie keine Erhaltungsgröße. Exergie wird immer dann vernichtet, wenn ein irreversibler Prozess abläuft. Führt man also eine exergetische Analyse einer technischen Anwendung durch, so können thermodynamische Unzulänglichkeiten als Exergievernichtung quantifiziert werden.

Ein wesentliches Problem der Definition der Exergie ist jedoch, dass sie abhängig von der Umgebung ist. So ist zum Beispiel der Exergieanteil von heißem Wasser im Winter deutlich höher als im Sommer. Ein möglicher Lösungsansatz ist die Definition einer „Standardumgebung“ mit einer definierten chemischen Zusammensetzung bei einer bestimmten Temperatur und einem bestimmten Druck. In jedem Fall muss also die lokale Umgebung in eine exergetische Betrachtung eingebunden werden.

Exergie darf nicht mit der Freien Enthalpie G (auch Gibbs Energie) verwechselt werden. Die Freie Enthalpie ist eine Zustandsfunktion, die den Zustand eines Stoffes mit bestimmter Zusammensetzung bei gegebener Temperatur und gegebenem Druck beschreibt. Sie ist, im Gegensatz

[15] Vgl. Paul A. Tipler: Physik, S. 606, [19]
[16] Vgl. Paul A. Tipler: Physik, S. 605 ff., [19]

zur Exergie, von Umgebungsparametern wie Umgebungstemperatur, Druck und z.B. Feuchte *unabhängig*.

Exergie ist als relative Größe keine Zustandsfunktion. Die Exergie eines Stoffstromes kann man als Differenz zwischen der Freien Enthalpie in gegebenem Zustand und der Freien Enthalpie bei Umgebungstemperatur und -druck bestimmen.[17]

2.2.3. Vergleich von Energie und Exergie

Eine Energiebilanz aufzustellen ist der traditionelle Ansatz, Energieumwandlung in einem System zu beschreiben. Diese Bilanz basiert auf dem Ersten Hauptsatz. Während hierbei die Ergebnisse dazu verwendet werden, Wärmeverluste zu minimieren, lässt sich keine Aussage über die Energieentwertung während des Prozesses treffen.

Die exergetische Betrachtung überwindet die Beschränkungen des Ersten Hauptsatzes, indem sie den Zweiten Hauptsatz mit einschließt. Exergie-Analysen können den Ort der Energieentwertung in einem Prozess klar bestimmen und somit zu einer Optimierung beitragen.

Um eine Verwechslung mit der traditionellen energiebasierenden Betrachtungsweise zu vermeiden, muss klar zwischen Exergie und Energie unterschieden werden. *Energie* fließt in ein System mittels Wärme, Arbeit oder Materialfluss hinein oder aus ihm heraus. Sie bleibt dabei erhalten. *Exergie* hingegen ist ein ganz anderes Konzept. Sie repräsentiert quantitativ die „nutzbare“ Energie.

Die Vorteile der exergetischen Betrachtungsweise sind einerseits, dass physikalisch sehr unterschiedliche Größen auf einer einfachen Basis verglichen werden können. Andererseits lässt sich aus der Betrachtung aller Exergieflüsse bestimmen, wieviel Exergie das System vernichtet. Dies ist wiederum proportional zu der generierten Entropie. Entsprechend dem Zweiten Hauptsatz wird in realen Systemen immer Exergie vernichtet (ganz oder teilweise). Daher kann ein reales System niemals 100%-ige Effizienz haben.

Die Unterschiede einer energetischen und einer exergetischen Betrachtungsweise seien anhand eines Beispiels erklärt.

Beispiel: Energetische und exergetische Betrachtung eines Kraftwerks

In Abbildung 2.1 ist das Schema eines Dampf-Kraftwerks dargestellt. Fossiler oder nuklearer Brennstoff erzeugt Hitze, welche unter hohem Druck aus Wasser Dampf erzeugt. Dieser wiederum treibt eine Turbine an, die Wärmeenergie in Rotationsenergie umwandelt. Die Turbinenachse treibt einen elektischen Generator an. Der erzeugte Strom wird dann dem Verbraucher für weitere Verwendung zur Verfügung gestellt.

Nachdem der Dampf die Turbine verlassen hat, wird er im Kondensator abgekühlt und nach dem Kondensieren in den Boiler rückgeführt. Die chemische oder nukleare Energie wurde also in

[17] Vgl. Ibrahim Dincer, Yunus A. Cengel: Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering, S. 129 ff, [5]

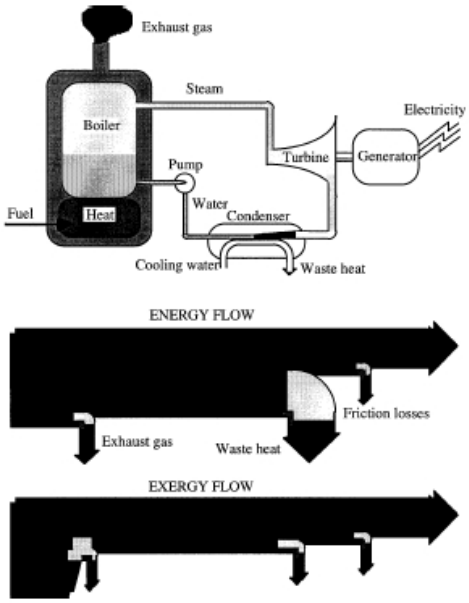


Abbildung 2.1.: Der Energie- und Exergiefluss in einem Kraftwerk (Quelle: [5])

elektrische Energie umgewandelt, allerdings nicht ohne Verluste. Diese sind sehr groß - zwischen mindestens 40% bei fossilen und 70% bei nuklearen Brennstoffen. Zählt man die Vorbereitung der Brennstoffe noch hinzu, werden die Verluste noch größer.

Betrachten wir nun, was mit den Verlusten im Kraftwerk passiert. Abbildung 2.1 zeigt unten zwei Diagramme, sogenannte Sankey-Diagramme[18]. Das obere Diagramm beschreibt den Energie-, das untere den Exergiefluss. Zunächst fällt auf, dass die Breite des Zu- und Abflusses in beiden Diagrammen praktisch gleich ist. Das kommt daher, dass sowohl Zu- als auch Abfluss sehr hochwertige Energieformen (Qualitätsindex zwischen 90% und 100%) sind. Für elektrische Energie ist der Exergiegehalt gleich dem Energiegehalt. Die Verluste sind in den beiden Diagrammen jedoch sehr unterschiedlich.

Offensichtliche Verluste treten an den Ofenwänden, den Rohrleitungen und den Wärmetauschern zwischen Brennstoff und Wasser auf. Trotz des hohen Drucks im Boiler kocht das Wasser bei niedrigeren Temperaturen als jenen, bei denen der Brennstoff verbrennt. Diese Verluste sind jedoch klein im Vergleich zur gesamten Energieumwandlung. Betrachtet man aber das Exergie-Diagramm, so fällt auf, dass bereits ein Drittel der Exergie verloren ging. Allerdings ging sie schon im Prozess verloren, denn nur ein kleiner Teil der verlorenen Exergie verlässt das Kraftwerk. Das kommt daher, dass der Wasserdampf den Boiler mit geringerem Druck und geringerer Temperatur verlässt, als physikalisch möglich wäre. Das ist auf die Ermüdungsfestigkeit primär des Boilers und der Turbine zurückzuführen.

[18] Ein Sankey-Diagramm ist eine graphische Darstellung von Mengenflüssen. Im Gegensatz zu Flussdiagrammen ist die Breite der Pfeile der Menge proportional.

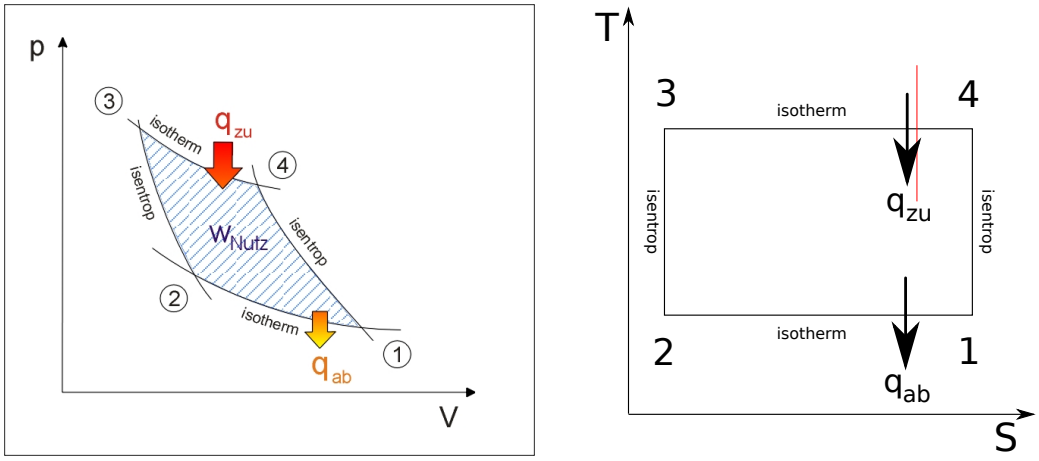


Abbildung 2.2.: Carnot-Prozess im p,V- und T,S-Diagramm mit idealem Gas als Arbeitsmedium

Der größte Unterschied der beiden Betrachtungsweisen ist beim Ort der Verluste zu suchen. Während der Verlust thermischer Energie im Kondensator („waste heat“ im oberen Diagramm) am höchsten ist, zeigt das Diagramm für Exergie nur einen geringen Verlust. Das kommt daher, dass die im Kondensator verlorene Wärme (geringer Temperatur), Energie niedriger Qualität ist. Der größte Exergieverlust tritt bereits im Verbrennungsprozess auf.[19]

2.3. Der Carnot-Prozess und die reale Wärmepumpe

2.3.1. Der Carnot-Prozess

Der Carnot-Prozess ist ein Kreisprozess im idealisierten Grenzfall. Der Arbeitszyklus besteht aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten (Abb. 2.2).

Teilschritt I (1-2)

Isotherme Kompression: $(p_1, V_1, T_2) \rightarrow (p_2, V_2, T_2)$
Dabei muss die Arbeit ΔW_{12} verrichtet und die Wärme ΔQ_{12} abgegeben werden.

$$\Delta W_{12} = -\int_{V_1}^{V_2} p dV = -nRT_2 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = -nRT_2 \ln \frac{V_2}{V_1} = nRT_2 \ln \frac{V_1}{V_2} > 0\,. \tag{2.3}$$

Die Wärmemenge beträgt

$$\Delta Q_{12} = -\Delta W_{12} < 0\,. \tag{2.4}$$

[19] Vgl. Ibrahim Dincer, Yunus A. Cengel: Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering, S. 131 ff., [5]

Teilschritt II (2-3)

Adiabatische (isentrope) Kompression: $(p_2, V_2, T_2) \rightarrow (p_3, V_3, T_1)$
Die Arbeit ΔW_{23} ist aufzuwenden, das Arbeitsgas erwärmt sich auf T_1.

$$\Delta W_{23} = -\int_{V_2}^{V_3} p dV = -p_0 V_0^\kappa \int_{V_2}^{V_3} \frac{dV}{V^\kappa} = \frac{1}{\kappa - 1}(p_3 V_3 - p_2 V_2) = C_V(T_1 - T_2) > 0 \quad (2.5)$$

Wegen $\Delta Q_{23} = 0$ ist die innere Energie $\Delta U_{23} = \Delta W_{23}$. Für ein ideales Gas gilt außerdem $dU = C_V dT$.

Teilschritt III (3-4)

Isotherme Expansion: $(p_3, V_3, T_1) \rightarrow (p_4, V_4, T_1)$
verrichtete Arbeit:

$$\Delta W_{34} = -\int_{V_3}^{V_4} p dV = -nRT_1 \int_{V_3}^{V_4} \frac{dV}{V} = -nRT_1 \ln \frac{V_4}{V_3} < 0\,. \quad (2.6)$$

Wegen $dT = 0$ ist $dU = 0$ und somit

$$\Delta Q_{34} = -\Delta W_{34} > 0 \quad (2.7)$$

die zur Aufrechterhaltung der Temperaturkonstanz zugeführte Wärmemenge.

Teilschritt IV (4-1)

Adiabatische (isentrope) Expansion: $(p_4, V_4, T_1) \rightarrow (p_1, V_1, T_2)$
Das Gas verrichtet Arbeit und kühlt sich daher wegen der thermischen Isolation $\Delta Q_{41} = 0$ ab.

$$\Delta W_{41} = -\int_{V_4}^{V_1} p dV = -p_0 V_0^\kappa \int_{V_4}^{V_1} \frac{dV}{V^\kappa} = \frac{1}{\kappa - 1}(p_1 V_1 - p_4 V_4) = C_V(T_2 - T_1) < 0\,. \quad (2.8)$$

Für die Zustände 1 und 2, sowie 3 und 4 gilt wegen der Zustandsgleichung und T_1 (bzw. T_2) = const.

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \qquad p_3 V_3 = p_4 V_4\,. \quad (2.9)$$

Die Gesamtarbeit eines Zyklus beträgt:

$$\Delta W = \Delta W_{12} + \Delta W_{34} = nR(T_2 \ln \frac{V_1}{V_2} - T_1 \ln \frac{V_4}{V_3}) = -\Delta Q_{12} - \Delta Q_{34} = \Delta Q < 0\,. \quad (2.10)$$

Verwendet man für die Teilschritte (2-3) und (4-1) die Adiabatengleichung $p_2 V_2^\kappa = p_3 V_3^\kappa$ und $p_4 V_4^\kappa = p_1 V_1^\kappa$, erhält man gemeinsam mit Gleichung 2.9 $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$. Die Gesamtarbeit wird dann

zu:

$$\Delta W = nR(T_2 \ln \frac{V_1}{V_2} - T_1 \ln \frac{V_1}{V_2}) = nR(T_2 - T_1) \ln \frac{V_1}{V_2} < 0 \,. \tag{2.11}$$

Daraus folgt weiters

$$\frac{\Delta Q_{34}}{T_1} = nR \ln \frac{V_4}{V_3} = nR \ln \frac{V_1}{V_2} \qquad \frac{\Delta Q_{12}}{T_2} = nR \ln \frac{V_1}{V_2} \qquad , \tag{2.12}$$

woraus sich die Carnotsche Proportion ergibt:

$$\frac{\Delta Q_{12}}{T_2} = \frac{\Delta Q_{34}}{T_1} \,. \tag{2.13}$$

Damit lässt sich leicht der Wirkungsgrad η angeben:

$$\eta = \frac{\Delta W_{12} + \Delta W_{34}}{\Delta Q_{34}} = \frac{\Delta Q_{12} + \Delta Q_{34}}{\Delta Q_{34}} = 1 + \frac{\Delta Q_{12}}{\Delta Q_{34}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \,. \tag{2.14}$$

Da $T_2 < T_1$, ist der Wirkungsgrad immer kleiner als 1.[20]

2.3.2. Die reale Wärmepumpe

In Abbildung 2.3 ist der Vergleichsprozess einer Kompressionswärmepumpe im (idealisierten) T,s-Diagramm (S...Entropie, s...spezifische Entropie) und das zugehörige Anlagenschema dargestellt. Zusätzlich zum Kreisprozess ist auch das Phasendiagramm des Arbeitsmediums aufgetragen. *KP* ist der Kritische Punkt, an dem die Dichte der flüssigen Phase gleich jener der gasförmigen Phase ist. *x* ist der Dampfgehalt (oder die Dampfqualität). Er ist definiert als

$$x = \frac{\text{Masse an Dampf}}{\text{Gesamtmasse}} = \frac{m_D}{m_D + m_{Fl}} \tag{2.15}$$

mit

m_D...Masse an gesättigtem Dampf ($x = 1$)
m_{Fl}...Masse an gesättigter Flüssigkeit ($x = 0$) .

Die Fläche unter einer Isobaren im T,s-Diagramm entspricht der übertragenen Wärme.

Der Kreisprozess besteht aus der reversiblen Adiabaten **1-2** (Entropie $= const.$), den zwei Isobaren **2-3-4** und **5-1** (Druck $= const.$) und der Isenthalpen **4-5** ($H = const.$). Die einzelnen Prozessschritte mit den jeweiligen Wärme- und Arbeitsumsätzen sind:

1-2: Reversibel adiabate Verdichtung des Arbeitsmittels längs einer Isentropen im Kompressor *K* vom Druck p_1 auf den Druck p_2. Dabei geht der Dampf vom gesättigten in den über-

[20] Vgl. Günther Wiesinger: Verbundlehrveranstaltung Thermodynamik & Statistik, Teil 2, S. 75 ff.; [8]

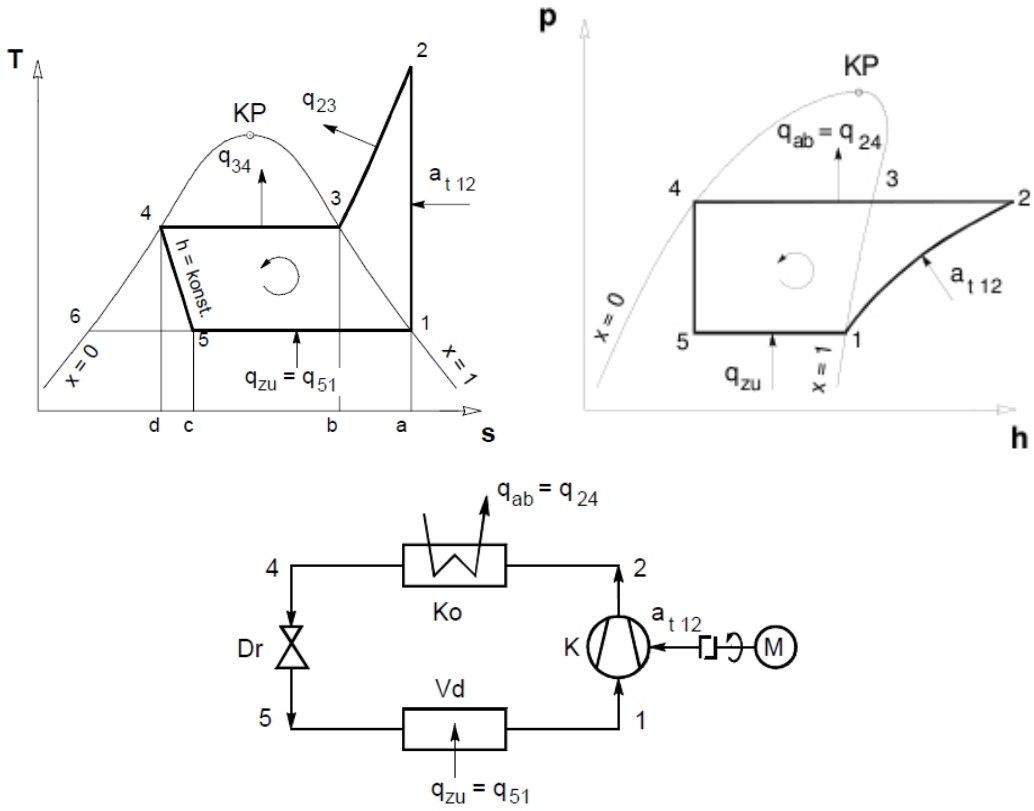


Abbildung 2.3.: Vergleichsprozess einer Kompressionswärmepumpe im T,s-Diagramm; log p-h-Diagramm; Schema ([9])

hitzten Zustand über und nimmt die Arbeit

$$a_{t12} = h_2 - h_1 \tag{2.16}$$

auf.

2-3: Isobare Abkühlung des überhitzten Dampfes im Kondensator *Ko* von der Temperatur t_2 auf den Sättigungszustand mit der Temperatur t_3. Die Fläche 23ba im T,s-Diagramm bedeutet die dabei abgegebene Wärme

$$q_{23} = h_3 - h_2. \tag{2.17}$$

3-4: Isobare-isotherme Verflüssigung des Arbeitsmittels im Kondensator *Ko*, welches dabei die Niedertemperaturwärme

$$q_{34} = h_4 - h_3 \tag{2.18}$$

liefert. q_{34} entspricht der Fläche 34db im T,s-Diagramm. Der obere Druck $p_3 = p_4$ ist der Maschine durch die Temperatur $T_3 = T_4$ beim Phasenübergang im Kondensator aufgeprägt.

4-5: Adiabte Drosselung des Arbeitsmittels vom Druck p_4 auf den Druck p_5 durch den Strömungswiderstand des Drosselventils *Dr*. Die adiabte Drosselung ist eine arbeitsdichte und wärmedichte Zustandsänderung, sodass dabei nach dem Ersten Hauptsatz die Enthalpie konstant bleibt. Folglich ist

$$h_4 = h_5. \tag{2.19}$$

Die Linie der adiabten Drosselung heißt Isenthalpe oder $h = const.$

5-1: Isobare-isotherme Verdampfung des Arbeitsmittels im Verdampfer *Vd*, welches dort die Wärme

$$q_{51} = h_1 - h_5 \tag{2.20}$$

aufnimmt. Diese Wärme (oder auch Kälte) entspricht der Fläche 51ac im T,s-Diagramm. Der untere Druck $p_5 = p_1$ ist der Maschine durch die Sättigungstemperatur $T_5 = T_1$ beim Phasenübergang im Verdampfer aufgeprägt.

Der Erste Hauptsatz für Kreisprozesse lautet:

$$a + q_{zu} + q_{ab} = 0\ . \tag{2.21}$$

Mit $h_4 = h_5$ bei adiabater Drosselung, $q_{zu} = h_1 - h_5$ und $q_{ab} = h_4 - h_2$ ergibt sich daraus

$$-\,a = q_{zu} + q_{ab} = h_1 - h_2 = -a_{t12}\ . \tag{2.22}$$

Die in Gleichung 2.22 vorkommenden Größen sind

- die im Kompressor K aufgenommene Leistung:

$$P = \dot{m} \cdot a_{t12} \qquad , \tag{2.23}$$

- der im Verdampfer Vd aufgenommene Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m} \cdot q_{zu} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \qquad , \tag{2.24}$$

- der im Kondensator Ko abgegebene Heizwärmestrom:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m} \cdot q_{ab} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_2) \qquad . \tag{2.25}$$

Die Wärmeziffer ϵ_W einer Wärmepumpe ist festgelegt durch

$$\epsilon_W = \frac{-\dot{Q}_{ab}}{P} = \frac{-q_{ab}}{a} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{a + q_{zu}}{a} \geq 1 \; . \tag{2.26}$$

Der Carnot'sche Gütegrad

Vergleicht man den (idealen) Carnotprozess mit dem Kreisprozess der realen Wärmepumpe, fallen zwei Unterschiede auf:

1. die Expansion ist nicht isotrop (Prozessschritt **4-5**),

2. die Verdichtung (**1-2**) geht bis zu einer Temperatur, die deutlich über jener der isothermen Kondensation (**3-4**) liegt.

Der Carnot'sche Gütegrad ist der Vergleich der Antriebsenergie der Carnot-Wärmepumpe P_c mit jener der realen Wärmepumpe P

$$\eta_{wc} = \frac{P_c}{P} \; .$$

Der Carnot'sche Gütegrad ist immer kleiner als 1.[21]

Der Kreisprozess in Abbildung 2.3 und die Beschreibung dazu sind jedoch immer noch idealisiert. Im realen Kreisprozess gibt es noch eine Reihe von Effekten und Zuständen, die meist die Effizienz - gegenüber dem idealen Wirkungsgrad - senken.

Überhitzung und Unterkühlung

Es wäre ideal, wenn am Austritt des Verdampfers das Arbeitsmittel vollständig verdampft wäre. Dies ist jedoch im Allgemeinen nicht realisierbar, sodass das Arbeitsmittel nach abgeschlossener Verdampfung noch zusätzlich erwärmt werden muss. Diese zusätzliche Temperaturdifferenz wird als Überhitzung bezeichnet, im Falle der Überhitzung nach dem Verdampfer wird sie als Sauggasüberhitzung bezeichnet. Die Sauggasüberhitzung ist aus mehreren Gründen notwendig:

[21] Vgl. Dietram Castorp, Max Kollera, Peter Waas: Skriptum zur Vorlesung Technische Thermodynamik, S. 238 ff., [9]

1. Bei zu geringen Überhitzungstemperaturen können Flüssigkeitströpfchen aus dem Verdampfer mitgerissen werden. Diese können für den Kompressor gefährlich werden (Flüssigkeitsschläge).

2. Nicht vollständig verdampftes Arbeitsmittel verringert die Kälteleistung (Enthalpiedifferenz) im Verdampfer. Eine Nachverdampfung in der Sauggasleitung leistet keinen Beitrag zur Kälteleistung.

3. Man versucht, mit einem elektronischen oder thermostatischen Expansionsventil die Überhitzung am Ende des Verdampfers möglichst niedrig zu halten. Hierfür wird normalerweise der Verdampfungsdruck und die Temperatur am Verdampferaustritt gemessen. Daraus leitet das Expansionsventil die Regelung für die Dosierung der Arbeitsmitteleinspritzung ab. Wenn also keine Überhitzung vorhanden ist, kann nicht unterschieden werden, ob das Arbeitsmittel verdampft ist oder nicht, da sich die Temperatur während der Verdampfung nicht ändert (zumindest bei Reinstoffen bzw. azeotropen[22] Kältemittelgemischen).

Da der Wärmeübertrag bei gasförmigem Kältemittel viel kleiner ist als bei verdampfendem Kältemittel, wird ein nicht unerheblicher Teil der Verdampferfläche für die Überhitzung benötigt. Daraus resultieren bei steigender Überhitzung immer schlechtere Wärmeübertragungseigenschaften des Verdampfers. Dies führt in weiterer Folge zu kleinerer Kälteleistung und damit schlechterem Wirkungsgrad.

Die oben erwähnte Überhitzung des Sauggases darf nicht beliebig hoch werden, denn sie führt indirekt zu einer Verringerung der Kälteleistung im Verdampfer. Der Grund hierfür ist die Funktionsweise des Verdichters. Dieser verdichtet ein definiertes (Hub-)Volumen an Kältemittelgas. Der Zusammenhang zwischen Volumen und Masse ist durch die Gasdichte ρ bzw. das spezifische Gasvolumen v gegeben:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \lambda \cdot \rho = \dot{V} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{v} \,. \tag{2.27}$$

Hierbei steht $\dot{V}$ für den Volumenstrom und λ für den Liefergrad.

Je größer die Sauggasüberhitzung, desto höher ist die Sauggastemperatur. Damit steigt das spezifische Volumen v (bzw. sinkt die Dichte ρ) des Sauggases. Entsprechend Gleichung 2.27 sinkt damit der Massenstrom $\dot{m}$. Dadurch wiederum sinkt die nutzbare Kälteleistung $\dot{Q}_0$:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot \Delta h_{Verdampfer} \,. \tag{2.28}$$

Für den idealen Kreisprozess endet die Zustandsänderung im Kondensator (Punkt 4 in Abb. 2.3) genau an der Siedelinie ($x = 0$ Abb. 2.3) und das Kältemittel gelangt dann zum Expansionsventil. Dies ist jedoch in der Realität schwer machbar und zudem nicht erwünscht. Der Zustand auf der Siedelinie ist dadurch gekennzeichnet, dass bereits eine geringe Wärmezufuhr oder Druckabsenkung zur Verdampfung von Kältemittelteilen führt. Vor allem Druckverluste sind im Allgemeinen nicht vermeidbar. Unter anderem deswegen, weil durch Strömungsverluste

[22] Bei azeotropen Kältemittelgemischen besteht kein Temperaturunterschied zwischen dem Siedebeginn und der Temperatur, bei der das gesamte Kältemittel verdampft ist. Ein azeotropes Gemisch verhält sich also wie ein Reinstoff.

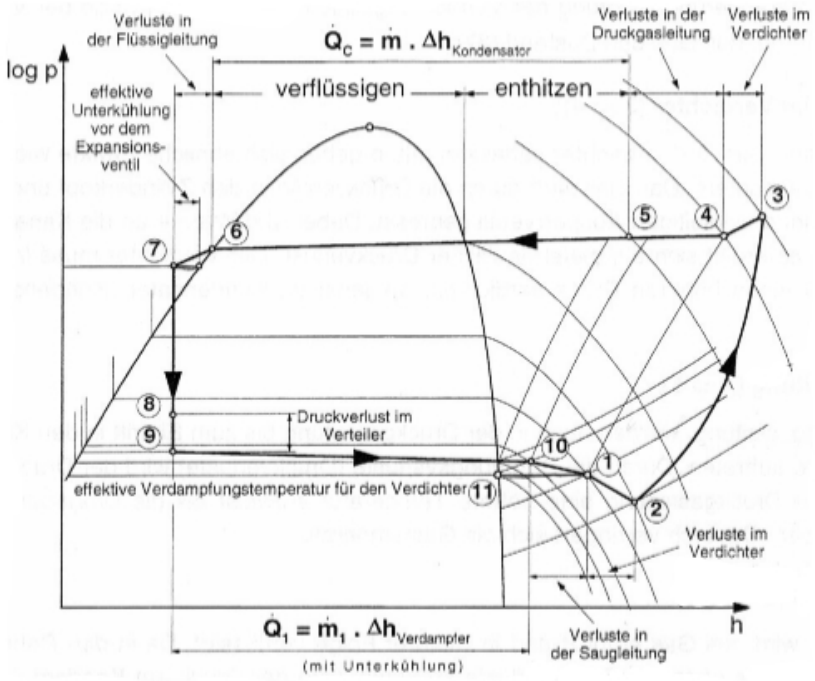


Abbildung 2.4.: log p-h-Diagramm eines realen Kreisprozesses ([3])

in der Flüssigleitung nach dem Kondensator Druckabnahme in Richtung der Strömung unvermeidlich ist. Außerdem kommt es zu Druckabsenkungen, wenn Verdampfer und Expansionsventil oberhalb des Kondensators angeordnet sind. Dies folgt aus der Druckabnahme in einer Flüssigkeitssäule entsprechend der hydrostatischen Grundgleichung

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h \ .$$

Außerdem sollten Gasanteile in der Flüssigkeit möglichst vermieden werden, damit das Expansionsventil stabil arbeiten kann. Daher wird das Kältemittel in diesem Arbeitsschritt unterkühlt. Dies wiederum führt zu einer Vergrößerung der Enthalpiedifferenz im Verdampfer und damit zu einer Steigerung der Kälteleistung. Natürlich kann das Kältemittel niemals unter die Temperatur des Kühlmediums im Verdampfer abgekühlt werden.

Zusätzlich zu den oben erwähnten Effekten und Problemen werden auch Druckverluste in den Rohrleitungen, Armaturen und Apparaten (Verdampfer, Kondensator, Filtertrockner, Verdichter, etc.) auftreten.

Überblick über die Verluste anhand Abb 2.4

- *Verdampfer (9 → 10)*: Die Strömung in den Verdampferrohren bewirkt einen Druckabfall. Im log p-h-Diagramm 2.4 ist die entsprechende Linie daher leicht abfallend, statt waagerecht.

- *Saugleitung (10 → 1)*: Abhängig von der Güte der Isolierung kommt es hier zu einer zusätzlichen Erwärmung des Gases. Außerdem treten Strömungsverluste (= Druckverluste) abhängig von der Länge der Rohrleitung zwischen Verdampfer und Verdichter auf.
- *Saugseite im Verdichter (1 → 2)*: An Punkt 1 in Abb. 2.4 tritt das Gas in den Verdichter ein. Je nach Bauart des Verdichters gelangt es von dort durch unterschiedliche Kanäle in den Zylinder. Dabei kommt es zu entsprechenden Druckverlusten und einer weiteren Erwärmung des Sauggases. Dieses wird also bei niedrigerem Druck und höherer Temperatur verdichtet (2), verglichen mit dem Verdichterentritt (1).
- *Verdichtung (2 → 3)*: Zu Beginn wird das noch kühle Gas durch die warmen Umgebungswände zusätzlich erwärmt. Bei zunehmender Verdichtung steigt die Gastemperatur, bis das Gas wärmer als die Umgebungswände ist. Ab diesem Punkt wird das Gas während der weiteren Verdichtung gekühlt, wodurch sich die Verdichtungslinie nach links krümmt.
- *Druckseite im Verdichter (3 → 4)*: Bis das Gas den Verdichter verlassen hat, wird weiterhin Wärme an die Umgebungswände abgegeben, woraus sich ein meist deutlicher Druckabfall ergibt. Daher muss der Zylinder auf einen höheren Druck verdichten, als der Kondensator im Endeffekt benötigt.
- *Druckgasleitung (4 → 5)*: Ähnlich der Sauggasleitung treten hier Strömungsverluste in der Druckgasleitung auf. Außerdem ist diese wärmer als die Umgebung, wodurch auch mit Wärmeverlusten zu rechnen ist.
- *Kondensator (5 → 6)*: Während das Gas enthitzt wird, treten in den Rohrleitungen weitere Druckverluste auf. Daher ist der Druck nach dem Kondensator geringer als davor (und ist die Linie im log p-h-Diagramm nicht waagrecht).
- *Flüssigkeitsleitung (6 → 7)*: Auch hier treten Druck- und Wärmeverluste auf, wobei die Wärmeverluste im Allgemeinen erwünscht sind, weil sie die Enthalpiedifferenz im Verdampfer vergrößern. Die Druckverluste verringern jedoch die effektive Unterkühlung vor dem Expansionsventil.
- *Expansionsventil (7 → 8 bzw. 9)*: Falls vor dem Verdampfer Verteilsysteme mit größeren Druckverlusten eingesetzt werden, erfolgt die Drosselung in 2 Stufen: Ein Teil wird im Expansionsventil abgebaut (8), der Rest im Verteilersystem (9).

Zusammenfassend sind also vorwiegend die Druckverluste in den technischen Bauteilen für die Leistungsverluste von Wärmepumpen verantwortlich.[23]

[23] Vgl. DI Dr. J. Geyer: Kälte- und Wärmepumpentechnik, S. 3-11 ff., [3]

3. Komponenten von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen

3.1. Sonnenkollektoren

Das heutige Angebot von Sonnenkollektoren reicht von ganz einfachen unverglasten Kollektoren bis zu hochentwickelten Vakuumröhrenkollektoren. Während Vakuumröhrenkollektoren natürlich thermisch einen höheren Wirkungsgrad haben als z.B. Flachkollektoren, so ist es trotzdem sinnvoll das Einsatzgebiet und eine Kosten-Nutzungsrechnung in Betracht zu ziehen.

Hier soll kurz eine Übersicht über Kollektortypen und deren Kenngrößen gegeben werden.

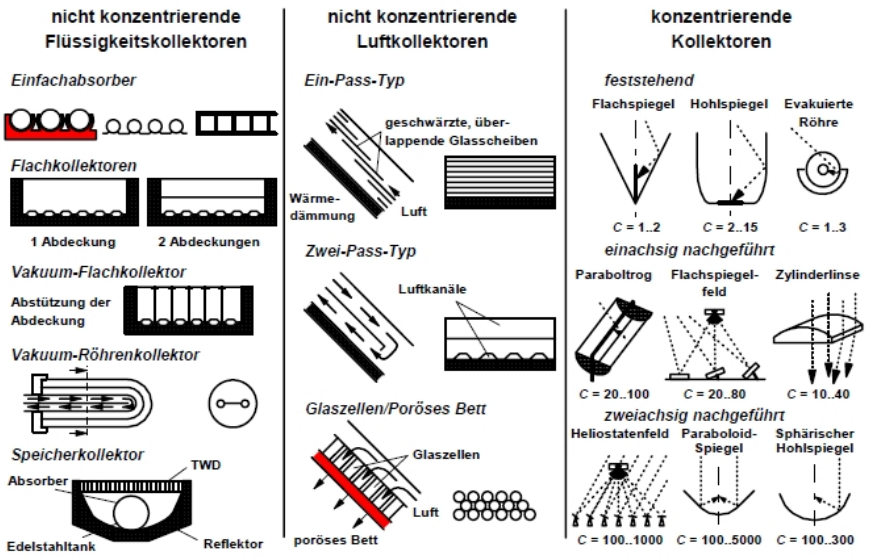


Abbildung 3.1.: Übersicht über Kollektorbauarten (C Konzentrationsverhältnis; definiert als Verhältnis von optisch aktiver Kollektorfläche zu bestrahlter Absorberfläche (Kaltschmitt, Wiese, Streicher, 2005)); Quelle: [2]

Entsprechend Abbildung 3.1 lassen sich grundsätzlich zwei Kollektortypen unterscheiden: nicht-konzentrierende und konzentrierende Kollektoren. Bei den nicht-konzentrierenden Kollektoren werden zusätzlich noch Flüssigkeits- und Luftkollektoren unterschieden.

Nicht-abgedeckte Kollektoren werden im Allgemeinen nur für Schwimmbadheizungen verwendet. Luftkollektoren eignen sich hingegen gut für solare Raumheizung und lassen sich gut mit

Luftheizungssystemen kombinieren. In Mitteleuropa werden jedoch vorwiegend Warmwasserheizungssysteme verwendet.

In Österreich klar vorherrschend ist der Flachkollektor

Flachkollektor

Als Absorber kommen beim Flachkollektor hauptsächlich Kupfer, Aluminium und Kombinationen aus Kupfer und Aluminium zur Anwendung. In seltenen Fällen wird auch Edelstahl eingesetzt.

Kupfer ist leicht zu verarbeiten, besitzt eine hervorragende thermische Leitfähigkeit und weist eine sehr gute Alterungsbeständigkeit auf.

Aluminium hat im Verglich zu Kupfer eine geringere Wärmeleitfähigkeit und ist schwieriger zu bearbeiten. Auch besteht die Gefahr der elektrolytischen Korrosion mit höherwertigen Materialien. Ein Vorteil ist jedoch der niedrigere Preis. Reine Aluminiumabsorber werden heute kaum verwendet, wohl aber Aluminiumabsorber mit Flüssigkeitskanälen aus Kupfer.

Edelstahl hat die geringste Wärmeleitfähigkeit, sodass im Vergleich mit Kupfer oder Aluminium größere Wärmeübergangsflächen zu den Wärmeträgermedium führenden Kanälen notwendig sind.

Weiters werden Flachkollektoren in der Ausführung des Durchströmkanals unterschieden (Abbildung 3.2).

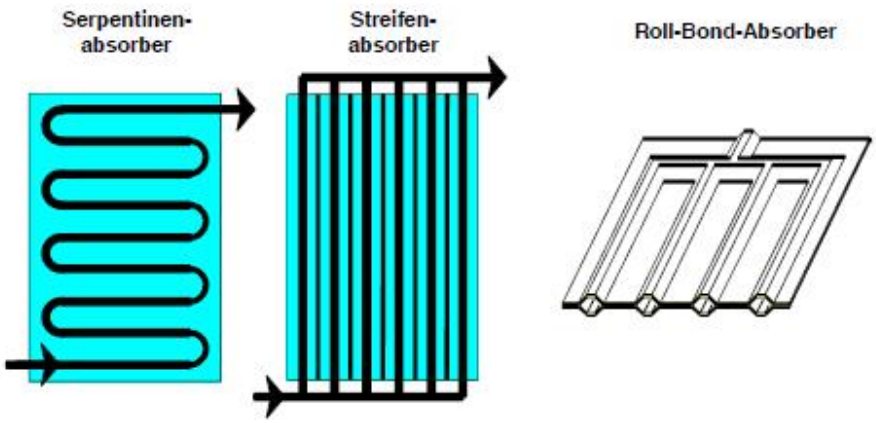


Abbildung 3.2.: Schematische Darstellung von Serpentinen-, Streifen- und Rollbondabsorbern (Quelle: [2])

Vakuum-Röhrenkollektor

Der Absorber besteht aus einem hochselektiv beschichteten Streifen mit einem Flüssigkeitskanal, der in einer evakuierten Glasröhre liegt (Abbildung 3.3). Durch das Vakuum werden die konvektiven Wärmeverluste weitgehend unterdrückt. Vakuum-Röhrenkollektoren erreichen daher die höchsten Temperaturdifferenzen.

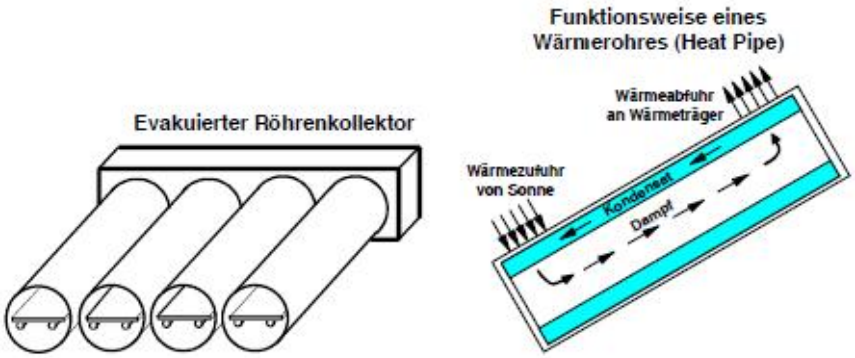


Abbildung 3.3.: Vakuum-Röhrenkollektor (nach Faninger, 1985) und Prinzip eines heat-pipe Kollektors (nach Faninger, Bruck, 1977); Quelle: [2]

Grundsätzlich können Vakuum-Kollektoren wie Flachkollektoren von einem Wasser/Frostschutzgemisch als Wärmeträgermedium durchströmt oder als Wärmerohr (heat-pipe) ausgeführt werden. Beim heat-pipe System befindet sich im Rohr eine Flüssigkeit, meist Alkohol, die auf einem niedrigen Temperaturniveau verdampft. Der Dampf steigt im schräg montierten Rohr nach oben und gibt über einen Kondensator die Wärme an den Speicherladekreislauf ab. Mit der Abkühlung verflüssigt sich das Medium und fließt wieder an den Grund des Rohres.

Ein weiterer Vorteil der heat-pipe Systeme ist, dass die Anlage bei Abschaltung wegen Übertemperatur eigensicher ist. Bei Stillstand der Anlage verdampft die im Rohr enthaltene Flüssigkeit und kondensiert entweder bei Wiedereinschaltung der Anlage oder bei nachlassender Einstrahlung.

Wegen des im Vergleich zu Flachkollektoren wesentlich höheren technischen und finanziellen Aufwands kommen Vakuum-Röhrenkollektoren eher im Bereich industrieller Prozesswärme als bei privaten Anlagen zum Einsatz.

Konzentrierender Kollektor

Bei diesem Typ handelt es sich für kleinere Kollektorflächen meist um CPC [1] Flachkollektoren, deren hochselektiv beschichtete Rohrabsorberstreifen aus Kupfer oder Aluminium nicht die gesamte Kollektorfläche überdecken. Dahinter befinden sich parabolische Spiegelflächen, die einen Teil der einfallenden Strahlung auch auf die Hinterseite des Absorbers reflektieren. Es existieren auch Systeme, bei denen die Streifen über einen Kettenantrieb der Sonne nachgeführt werden.

Bei einem großen Diffusanteil der Einstrahlung wirkt sich die im Vergleich zum herkömmlichen Flachkollektor geringere Absorberfläche nachteilig aus, da diffuse Strahlung nicht konzentrierbar ist. Außerdem ist die erzielbare Wirkung abhängig von der Verschmutzung der Spiegelflächen. Diese Systeme bringen keinen Gewinn an Kollektorfläche, können aber durch die konzen-

[1] Compound Parabolic Concentrator

trierende Wirkung der Spiegel für den Direktanteil der Einstrahlung höhere Temperaturen als herkömmliche Flachkollektoren erreichen.

Einsatzgebiete der verschiedenen Kollektortypen

- *Nicht abgedeckte Kollektoren* erreichen bei geringen Temperaturdifferenzen zur Umgebung den höchsten Wirkungsgrad aller Kollektoren, da keine Reflexions- und Absorptionsverluste an einer transparenten Abdeckung auftreten. Damit erreichen sie für Schwimmbadanwendung höhere Energieerträge als die meisten anderen Kollektortypen. Außerdem sind sie sehr billig.

- *Einfach abgedeckte, nicht-selektiv beschichtete Absorber* können bis zu Temperaturdifferenzen von 30-40°C zwischen Außen- und Absorbertemperatur mit zufriedenstellenden Energieerträgen eingesetzt werden. Sie sind daher gut für die Brauchwasserbereitung im Sommer und die Vorwärmung in der Übergangszeit geeignet.

- *Mit selektiver Beschichtung* werden die Absorber zwar teurer, erzielen jedoch bei gleicher Kollektorfläche höhere Wirkungsgrade. Ob selektive oder nicht-selektive Absorber gewählt werden sollen, entscheiden der Preis der Absorber und die Preisdifferenz des Einbaus für die verschieden großen Kollektorflächen bzw. die unterschiedliche Energiekosteneinsparung bei gleich großer Kollektorfläche. Für Systeme zur Heizungsunterstützung, die auch in der Übergangszeit höhere Energieerträge erreichen sollen, sind selektiv beschichtete Kollektoren jedenfalls vorzuziehen.

- *Evakuierte Kollektoren* (Röhren- und Flachkollektoren) erreichen die höchsten Temperaturdifferenzen aller betrachteten nicht-konzentrierenden Kollektoren. Allerdings sind die Kosten etwa doppelt so hoch wie die von nicht-evakuierten Kollektoren mit selektiv beschichteten Absorbern. Bei niedrigen und mittleren Temperaturdifferenzen ergeben sich nur geringe Vorteile gegenüber den selektiv beschichteten Absorbern. Einsatzgebiete sind daher z.B. die Prozesswärmeerzeugung in der Industrie (bis etwa 120°C Prozesswärme) oder Extremstandorte mit großen Temperaturdifferenzen (z.B. sehr hoch gelegene Berghütten).

Kenngrößen und typische Werte

Das Institut für Solartechnik SPF (Solartechnik - Prüfung - Forschung) in Rapperswil, Schweiz, hat eine Vielzahl der auf dem Markt angebotenen Kollektoren genau vermessen und die Ergebnisse online unter www.solarenergy.ch zugänglich gemacht (Link: Testberichte -> Kollektoren).[2]

[2] Vgl. Wolfgang Streicher: Sonnenenergienutzung, S. 27 ff., [2]

3.2. Wärmepumpen

Es gibt bereits eine ganze Reihe verschiedener Wärmepumpentypen für die unterschiedlichsten Einsatzbereiche. Daher kann die Einteilung der Wärmepumpen nach verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen. Zum Beispiel:

- *Einsatz:*
  Heizung, Kühlung, Warmwasserbereitung, Wohnraumlüftung[3], Entfeuchtung, Wärmerückgewinnung etc.
- *Wärmequelle:*
  Erdwärme, Grundwasser, Außenluft, Abluft, etc.
- *Medium Wärmequelle/Wärmenutzungsanlage:*
  Sole/Wasser, Wasser/Wasser, Direktverdampfung/Wasser, Luft/Wasser, Luft/Luft, etc.
- *Bauart:*
  Kompakt, Split
  Aufstellungsort (innen/außen)
  Kompressions-Wärmepumpe, Absorptions-Wärmepumpe
  Nach Antrieb (Elektro-, Gasmotor)
  etc.

Hier soll ein kurzer Überblick nur über Wärmepumpen für den Heizbetrieb gegeben werden, denn diese wurden in den betrachteten Anlagen eingesetzt. Für den Anwender ist meist vor allem die Wärmequelle von Wärmepumpen von Interesse. Grob kann hier zwischen Erd- und Luftwärmepumpen unterschieden werden.[4]

Luftwärmepumpen haben den Vorteil, dass sie relativ leicht eingebaut werden können. Dabei ist es unerheblich, ob es sich um einen Neubau oder eine Sanierung handelt. In Kompaktbauweise wird das Gerät im Freien aufgestellt. Alle Bauteile des Kältekreises sind bereits integriert. Der Heizungsanschluss zum Haus wird über in der Erde verlegte isolierte Rohre hergestellt.

Eine andere Variante sind Split-Geräte. Hier wird die Wärmepumpe in Innen- und Außenteil aufgeteilt. Der Verdampfer der Wärmepumpe wird außen aufgestellt und die Luft mittels Ventilator durchgeblasen. Im Innenteil sind Kompressor, Kondensator und Elektronik witterungssicher untergebracht. Der Vorteil ist, dass die Wärme nahe dem Speicher bzw. dem Heizsystem erzeugt wird und somit die Verluste gering gehalten werden können.

Abbildung 3.4 zeigt ein vereinfachtes Prinzipschema von Luftwärmepumpen-Anlagen.[5]

[3] Kontrollierte Wohnraumlüftung durch Luft/Luft-Wärmepumpen erhöht Wärmerückgewinnungsgrad aus Abluft beträchtlich bzw. kann bei entsprechendem Aufbau die Räume wahlweise auch klimatisieren.

[4] Vgl. Karl Ochsner: Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer, S. 19 ff., [1]

[5] Vgl. Karl Ochsner: Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer, S. 71 ff., [1]

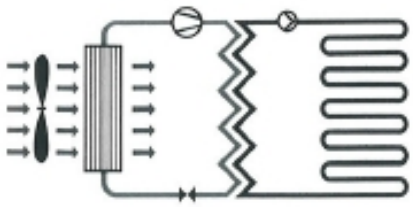


Abbildung 3.4.: Vereinfachtes Prinzipschema Luft/Wasser (Quelle: Ochsner [1])

Erdwärmepumpen haben gegenüber Luftwärmepumpen den Vorteil, dass die Wärmequelle ab einer Tiefe von rund 15m eine praktisch konstante Temperatur von 10°C hat. Dadurch ist die Jahresarbeitszahl im Vergleich zur Luftwärmepumpe deutlich höher. Insbesondere zur kalten Jahreszeit sind Erdwärmepumpen wesentlich effizienter, da der Temperaturhub um rund 20 Grad geringer ist. In Abbildung 3.5 ist das Prinzip von Anlagen mit Wärmequelle Erdreich dargestellt. Hierbei kommen (Erd-)Flachkollektoren, Künetten oder Sonden zum Einsatz. Flachkollektoren werden etwa 20cm unterhalb der Frostgrenze verlegt (rund 1,2 bis 1,4m unter der Erdoberfläche). Die Dimensionierung ist abhängig von der Bodenbeschaffenheit und der angeschlossenen Heizlast. Es werden Kunststoffrohre mit ausreichender Wandstärke verwendet, um Beschädigungen zu vermeiden. Die Fläche oberhalb der Kollektoren kann bepflanzt werden und muss nicht unverbaut bleiben.

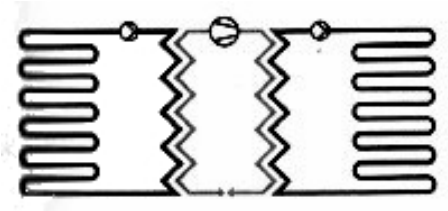


Abbildung 3.5.: Vereinfachtes Prinzipschema Sole/Wasser (Quelle: Ochsner [1])

Alternativ können, vor allem bei Platzmangel, Künetten-Kollektoren eingesetzt werden (siehe Abb. 3.6). Die Verlegetiefe liegt bei 1,6 bis 2m.

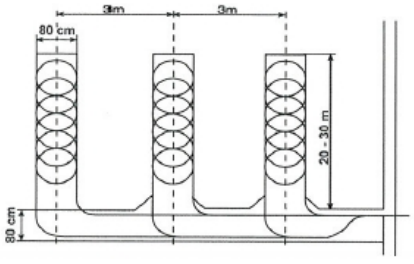


Abbildung 3.6.: Künetten-Kollektor mit Anbindungsgraben (Quelle: Ochsner [1])

Erdsonden benötigen die geringste Freifläche, sind jedoch teuer und dürfen nur von konzessionierten Unternehmen durchgeführt werden. Außerdem ist vor der Durchführung ein geologi-

sches Gutachten einzuholen. Die Erdtemperatur liegt ab rund 15m Tiefe bei ca. 10°C und nimmt mit zunehmender Tiefe um 1°C je 30m zu.[6]

Als weitere Wärmequelle bei der Erdwärmepumpe können Grundwasser, bestimmte Oberflächengewässer oder Kühlwasser genutzt werden. Das Grundwasser hat das ganze Jahr über eine etwa gleichbleibende Temperatur von 8 bis 12°C. Damit erreichen Grundwasser-Wärmepumpen die höchste Leistungszahl. Abbildung 3.7 zeigt das vereinfachte Prinzip-Schema solcher Anlagen.

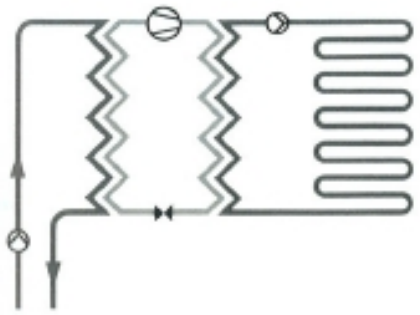


Abbildung 3.7.: Vereinfachtes Prinzipschema Wasser/Wasser (Quelle: Ochsner [1])

Die Wärmeentnahme durch die Wärmepumpe kühlt das Grundwasser um etwa 3 bis 4°C ab.[7]

3.3. Wärmespeicher

Der Wärmespeicher kann als zentrale Einheit eines Heizsystems mit solarer Unterstützung gesehen werden, denn er ist für einen effizienten Betrieb absolut notwendig. Die oftmals nur kurzzeitig vorhandene Sonneneinstrahlung muss in einem Speicher für eine meist spätere Verwendung zwischengelagert werden. Ähnliches gilt für Wärmepumpen. Zwar sind diese nicht so zeitabhängig wie Sonnenkollektoren, doch ihre Wirtschaftlichkeit wird durch einen Pufferspeicher deutlich gesteigert. Denn dieser unterstützt längere Laufzeiten auf niedrigerer Leistung, wodurch die Arbeitszahl der Wärmepumpe steigt. Außerdem wird durch einen solchen Betrieb die Lebensdauer der Wärmepumpe deutlich gesteigert. Beides führt indirekt zu einer besseren Wirtschaftlichkeit.

Wärmespeicher wurden in unterschiedlichsten Ausführungen entwickelt. Man unterscheidet zwischen Aktiv-/Passivspeicher, verwendeten Speichermedien (Flüssigkeit, Feststoff), Bereichen (Kurzzeit-, Langzeitspeicher) und Typen (druck/drucklos, Feststoff). Hier soll ein kurzer Überblick gegeben werden.

[6] Vgl. Karl Ochsner: Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer, S. 47 ff., [1]

[7] Vgl. Karl Ochsner: Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer, S. 65 ff., [1]

Aktive Speicher können geregelt über einen Wärmeträger be- und entladen werden. Der Speicher ist hierbei von der Wärmesenke (Warmwasserbedarf, Heizkreise) thermisch getrennt. Zu den aktiven Speichern zählt man Warmwasserspeicher, Geröllspeicher und Latentspeicher.

Passive Speicher werden zumindest ungeregelt entladen. Es ist dabei darauf zu achten, dass keine Übertemperaturen in den beheizten Räumen auftreten (z.B. durch Abschattungsmaßnahmen im Sommer). Das heißt, man muss über die zeitliche Verzögerung und die Dämpfung des Wärmeflusses durch den passiven Speicher Bescheid wissen, um ihn entsprechend anwenden zu können. Beispiele für passive Speicher sind die Gebäudemasse, der Fußboden bei Fußbodenheizung, Wintergärten mit hoher Speichermasse und Trombéwände mit Naturzirkulation.

Speicherdauer

Kurzzeitspeicher werden mehrere Male im Jahr be- und entladen. Sie halten die Wärme in der Größenordnung von Tagen. Die über ein Jahr in Summe eingespeicherte und entladene Energie ist daher bezogen auf das Speichervolumen hoch. Je kürzer die Wärme gespeichert werden muss, desto weniger wichtig ist die gute Wärmedämmung des Speichers.

Langzeitspeicher sind Saisonspeicher, die meist nur einmal im Jahr beladen (Frühling, Sommer) und während der kälteren Jahreszeit einmal entladen (Herbst, Winter) werden. Bei guter Schichtung kann ein kleiner Speicherteil auch als Kurzzeitspeicher dienen. Bezogen auf das Speichervolumen ist die gesamte gespeicherte Energie gering. Langzeitspeicher sind in erster Linie für größere Siedlungen interessant[8].

3.3.1. Wärmespeichermedien

Um zusätzliche Wärmeübergänge zu vermeiden, werden nach Möglichkeit für Wärmespeicherung und Wärmeträger die gleichen Medien verwendet. Aus der Wärmespeicherformel ergeben sich wichtige physikalische Auswahlkriterien für die Wahl des Speichermediums:

$$Q_{Sp} = M_{Sp} \cdot c_{pSp} \cdot \Delta\vartheta_{Sp} = V_{Sp} \cdot \rho_{Sp} \cdot c_{pSp} \cdot (T_{1,Sp} - T_{2,Sp}) \tag{3.1}$$

mit

[8] Dieses Konzept ist bereits im Wohngebiet Neckarsulm-Amorbach II realisiert, wo im Endausbau 140.000 m³ Erdreich als Langzeit-Wärmespeicher dienen.

Q_{Sp}	[J]	nutzbarer Wärmeinhalt des Speichers
M_{Sp}	[kg]	Masse des Speichers
c_{pSp}	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität des Speichermediums
$\Delta\vartheta_{Sp}$	[K]	nutzbare Temperaturdifferenz im Speicher
V_{Sp}	[m³]	Speichervolumen
ρ_{Sp}	[kg/m³]	Dichte des Speichermediums
$T_{1,Sp}$	[°C]	Temperatur bei beladenem Speicher
$T_{2,Sp}$	[°C]	Temperatur bei entladenem Speicher

Die relevanten Stoffwerte in dieser Formel sind die spezifische Wärmekapazität c_p und die Dichte ρ_{Sp}. Je größer c_p ist, desto mehr Energie kann bei gleichem Speichergewicht und gleicher Temperaturdifferenz aufgenommen werden. Die Dichte ρ_{Sp} gibt an, welches Speichervolumen bei einem gewünschten Energieinhalt benötigt wird. Bei festen Speichermedien ist außerdem noch die **Wärmeleitzahl** λ von Interesse. Ist sie niedrig, wird nur ein kleiner Teil des Speichers aufgeheizt und abgekühlt (schlechte Speichernutzung). Bei flüssigen Medien ist die Wärmeleitzahl vernachlässigbar, da der Wärmetransport durch Konvektion (Flüssigkeitsbewegung) überwiegt.

Neben den Stoffwerten sind folgende Eigenschaften von Interesse:

- möglicher Temperatureinsatzbereich
- Unbrennbarkeit
- Ungiftigkeit
- Langzeitbeständigkeit
- Preis
- Umweltverträglichkeit

Heutzutage sind Wasser, Beton/Steine und Erdreich als Wärmespeichermedien in Verwendung. In Einfamilienhäusern wird ausschließlich Wasser als Speichermedium verwendet.

Latentwärmespeichermedien

Ein Material ändert seinen Aggregatzustand bei konstanter Temperatur und unter Zu- bzw. Abfuhr von Energie. Dabei muss beim Schmelzen oder Verdampfen Wärme zugeführt werden bzw. wird beim Erstarren oder Kondensieren Wärme frei. Die Temperatur der Aggregatzustandsänderung ist immer gleich - egal in welche Richtung die Änderung abläuft. Die bei der Aggregatzustandsänderung freiwerdende oder im Material gespeicherte Energie wird als latente Wärme bezeichnet.

Für Niedertemperatur-Wärmespeicherung wird ausschließlich der Phasenwechsel fest-flüssig genutzt, da die Volumenvergrößerung des Übergangs flüssig-gasförmig bei normalen Drücken in geschlossenen System nur schwer beherrscht werden kann.

Latentwärmespeicher zeichnen sich durch eine hohe Energiedichte aus. Wärmezu- und abfuhr können zudem bei jeweils annähernd konstanter Temperatur vorgenommen werden. Schwierig zu handhaben sind die unterschiedliche Wärmeleitfähigkeit im festen und im flüssigen Zustand, manche Materialen können zudem bei Wärmeabfuhr unterkühlen; anorganische Salze führen eventuell zu Korrosionsproblemen.

3.3.2. Wärmespeichertypen

Warmwasserspeicher bis 10m³ bestehen aus einem Stahlmantel mit außen einer Wärmedämmung und innen einer Beschichtung gegen Korrosion. Wird in dem Speicher nur Heizungswasser umgewälzt (keine Sauerstoffzufuhr durch Frischwasser), so ist er innen oft unbehandelt. Brauchwasserspeicher hingegen müssen innen eine dauerhaft korrosionsfeste und lebensmittelechte Beschichtung aufweisen. Eine Alternative zu Beschichtungen besteht darin, den Speicher vollständig aus Edelstahl herzustellen. In jedem Fall ist darauf zu achten, dass die Beschichtungen bis Temperaturen von 120°C beständig sind, da es beim Anfahren des Kollektors am Wärmeträgereintritt in den Speicher zu diesen Temperaturen kommen kann.

Neben einer Beschichtung müssen Brauchwasserspeicher mit einer Opferanode ausgestattet sein, die verhindert, dass sich Kupferionen aus dem Wärmeträgerkreis in Fehlstellen der Beschichtung setzen und dort Kontaktkorrosion auslösen. Opferanoden müssen alle 2 - 5 Jahre kontrolliert werden. Eine Alternative bietet die Fremdstromanode. Diese muss nicht ausgewechselt werden, hat aber einen Stromverbrauch von rund 5 kWh pro Jahr.

Warmwasserspeicher können als Druckspeicher oder drucklos ausgeführt werden. Druckspeicher sind zwar teurer, können jedoch direkt mit Brauch- oder Heizungswasser durchströmt werden. Drucklose Speicher müssen immer über Wärmetauscher mit dem Wärmeträger des Solar-, Heizungs- oder Brauchwasserkreises verbunden sein, da sonst ein Unterdruck in Heizungskreisen auftreten kann. Das ist natürlich mit Verlusten verbunden. Daher werden kleine Speicher als Druckspeicher gebaut.

Großspeicher mit Wasser werden aus Konstruktionsgründen immer drucklos ausgeführt.

Als Feststoffspeicher werden Schotter, Beton und Erdreich verwendet. Sie werden in der Regel drucklos ausgeführt. Um die gleiche Energiemenge wie Wasser speichern zu können, müssen diese jedoch 2 bis 3 mal so groß ausgeführt werden. Ähnlich passiven Speichern liegt die Schwierigkeit dieser Speicher darin, die Wärme dem Speicher möglichst ohne Temperaturverlust zu- und abzuführen. Daher müssen die Zwischenräume zwischen den Wärmeträgerkanälen möglichst klein sein, damit die Wärme nur über möglichst kurze Strecken in den Festkörper einfließen bzw. abfließen muss.

3.3.3. Speicherschichtung

Speziell für Speicher, die mehrere, stark unterschiedliche Temperaturzonen (wie Frischwasserzulauf, Heizungs-, Warmwasservolumen) aufweisen, ist eine gute Speicherschichtung von hohem Wert (vgl. Abb.: 3.8).

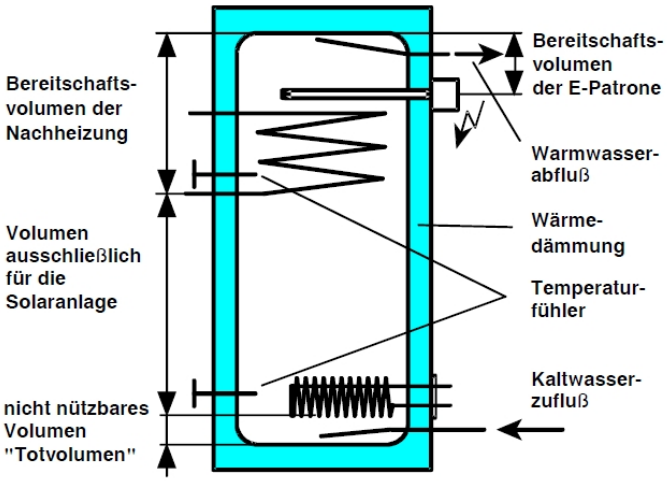


Abbildung 3.8.: Unterteilung eines Wasserspeichers in einzelne Zonen; Quelle: [2]

Vor allem große Volumenflüsse innerhalb des Speichers zerstören und/oder behindern eine gute Schichtung. Daher sind insbesondere bei Zuflüssen entsprechende Maßnahmen zu treffen. So sind horizontale Einlässe deutlich günstiger als vertikale. Sollte trotzdem ein vertikaler Zufluss notwendig sein, kann mit einem Prallblech Abhilfe geschaffen werden (siehe Bild 3.9).

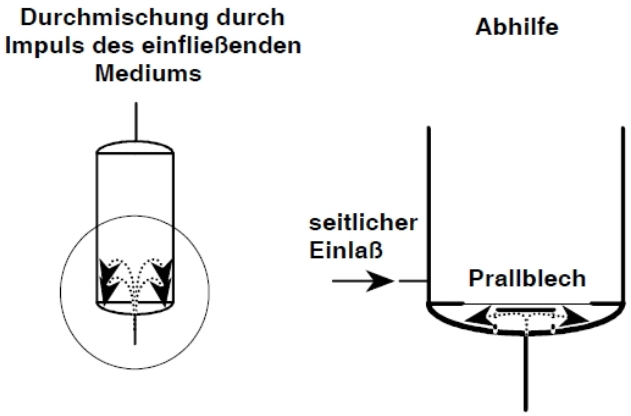


Abbildung 3.9.: Speicherdurchmischung durch falsche Strömungsführung von Wassereinlässen; Quelle: [2]

Ein weiteres Problem bei der Erhaltung guter Schichten ist die richtige Eintrittshöhe in den Speicher. Eine Lösungsmöglichkeit bieten sogenannte Schichtladeeinheiten. Diese basieren auf der abnehmenden Dichte von Wasser bei steigender Temperatur. Schichtladeeinheiten bestehen aus einem Rohr mit großem Durchmesser und Öffnungen in bestimmten Abständen. Von unten eintretendes Wasser strömt, solange es leichter als umgebendes Speicherwasser ist, im Rohr nach oben. Sobald es schwerer (kälter) als das umgebende Speicherwasser wird, tritt es an der vorhergehenden und/oder an der nächstfolgenden Öffnung aus. Das System kann noch durch

Rückschlagklappen an den Austrittsöffnungen verbessert werden. Es ist darauf zu achten, dass die Durchflussgeschwindigkeit ausreichend langsam ist, um störende Turbulenzen zu verhindern.

Störung der Schichtung durch Wärmeleitung im Speicher

Neben Zirkulationsströmungen durch Naturkonvektion oder Zwangszirkulation findet auch Wärmeleitung im Wasser (λ = 0.22 W/mK), an der Speicherwand (λ = 60 W/mK) und an Einbauten wie Wärmetauscher oder Schichtladeeinheit (Polypropylen: λ = 0.22 W/mK) statt. Da Wärme immer vom höheren zum niedrigeren Temperaturniveau fließt, wird damit ein Effekt wie bei einer Durchmischung bewirkt. Dieser Effekt ist jedoch im Vergleich zu Natur- und Zwangskonvektion eher klein und nur bei einer Langzeitspeicherung interessant.

3.3.4. Legionellenproblematik

Nach einer Richtlinie des Deutschen Vereins des Gas- und Wasserfachs aus dem Jahre 1993 sollten Brauchwasserspeicher über 400 l Volumen bzw. über 3 l Wasserinhalt in den Trinkwasserrohren zwischen Wassererwärmer und Entnahmestelle einmal täglich über 60°C erwärmt werden. Der Grund dafür ist das fallweise Auftreten von Legionellen, einem Bakterium, das beim Einatmen im Sprühnebel die sogenannte „Legionärskrankheit“ hervorrufen kann. Die Krankheit tritt jedoch selten und hauptsächlich in großen Klimaanlagen und Kühltürmen auf. Optimale Vermehrungsbedingungen hat das Bakterium zwischen 25 und 50°C. Über 60°C wird es schnell abgetötet.

Von dieser Richtlinie ausgenommen sind, nach neuesten Auslegungen, Ein- und Zweifamilienhäuser in Österreich.[9]

[9] Vgl. Wolfgang Streicher: Sonnenenergienutzung, S. 61 ff., [2]

4. Berechnungen

4.1. Allgemeine Annahmen

4.1.1. Standardumgebung für die Exergieberechnungen

Laut Baehr[1] ist die Exergie jene Energie, die sich unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung in jede andere Energieform vollständig umwandeln lässt. Wie schon in Kapitel 2.2.2 besprochen, ist es daher wichtig und notwendig, eine geeignete Umgebung für die Exergieberechnungen zu definieren. Genau genommen, müssten Druck, Temperatur und Höhe der Umgebung definiert werden. Die Umgebungstemperatur ist jedoch die einzige Größe, die in die folgenden Berrechnungen eingeht. Druck und Höhe werden also vernachlässigt.

In Tabelle 4.1 sind die mittleren Jahrestemperaturen des Jahres 2010 in Österreich in den Landeshauptstädten aufgelistet[2]. Der Mittelwert liegt bei 9,24 °C. Verglichen dazu, liegt die Erdtemperatur ab einer Tiefe von etwa 15m über das ganze Jahr hinweg bei 10°C. Sie nimmt mit zunehmender Tiefe um 1°C je 30m zu[3].

Stadt	Temperatur [°C]
Bregenz	9,4
Eisenstadt	9,9
Graz	9,8
Innsbruck	8,9
Klagenfurt	8,8
Linz	8,7
Salzburg	8,7
St. Pölten	9,1
Wien	9,9

Tabelle 4.1.: Mittlere Jahrestemperatur der österr. Bundeshauptstädte im Jahr 2010 laut ZAMG

Basierend auf den obigen Zahlen, wird für die Berechnungen eine *Referenzumgebungstemperatur von 10°C* angenommen. Dieser Wert macht die Exergiebetrachtungen von Luft- und

[1] Vgl. Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac: Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, S. 152 ff., [12]

[2] `http://zamg.ac.at/klima/klima_monat/klimawerte/?jahr=2010&monat=GJ` [Abrufdatum: 28.3.2011]

[3] Vgl. Karl Ochsner: Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer, S. 51, [1]

Erdreichwärmepumpen gut vergleichbar. Da es zu einem negativen Exergiestrom kommt, wenn die Umgebungstemperatur *unter* der Referenztemperatur liegt, trägt die Umgebungsexergie, über das Jahr gemittelt, nichts zur Gesamtbilanz bei.

4.1.2. Exergie des Sonnenlichts

Bei bekannter Energie Q kann die Exergie E folgendermaßen berechnet werden:

$$E = Q \cdot (1 - \frac{T_U}{T}) \qquad [J] \tag{4.1}$$

T_U ist die oben definierte Umgebungstemperatur.[4]

Aus dieser Formel folgt, dass das Sonnenlicht praktisch vollständig Exergie ist. Dabei ist es unerheblich, ob man für T die Oberflächentemperatur der Sonne (5600 K) oder die Sonnentemperatur nach Durchgang durch die Atmosphäre (rund 3000 K) annimmt. Im Folgenden wird also die Sonneneinstrahlung vollständig als Exergie betrachtet.

4.2. Der exergetische Wirkungsgrad

Sind die Wärmemengen bekannt (sprich: gemessen), lässt sich die Exergie leicht über Formel 4.1 bestimmen. Dies ist bei allen Komponenten der betrachteten Anlagen möglich. Nur die Wärmepumpe bildet eine Ausnahme, da der Energiestrom aus der Umgebung (Luft oder Erde) nicht gemessen wird. Dieser ist zwar in der Energieanalyse nicht von Bedeutung, trägt aber zu der Exergiebilanz bei. Es soll nun der exergetische auf den energetischen Wirkungsgrad zurückgeführt werden.

Hierbei wird vom energetischen Wirkungsgrad ausgegangen:

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_a}$$

mit der Nutzenergie Q_n und der aufgewendeten Energie Q_a. E_n sei nun die Exergie der Nutzenergie Q_n und E_z sei die Exergie der zugeführten Energie. Der exergetische Wirkungsgrad ist ähnlich dem energetischen Wirkungsgrad definiert:

$$\eta_{ex} = \frac{E_n}{E_z} \ .$$

Da die Exergie ein Maß für die Arbeitsfähigkeit eines System ist, gibt η_{ex} an, wieviel Arbeitsfähigkeit bei dem betrachteten Prozess verloren geht bzw. wie weit der Prozess vom Idealfall der

[4] Vgl. Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac: Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, S. 161, [12]

Reversibilität entfernt ist. Im Idealfall gilt:

$$E_n = E_{n\ max} = E_z\ . \tag{4.2}$$

Daher gilt für den exergetischen Wirkungsgrad immer

$$0 \leq \eta_{ex} \leq 1\ .$$

Der Zusammenhang zwischen der Energie und der zugehörigen Exergie kann nun folgendermaßen geschrieben werden

$$E = \epsilon Q\ .$$

Mit Hilfe der Gleichung 4.2 ergibt sich dann

$$\eta_{ex} = \frac{E_n}{E_z} = \frac{E_n}{E_{n\ max}} = \frac{Q_n \epsilon_n}{\epsilon_n Q_{n\ max}} = \frac{Q_n}{Q_{n\ max}} = \frac{\eta}{\eta_{max}}\ . \tag{4.3}$$

η_{max} ist der maximal mögliche energetische (Carnot-)Wirkungsgrad, η ist der tatsächlich erreichte energetische Wirkungsgrad.[5]

Im Falle der Wärmepumpe muss Gleichung 4.3 noch etwas angepasst werden. In Formel 4.9 weiter unten ist die Arbeitszahl einer Wärmepumpe angegeben. Diese ist gleich dem Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrades:

$$AZ_{max} = \frac{Q}{W} = \frac{1}{\eta_C}\ .$$

Damit ergibt sich für den exergetischen Wirkungsgrad einer Wärmepumpe

$$\eta_{ex} = \frac{AZ}{AZ_{max}}\ .$$

Dies deckt sich mit der Definition des *Gütegrades* einer Wärmepumpe.

Der Carnot-Wirkungsgrad ist definiert als

$$\eta_C = 1 - \frac{T_1}{T_2} \qquad mit\ T_2 > T_1\ . \tag{4.4}$$

Bei der Berechnung des Carnot-Wirkungsgrades der Wärmepumpe ist T_2 die (mittlere) Vorlauftemperatur und T_1 die Bezugstemperatur der Exergieberechung. Entsprechend Kapitel 4.1.1 ist das in dieser Arbeit also 10°C.

[5] Vgl. Udo Backhaus, H. Joachim Schlichting: Der exergetische Wirkungsgrad, [18]

4.3. Wärmemenge

Die Wärmeleistung wird über folgende Formel bestimmt:

$$\dot{Q} = \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \dot{V} \qquad [W] \,. \tag{4.5}$$

Will man die gemessene Wärmeleistung[6] $\dot{Q}$ manuell nachrechnen[7], steht man vor zwei Problemen:

1. $\rho \cdot C_p$ ist temperaturabhängig;
2. Nur die momentanen Temperaturen sind bekannt. Spitzen im vergangenen Messintervall gehen zwar in den Messwert von $\dot{Q}$ ein, können aber in der manuellen Rechnung nicht berücksichtigt werden (weil sie nicht bekannt sind).

t [°C]	ρ [g/cm³]	C_p [J/g K]	$\rho \cdot C_p$ [J/cm³ K]
0	0.99984	4.2176	4.21693
10	0.99970	4.1921	4.19084
20	0.99821	4.1818	4.18105
30	0.99565	4.1784	4.16022
40	0.99222	4.1785	4.14599
50	0.98803	4.1806	4.13056
60	0.98320	4.1843	4.11400
70	0.97778	4.1895	4.09641
80	0.97182	4.1963	4.07805
90	0.96535	4.2050	4.05930
100	0.95840	4.2159	4.04052

Tabelle 4.2.: Eigenschaften von Wasser bei 1 bar (Vgl. David R. Lide, Ph.D.: CRC Handbook of Chemistry and Physics, S. 6-3, [13])

Betrachtet man die Dichte ρ und die Wärmekapazität C_p von Wasser im Temperaturbereich 0°C bis 100°C, so sieht man, dass ρ mit steigender Temperatur leicht abnimmt und C_p in etwa einer Parabel folgt. Das Produkt der beiden nimmt leicht ab (siehe Tabelle 4.2), die Änderungen sind jedoch marginal. Ein Wärmemengenzähler (im Folgenden: WMZ) sitzt grundsätzlich immer in der kälteren Leitung. Die Rücklauftemperaturen der gemessenen Anlagen bewegen sich in den folgenden Bereichen:

- Wärmepumpe zu Speicher: 40-50°C
- Warmwasser: 20-30°C

[6] Für eine Beschreibung des Wärmemengenzählers, siehe Kapitel B.1

[7] Einheit: $[\frac{g}{cm^3}] \cdot [\frac{J}{gK}] \cdot [K] \cdot [\frac{m^3}{Zeit}] = 10^6 [\frac{J}{Zeit}] = 10^3 [\frac{kJ}{Zeit}] = \frac{10^3}{3600} [\frac{kWh}{Zeit}] = \frac{1}{3.6} [\frac{kWh}{Zeit}]$

- Heizung: rund 30°C

Um die manuelle Rechnung zu erleichtern, kann man das Produkt $\rho \cdot C_p$ als konstant betrachten und den Wert bei 30°C verwenden. Denn die Abweichungen (siehe Tabelle 4.3) sind unterhalb der Messgenauigkeit des WMZ, welche bei rund 2% liegt.

t [°C]	ρ [g/cm³]	C_p [J/g K]	$\rho \cdot C_p$ [J/cm³ K]	Abweichung v. 30°C
20	0.99821	4.1818	4.18105	-0.50%
30	0.99565	4.1784	4.16022	0.00%
40	0.99222	4.1785	4.14599	0.34%
50	0.98803	4.1806	4.13056	0.72%

Tabelle 4.3.: Eigenschaften von Wasser bei 1 bar mit Abweichungen vom 30°C-Wert (Vgl. David R. Lide, Ph.D.: CRC Handbook of Chemistry and Physics, S. 6-3, [13])

Damit wäre das erste Problem gelöst. Das zweite ist jedoch nicht umgehbar. Der WMZ registriert die Temperaturen und den Durchfluss alle 16 Sekunden (vgl. Kapitel B.1) und berechnet daraus die Wärmeleistung $\dot{Q}$. Er berücksichtigt auch die Temperaturabhängigkeit von $\rho \cdot C_p$. Damit gehen auch kurzfristige Extremwerte in die Messung mit ein. Bei der manuellen Berechnung stehen nur die momentanen Temperaturen von Vor- und Rücklauf und der durchschnittliche Durchfluss zur Verfügung. Dadurch muss sich die berechnete von der gemessenen Wärmeleistung $\dot{Q}$ unterscheiden.

Es ist jedoch möglich, die berechneten Werte für $\dot{Q}$ über einen größeren Zeitraum zu addieren. Diese Summe ist dann vergleichbar mit der Summe der gemessenen $\dot{Q}$. Auf diesem Wege lässt sich die Plausibilität der Messdaten überprüfen.

4.4. Auswertung der Messdaten

Bei der Energieanalyse wurden folgende Formeln zur Auswertung der Messdaten verwendet:

Systemeffizienz - Energie

Die Systemeffizienz im Energiebild ist das Verhältnis von erzeugter Wärme zu aufgewendeter Endenergie (hier: elektrische Energie). Die Umweltenergien, wie Sonneneinstrahlung, Boden- und Lufttemperatur, werden gänzlich vernachlässigt:

$$\frac{Output}{Input} = \frac{Q_{out}}{E_{elek}} \,. \tag{4.6}$$

Systemeffizienz - Exergie

Im Exergiebild hingegen gehen die Umweltenergien in die Bilanz mit ein, denn die qualitative Eigenschaft der Exergie ermöglicht es, elektrische und Umweltexergie (‘"Wärme-Exergie“) einfach zu addieren:

$$\frac{Output}{Input} = \frac{E_{th,out}}{E_{elek} + E_{Sonne} + E_{Erde/Luft}} \,. \tag{4.7}$$

$E_{Erde/Luft}$ wurde in der tatsächlichen Berechnung vernachlässigt. Denn einerseits stehen nicht ausreichend Messdaten zur Verfügung, um diesen Exergiebeitrag zu bestimmen. Andererseits verschwindet dieser Anteil über das Jahr hin gemittelt.

Kollektoreffizienz

Die Formel für die Kollektoreffizienz ist für Energie und Exergie gleich. Trotzdem muss man mit einem viel schlechteren exergetischen Wirkungsgrad rechnen, weil das hochexergetische Sonnenlicht in vergleichsweise niederexergetische (Wärme-)Energie umgewandet wird.

$$\frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{Q_{solar}}{R \cdot Kollektorfläche \cdot Messschritt} \tag{4.8}$$

Arbeitszahl der Wärmepumpe - Energie

Der Wirkungsgrad einer Wärmepumpe ist im Energiebild immer größer als 1, da die Umweltenergie nicht in die Bilanz eingeht. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wird dieser Wirkungsgrad als Arbeitszahl bezeichnet. Die Arbeitszahl wird immer über einen größeren Zeitraum betrachtet.

$$\frac{\Sigma Q_{out}}{\Sigma E_{WP,el}} \tag{4.9}$$

Im Unterschied zur Arbeitszahl gibt die *Leistungszahl* (CoP - coefficient of performance) an, wie gut die Wärmepumpe in einem definierten Betriebspunkt arbeitet. Sie ist also ein Qualitätsmerkmal für eine Wärmepumpe, hat aber nur untergeordnete Bedeutung bezüglich des zu erwartenden Energieverbrauchs.

Wirkungsgrad der Wärmepumpe - Exergie

Der exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe ist wie folgt definiert:

$$\frac{\Sigma E_{out,th}}{\Sigma E_{WP,el}} \tag{4.10}$$

Der exergetische Wirkungsgrad einer Wärmepumpe ist immer kleiner als 1, wie man es für Maschinen jeglicher Art und Bauweise erwarten würde. Damit ist er leichter verständlich als die Arbeitszahl (“energetischer Wirkungsgrad“).

Speicherenergie

Die genaue im Speicher enthaltene (innere) Energie ist nicht so einfach bestimmbar, da sie von der Temperatur abhängig ist. Diese hängt nun wieder stark vom Beladezustand und der Schichtung im Speicher ab. In erster Näherung können jedoch der Mittelwert der 4 gemessenen

Speichertemperaturen und der Speicherinhalt (in kg) herangezogen werden.

$$U = \frac{TO + TMO + TMU + TU + (4 \cdot 273)}{4} \cdot (c_p \cdot M_{Wasser} + c_{Stahl} \cdot M_{Speicher}) - \\ -283 \cdot (c_p \cdot M_{Wasser} + c_{Stahl} \cdot M_{Speicher}) \qquad [J]$$

In der ersten Zeile werden alle gemessenen Speichertemperaturen in Kelvin umgerechnet, da c_p in [J/g K] angegeben wird. Um Werte in einer vernünftigen Größenordnung zu erhalten, wird die Speicherenergie auf die Energie bei 10°C bezogen (2. Zeile), entsprechend der in 4.1.1 angenommenen Standardumgebung. Zusätzlich liegt die Frischwassertemperatur bei 10°C. Dies ist also die Minimaltemperatur, die der Speicher erreichen kann.

Damit vereinfacht sich die Formel auf

$$U = [\frac{TO + TMO + TMU + TU}{4} - 10] \cdot (c_p \cdot M_{Wasser} + c_{Stahl} \cdot M_{Speicher}) \qquad [J] \quad (4.11)$$

wobei die Temperaturen in °C eingesetzt werden.

Speichereffizienz

Ganz grob kann die Speichereffizienz über das Verhältnis von Summe der Abflüsse plus Speicherinhalt (= Speicherenergieänderung im betrachteten Zeitraum) ΔU zu der Summe der Zuflüsse bestimmt werden:

$$\frac{\Sigma Q_{out} + \Delta U}{\Sigma Q_{in}} \,. \qquad (4.12)$$

Hier sind jedoch auch die Verluste in den Leitungen bis zu den Wärmemengenzählern inkludiert.

Solarer Deckungsgrad

Der solare Deckungsgrad sagt aus, wieviel der erzeugten Energie/Exergie aus dem Kollektor stammt. Nun gibt es zwei Möglichkeiten dafür, welche Größen für den Vergleich herangezogen werden. Entweder man betrachtet die Primärenergien (Sonne, Strom) oder die erzeugten Wärmemengen. Im zweiten Fall geht bereits die Güte der Anlagenteile (Wärmepumpe, Kollektor) mit ein und macht so unterschiedliche Anlagen untereinander vergleichbar. Daher wird im weiteren dieser Vergleich verwendet.

$$\frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{WP}} \,.$$

4.5. Speicherverluste

Das Speichern der erzeugten Wärme ist ein wichtiger Punkt aller Anlagen. Daher ist es durchaus interessant, die Speicherverluste abzuschätzen. Subtrahiert man die Speicherabflüsse von den Speicherzuflüssen, bekommt man eine erste Abschätzung der Speicherqualität. Allerdings sind

in dieser Berechnung auch alle Verluste an und in den Leitungen zwischen dem Speicher und den Wärmemengenzählern enthalten. Für die nackten Speicherverluste sind ein geeigneter mathematischer Ansatz und Messdaten aus einem Zeitraum notwendig, in dem der Speicher ruht (keine Zu- oder Abflüsse).

Für die Wärmeverluste sind drei Effekte verantwortlich: Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung.

- *Wärmeleitung*
  Bei Wärmeleitung wird Wärme nur zwischen zwei direkt benachbarten Teilchen fester Körper oder unbewegter Flüssigkeiten oder Gase übertragen. Es ist ein Mechanismus, der thermische Energie ohne makroskopischen Materialstrom transportiert. Dem Zweiten Hauptsatz der Thermodynamik entsprechend, fließt die Wärme ausschließlich in Richtung niedrigerer Temperatur. Dieser Effekt tritt zum Beispiel zwischen Innen- und Außenfläche einer Hauswand auf.

- *Konvektion*
  Im Gegensatz zur Wärmeleitung, wird beim Wärmeübertrag durch Konvektion die Wärme an strömende Flüssigkeits- oder Gasteilchen ausgetauscht. Konvektion ist also stets mit einem Teilchentransport verknüpft. Sie ist in Flüssigkeiten und Gasen nur sehr schwer zu unterbinden.

- *Wärmestrahlung*
  Bei Wärmestrahlung wird Energie in kleinen, nicht weiter teilbaren Beträgen (Photonen) zwischen einem wärmeren und einem kälteren Körper ausgetauscht. Ein Übertragungsmedium ist nicht notwendig. Sie tritt auch im luftleeren Raum auf, da nur die Ausbreitung elektromagnetischer Wellen möglich sein muss.

Wärmedurchgang[8]

Sind zwei Fluide mit den Temperaturen T_1 und T_2 durch eine Wand getrennt, muss beim Wärmeübergang die Wärme zunächst vom wärmeren Fluid 1 an die Trennwand übergehen, sodann durch die Wand geleitet und schließlich von der Wand auf das kältere Fluid 2 übertragen werden. Mit Hilfe des als *Wärmedurchgang* bezeichneten Gesamtvorgangs werden alle Einzelvorgänge als Ganzes betrachtet. *Newton* fand folgende Formel für die Wärmeübertragung von einem Fluid auf eine ebene Wand:

$$\dot{Q} = \alpha A(T_f - T_w) \qquad [W]. \tag{4.13}$$

In Anlehnung daran wird der Wärmedurchgang einer ebenen Wand wie folgt angesetzt:

$$\dot{Q} = kA(T_{f1} - T_{f2}) \qquad [W]. \tag{4.14}$$

[8] Vgl. Cerbe, Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 322 ff., [14]

Der Proportionalitätsfaktor k wird als *Wärmedurchgangskoeffizient* bezeichnet. Der *Wärmedurchgangswiderstand* ist

$$R_d = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dot{Q}} = \frac{1}{kA} \; . \tag{4.15}$$

Bei mehreren hintereinandergeschalteten Wärmewiderständen werden diese addiert:

$$R_d = R_1 + \Sigma R_l + R_2 \; .$$

Mit

$$R_d = \frac{1}{kA}, \qquad R_l = \frac{\delta}{\lambda A}, \qquad R_{1,2} = \frac{1}{\alpha A}$$

folgt für eine mehrschichtige Wand

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_1 A} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_2 A} \; .$$

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten ergibt sich also

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \; . \tag{4.16}$$

Für die weiteren Berechnungen wird der Speicher als Zylinder angenommen. Für die Bestimmung von $\dot{Q}$ werden der Wärmeübergang und die Wärmeleitung getrennt hergeleitet:

Wärmeleitung an einer Zylinderwand[9]

$$\dot{Q} = -\lambda 2\pi r l \frac{dT(r)}{dr} \qquad [W]$$

mit $\dot{Q} = const.$ wird von r_1 bis r integriert und führt zu

$$T(r) = T_1 - \frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} ln \frac{r}{r_1} \qquad [K].$$

Aus der Randbedingung $T(r_2) = T_2$ folgt

$$\dot{Q} = 2\pi l \lambda \frac{T_1 - T_2}{ln(r_2/r_1)} \qquad [W]$$

$$R_l = \frac{T_1 - T_2}{\dot{Q}} = \frac{1}{\lambda} ln \frac{r_2}{r_1} \frac{1}{2\pi l} \; .$$

[9] Vgl. Cerbe, Hoffmann: Einführung in die Wärmelehre, S. 298 ff., [14]

Wärmeübergang an einer Zylinderwand

$$\dot{Q} = \alpha A(T_1 - T_2) = \alpha 2\pi r l(T_1 - T_2) \qquad [W].$$
$$R_{\ddot{u}} = \frac{T_1 - T_2}{\dot{Q}} = \frac{1}{\alpha 2\pi r l} \, .$$

Aus den obigen Gleichungen folgt für den gesamten Wärmestrom durch eine Zylinderwand

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} \qquad [W].$$

λ ist die Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials, $r_2 - r_1$ ist die Dicke der Dämmung, T_1 ist die Temperatur im Speicher und T_2 die Heizraumtemperatur.

Es fehlen nun noch die Deckelflächen, die zur Vereinfachung als eben angenommen werden. Der gesamte Wärmeverluststrom ergibt sich dann zu:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} + 2 \cdot \frac{r_2^2 \pi (T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_2 - r_1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad [W].$$

In dieser Berechnung sind die Wärmeverluste an den (hydraulischen) Speicheranschlüssen *nicht* berücksichtigt. Außerdem wurde die Stahlwand des Speichers vernachlässigt, da die Wärmeleitfähigkeit mit rund 50 $W/m \cdot K$ im Vergleich zur Isolierung (rund 0,03 $W/m \cdot K$) sehr hoch ist. Die Wärmeübergänge liegen laut dem VDI-Wärmeatlas ([15]) bei

$$\alpha_2 = \alpha_{Isolierung-Umgebungsluft} = 7,95 \, \frac{W}{m^2 K}$$

und

$$\alpha_1 = \alpha_{Wasser-Stahl} \approx 580 \, \frac{W}{m^2 K} \, .$$

Nimmt man nun einen Speicherdurchmesser von 79cm an (89cm inkl. Isolierung), so ergeben sich für die Wärmeübergangsterme:

$$\frac{1}{\alpha_1 r_1} \approx 0,0011 \, \frac{mK}{W}$$

und

$$\frac{1}{\alpha_2 r_2} \approx 0,28 \, \frac{mK}{W} \, .$$

Um λ aus den Messdaten abschätzen zu können, sollen die Wärmeübergänge vernachlässigt werden. Die Gleichung für λ vereinfacht sich dann auf:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}(r_2 - r_1) ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi(T_1 - T_2)(d \cdot l + r_2^2 ln\frac{r_2}{r_1})} \qquad [\frac{W}{mK}] \, . \tag{4.17}$$

Leider stand während der Dauer dieser Arbeit kein günstiger Zeitraum für die Bestimmung der

Speicherverluste zur Verfügung. Am besten geeignet wäre dafür eine laue Sommernacht, in der die Anlage ruht", also nichts in den Speicher geliefert wird und auch kein Verbrauch stattfindet.

Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung kann vernachlässigt werden, da das Isoliermaterial für Infrarot-Strahlung gänzlich undurchsichtig ist.

4.6. Exergievernichtung durch Beimischventile

Zwischen dem Speicher und den Heizkreisen sind im Allgemeinen Beimischventile eingebaut, welche die Vorlauftemperatur des Heizkreises regeln. Hier soll berechnet werden, wie hoch der Exergieverlust durch solche Ventile ist. Abbildung 4.1 zeigt ein vereinfachtes hydraulisches Schema von Speicher, Beimischventil und Heizkreis.

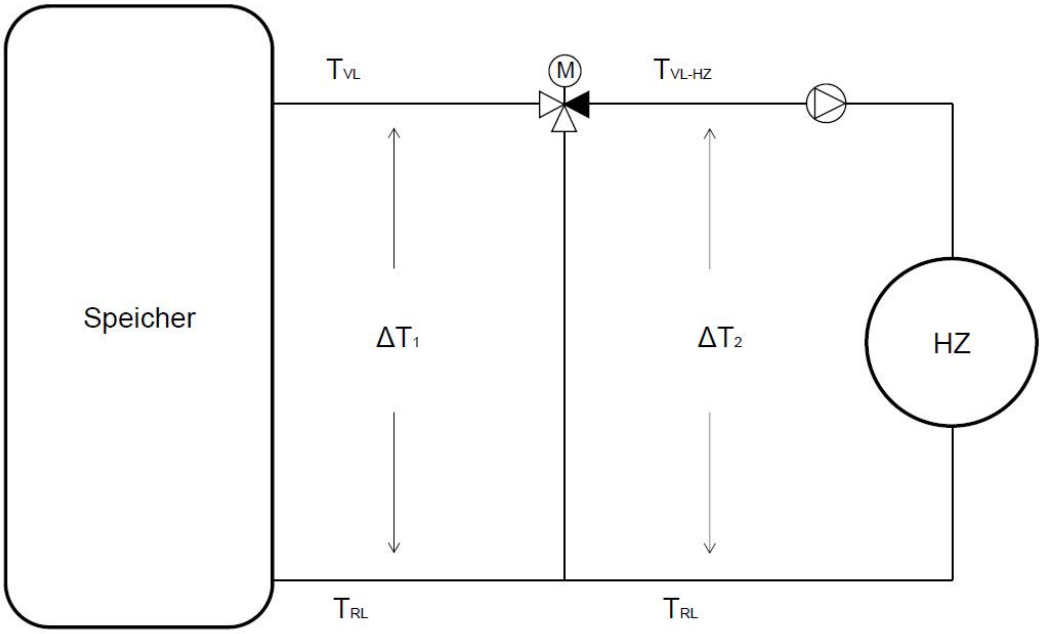


Abbildung 4.1.: Vereinfachtes Schema eines Heizkreises mit Beimischventil und Speicher

Wie weiter oben bereits erwähnt, ist die Wärmemenge wie folgt definiert:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \ . \tag{4.18}$$

Für den hier betrachteten Temperaturbereich (30°C - 60°C) kann c_p als konstant angenommen werden. Zwischen dem Beimischventil und dem Speicher herrscht der Durchfluss $\dot{m}_1$ und die Vorlauftemperatur T_{VL}. Nach dem Beimischventil herrscht der höhere Durchfluss $\dot{m}_2$ bei der

niedrigeren Temperatur T_{VL-HZ}. Der Wärmefluss ist damit vor und nach dem Beimischventil gleich:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_p \cdot \Delta T_1 = \dot{m}_2 \cdot c_p \cdot \Delta T_2 = \dot{Q}_2 \tag{4.19}$$

mit $\Delta T_1 = T_{VL} - T_{RL}$ und $\Delta T_2 = T_{VL-HZ} - T_{RL}$. Für die Exergie vor und nach dem Beimischventil ergibt sich also:

$$\dot{E}_1 = \dot{Q} \cdot (1 - \frac{T_{ref}}{T_{VL}})$$
$$\dot{E}_2 = \dot{Q} \cdot (1 - \frac{T_{ref}}{T_{VL-HZ}}) \, .$$

T_{VL-HZ} ist für eine Fußbodenheizung 35°C. Wird dem Speicher 60°C heißes Wasser für diesen Heizkreis entnommen (vgl. Anlage Gleisdorf - Kap. 5.3), so vernichtet das Beimischventil rund die Hälfte der verfügbaren Exergie:

$$\frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_1} = \frac{1 - \frac{283}{308}}{1 - \frac{283}{333}} = 0,54 \, . \tag{4.20}$$

4.7. Speicher-Ausgleichsdauer

Die Wärmeleitfähigkeit eines Stoffes ist durch folgende Beziehung definiert:

$$d\dot{Q} = -\lambda \cdot dA \cdot (grad_n T) \tag{4.21}$$

mit dem Wärmestrom $\dot{Q}$, der unter der Wirkung des in Richtung der Flächennormale genommenen Temperaturgefälles $-grad_n T$ die Fläche dA durchströmt. Im nichtstationären Feld gilt an der Stelle $x,\ y\ , z$ (unter der Annahme, dass λ unabhängig von der Temperatur ist) die Differentialgleichung

$$\frac{\partial}{\partial t} T = D \cdot (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}) \, . \tag{4.22}$$

Wir betrachten hier nur den eindimensionalen Fall, also

$$\frac{\partial}{\partial t} T = D \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \, . \tag{4.23}$$

Mit Hilfe des Separationsansatzes

$$T(x,t) = T_1(x) T_2(t) = cos(\frac{x}{\Lambda}) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \tag{4.24}$$

erhält man für den Kehrwert der Abklingzeit τ

$$\frac{1}{\tau} = \frac{D}{\Lambda^2} \quad , \tag{4.25}$$

mit $\Lambda = \frac{h}{\pi}$, der Speicherhöhe h, der Temperaturleitfähigkeit $D = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ [m²/s] und der Wärmeleitfähigkeit λ. [10]

Im Weiteren sei ein Speicherradius von 0,4m und eine Speicherwand von 0,01m Dicke angenommen. Die Querschnittsflächen sind dann

$$A_{H2O} = 0,4^2 \cdot \pi \tag{4.26}$$

$$A_{Fe} = 2 \cdot 0,4 \cdot \pi \cdot 0,01 \tag{4.27}$$

Betrachtet man einzelne isotherme „Scheiben“ und vernachlässigt den Wärmeübergang von Wasser auf Stahl, so kann man ein gewichtetes λ bestimmten:

$$\frac{\lambda_{H2O} A_{H2O} + \lambda_{Fe} A_{Fe}}{A_{H2O}} = \lambda_{H2O} + \lambda_{Fe} \frac{A_{Fe}}{A_{H2O}} = 0,58 + 43 \frac{0,02}{0,4} = 2,73\ W/mK. \tag{4.28}$$

Daraus folgt nun für D

$$D = \frac{2,73}{1000 \cdot 4200} = 6,5 \cdot 10^{-7}\ m^2/s \tag{4.29}$$

und für τ mit einer Speicherhöhe h von 2,2m

$$\tau = \frac{\Lambda^2}{D} = \frac{(2,2/\pi)^2}{6,5 \cdot 10^{-7}} = 0,75 \cdot 10^6\ s = 8,73\ Tage. \tag{4.30}$$

Der absolut ruhende Speicher braucht also, unter Vernachlässigung aller Verluste nach außen, eine gute Woche, um eine homogene Temperatur zu erreichen. Die Exergieverluste innerhalb des Speichers sind aufgrund dieses langen Zeitraums vernachlässigbar.

[10] Vgl. F. Kohlrausch: Praktische Physik, S. 371 ff, [21]

5. Datenauswertung

Vorbemerkung:
Per Definition transportiert der Vorlauf das warme Medium und der Rücklauf das kalte Medium. Für Wärmeverbraucher (Warmwasser, Heizkörper etc.) ist diese Namensgebung durchaus sinnvoll. Jedoch im Falle der Wärmeerzeuger (Kollektor, Wärmepumpe, Kessel etc.) ist es auf den ersten Blick verwirrend, denn hier ist der Vorlauf die vom Wärmeerzeuger kommende Leitung und der Rücklauf die zum Wärmeerzeuger führende Leitung.

5.1. Anlage Kammern

Vorbemerkungen

- Das hydraulische Schema sowie Eckdaten und Fotos der Anlage sind in Kapitel A.1 zu finden.

- Heizkreis 1 bedient Radiatoren im Keller. Das Beimischventil ist nicht automatisch geregelt, sondern auf einen konstanten Wert eingestellt. Es kann manuell verstellt werden.

- Heizkreis 2 bedient die Fußbodenheizung im Wohnbereich und kann im Sommer zur Kühlung verwendet werden.

- In Tabelle 5.1 sind die Größen, die in den Diagrammen vorkommen, näher beschrieben:

Größe	Einheit	Beschreibung
Q_in-Kollektor	kW_{rad}	Strahlungsenergie (vgl. Gleichung 4.8)
Q_out-Kollektor	kW_{th}	vom Kollektor erzeugte therm. Energie
Q_in-Speicher	kW_{th}	Speichereinspeisungen thermischer Energie
Q_out-Speicher	kW_{th}	Speicherentnahmen thermischer Energie
Q_in-WP	kW_{el}	elektr. Antriebsenergie der Wärmepumpe
Q_out-WP	kW_{th}	von der Wärmepumpe erzeugte therm. Energie
Q_in-System	kW_{el}	Stromverbrauch des Systems (exkl. WP)
Q_out-System	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie (Heizkreise + WW)
Q_Heizkreis-1	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie von Heizkreis 1
Q_Heizkreis-2	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie von Heizkreis 2
Q_WW	kW_{th}	Warmwasserverbrauch
T_Solar_VL	$°C$	Vorlauftemperatur des Kollektorkreises
T_Solar_RL	$°C$	Rücklauftemperatur des Kollektorkreises
T_Nachheizung_VL	$°C$	Vorlauftemperatur der Nachheizung (WP)
T_Nachheizung_RL	$°C$	Rücklauftemperatur der Nachheizung (WP)
T_WW_VL	$°C$	Warmwasser-Vorlauftemperatur
T_WW_RL	$°C$	Warmwasser-Rücklauftemperatur
T_Heizkreis-1_VL	$°C$	Vorlauftemperatur von Heizkreis-1
T_Heizkreis-1_RL	$°C$	Rücklauftemperatur von Heizkreis-1
T_F_heater-cooling-circuit	$°C$	Vorlauftemperatur von Heizkreis-2
T_RF_heater-cooling-circuit	$°C$	Rücklauftemperatur von Heizkreis-2
T_heatpump_F	$°C$	Vorlauftemperatur des Erdkollektorkreises
T_heatpump_RF	$°C$	Rücklauftemperatur des Erdkollektorkreises
T_Outdoor	$°C$	Außentemperatur
T_Heizraum	$°C$	Heizraumtemperatur
T_Puffer_TO	$°C$	oberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMO	$°C$	zweitoberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMU	$°C$	zweitunterste Speichertemperatur
T_Puffer_TU	$°C$	unterste Speichertemperatur
R-Global	W/m^2	Sonneneinstrahlung
Speicherenergie	MJ	mittlere Speicherenergie (vgl. Formel 4.11)
E_*	kW	die zu Q_* entsprechende Exergie

Tabelle 5.1.: Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung

5.1.1. Energieanalyse

4.10.2010

Dieser Tag zeichnete sich durch gute Sonneneinstrahlung und relativ wenig Verbrauch aus. Die Sonne lieferte zwischen 6 Uhr und 16:30 Uhr 48 kWh Energie. Die höchste Sonneneinstrahlung

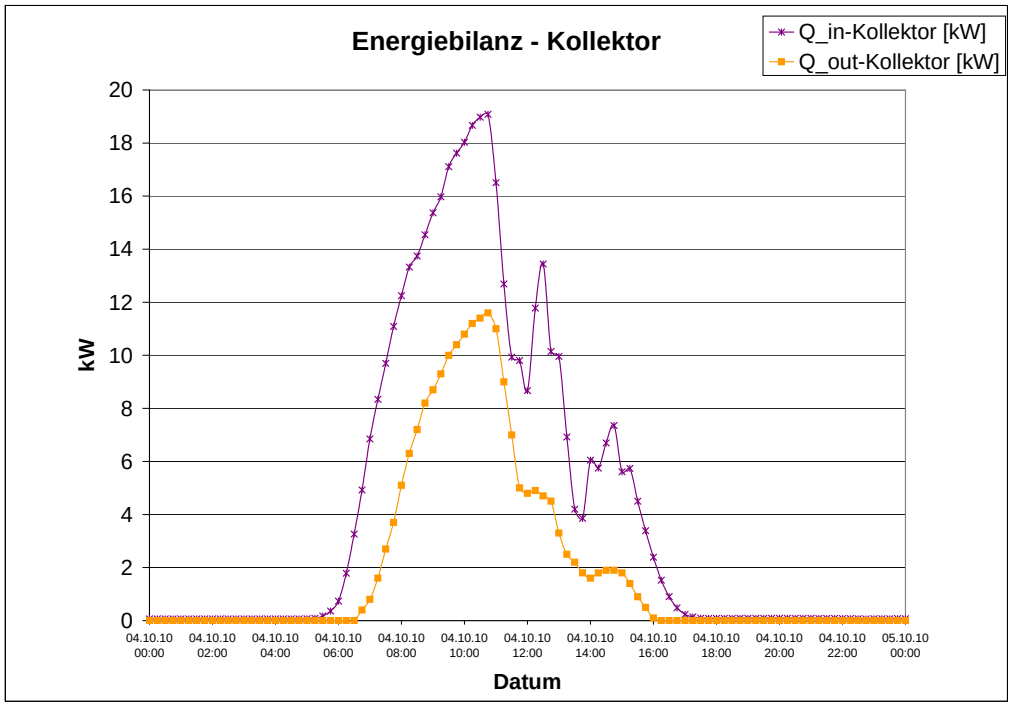


Abbildung 5.1.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Kollektor 4.10.2010

lag um 11:00 Uhr bei 919 W/m². Um 15 Minuten verzögert ist auch der Temperaturpeak des Kollektorvorlaufs. Dieser lag bei 69,1°C. Der Kollektor erreichte einen Wirkungsgrad von 47,06%.

Auffallend ist, dass Einstrahlungseinbrüche von einem massiven Abfall der gemessenen Wärmemenge begleitet sind. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Vorlauftemperatur stärker fällt als die Rücklauftemperatur (also ΔT kleiner wird). Die Durchflussmenge durch den Kollektor schwankte um rund 1,3 l/min (0,02 m³/15min), zeigte aber keine Reaktion auf sich ändernde Einstrahlung (siehe Abb. 5.1 und Abb. 5.2).

In der Energiebilanz des Speichers sind deutlich die Einspeisungen der Wärmepumpe (10,2 kWh) und des Kollektors (48 kWh) zu erkennen. Der Verbrauch setzte sich aus Heizbedarf über den Tag verteilt (Heizkreis 1: 33,6 kWh, Heizkreis 2: 12,2 kWh) und einer Warmwasserentnahme zwischen 18:45 Uhr und 20 Uhr zusammen (5,8 kWh). Daraus ergibt sich eine Speichereffizienz von 87,76% (Abb. 5.3).

Das Speicher-Temperaturen-Diagramm (Abb. 5.4) zeigt deutlich mehr Bewegung. Interessant ist das Ansteigen der Warmwasser-Vorlauftemperatur um 8:30 Uhr auf 45,1°C. In der System-Energiebilanz sind nur Kurzzapfungen mit einem Durchfluss im Warmwasserkreislauf von 2,6 l/30min zwischen 7:30 Uhr und 8:00 Uhr zu finden. Es ist denkbar, dass hier ein Einhandmischer in Mittelstellung zum Einsatz kam (Hände waschen), also wenig heißes Wasser mit einigem kalten Wasser gemischt wurde. Das würde die geringe Durchflussmenge im Warmwasserkreis erklären.

Die Vorlauftemperaturen der Heizkreise schwankten mit den Einspeisungen in den Speicher.

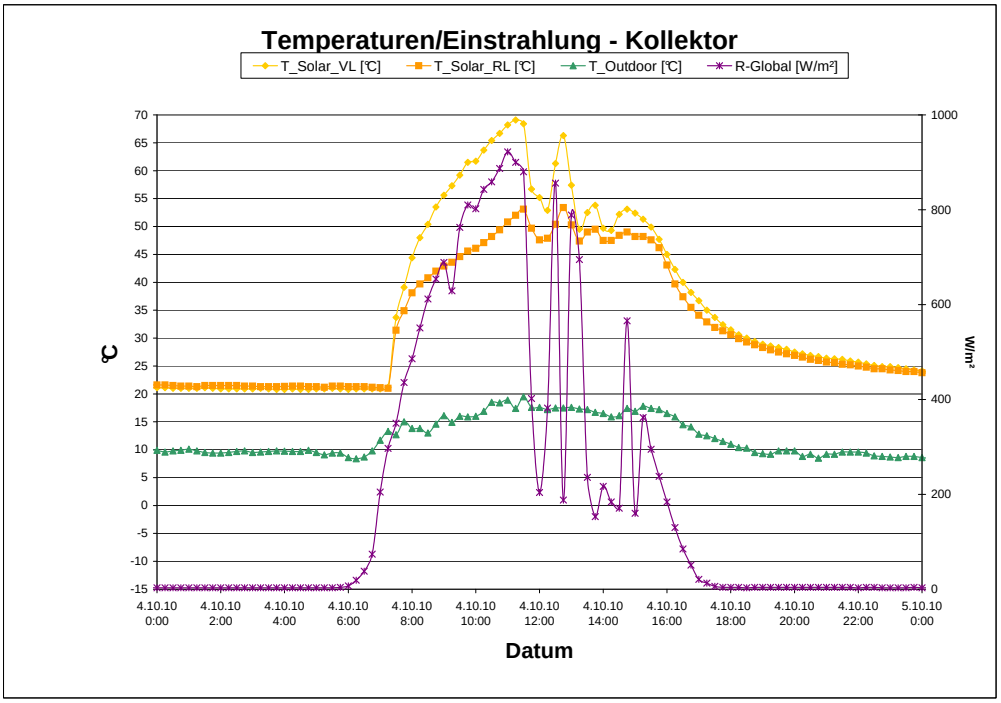


Abbildung 5.2.: Anlage Kammern: Temperatur/Einstrahlung - Kollektor 4.10.2010

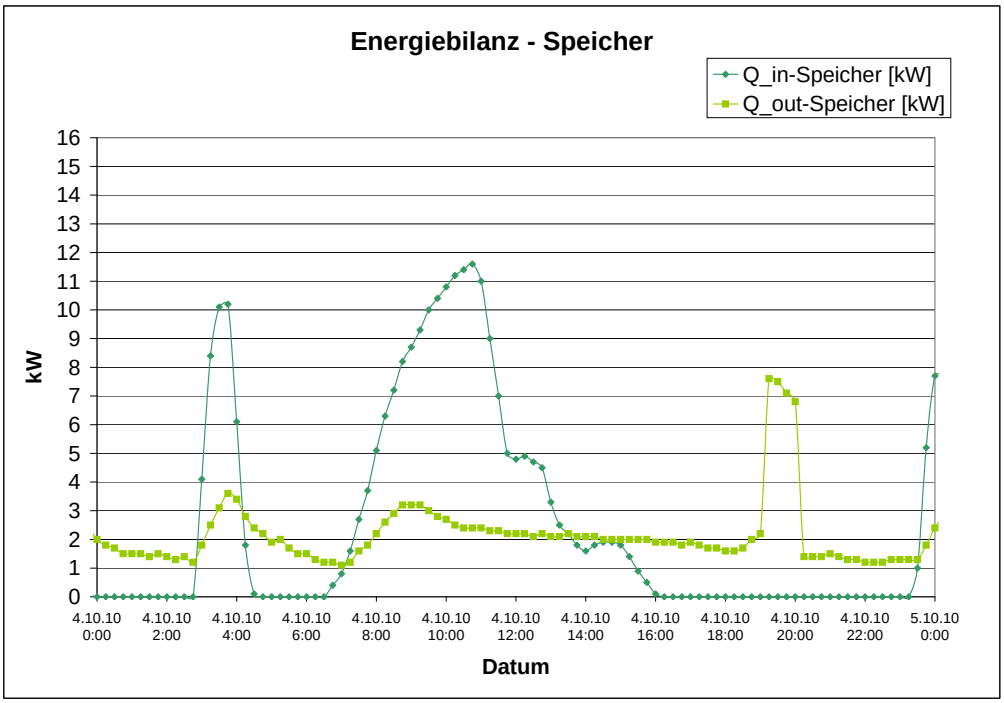


Abbildung 5.3.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Speicher 4.10.2010

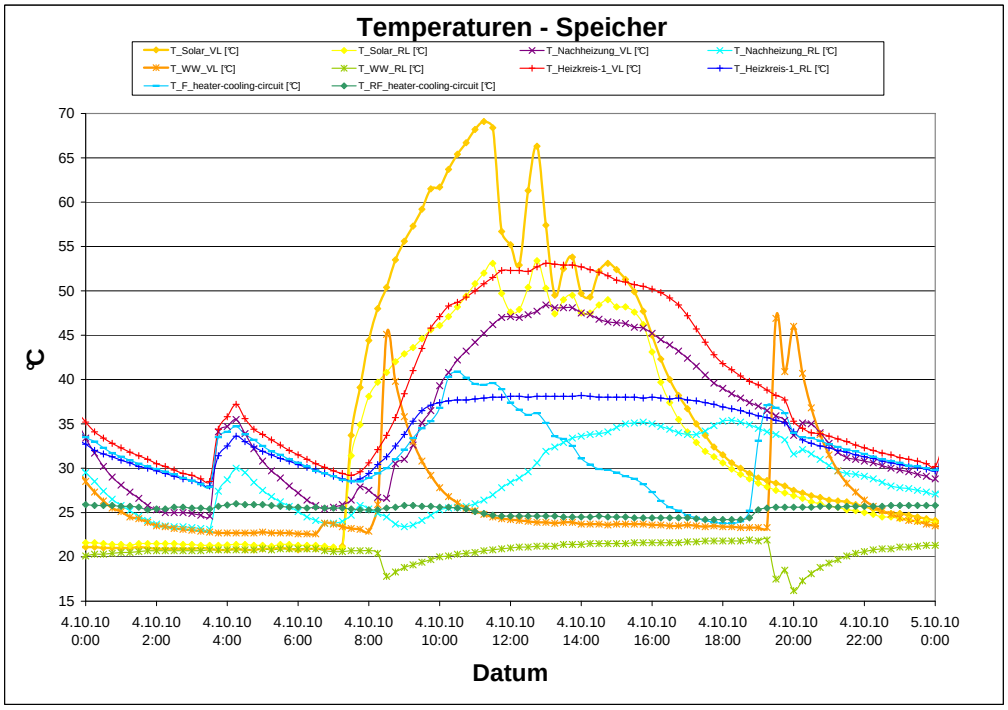


Abbildung 5.4.: Anlage Kammern: Temperaturen - Speicher 4.10.2010

Dies liegt daran, dass die Wärmemengenzähler (und damit die Temperaturfühler) *vor* den Beimischventilen sitzen und Speicherwasser ungehindert bis dorthin fliesen kann. Die Höhe der Schwankungen ist jedoch insbesondere im Heizkreis 1 bemerkenswert und sicher mit verantwortlich für die Speicherverluste. Um 19:15 Uhr stieg die Vorlauftemperatur des Heizkreises 2 noch einmal auf 37,1°C an (0,7 kW Leistung). Zu diesem Zeitpunkt lieferte weder die Wärmepumpe noch der Kollektor Energie. Es ist daher anzunehmen, dass die Raumtemperatur unter einen Grenzwert gefallen war, aber der Speicher noch genügend Energie liefern konnte, ohne die Nachheizung (Wärmepumpe) einschalten zu müssen.

Um 19:30 Uhr fand noch einmal eine Warmwasserentnahme statt, welche auch vollständig vom Speicher gedeckt werden konnte.

In der Speicherschichtung (Abb. 5.5) sind deutlich die Zu- und Abflüsse zu sehen. Zwischen 2:45 Uhr und 4:30 Uhr lief die Wärmepumpe, wodurch ein Temperaturanstieg insbesondere in den unteren Schichten festzustellen ist. Der Einbruch in der zweiten Schicht von oben (TMO) um 3:45 Uhr (von 38,2°C auf 34,5°C) ist auf das Schalten des Umschaltventils zurückzuführen (vgl. hydraulisches Schema A.4), welches die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme ihrer Temperatur entsprechend in zwei Höhen in den Speicher schicken kann. Dieser Einbruch fällt zeitlich mit der maximalen Wärmepumpenleistung zusammen.

Die beiden Heizkreise sorgten zwischen 4:15 Uhr und 7:30 Uhr für ein kontinuierliches Entladen des unteren Speicherbereichs. Der obere Speicherbereich blieb davon praktisch unbeein-

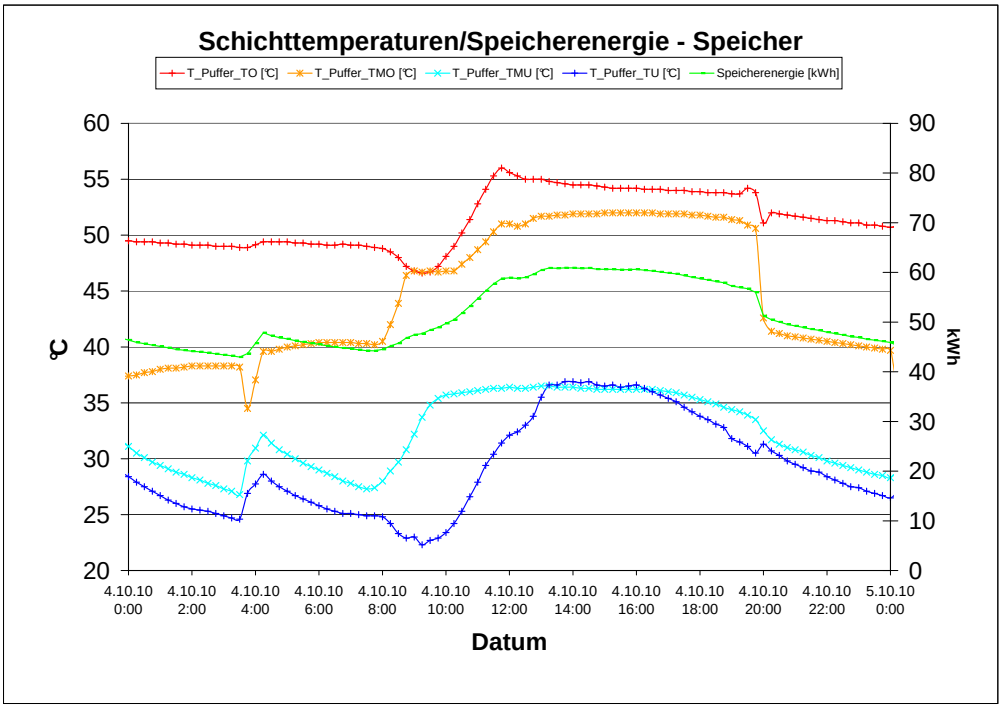


Abbildung 5.5.: Anlage Kammern: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 4.10.2010

flusst. Ab etwa 7:30 Uhr lieferte der Kollektor Energie, wodurch der ganze Speicher durchgeladen wurde. Nur der unterste Temperaturfühler im Speicher zeigte zwischen 8:00 Uhr und 9:15 Uhr eine Temperaturabnahme. Im Energiebild des System ist eine geringe Warmwasserentnahme zwischen 7:30 Uhr und 8:15 Uhr zu sehen (0,1 kWh). Dies wird auch im Temperaturbild der Speicherzu- und -abflüsse bestätigt (Warmwasservorlauftemperatur steigt auf 45,1°C). Dies führt zu einem Frischwasserzufluss in den Speicher, wodurch der unterste Speicherbereich abgekühlt wird.

Die Warmwasserentnahme um 19:30 Uhr mit einer Spitzentemperatur von 46,9°C ist eindeutig durch das Einbrechen der Temperatur im oberen Speicherbereich identifizierbar. Die oberste Schicht zeigt einen Sprung von 54,2°C auf 51,1°C, die zweitoberste Schicht fällt sogar von 50,6°C auf 41,4°C. Die unteren beiden Schichten sind davon praktisch unbeeinflusst.

Der zweitunterste Temperaturfühler (TMU) ist unglücklich angebracht. Der Temperaturverlauf deckt sich mit dem des Rücklaufs von Heizkreis 1. Daraus ist zu schließen, dass der Temperaturfühler auf diesem Speicheranschluss montiert ist. Also wird nicht die Temperatur im Speicher gemessen, sondern jene die hineinfließt.

Zwischen 13:15 Uhr und 16:00 Uhr zeigte der unterste Temperaturfühler (TU) eine geringfügig höhere Temperatur als der zweitunterste (TMU). In diesem Zeitraum kann der Speicher als geladen betrachtet werden.

Während ihres kurzen Arbeitszyklus von 2:45 Uhr bis 4:30 Uhr erzeugte die Wärmepumpe

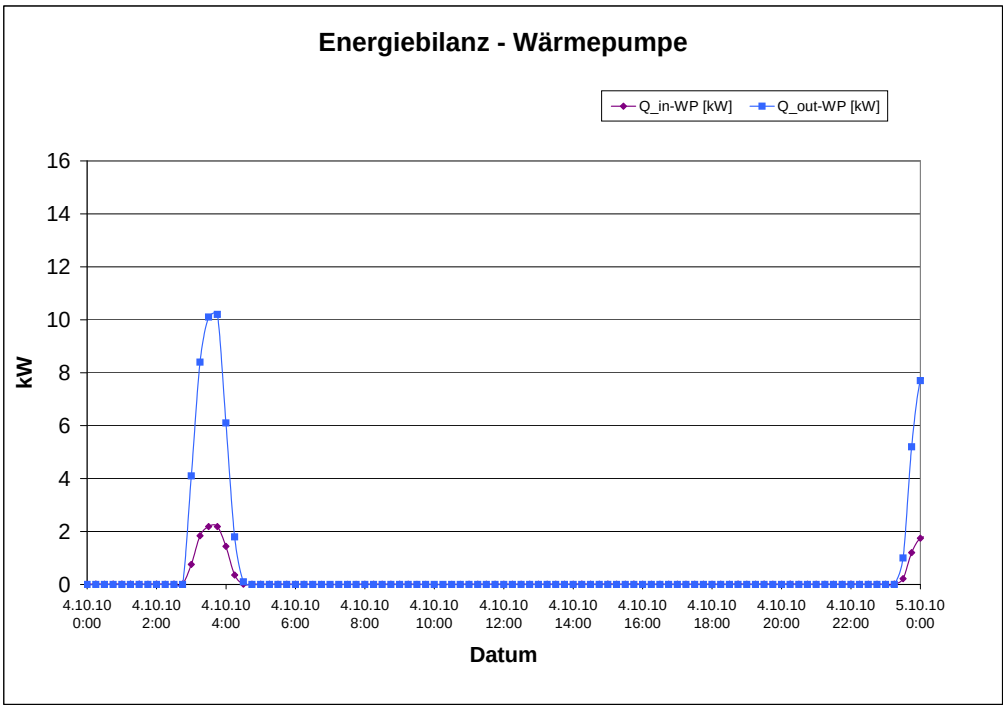


Abbildung 5.6.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Wärmepumpe 4.10.2010

10,2 kWh bei einem Stromverbrauch von 2,2 kWh und erreichte somit eine Arbeitszahl von 4,64. Ein Vergleich mit anderen Tagen zeigt, dass sie immer etwa zu dieser Zeit läuft. Der Grund ist ein Nachladen der unteren Speicherbereiche (siehe Abb. 5.6).

Dem Temperaturbild (Abb. 5.7) ist zu entnehmen, dass ähnlich den anderen Anschlüssen warmes Speicherwasser bis zu den Temperaturmesspunkten gelangen kann. Auch hier spiegelt sich eindeutig die Kollektoreinspeisung wider. Offenbar breitet sich die Wärme aus dem Speicher sogar durch die Wärmepumpe hindurch aus, denn im Solekreis-Vorlauf (Leitung aus den Erdkollektoren in die Wärmepumpe) kommt es auch zu einem Temperaturanstieg auf bis zu 5°C über Raumtemperatur. Eine alternative Erklärung wäre eine Fehlzirkulation durch den Kühlungswärmetauscher.

Die plötzlichen Heizraum-Temperaturanstiege um 8:30 Uhr auf 23°C und um 19:30 Uhr auf 23,7°C gehen mit den Peaks des Warmwasser-Vorlaufs einher. Der Temperaturfühler ist also offenbar nahe der Warmwasserleitung montiert.

Abschließend kann festgestellt werden, dass das System recht gut funktioniert. Der untere Speicherbereich wird von der Wärmepumpe geladen und bedient die Heizkreise. Der obere Speicherbereich deckt den Warmwasserbedarf und wird vom Kollektor und der Wärmepumpe beschickt.

In den Abbildungen 5.8 und 5.9 sind die Energiebilanz und die Temperaturen des Gesamtsystems dargestellt.

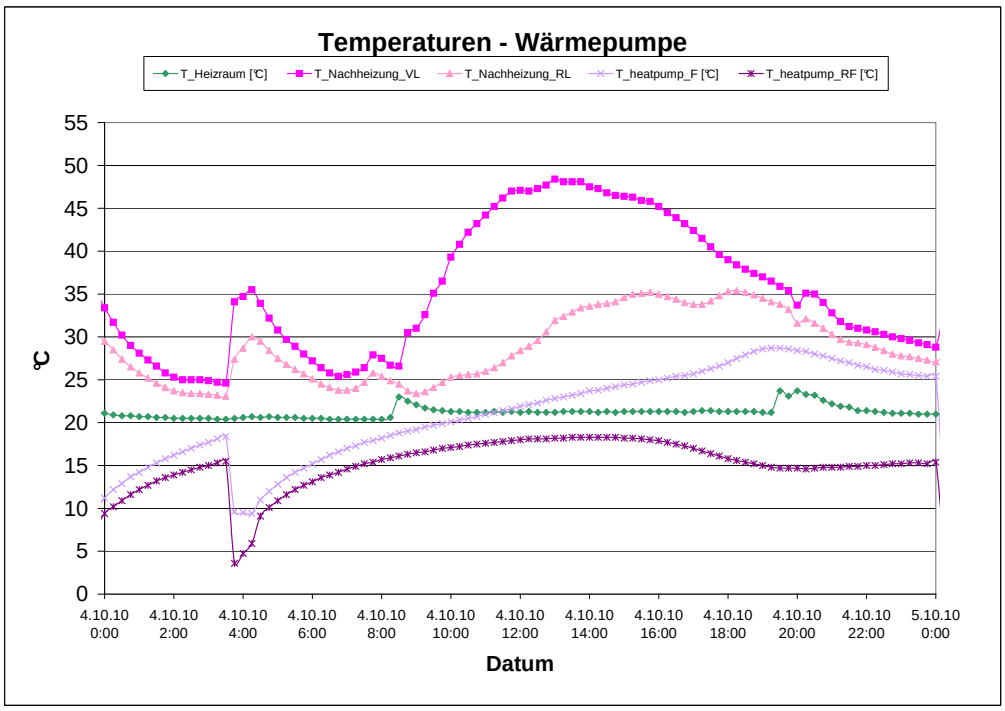


Abbildung 5.7.: Anlage Kammern: Temperaturen - Wärmepumpe 4.10.2010

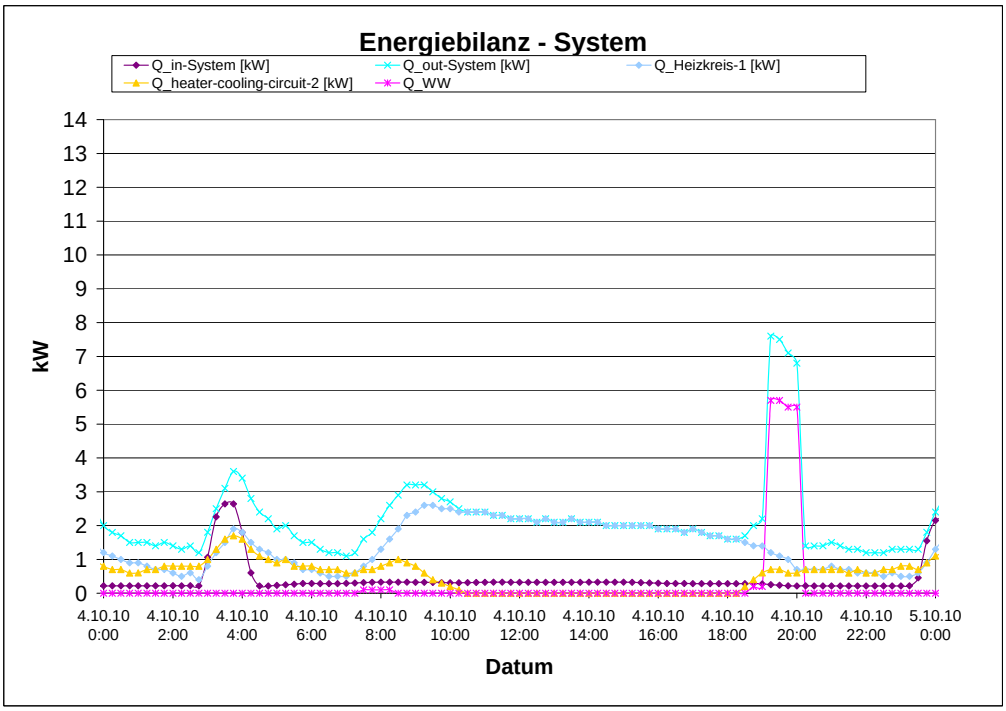


Abbildung 5.8.: Anlage Kammern: Energiebilanz - System 4.10.2010

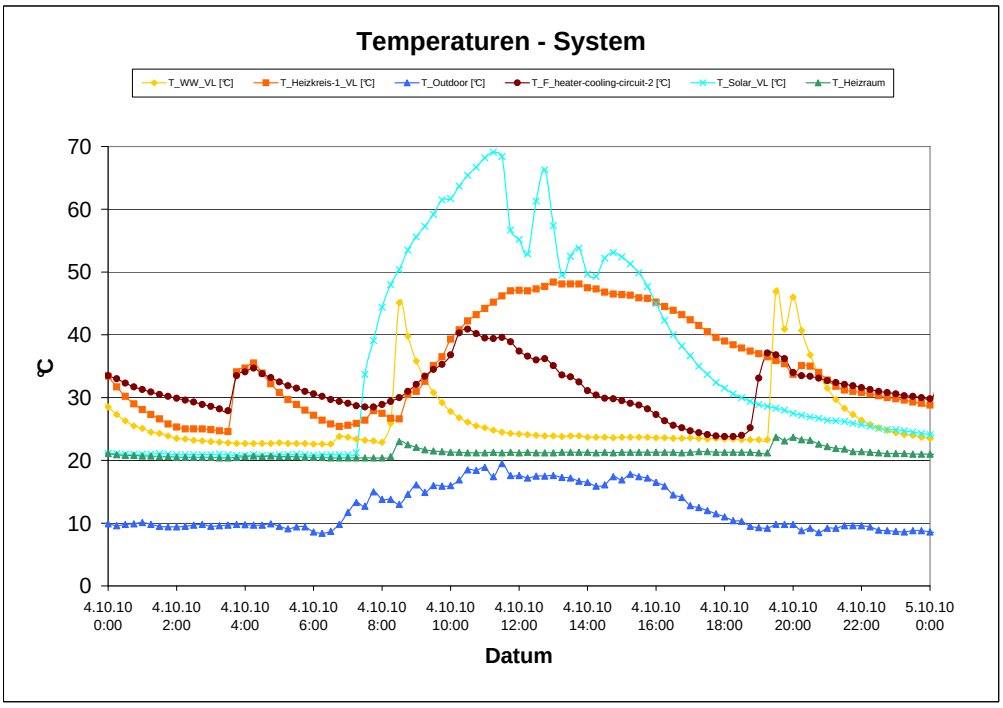


Abbildung 5.9.: Anlage Kammern: Temperaturen - System 4.10.2010

Grafik 5.10 zeigt Aufwand und Verbrauch des Tages. Die Energieeffizienz entsprechend Gleichung 4.6 lag bei 578,61%.

5.12.2010

Bemerkung:
Ab dem 22.10.2010 wurden die Messschritte von 15 Minuten auf 5 Minuten reduziert. Das führte zu lückenhaften Daten, da der Datenlogger überfordert war. Aus diesem Grund wurden die Rücklauftemperaturen ab dem 25.10.2010 nicht mehr gemessen.

An diesem Tag schien keine Sonne (vgl. Abb 5.11 und Abb. 5.12), daher musste die Wärmepumpe sowohl den Heizbetrieb als auch die Warmwasserbereitung decken. Die Außenlufttemperatur bewegte sich zwischen -10°C und -5°C. Der Einbruch der Kollektor-Vorlauftemperatur um 11:45 ist nur mit einem kurzen Ausfall des Temperatursensors erklärbar, da die Pumpe im Kollektorkreis den ganzen Tag nicht in Betrieb war.

Die Wärmepumpe lieferte über 24 Stunden 162,6 kWh in den Speicher. Es wurden 8,3 kWh Warmwasser, 35,6 kWh für Heizkreis 1 und 112,8 kWh für Heizkreis 2 verbraucht. Damit erreichte der Speicher eine Effizienz von 95,49%.
Die Energiebilanz des Speichers (Abb. 5.13) spiegelt den gepulsten Betrieb der Wärmepumpe und den entsprechenden Verbrauch hauptsächlich durch die Heizkreise wider. Auch die mittlere

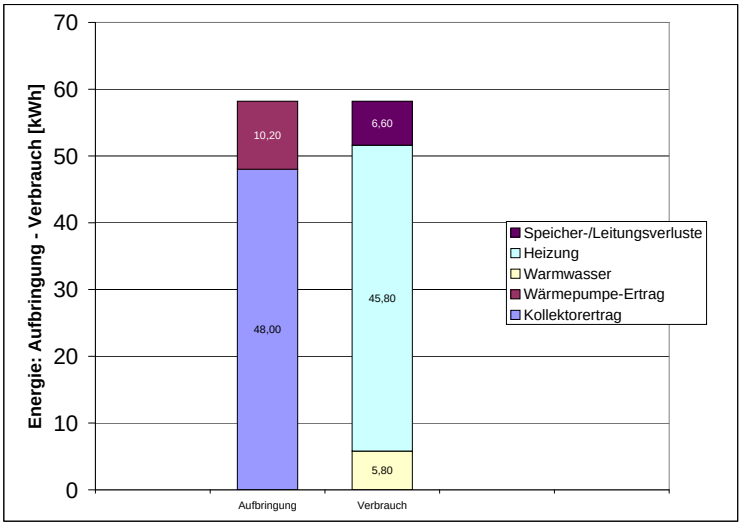


Abbildung 5.10.: Anlage Kammern: Tageszusammenfassung 4.10.2010

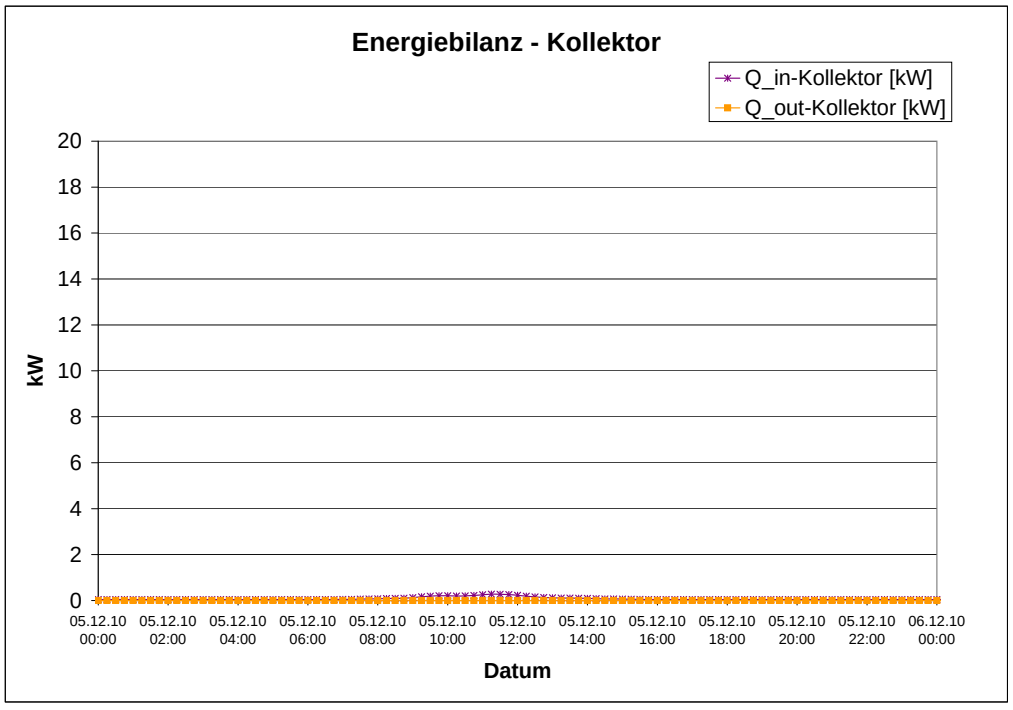


Abbildung 5.11.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Kollektor 5.12.2010

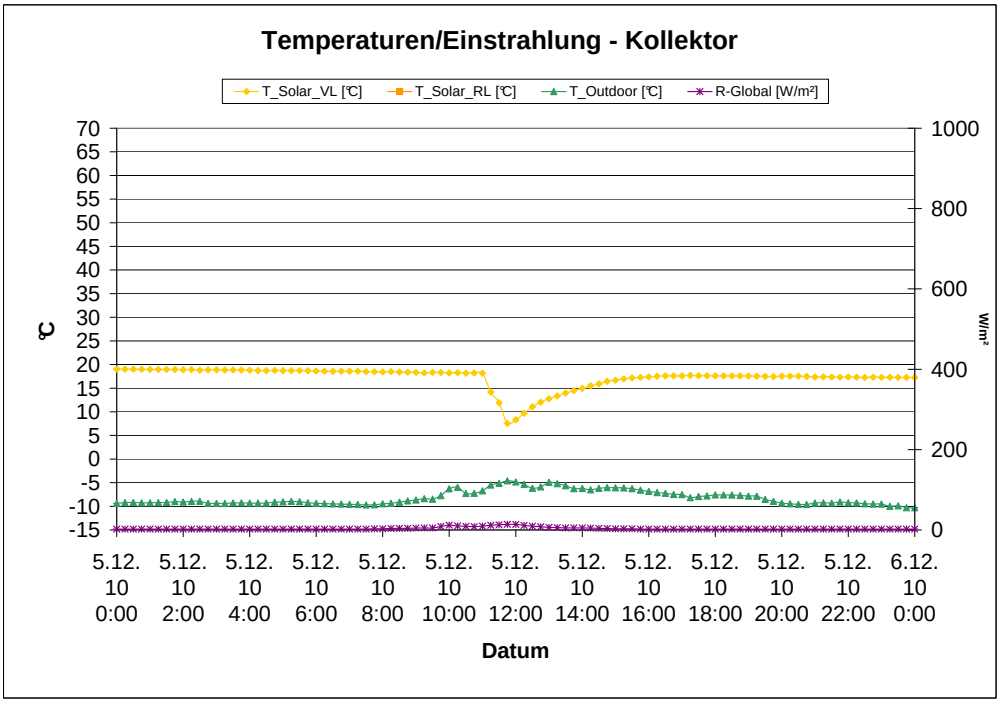


Abbildung 5.12.: Anlage Kammern: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.12.2010

Speicherenergie in Abbildung 5.15 bestätigt den Pulsbetrieb. Der erhöhte Verbrauch zwischen 18:00 Uhr und 20:00 Uhr ist auf die Warmwasserentnahme zurückzuführen.

Das Temperaturenbild der Speicheranschlüsse (Abb. 5.14) verdeutlicht die Aussage der Energiebilanz: Jeder Laufzyklus der Wärmepumpe ist von einem Peak in der Vorlauftemperatur der Heizkreise begleitet. Ähnlich dem 4.10.2010 kam es im Lauf des Tages zu sprunghaften Temperaturanstiegen des Warmwasservorlaufs, obwohl der Durchfluss im Warmwasserkreislauf 3l/15min nicht überschritt und damit die gemessene Wärmemenge praktisch Null ist. Die Erklärung ist die gleiche wie oben.

Die Speicherschichtung (Abb. 5.15) zeigt an diesem Tag erstaunlich wenig Bewegung. Die oberste Schicht bleibt praktisch konstant auf rund 49°C. Der einzige Einbruch geschieht um 19:00 Uhr, also nach der größeren Warmwasserentnahme. Die zweitoberste Schicht (TMO) folgt leicht versetzt der Energiezufuhr durch die Wärmepumpe. Die Pulse im unteren Speicherbereich beruhen auf der Einspeisung durch die Wärmepumpe einerseits und auf der Entnahme durch die Heizkreise andererseits.

Die Wärmepumpe (siehe Abb. 5.16 und Abb. 5.17) erzeugte über den Tag 162,6 kWh Wärmeenergie bei einem Verbrauch von 39,68 kWh Strom und erreichte damit eine Arbeitszahl von 4,1. Sie lief den ganzen Tag im Pulsbetrieb. Rund alle 90 Minuten ist ein Leistungspeak festzustellen. Da es sich hier nicht um eine drehzahlgeregelte Wärmepumpe handelt, ist der Pulsbetrieb eher nicht auf Regelschwingungen zurückzuführen. Die Wärmepumpe lief im Ein-Aus-Betrieb.

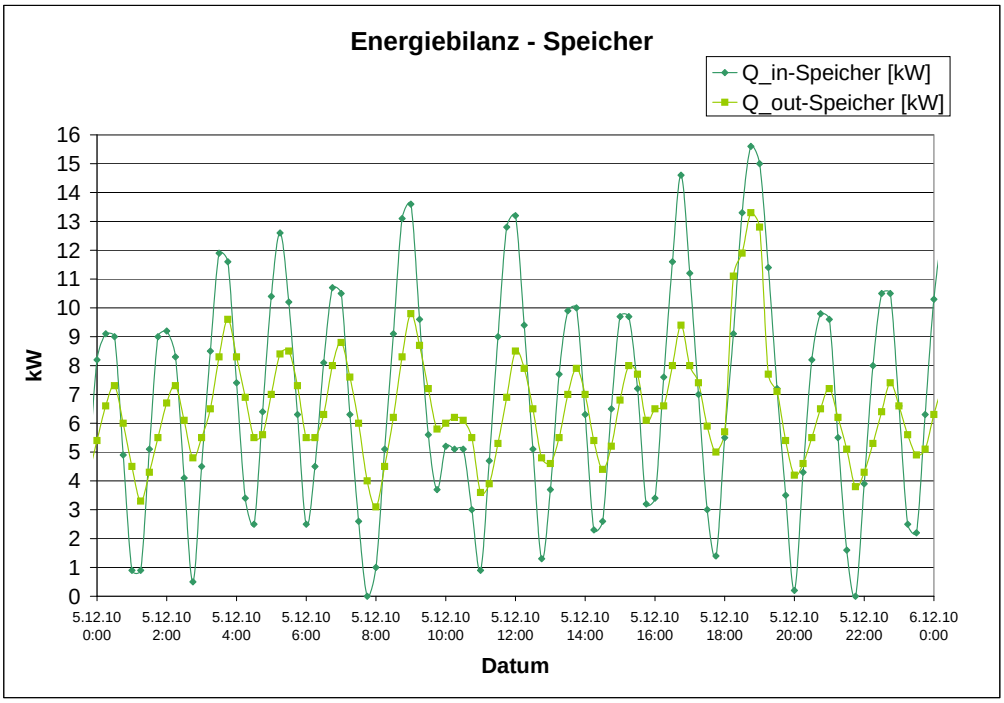


Abbildung 5.13.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Speicher 5.12.2010

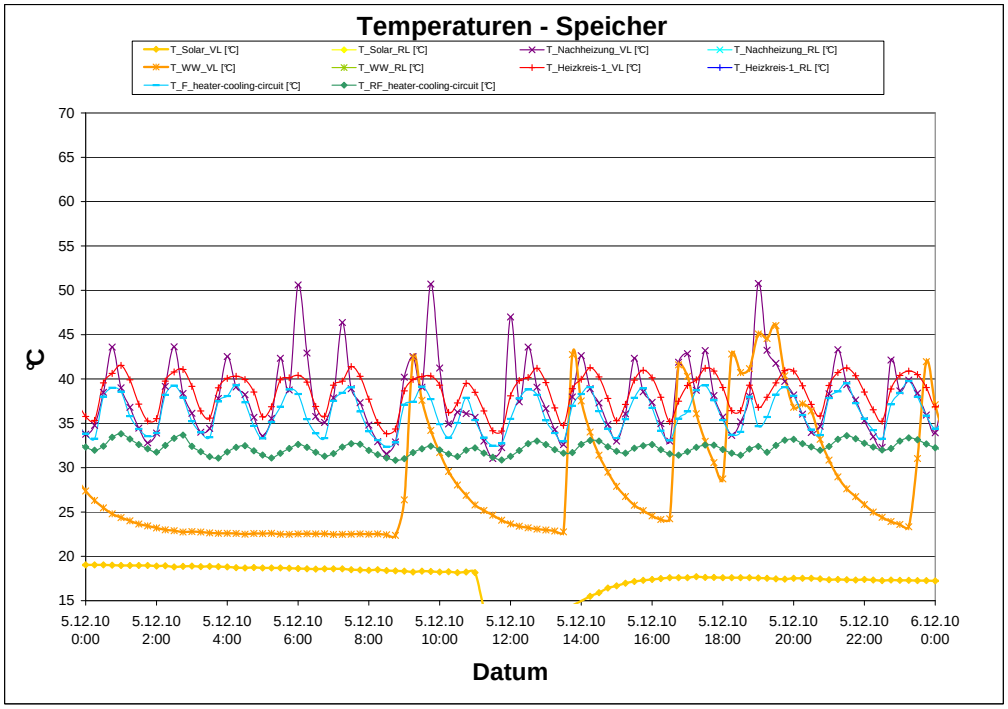


Abbildung 5.14.: Anlage Kammern: Temperaturen - Speicher 5.12.2010

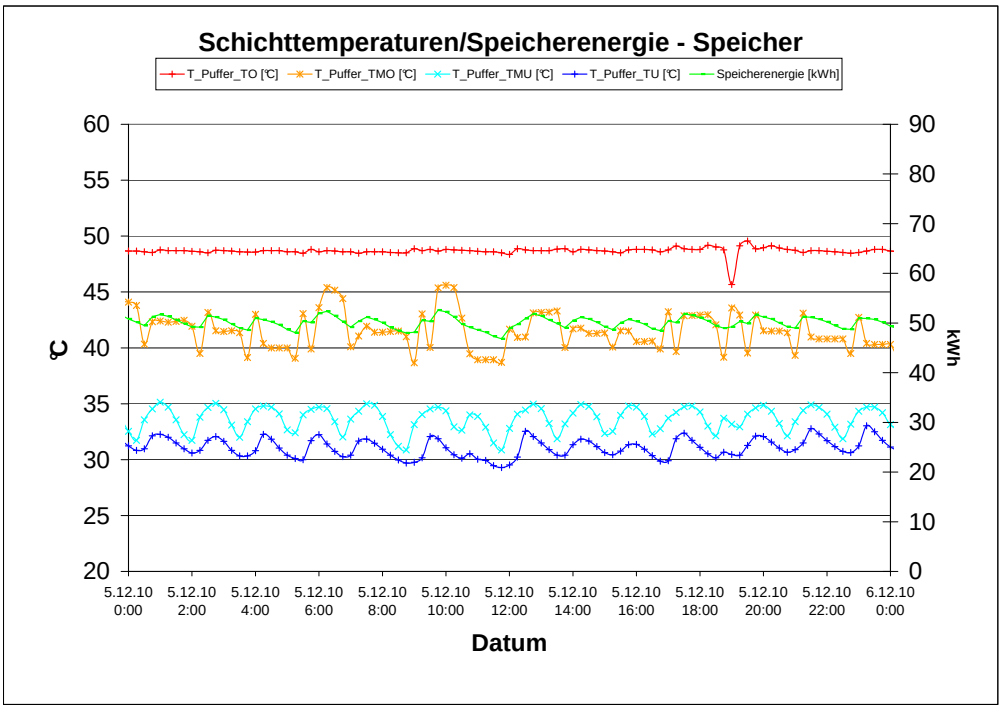


Abbildung 5.15.: Anlage Kammern: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.12.2010

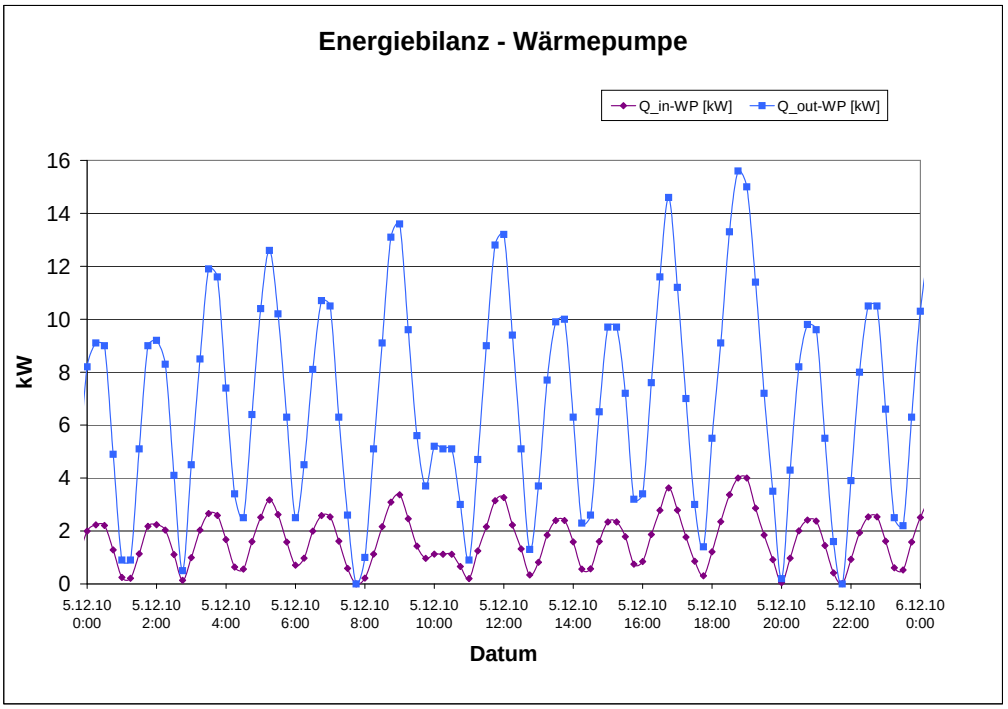


Abbildung 5.16.: Anlage Kammern: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010

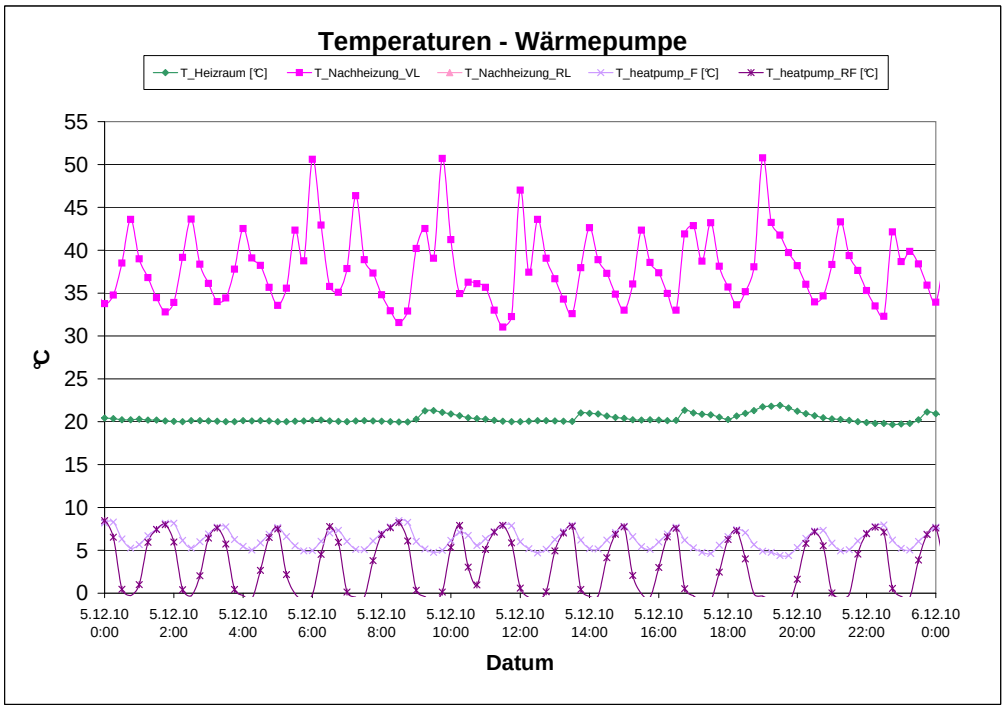


Abbildung 5.17.: Anlage Kammern: Temperaturen - Wärmepumpe 5.12.2010

Speichereffizienz

Die Speichereffizienz ist klar vom Kollektor negativ beeinflusst. Dies ist auf die naturgemäß höheren Verluste bei höheren Temperaturen zurückzuführen. Tabelle 5.2 gibt einen Überblick über ausgewählte Tage.

Datum	Speichereffizienz (Energie)	solarer Deckungsgrad
04.10.2010	87,76%	82,47%
14.10.2010	84,53%	65,42%
06.11.2010	87,53%	53,47%
03.12.2010	95,65%	0%
15.12.2010	97,91%	0%
02.01.2011	96,40%	0%

Tabelle 5.2.: Speichereffizienz in Abhängigkeit der Sonneneinstrahlung

Wie bereits in Kaptiel 4 (Gleichung 4.12) beschrieben, gehen in die hier betrachtete Speichereffizienz auch die Wärmeverluste in den Leitungen bis zu den Wärmemengenzählern ein. Steigt die Temperatur im Speicher, so werden auch sämtliche Zu- und Ableitungen wärmer. Dies wiederum führt zu höheren Wärmeverlusten. Dieses Phänomen wurde in dem EU-Projekt *Combisol* (EU Vertragsnummer EIE/07/295) eingehend untersucht und bestätigt.

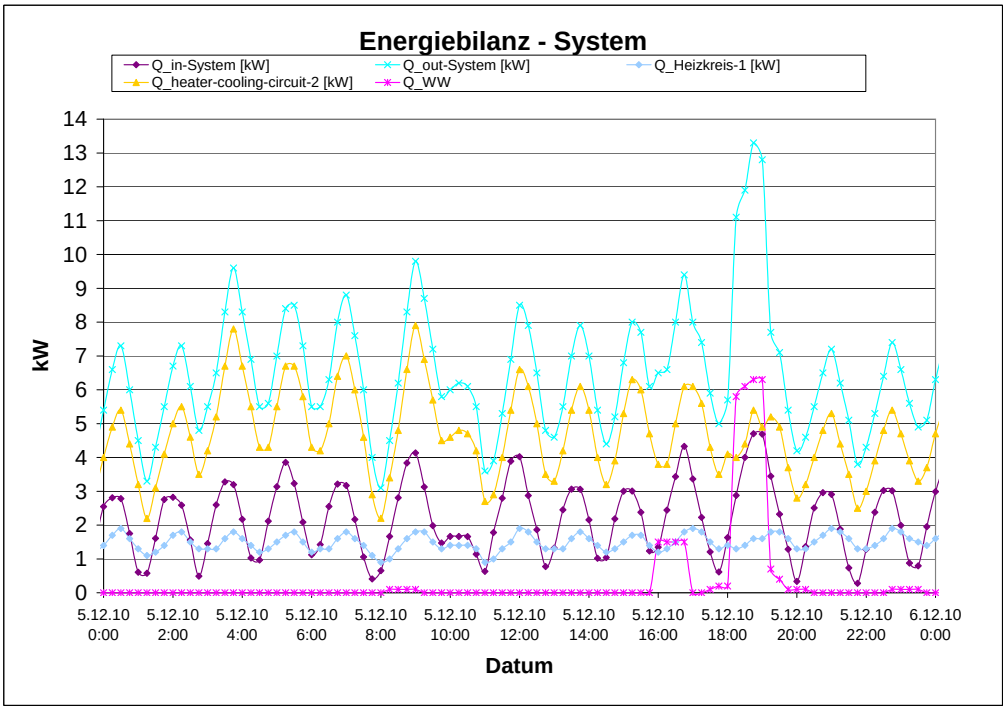


Abbildung 5.18.: Anlage Kammern: Energiebilanz - System 5.12.2010

Abbildung 5.18 und Abbildung 5.19 zeigen die Energiebilanz und die Temperaturbewegung des Systems.

Grafik 5.20 zeigt Aufwand und Verbrauch des Tages. Die Energieeffizienz lag bei 300,61%.

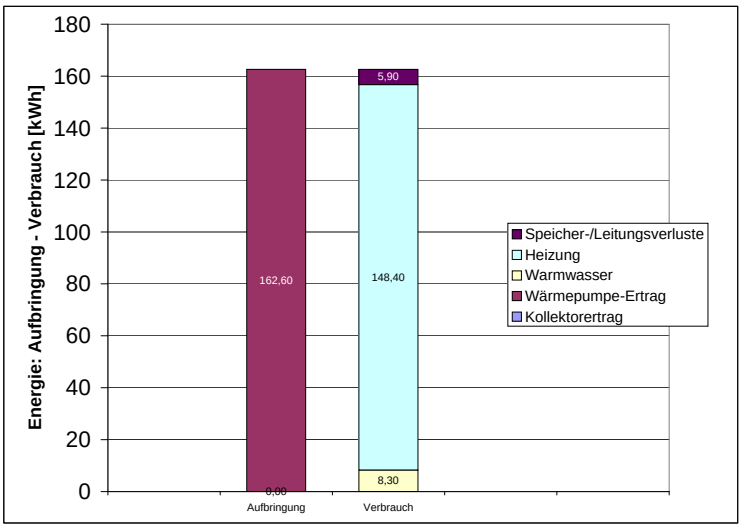


Abbildung 5.20.: Anlage Kammern: Tageszusammenfassung 5.12.2010

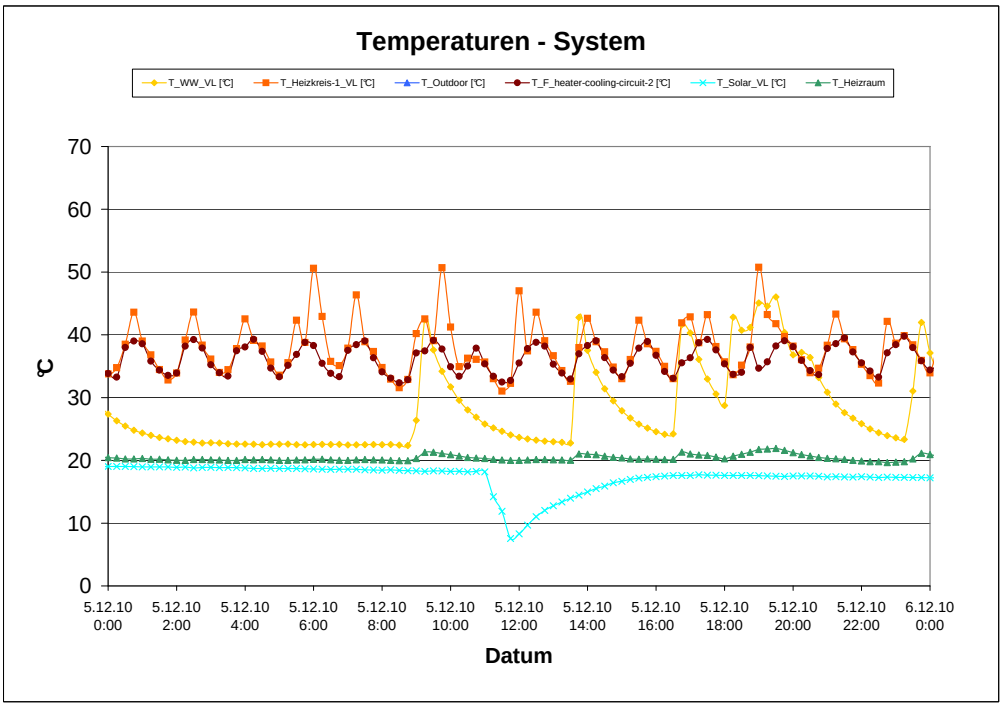


Abbildung 5.19.: Anlage Kammern: Temperaturen - System 5.12.2010

5.1.2. Exergieanalyse

4.10.2010

An diesem sonnenreichen Tag arbeitete der Kollektor mit 7,27% exergetischem Wirkungsgrad und erzeugte 7,14 kWh thermische Exergie. Im Vergleich dazu wurden 5,01 kWh Exergie verbraucht (0,65 kWh Warmwasser; 3,49 kWh Heizkreis 1; 0,87 kWh Heizkreis 2). Der Speicher erreichte eine exergetische Effizienz von 61,92%. Aus exergetischer Sicht hätte also der Kollektor den gesamten Tagesbedarf abdecken können. Trotzdem erzeugte die Wärmepumpe 0,82 kWh thermische Exergie bei einem Stromverbrauch von 2,46 kWh. Dies entspricht einer Exergieeffizienz der Wärmepumpe von 33,09%. Die exergetische Gesamtsystem-Effizienz lag bei 4,68% und der exergetische solare Deckungsgrad bei 89,76%.

Die Wärmepumpe lief nur zwischen 2:45 Uhr und 4:30 Uhr und ab 23:30 Uhr. Im Nachhinein betrachtet war das aus rein exergetischer Sicht nicht notwendig. Steuerungstechnisch wäre das allerdings nur mit Rücksicht auf die Wettervorhersage auszuschließen gewesen.

In den Abbildungen 5.21, 5.22, 5.23 und 5.24 sind die Exergiebilanzen des Tages dargestellt.

5.12.2010

Da an diesem Tag keine Sonne schien, wurde keinerlei thermische Exergie vom Kollektor erzeugt und er hatte auch keinen Wirkungsgrad. Die Wärmepumpe arbeitete den gesamten Tag über (24 Stunden) in einem ziemlich regelmäßigen Pulsbetrieb (Peaks etwa alle 1,5 Stunden). Sie erzeugte

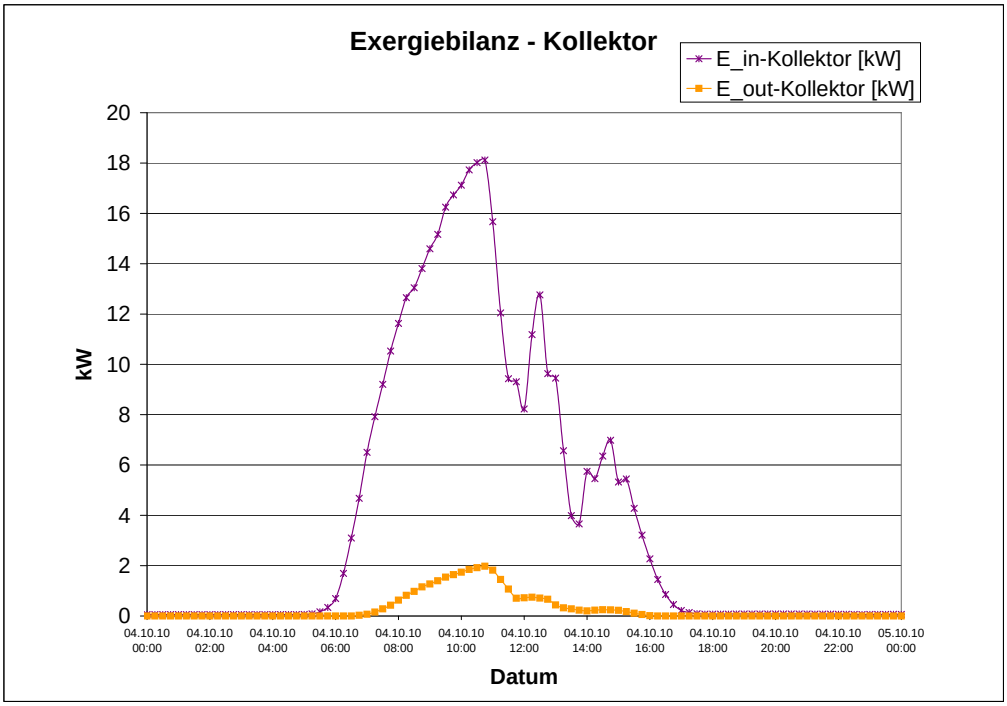


Abbildung 5.21.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Kollektor 4.10.2010

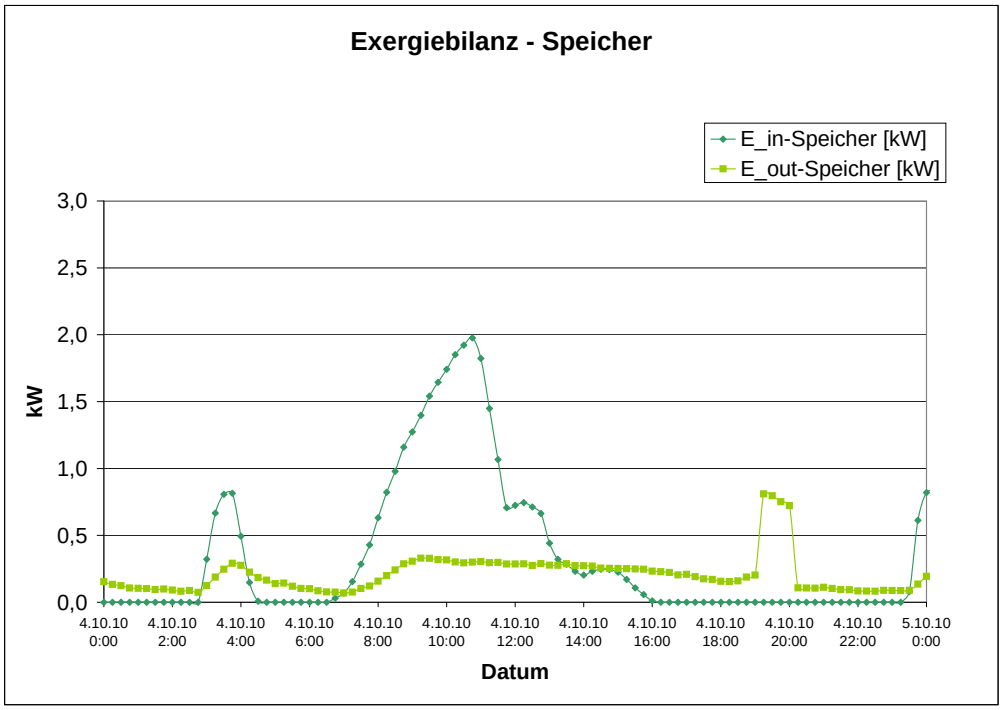


Abbildung 5.22.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Speicher 4.10.2010

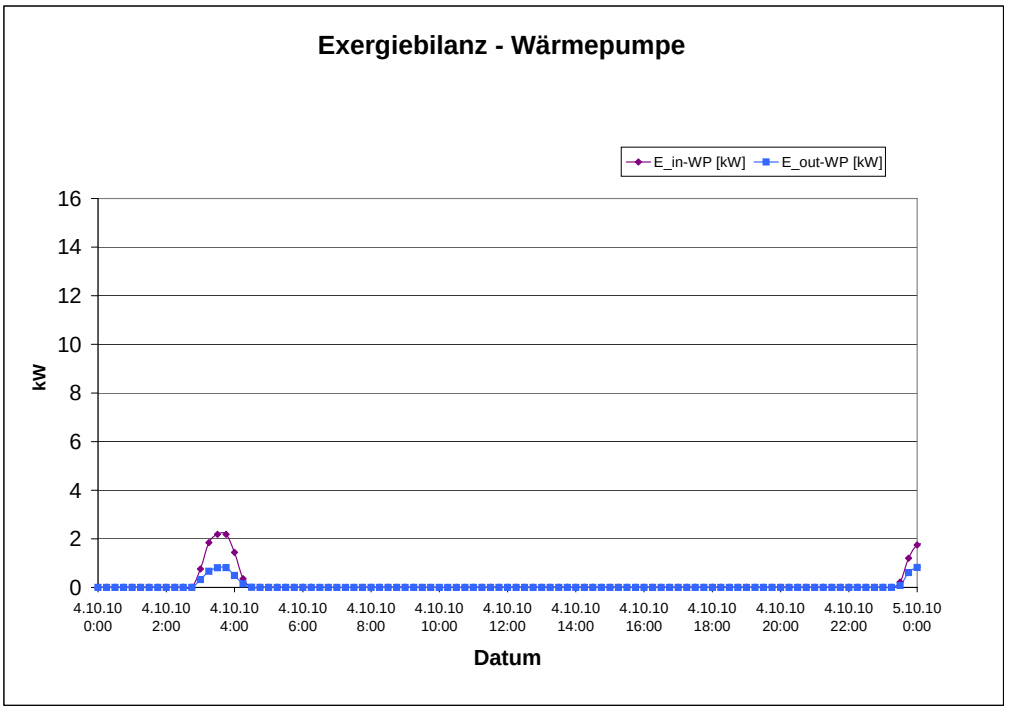


Abbildung 5.23.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Wärmepumpe 4.10.2010

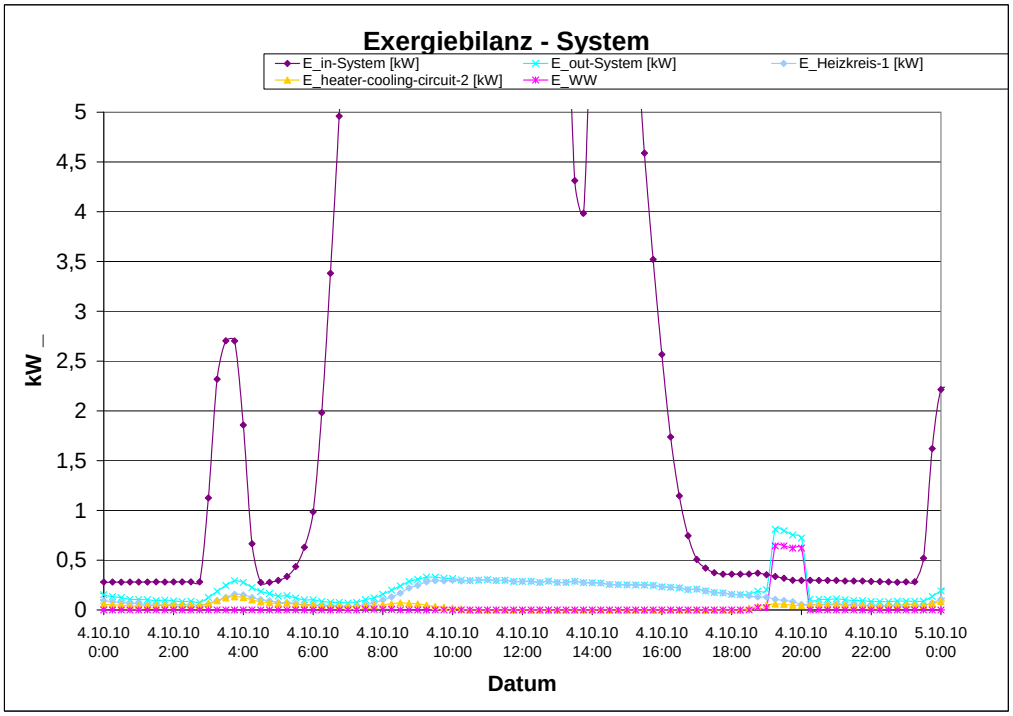


Abbildung 5.24.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - System 4.10.2010

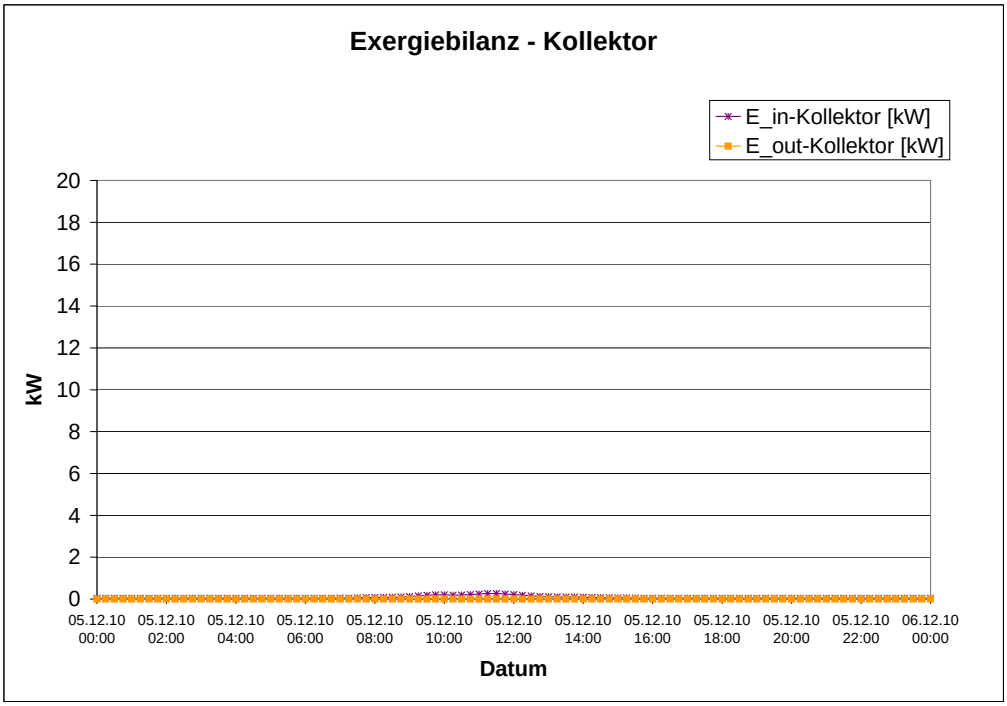


Abbildung 5.25.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Kollektor 5.12.2010

15,91 kWh thermische Exergie bei einem Stromverbrauch von 39,68 kWh und erreichte somit eine exergetische Effizienz von 40,11%. Insgesamt wurden 14,05 kWh thermische Exergie verbraucht (0,89 kWh Warmwasser; 3,32 kWh Heizkreis 1; 9,84 kWh Heizkreis 2) und 52,13 kWh Strom verbraucht. Damit erreichte das System eine Exergieeffizienz von 26,07%[1]. Die exergetische Speichereffizienz lag bei 86,68%.

Die Abbildungen 5.25, 5.26, 5.27 und 5.28 zeigen die Exergiebilanzen des Tages.

Verbesserungen

- Durchflussgeschwindigkeit im Kollektorkreis der Einstrahlung anpassen;
- Alle Speicheranschlüsse möglichst mit Plastik ersetzen (Wärmeleitung verringern);
- Durch geeignete Maßnahmen (Ventile, Rückschlagklappen, etc.) die natürliche Konvektion in den Rohrleitungen vermindern;
- Ist Pulsbetrieb notwendig bzw. nutzt die WP den Speicher wirklich ausreichend als Puffer (vgl. Kapitel 3.3, 1. Absatz)?

[1] In die Gesamtexergie-Effizienz geht auch die Einstrahlung ein, deren Wert hier nicht angegeben ist. Daher weicht der angegebene Prozentwert leicht von $\frac{therm.\ Exergie}{Strom}$ ab.

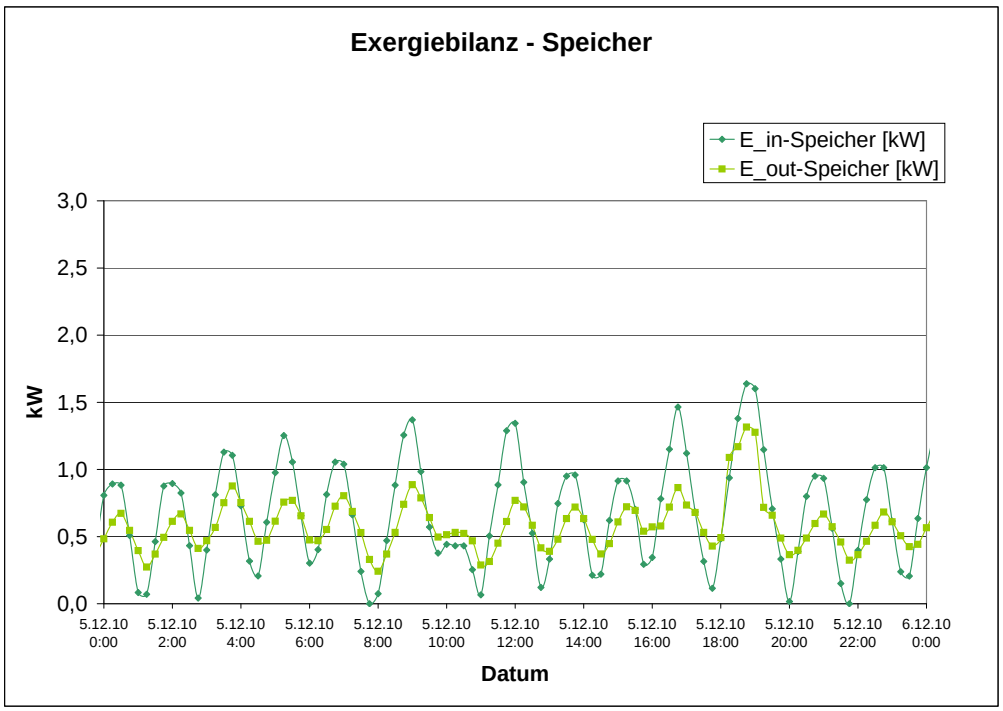


Abbildung 5.26.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Speicher 5.12.2010

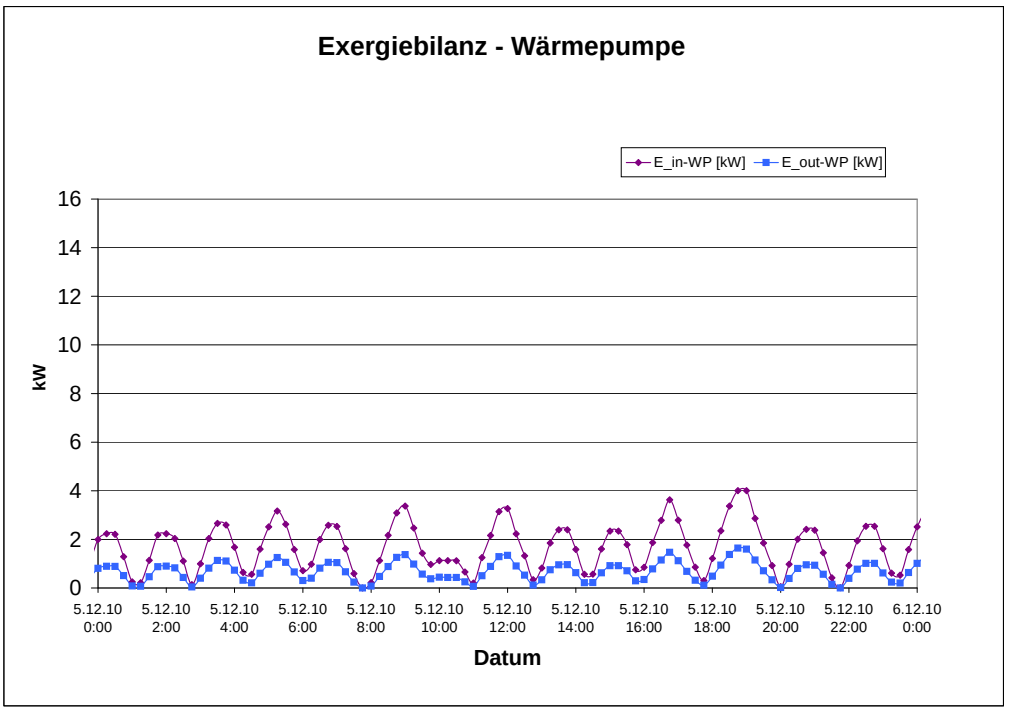


Abbildung 5.27.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010

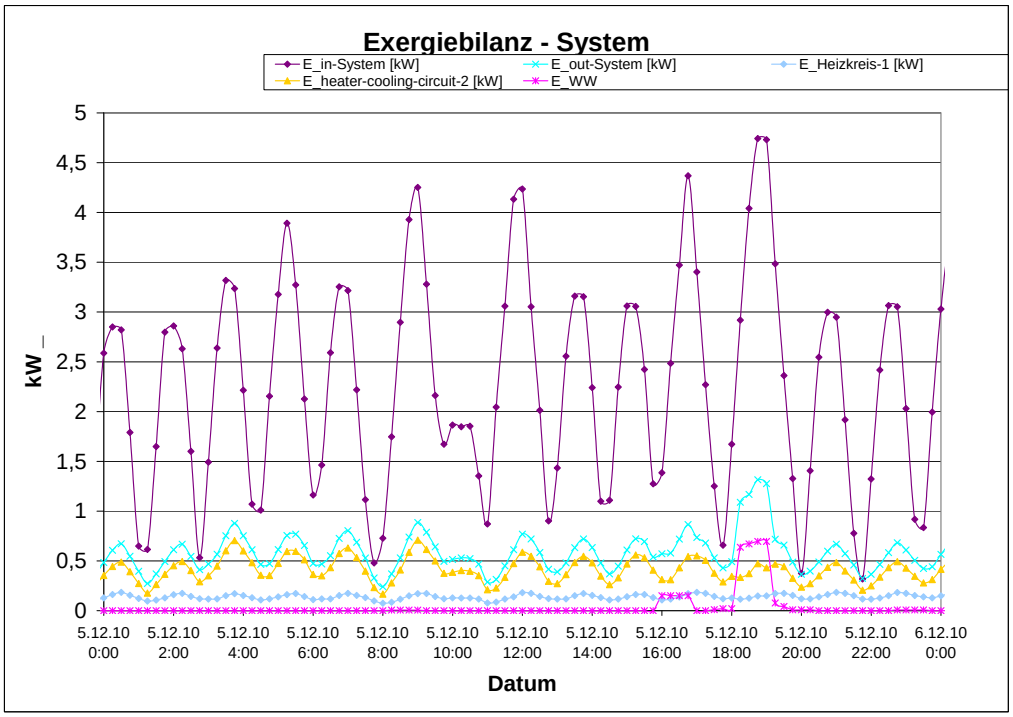


Abbildung 5.28.: Anlage Kammern: Exergiebilanz - System 5.12.2010

5.2. Anlage Trofaiach

Vorbermerkungen

- Das hydraulische Schema, detaillierte Fotos und Eckdaten der Anlage sind in Kapitel A.2 angeführt.

- In Tabelle 5.3 sind die Größen, die in den Diagrammen vorkommen, näher beschrieben:

Größe	**Einheit**	**Beschreibung**
Q_in-Kollektor	kW_{rad}	Strahlungsenergie (vgl. Gleichung 4.8)
Q_out-Kollektor	kW_{th}	vom Kollektor erzeugte therm. Energie
Q_in-Speicher	kW_{th}	Speichereinspeisungen thermischer Energie
Q_out-Speicher	kW_{th}	Speicherentnahmen thermischer Energie
Q_in-WP	kW_{el}	elektr. Antriebsenergie der Wärmepumpe
Q_out-WP	kW_{th}	von der Wärmepumpe erzeugte thermische Energie
Q_in-System	kW_{el}	Stromverbrauch des Systems (exkl. Wärmepumpe)
Q_out-System	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie (Heizkreise + Warmwasser)
Q_Heizkreise	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie der Heizkreise
Q_WW	kW_{th}	Warmwasserverbrauch
T_Solar_gesamt_VL	$°C$	Vorlauftemperatur des Kollektorkreises
T_Solar_gesamt_RL	$°C$	Rücklauftemperatur des Kollektorkreises
T_Heizung_VL	$°C$	Vorlauftemperatur der Nachheizung (Wärmepumpe)
T_Heizung_RL	$°C$	Rücklauftemperatur der Nachheizung (Wärmepumpe)
T_WW_VL	$°C$	Warmwasser-Vorlauftemperatur
T_WW_RL	$°C$	Warmwasser-Rücklauftemperatur
T_Heizkreise_VL	$°C$	Vorlauftemperatur der Heizkreise
T_Heizkreise_RL	$°C$	Rücklauftemperatur der Heizkreise
T_Outdoor	$°C$	Außentemperatur
T_Heizraum	$°C$	Heizraumtemperatur
T_Puffer_TO	$°C$	oberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMO	$°C$	zweitoberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMU	$°C$	zweitunterste Speichertemperatur
T_Puffer_TU	$°C$	unterste Speichertemperatur
R-Global	W/m^2	Sonneneinstrahlung
Speicherenergie	MJ	mittlere Speicherenergie (vgl. Formel 4.11)
E_*	kW	die zu Q_* entsprechende Exergie

Tabelle 5.3.: Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung

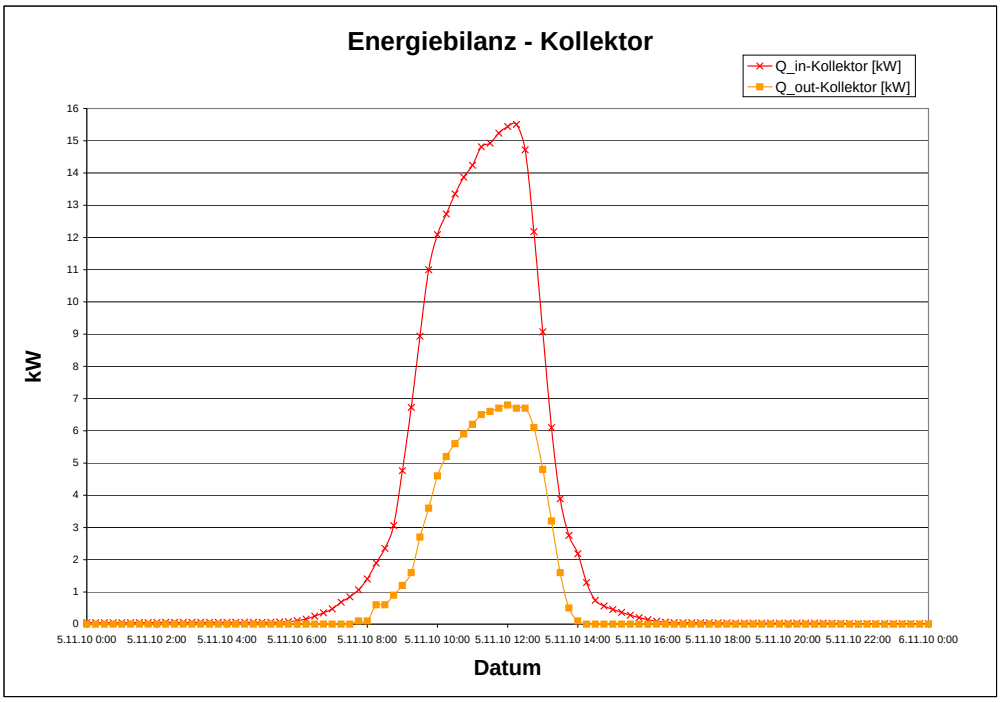


Abbildung 5.29.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Kollektor 5.11.2010

5.2.1. Energieanalyse

5.11.2010

Zwischen etwa 8:00 Uhr und 15:30 Uhr schien die Sonne und der Kollektor lieferte 23,8 kWh Energie bei einem Wirkungsgrad von 41,29%. Der solare Deckungsgrad an diesem Tag lag bei 22,31% (siehe Abb. 5.29).

Der kleine Einbruch in der Kollektor-Vorlauftemperatur zwischen 8:15 Uhr und 9:15 Uhr ist mit dem Anlaufen der Kollektorkreispumpe zu erklären (vgl. 5.30). Um 14:15 Uhr schaltete die Kollektorkreispumpe ab, obwohl der Kollektor noch 47,7°C lieferte. Zu dieser Zeit war der Speicher durchgeladen - die oberen drei Thermometer im Speicher zeigten alle Temperaturen zwischen 52°C und 54°C. Zwischen 10:30 Uhr und 17:45 Uhr stand die Wärmepumpe komplett. Der Kollektor konnte also den gesamten Heiz- und Warmwasserbedarf decken.

Zwischen 10:30 Uhr und 14:00 Uhr war die zweitunterste Schicht (TMU) wärmer als die zweitoberste (TMO) und zwischen 11:45 Uhr und 14:00 Uhr war sie sogar wärmer als die oberste Schicht (TO); siehe Abb. 5.31. Der Kollektor konnte den Speicher also praktisch komplett durchladen. Trotzdem ist zu vermuten, dass die Speicherschichtung verbesserbar ist.

Ein anderes Erklärungsmodell für den Temperaturverlauf des Fühlers TMU ist die Frage nach dem Ort des Temperaturfühlers. Möglicherweise ist der Fühler am Rücklauf des oberen Solar-Wärmetauschers montiert. Damit würde nicht die Schichttemperatur im Speicher bestimmt wer-

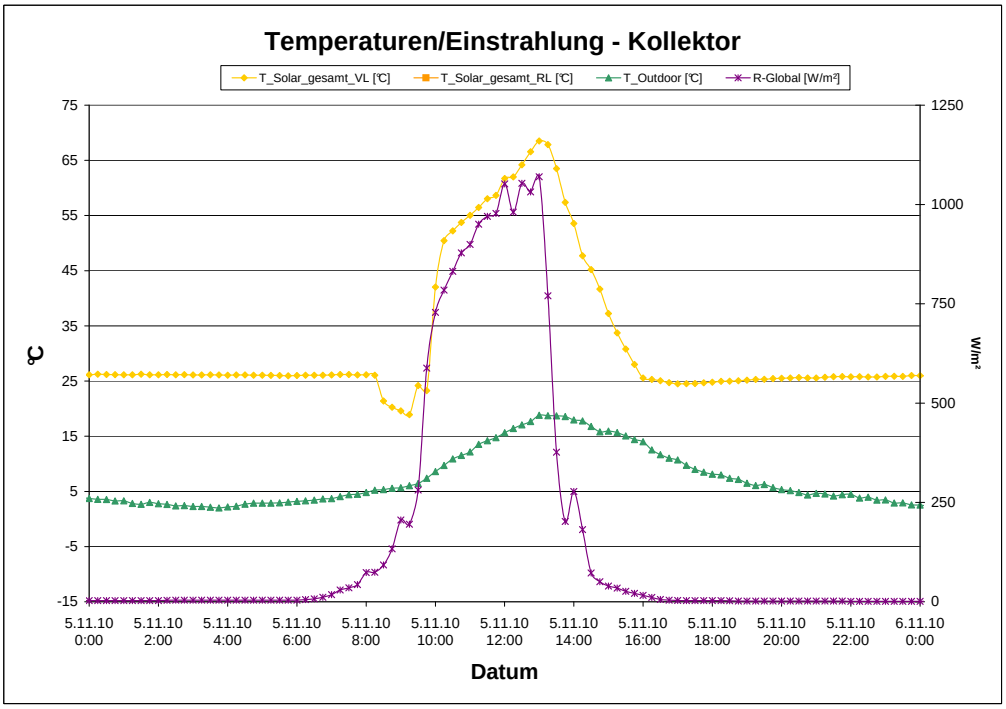


Abbildung 5.30.: Anlage Trofaiach: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.11.2010

den, sondern die solare Restwärme, die aus dem ersten (oberen) Wärmetauscher fließt. Dies ist vor Ort zu überprüfen!

Die Wärmepumpe lief den ganzen Tag und die ganze Nacht durch (Abb. 5.32). Einzige Ausnahme war der Zeitabschnitt, als der Kollektor Energie lieferte. Sie erzeugte 82,9 kWh Wärme bei einem Aufwand von 30,14 kWh Strom. Ihre Arbeitszahl lag damit bei 2,75.

Die von der Wärmepumpe in den Speicher gelieferten Temperaturen lagen zwischen 45°C und 55°C (Abb. 5.33). Das heißt, dass sie auf Warmwasserbetrieb eingestellt war. Das ist jedenfalls ein wesentlicher Grund für die niedrige Arbeitszahl und die schlechte Speichereffizienz von 83,13%.

Die Vorlauftemperatur der Nachheizung (Wärmepumpen-Einspeisung in den Speicher) stieg - während die Wärmepumpe stand - auf 54,7°C an. Zu dieser Zeit wurde keinerlei Verbrauch (Warmwasser, Heizbedarf) gemessen. Also kommt nur Wärmeleitung und natürliche Konvektion in den Rohren als Erklärung in Frage.

Aus der Grafik 5.34 ist zu entnehmen, dass die Heizung zwischen etwa 11 Uhr und 16 Uhr abgeschaltet war. Das ist der Zeitraum, in dem der Kollektor Energie liefert. Die Systemsteuerung hat ziemlich sicher Temperaturfühler in den beheizten Räumen. Wahrscheinlich reichte die Sonneneinstrahlung aus, um die Räume auf die gewünschte Temperatur zu bringen.

Es ist interessant, die Speicherschichtung in Abbildung 5.31 im Zeitraum 14:15 Uhr und 15:00 Uhr zu betrachten. In diesem Zeitraum gab es weder eine Einspeisung in, noch eine Entnahme

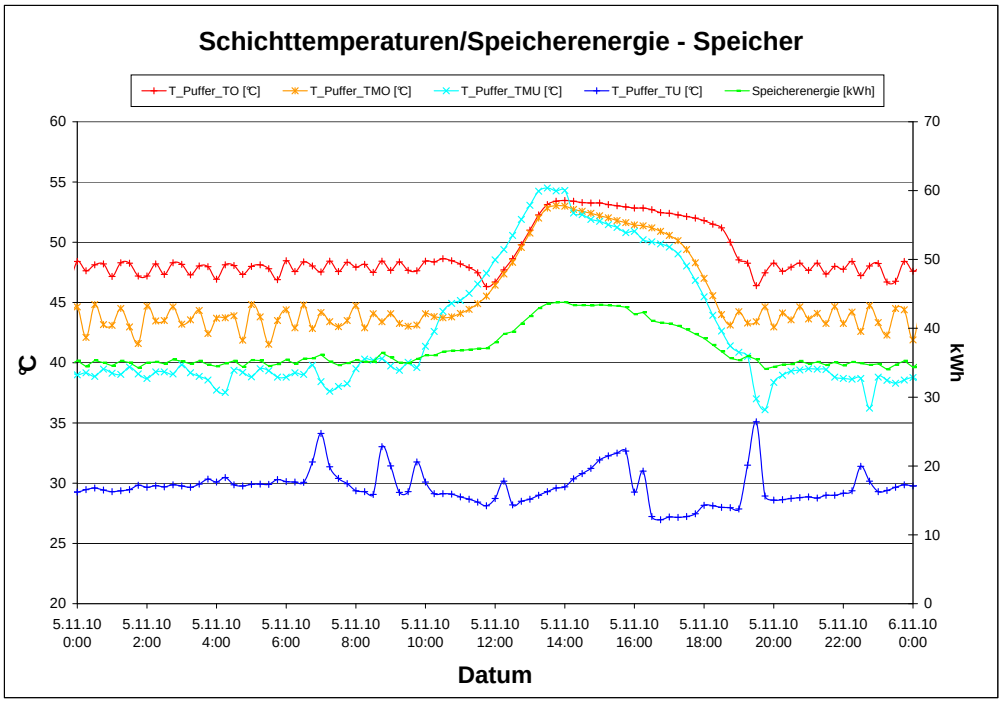


Abbildung 5.31.: Anlage Trofaiach: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.11.2010

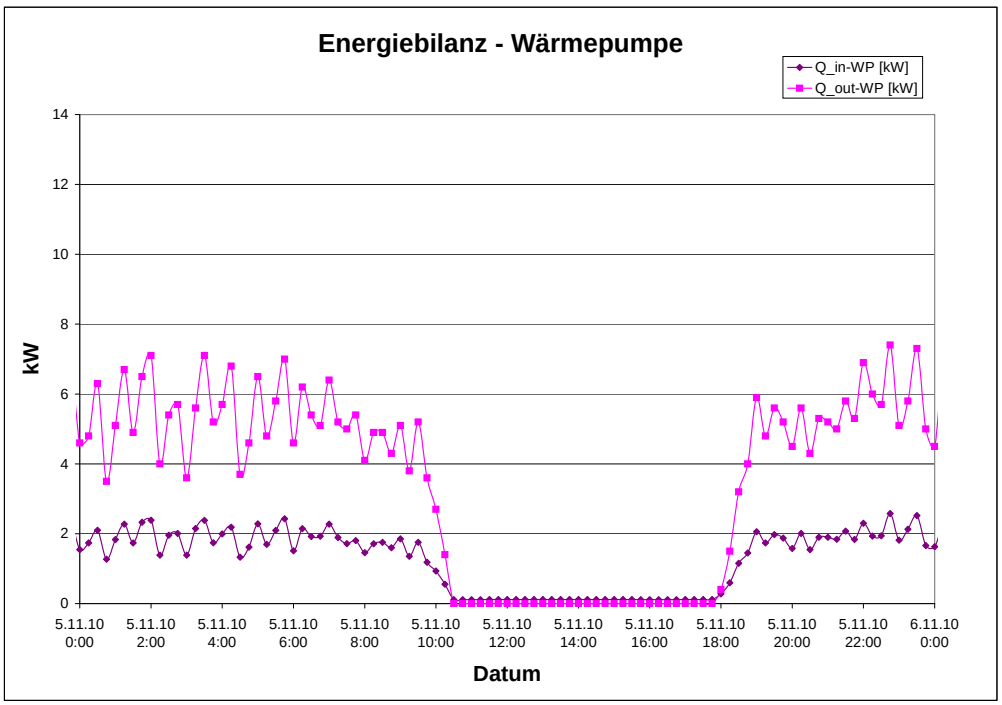


Abbildung 5.32.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.11.2010

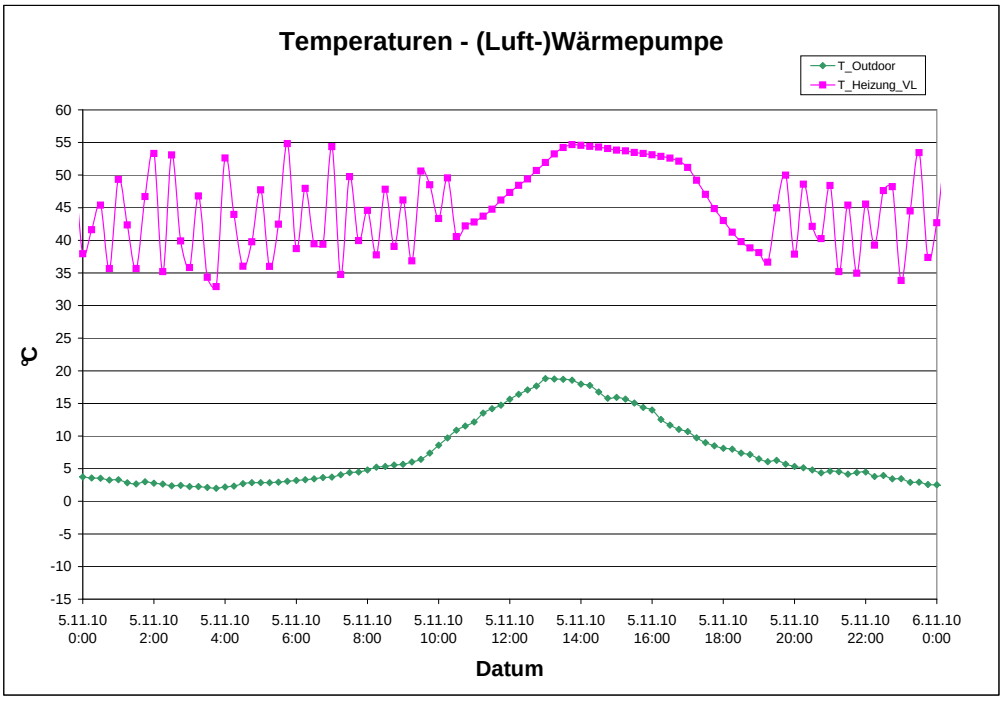


Abbildung 5.33.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - Wärmepumpe 5.11.2010

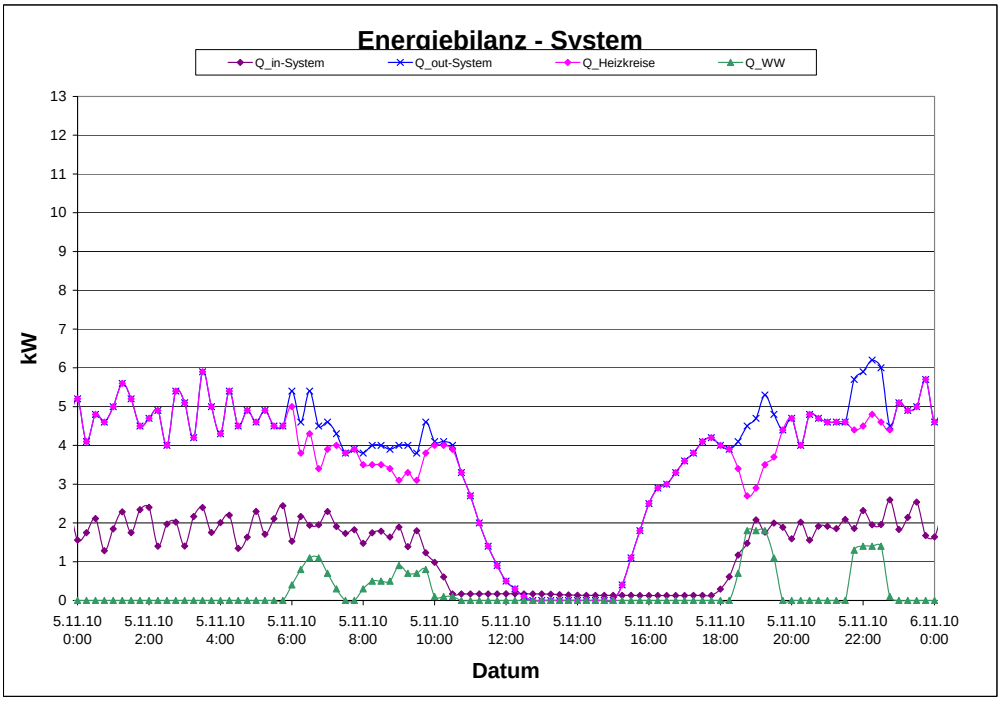


Abbildung 5.34.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - System 5.11.2010

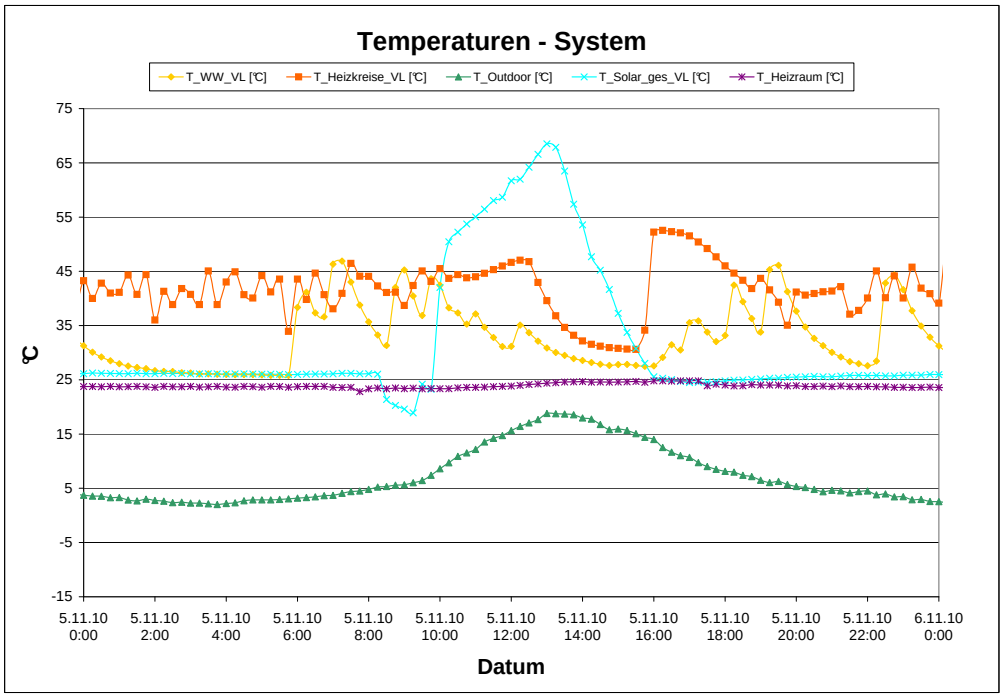


Abbildung 5.35.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - System 5.11.2010

aus dem Speicher. Die oberen Schichttemperaturen blieben praktisch konstant und die unterste nahm etwas zu. Die durchschnittliche Speicherenergie blieb praktisch konstant. Daraus ist zu schließen, dass der Speicher gut isoliert ist. Die hohen Verluste sind also woanders zu suchen.

In Abbildung 5.36 fällt der Temperaturverlauf des Vorlaufs der Nachheizung auf. Zwischen 10:30 Uhr und 19:15 Uhr zeigt sie einen Hügel. In diesem Zeitraum stand die Wärmepumpe ($Q_{out-WP} = 0$), trotzdem blieb der Volumenstrom zwischen Wärmepumpe und Speicher praktisch konstant. Außerdem ist eine elektrische Leistung von 100W am Messkanal $E_{Wärmepumpe}$ festzustellen. Dies führt zu der Vermutung, dass die Umwälzpumpe zwischen Wärmepumpe und Speicher durchläuft!

Abbildung 5.37 zeigt die Energiebilanz des Speichers.

Grafik 5.38 fasst den Aufwand und Verbrauch des Tages zusammen. Die Energieeffizienz lag entsprechend Gleichung 4.6 bei 288,08%.

5.12.2010

An diesem Tag schien keine Sonne (vgl. Abb. 5.39 und 5.40). Daher lag sowohl der Kollektorwirkungsgrad als auch der solare Deckungsgrad bei 0%.

Die Speicherschichtung und die mittlere Speicherenergie (Abb. 5.41) weisen scheinbar auf einen ganztägigen Pulsbetrieb der Wärmepumpe hin. Dies wird jedoch durch die Energiebi-

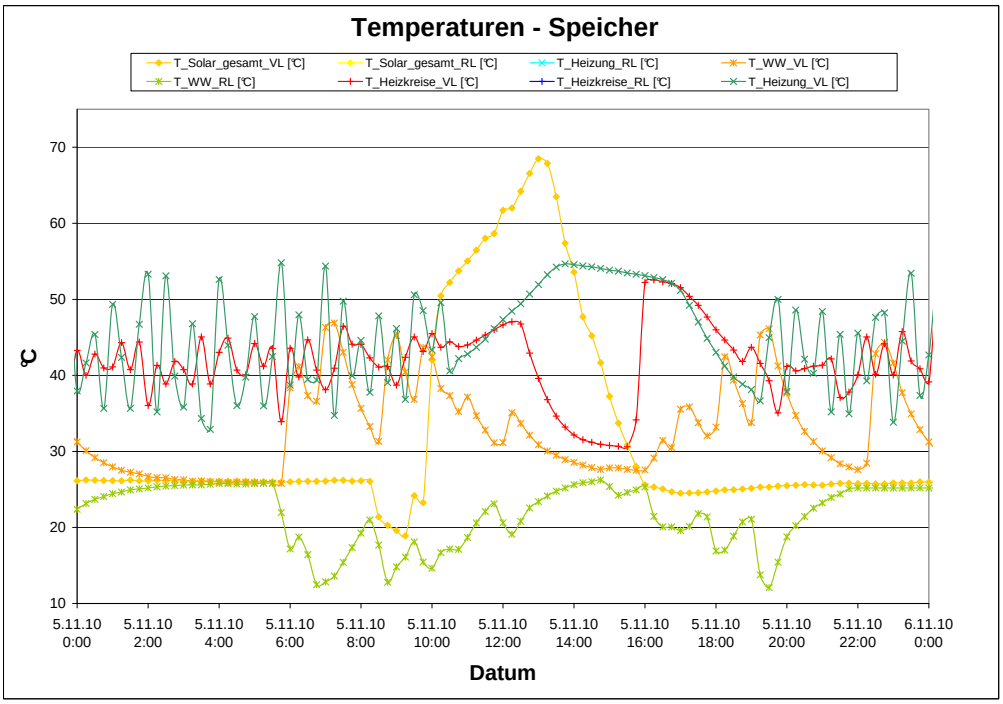


Abbildung 5.36.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - Speicher 5.11.2010

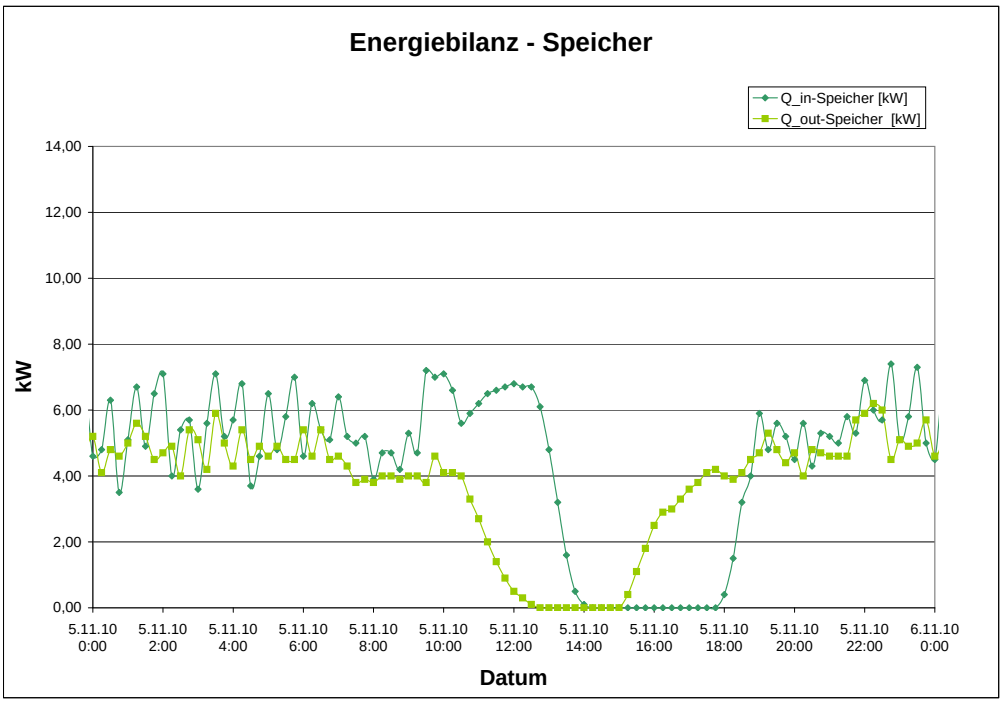


Abbildung 5.37.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Speicher 5.11.2010

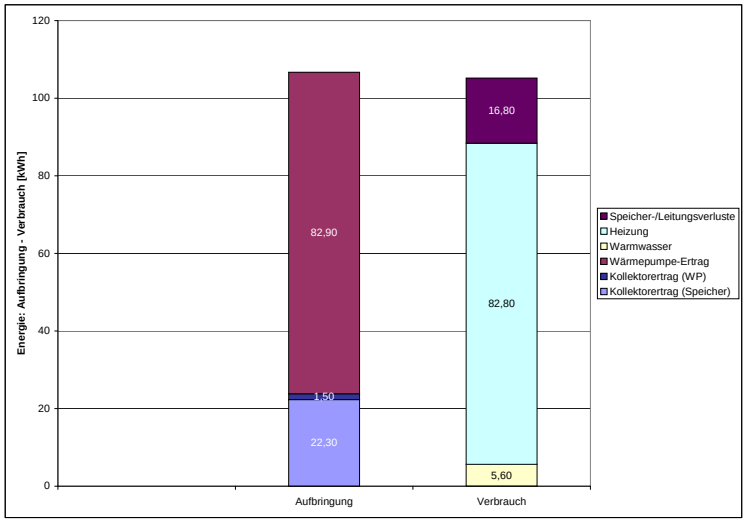


Abbildung 5.38.: Anlage Trofaiach: Tageszusammenfassung 5.11.2010

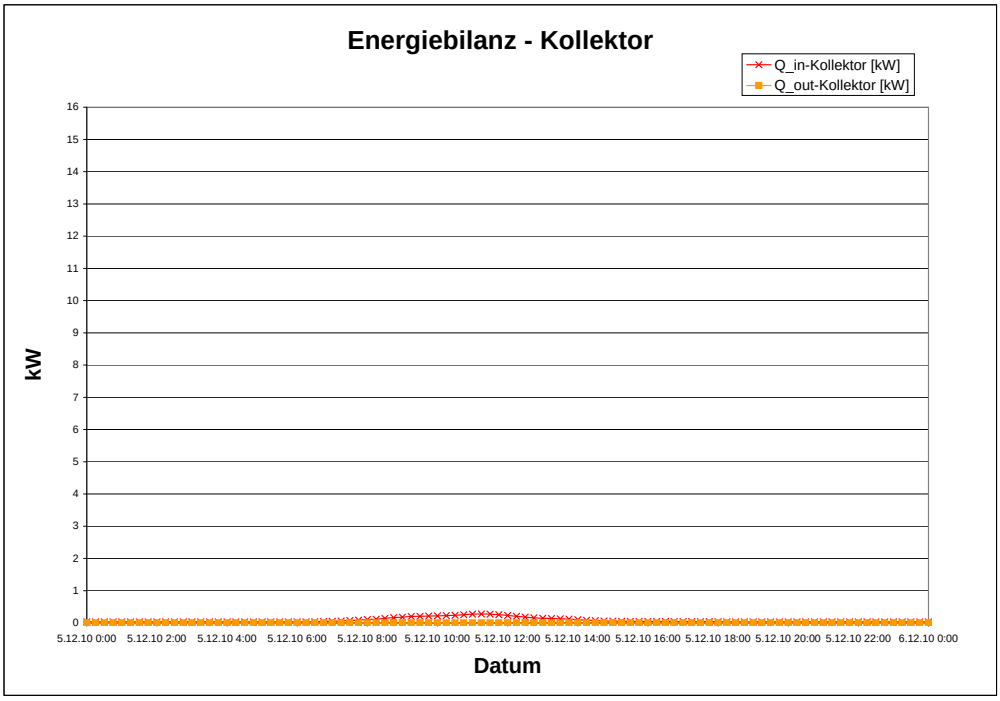


Abbildung 5.39.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Kollektor 5.12.2010

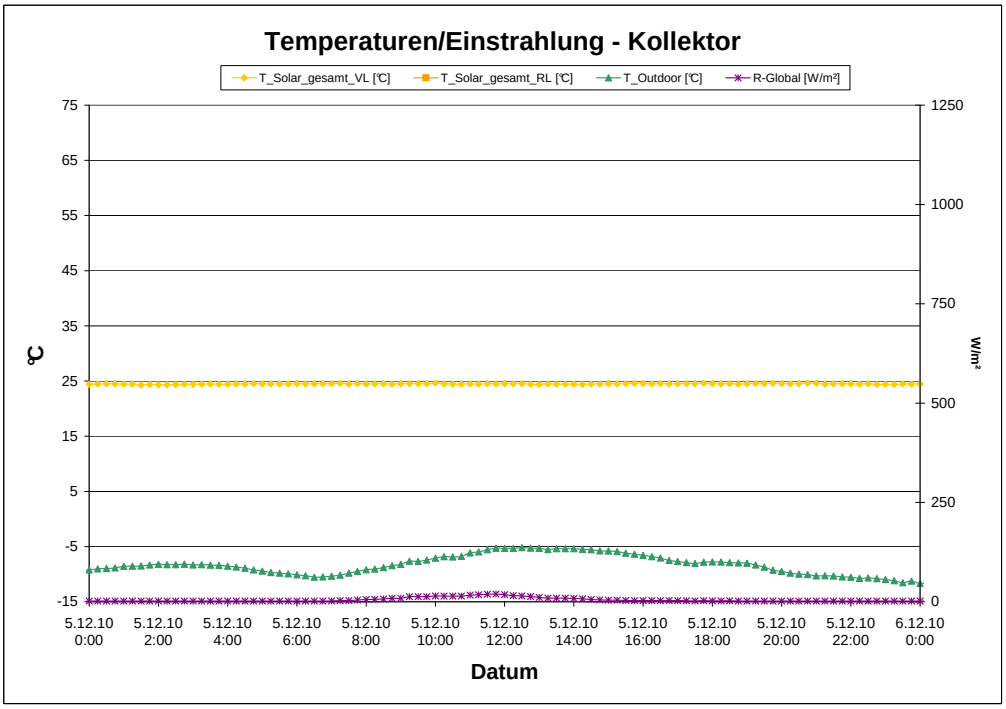


Abbildung 5.40.: Anlage Trofaiach: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 5.12.2010

lanz der Wärmepumpe (Abb. 5.44) nicht bestätigt. Die Vorlauftemperatur der Nachheizung zeigt aber ebenso deutliche Schwankungen (Abb. 5.45) auf. Das lässt darauf schließen, dass das Umschaltventil des Nachheizungsrücklaufs ständig zwischen dem unteren und dem oberen Anschluss hin und her wechselte. Der Grund hierfür ist entweder ein ungeschickt angebrachter Temperaturfühler der Regelung oder eine schlechte Regelungseinstellung.

Im Laufe des Tages wurden 205,5 kWh Energie in den Speicher eingebracht und 181,4 kWh entnommen (Warmwasser: 11,1 kWh, Heizung: 170,3 kWh). Daraus ergab sich eine Speichereffizienz von 88,03%. Die hohen Verluste sind einerseits auf die dauerhaft hochgehaltene Speichertemperatur und andererseits auf thermisch unzureichend getrennte Speicheranschlüsse zurückzuführen.

Die Abbildungen 5.42 und 5.43 zeigen die Energiebilanz und Temperaturen des Speichers.

Auch an diesem Tag lief die Wärmepumpe im Warmwasserbetrieb (Vorlauftemperaturen von rund 55°C) und erreichte eine Arbeitszahl von nur 2,51.

Grafik 5.46 zeigt Aufwand und Verbrauch des Tages. Die Energieeffizienz lag bei 220,63%.

In den Abbildungen 5.47 und 5.48 sind die Energiebilanz und die Temperaturen des Gesamtsystems dargestellt.

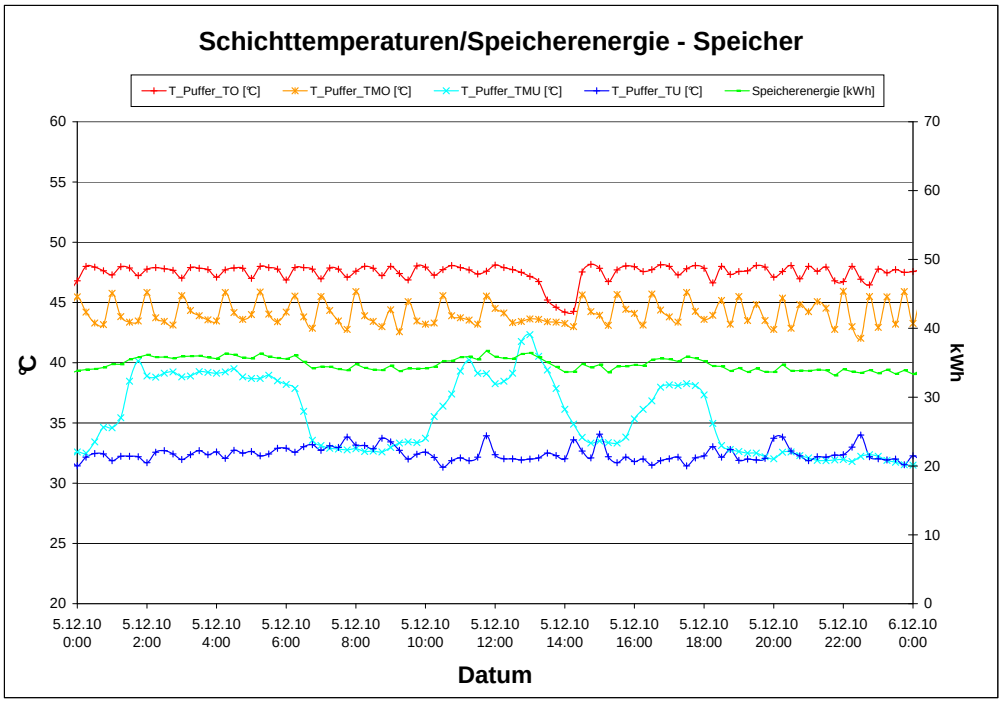


Abbildung 5.41.: Anlage Trofaiach: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 5.12.2010

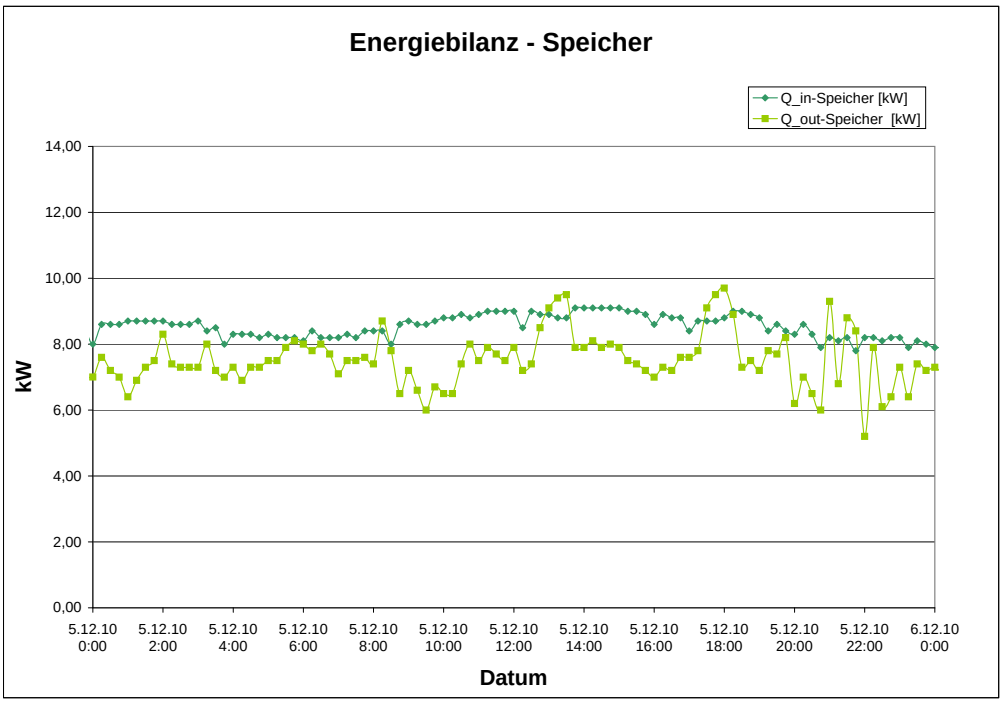


Abbildung 5.42.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Speicher 5.12.2010

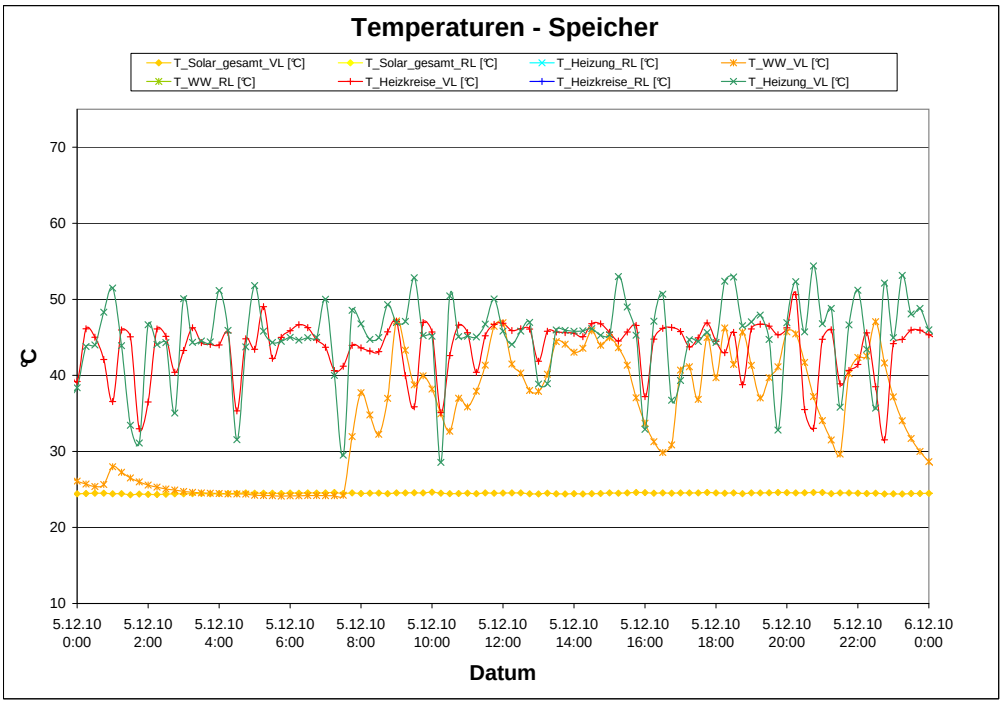


Abbildung 5.43.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - Speicher 5.12.2010

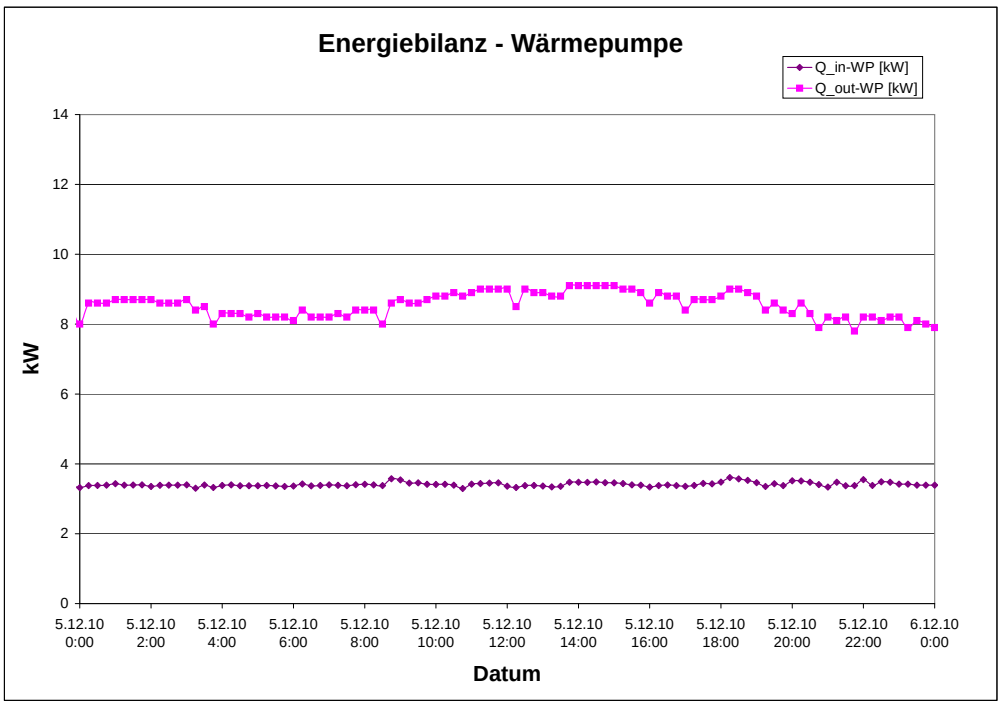


Abbildung 5.44.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010

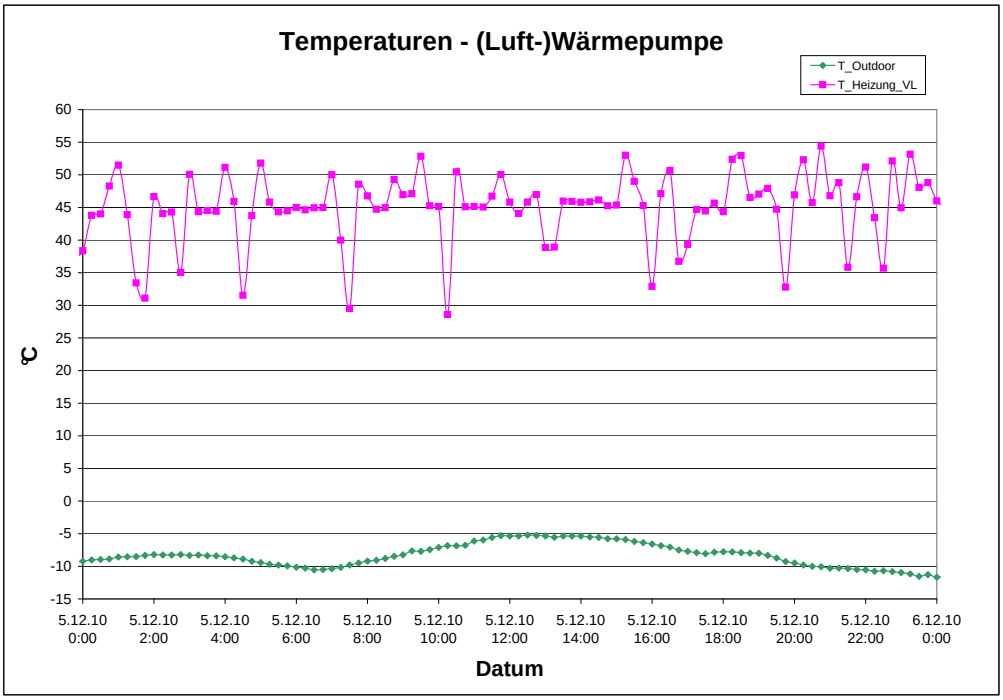


Abbildung 5.45.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - Wärmepumpe 5.12.2010

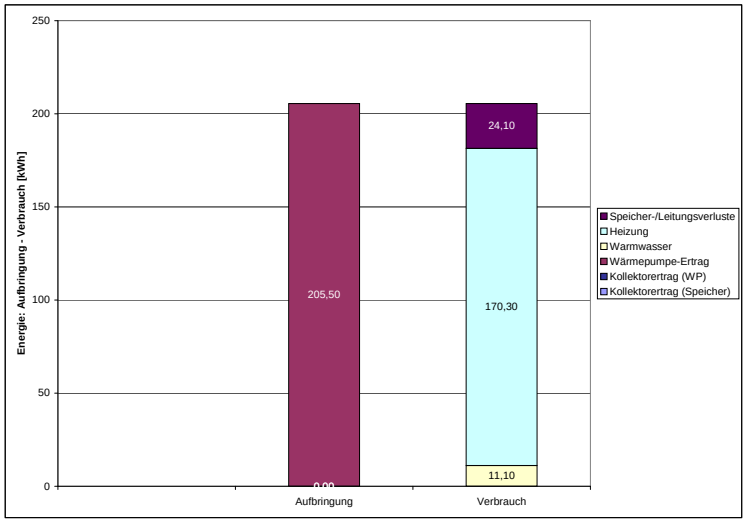


Abbildung 5.46.: Anlage Trofaiach: Tageszusammenfassung 5.12.2010

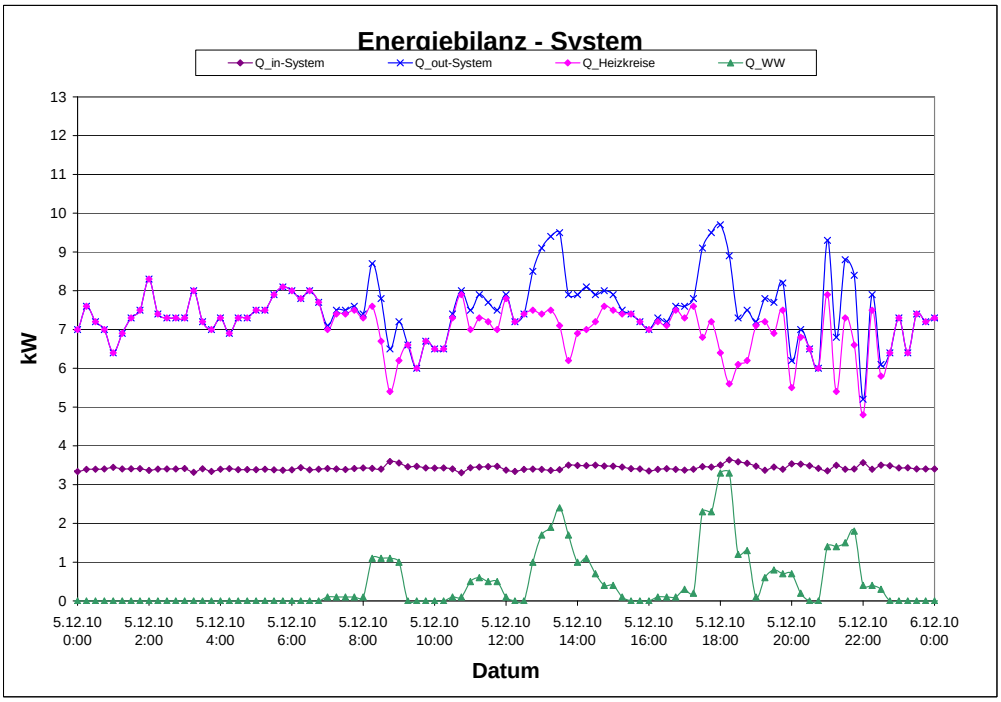


Abbildung 5.47.: Anlage Trofaiach: Energiebilanz - System 5.12.2010

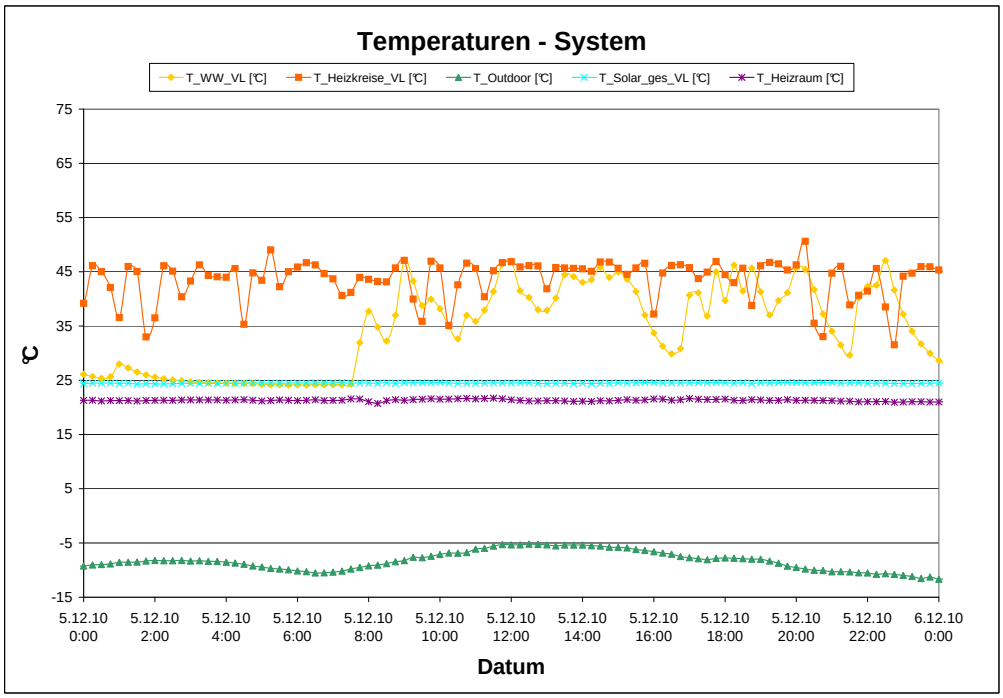


Abbildung 5.48.: Anlage Trofaiach: Temperaturen - System 5.12.2010

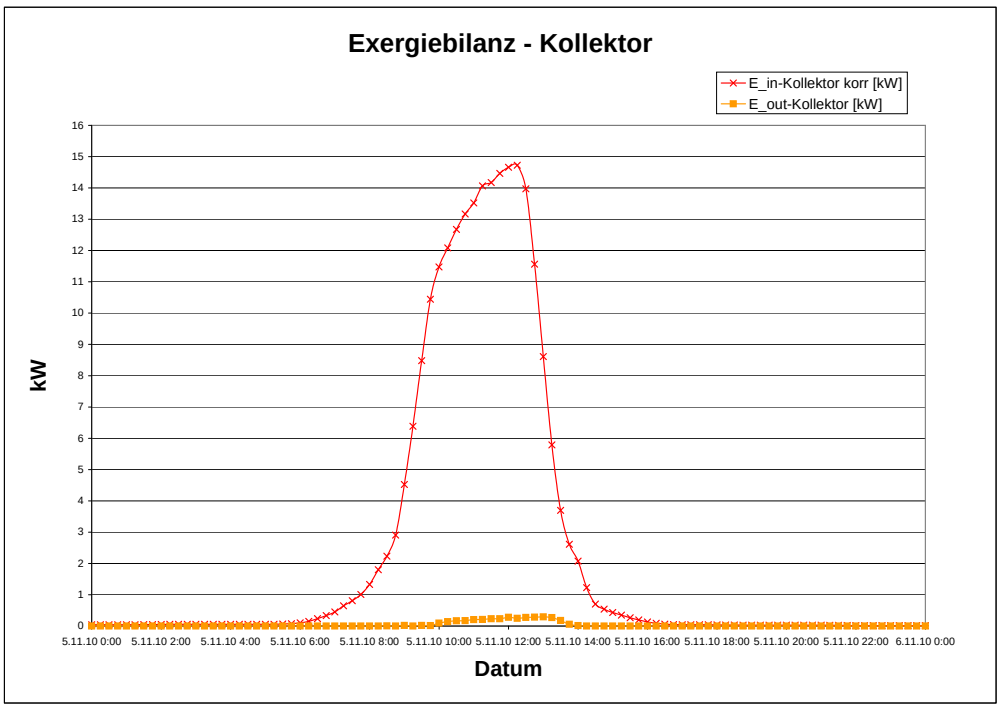


Abbildung 5.49.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Kollektor 5.11.2010

5.2.2. Exergieanalyse

5.11.2010

In der Exergiebilanz des Kollektors (Abb. 5.49) fällt zunächst der gravierende Unterschied in der erzeugten Exergie auf. Trotz der durchaus guten Einstrahlung von bis zu 1069 W/m² wurden insgesamt nur 3,40 kWh Exergie erzeugt. Damit erreichte der Kollektor einen exergetischen Wirkungsgrad von nur 5,92%. Der solare Deckungsgrad lag aus exergetischer Sicht bei 28,99%. Der Unterschied zum energetischen solaren Deckungsgrad von 22,31% kommt vom Temperaturunterschied der erzeugten Wärmemengen. Der Kollektor erzeugt rund 70°C, während die Wärmepumpe nur rund 55°C erreicht. Damit ist der Exergiegehalt im Kollektormedium höher.

In jenem Zeitraum, wo die Wärmepumpe stand und auch der Kollektor keine Wärme mehr lieferte (16:15 Uhr - 17:45 Uhr), stieg der Exergieverbrauch kurzzeitig über die Exergieeinspeisung (siehe Abb. 5.50). Der Verbrauch wurde also durch den Speicher gedeckt. Der Speicher wies eine exergetische Effizienz von 71,43% auf.

Das Exergiebild der Wärmepumpe (Abb. 5.51) zeigt klar, dass im Prozess Exergie vernichtet wird. Die Wärmepumpe verbrauchte 30,14 kWh Strom, erzeugte 8,33 kWh Exergie und erreichte somit einen exergetischen Wirkungsgrad von 27,57%.

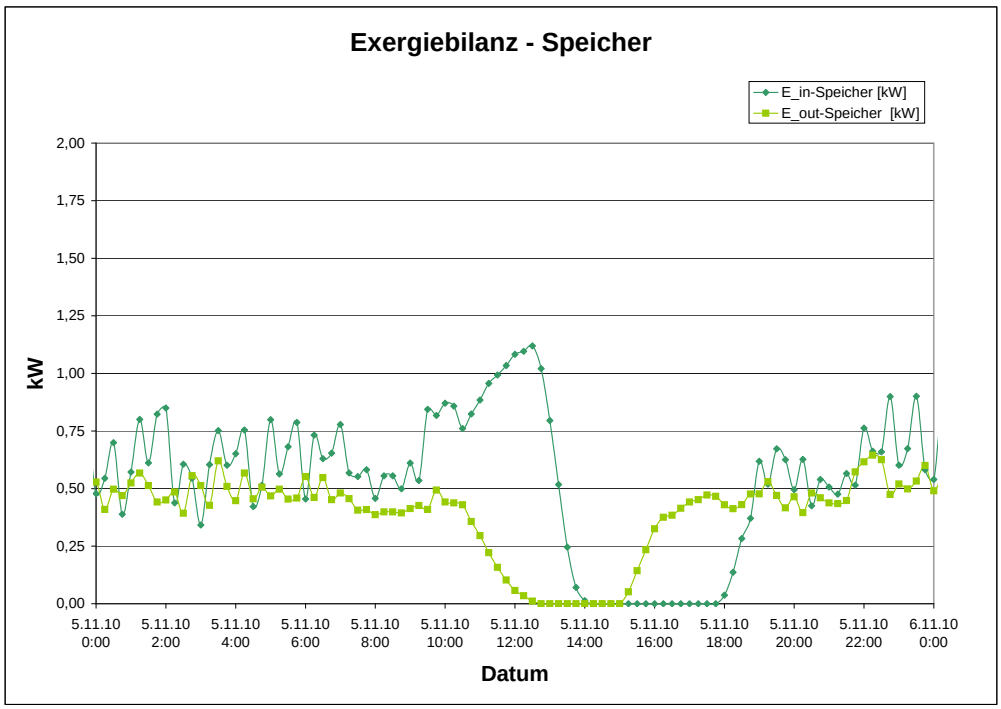


Abbildung 5.50.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Speicher 5.11.2010

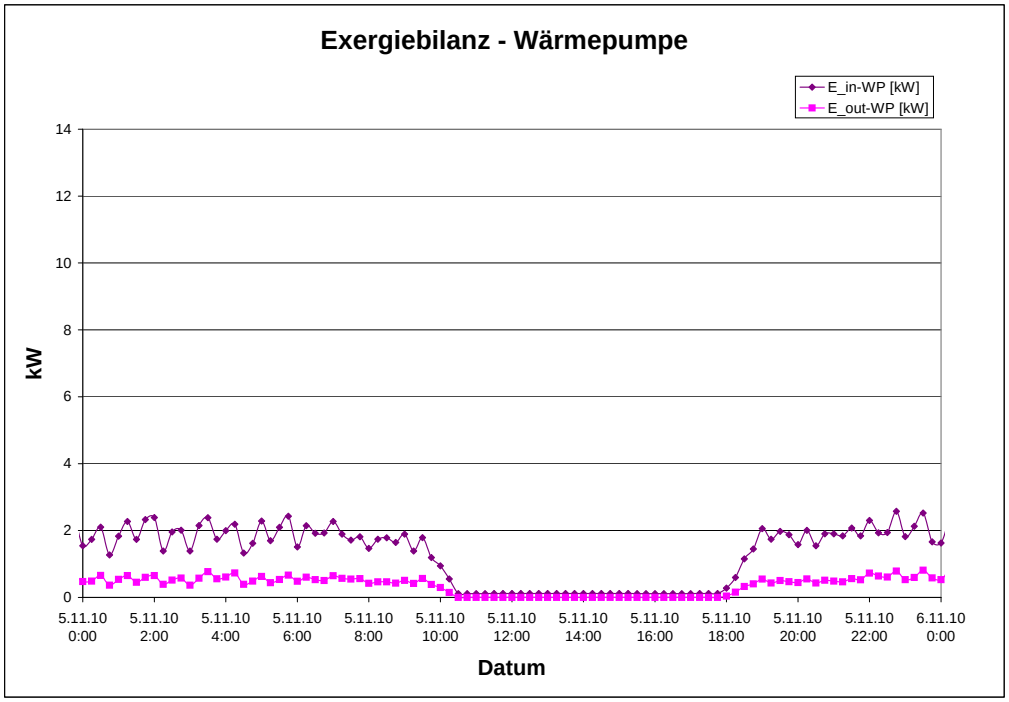


Abbildung 5.51.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.11.2010

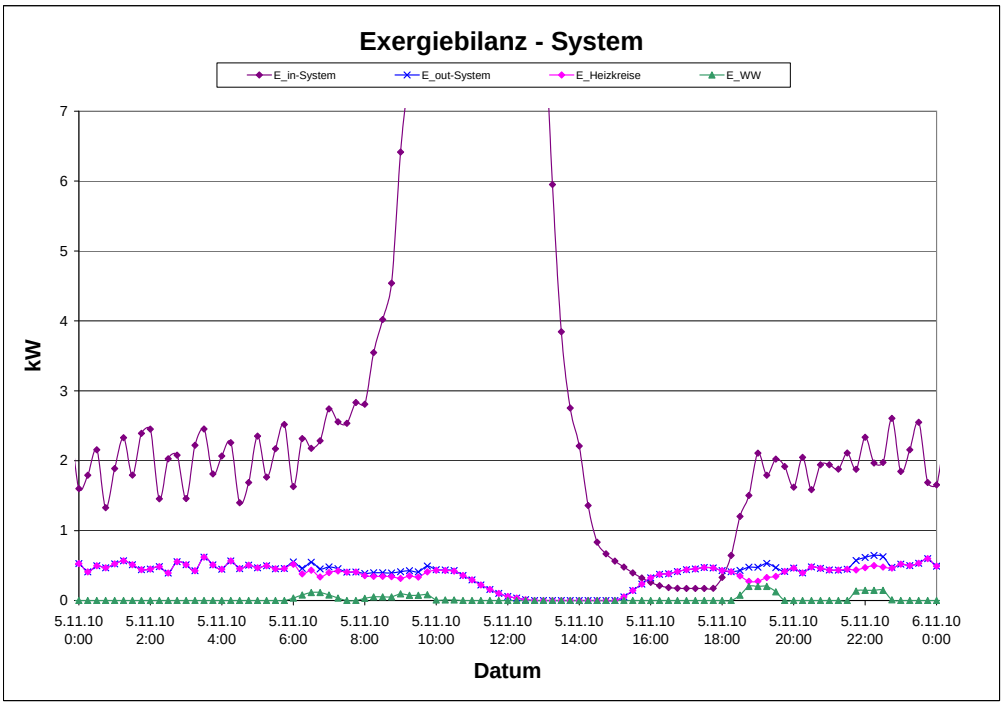


Abbildung 5.52.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - System 5.11.2010

Der exergetische Wirkungsgrad des Gesamtsystems lag bei 10,42%. Verantwortlich dafür ist größtenteils die schlechte exergetische Nutzung der Sonneneinstrahlung.

Grafik 5.52 zeigt die Exergieverläufe des Systems.

5.12.2010

Wie oben bereits erwähnt, gab es an diesem Tag keine nennenswerte Einstrahlung (Abb. 5.53). Daher erzeugte der Kollektor auch keine Exergie und sowohl der Wirkungsgrad als auch der solare Deckungsgrad lag bei 0%.

Die exergetische Speichereffizient war 85,13% (energetisch: 88,03%). Der geringe Unterschied zwischen energetischer und exergetischer Effizienz ist darauf zurückzuführen, dass die von der Wärmepumpe erzeugte Exergie dem benötigten Exergieniveau näher liegt als die vom Kollektor erzeugte Exergie - also weniger Verluste produziert. Der Kollektor senkt also sowohl die energetische als auch die exergetische Effizienz des Speichers. Auch die Systemeffizienz war im Vergleich zum 5.11.2010 deutlich höher. Sie lag an diesem sonnenfreien Tag bei 23,34%. Insgesamt wurden 82,22 kWh Strom aufgewendet und 19,51 kWh (1,21 kWh Warmwasser, 18,31 kWh Heizung) verbraucht.

Die Abbildungen 5.54, 5.55 und 5.56 zeigen die Exergieverläufe von Speicher, Wärmepumpe und System.

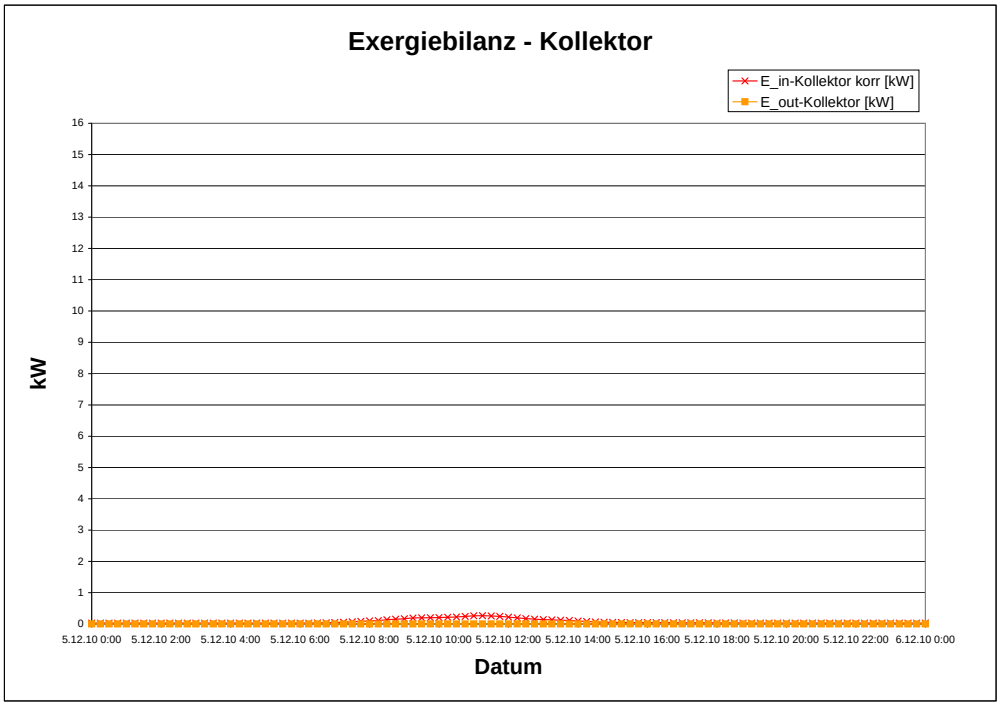


Abbildung 5.53.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Kollektor 5.12.2010

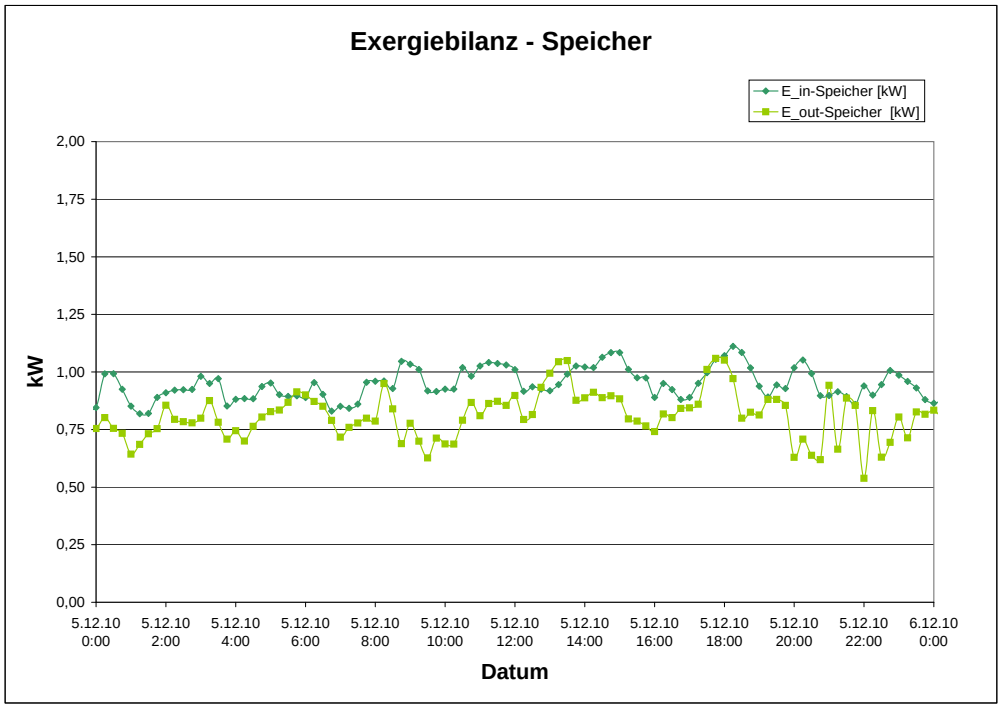


Abbildung 5.54.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Speicher 5.12.2010

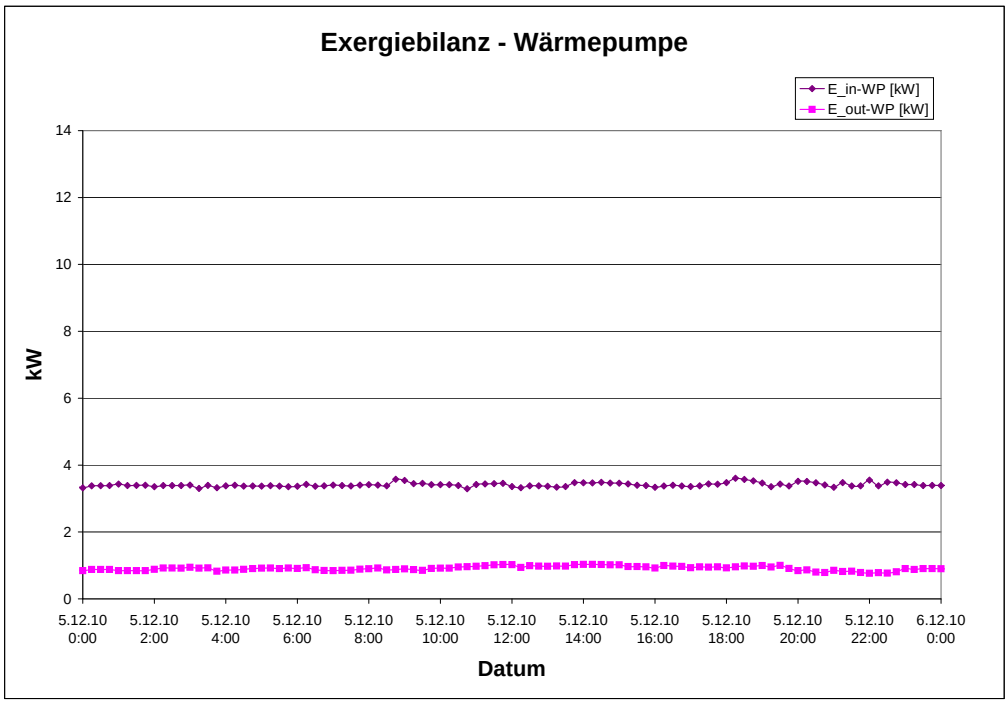


Abbildung 5.55.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz - Wärmepumpe 5.12.2010

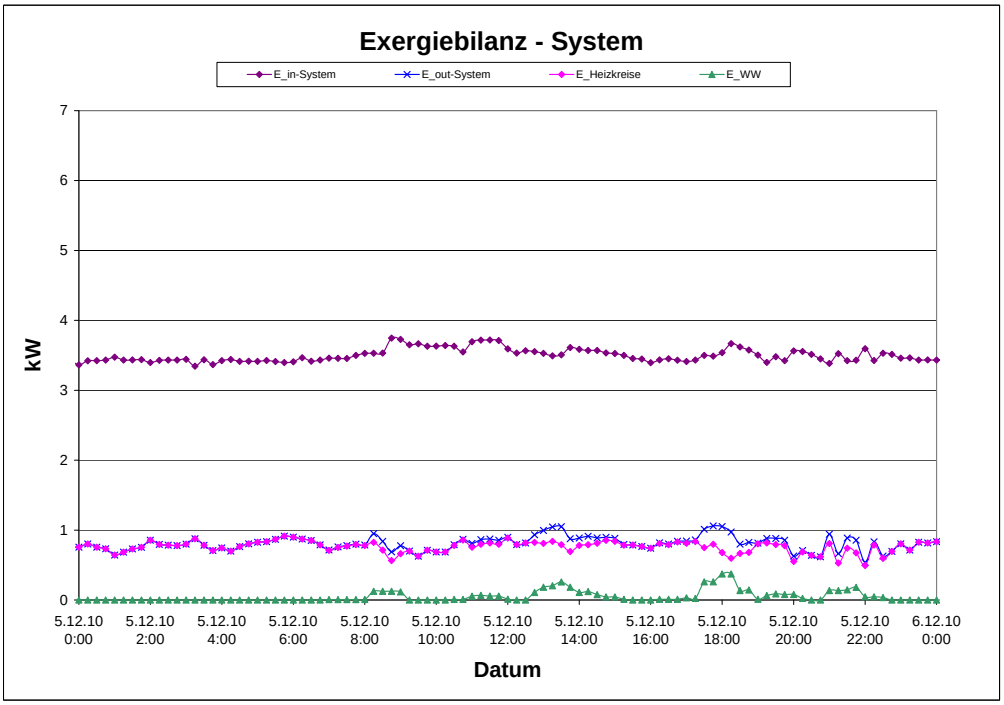


Abbildung 5.56.: Anlage Trofaiach: Exergiebilanz 5.12.2010

Verbesserungsvorschläge

- Wärmepumpe auf Heizungsbetrieb umstellen. Warmwasserbetrieb ausschließlich, wenn oberer Speicherbereich unter Grenzwert fällt;
- Wärmepumpe während der Nacht abschalten - z.B. zwischen 20.00 und 3.00 (Wirtschaftlichkeit prüfen);
- Heizung während der Nacht abschalten oder zumindest mit niedrigerer Temperatur ansteuern (Wirtschaftlichkeit prüfen);
- Steuerung bezüglich Kollektoreinspeisung und Heizungsverbrauch überprüfen;
- Umwälzpumpe zwischen Wärmepumpe und Speicher gemeinsam mit der Wärmepumpe abschalten (vgl. Energieanalyse 5.11.2010);
- Maßnahmen zur Verhinderung von Naturzirkulation setzen (ugs. Thermosiphon) und Plastik für die Leitungen verwenden, um Wärmeleitung im Rohrmaterial möglichst gering zu halten;
- Temperaturfühler für das Umschaltventil im Nachheizungsrücklauf prüfen (vgl. Energieanalyse 5.12.2010);
- Es ist eine Fußbodenheizung eingebaut. Warum Vorlauftemperaturen von 55°C?

5.3. Anlage Gleisdorf

Vorbemerkungen:

- Das hydraulische Schema, detaillierte Fotos und Eckdaten sind in Kapitel A.3 zu finden.

- Die Warmwasserzirkulation ist offenbar auf 3 Läufe pro Tag programmiert. Sie ist immer in den folgenden Zeitspannen in Betrieb:

  – 5:00 Uhr - 8:45 Uhr

  – 10:30 Uhr - 13:45 Uhr

  – 17:00 Uhr - 20:15 Uhr

  Die Annahme dahinter ist wohl, dass Warmwasserentnahmen in diesen Zeiträumen am wahrscheinlichsten sind.

- Bis zum 4. März 2011 war der oberste Speichertemperaturfühler (TO) unzureichend montiert. Die erfassten Werte waren zu niedrig, da er schlecht zur Umgebungsluft isoliert und dem Speicher nicht ausreichend nah war.

- Mangels genauer Angaben zum Speicher wurden zur Berechnung der Speicherenergie die gleichen Werte wie bei der Anlage Axams verwendet. Da das Speichervolumen ident ist und das hydraulische Schema eine ähnlich Speicherarchitektur vermuten lässt, sollte das eine vernünftige Abschätzung sein.

- In Tabelle 5.4 sind die Größen, die in den Diagrammen vorkommen, näher beschrieben:

Größe	Einheit	Beschreibung
Q_in-Kollektor	kW_{rad}	Strahlungsenergie (vgl. Gleichung 4.8)
Q_out-Kollektor	kW_{th}	vom Kollektor erzeugte therm. Energie
Q_in-Speicher	kW_{th}	Speichereinspeisungen thermischer Energie
Q_out-Speicher	kW_{th}	Speicherentnahmen therm. Energie
Q_in-WP	kW_{el}	elektr. Antriebsenergie der Wärmepumpe
Q_out-WP	kW_{th}	von der Wärmepumpe erzeugte therm. Energie
Q_in-System	kW_{el}	Stromverbrauch des Systems (exkl. WP)
Q_out-System	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie (Heizkreise + WW)
Q_heating_floor	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie d. Fußbodenheizung
Q_heating_radiator	kW_{th}	Verbrauch therm. Energie d. Radiatorenheizung
Q_DHW	kW_{th}	Warmwasserverbrauch
Q_circulation	kW_{th}	Verbrauch der Warmwasserzirkulation
Q_Heizstab	$kW_{th} = kW_{el}$	Zusatzheizung mittels E-Patrone[1]
Q-irradiation	W/m^2	Sonneneinstrahlung
T_Solar_f	$°C$	Vorlauftemperatur des Kollektorkreises
T_Solar_rf	$°C$	Rücklauftemperatur des Kollektorkreises
T_heatpump_f	$°C$	Vorlauftemperatur der Nachheizung (WP)
T_heatpump_rf	$°C$	Rücklauftemperatur der Nachheizung (WP)
T_DHW_f	$°C$	Warmwasser-Vorlauftemperatur
T_DHW_rf	$°C$	Warmwasser-Rücklauftemperatur
T_circulation_f	$°C$	Warmwasserzirkulation-Vorlauftemperatur
T_circulation_rf	$°C$	Warmwasserzirkulation-Rücklauftemperatur
T_heating_floor-f	$°C$	Vorlauftemperatur von Heizkreis-1
T_heating_floor-rf	$°C$	Rücklauftemperatur von Heizkreis-1
T_heating_radiator-f	$°C$	Vorlauftemperatur von Heizkreis-2
T_heating_radiator-rf	$°C$	Rücklauftemperatur von Heizkreis-2
T_heatpump_f	$°C$	Vorlauftemperatur des Erdkollektorkreises
T_heatpump_RF	$°C$	Rücklauftemperatur des Erdkollektorkreises
T_Outdoor	$°C$	Außentemperatur
T_Puffer_TO	$°C$	oberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMO	$°C$	zweitoberste Speichertemperatur
T_Puffer_TMU	$°C$	zweitunterste Speichertemperatur
T_Puffer_TU	$°C$	unterste Speichertemperatur
Speicherenergie	MJ	mittlere Speicherenergie (vgl. Formel 4.11)
E_*	kW	die zu Q_* entsprechende Exergie

Tabelle 5.4.: Verwendete Größen in den Diagrammen der Datenauswertung

[1] 100% Wirkungsgrad angenommen

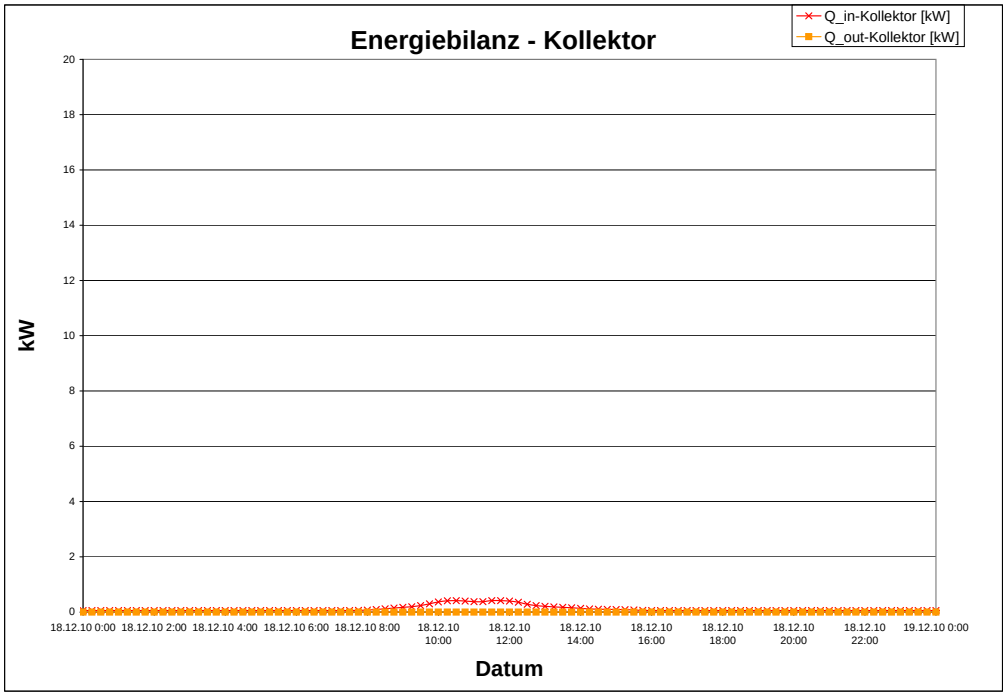


Abbildung 5.57.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Kollektor 18.12.2010

5.3.1. Energieanalyse

18.12.2010

Der 18.12.2010 war ein kalter Wintertag ohne Sonne (vgl. Abb. 5.57 und 5.58), aber mit regem Heiz- und Warmwasserbedarf (vgl. Abb. 5.64 und 5.65). Die Außentemperatur bewegte sich zwischen -2,7°C und -9,7°C.

Die Energieeinspeisungen (Abb. 5.59) in und -entnahmen aus dem Speicher schwanken mit den regelmäßigen Läufen der Wärmepumpe. Die Speichereffizienz lag an diesem Tag bei 85,18%.

Das Temperaturbild sowohl der Speicherzu- und abflüsse (Abb. 5.60) als auch der Speicherschichten (Abb. 5.61) zeigt hohe Schwankungen. Nur der Rücklauf des Radiatorkreislaufes und jener des Fußbodenheizungskreislaufs bleiben vergleichsweise ruhig.

Die Vorläufe der beiden Heizkreise (Fußboden- und Radiatorenheizung) sind praktisch ident und weisen Maximaltemperaturen von 62,9°C auf. Das liegt daran, dass die Wärmemengezähler *vor* den Beimischventilen sitzen. Zwischen den Rückläufen der Heizkreise ist ein deutlicher Temperaturunterschied von rund 8°C festzustellen, wobei der Rücklauf der Fußbodenheizung kälter ist.

Aus dem System-Energiebild 5.64 ist zu entnehmen, dass die Warmwasserzirkulation immer dann in Betrieb ist, wenn auch Warmwasser entnommen wird. In der Zirkulation wird eine deutlich größere Wärmemenge (7,4 kWh) gemessen als im Warmwasserkreislauf (1,5 kWh).

Die Speicher-Schichttemperaturen (Abb. 5.61) sind alles andere als ausgeglichen. Oftmals ist

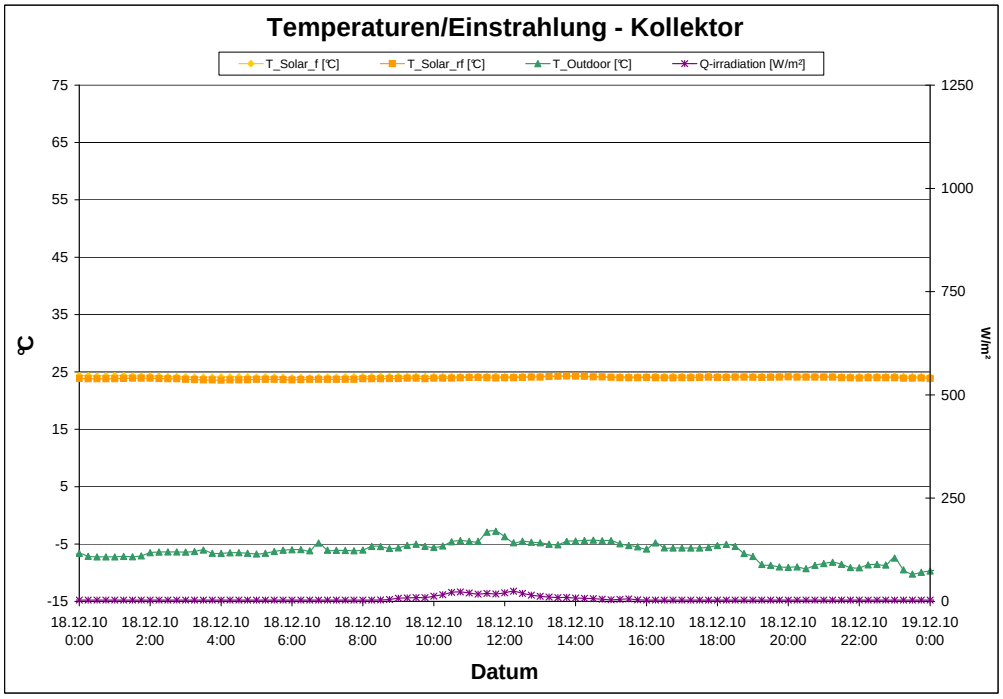


Abbildung 5.58.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 18.12.2010

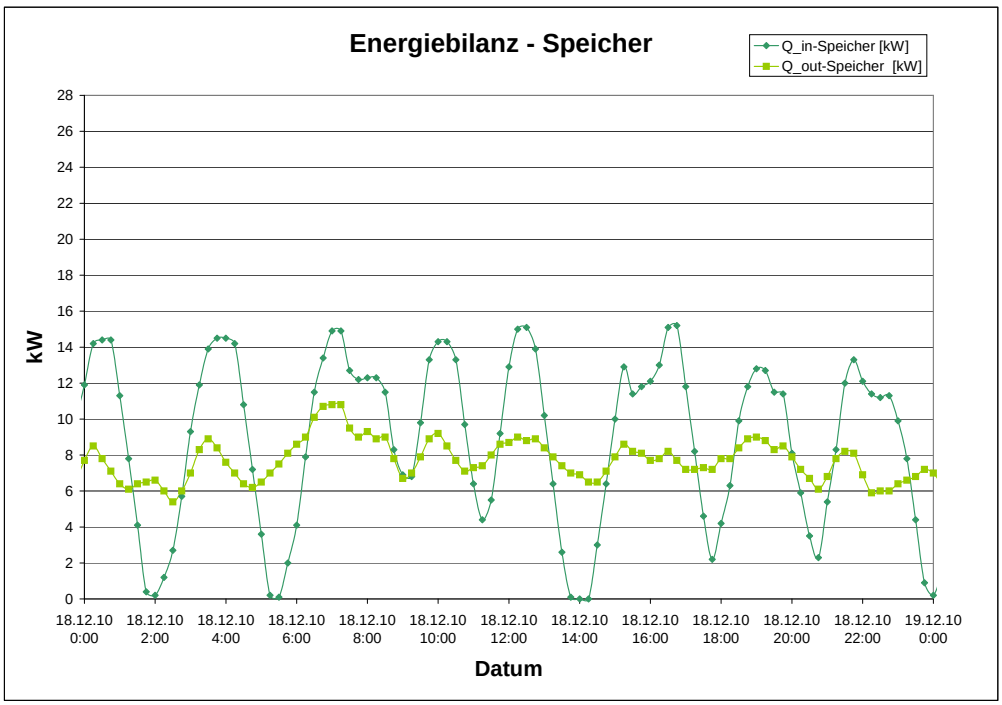


Abbildung 5.59.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Speicher 18.12.2010

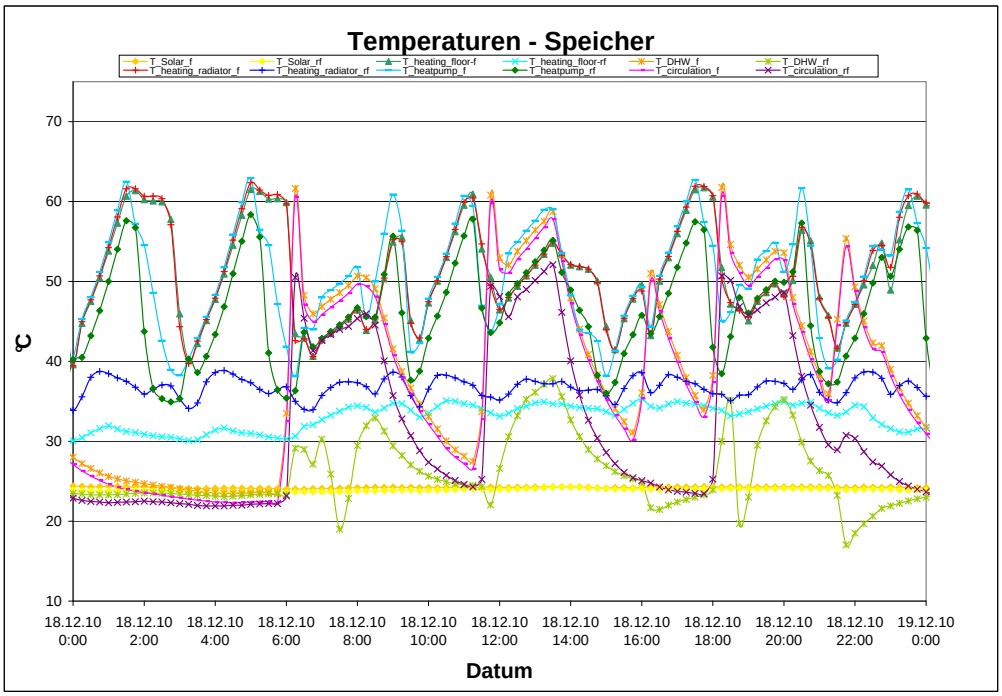


Abbildung 5.60.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Speicher 18.12.2010

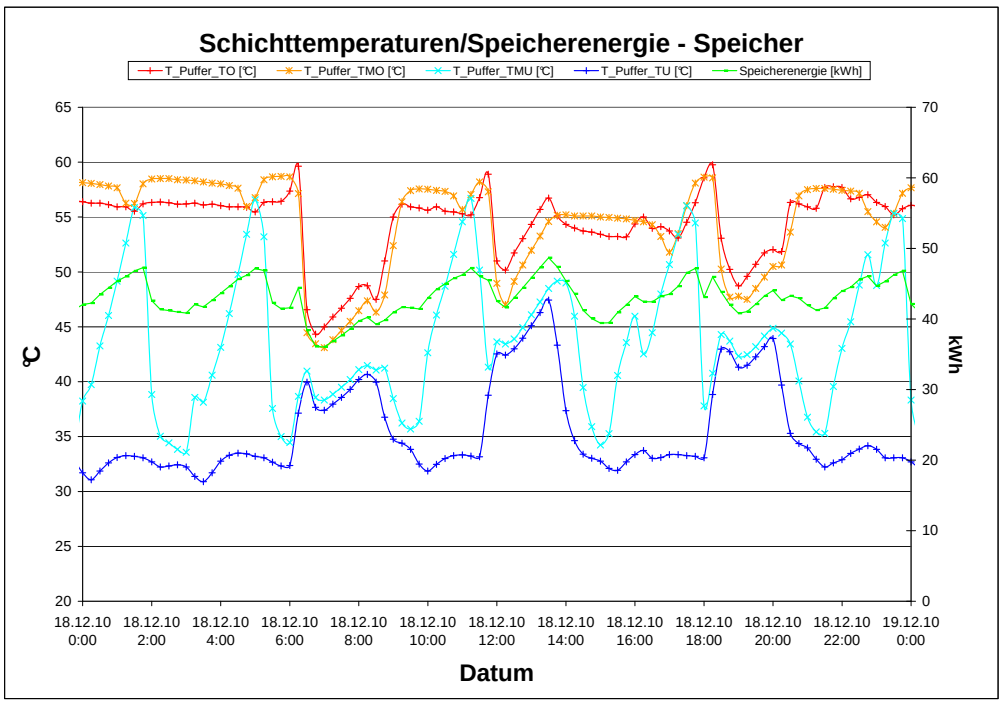


Abbildung 5.61.: Anlage Gleisdorf: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 18.12.2010

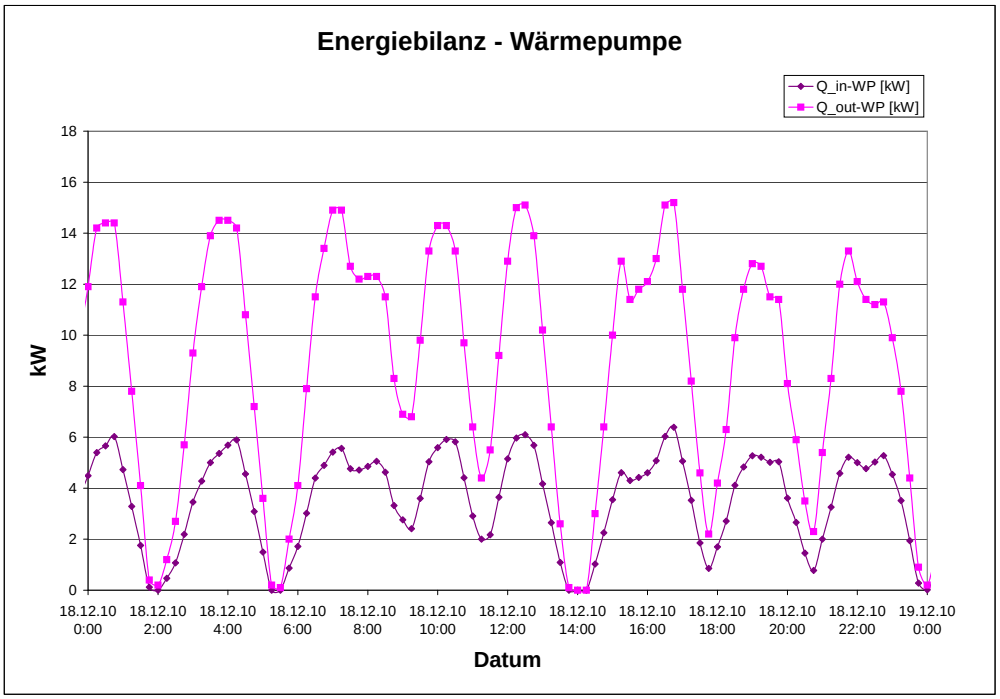


Abbildung 5.62.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Wärmepumpe 18.12.2010

die zweitoberste Temperatur (TMO) höher als die oberste (TO) - siehe *Vorbemerkungen*. Manchmal steigt sogar die zweitunterste Schichttemperatur (TMU), welche sich parallel zum Rücklauf der Wärmepumpe bewegt, über die oberste. Dies geschieht immer dann, wenn die Wärmepumpe maximale Leistung erreicht, aber nur die Heizkreise gespeist werden und keine Warmwasserentnahme stattfindet.

Die Warmwasserentnahmen spiegeln sich deutlich in einem Einbrechen der obersten beiden Schichttemperaturen wider. Die Temperaturpeaks der untersten Schicht (TU) sind mit dem Rücklauf des Warmwasser-Zirkulationskreislaufs zu erklären.

Die Wärmepumpe lief über die vollen 24h in relativ regelmäßigen Abständen. In der Energiebilanz 5.62 sind eindeutig die Warmwasserentnahmen zu erkennen, welche zu einem kurzen Einbrechen der Leistung führten. Sie lieferte insgesamt 218 kWh in den Speicher, bei einem Verbrauch von 87,23 kWh elektrischer Energie, und erreichte somit eine Arbeitszahl von 2,5. Sie erzeugte Temperaturen bis zu 62,9°C - der Vorlauf kühlte nie unter 38,1°C ab (siehe Abb. 5.63).

Die Grafik Energiebilanz-System (Abb. 5.64) ist interessant im Vergleich zur Grafik Temperaturen-Speicher. Denn obwohl die Vorlauftemperaturen praktisch gleich hoch sind, wird von der Fußbodenheizung deutlich weniger Energie verbraucht. Die gleichen Vorlauftemperaturen erklären sich mit dem eingebauten Heizkreisverteiler (siehe Abb. A.13). Dieser sammelt jeweils alle Vor- und Rückläufe in je einem Rohr. Der Wärmemengenzähler ist *vor* dem Beimisch-

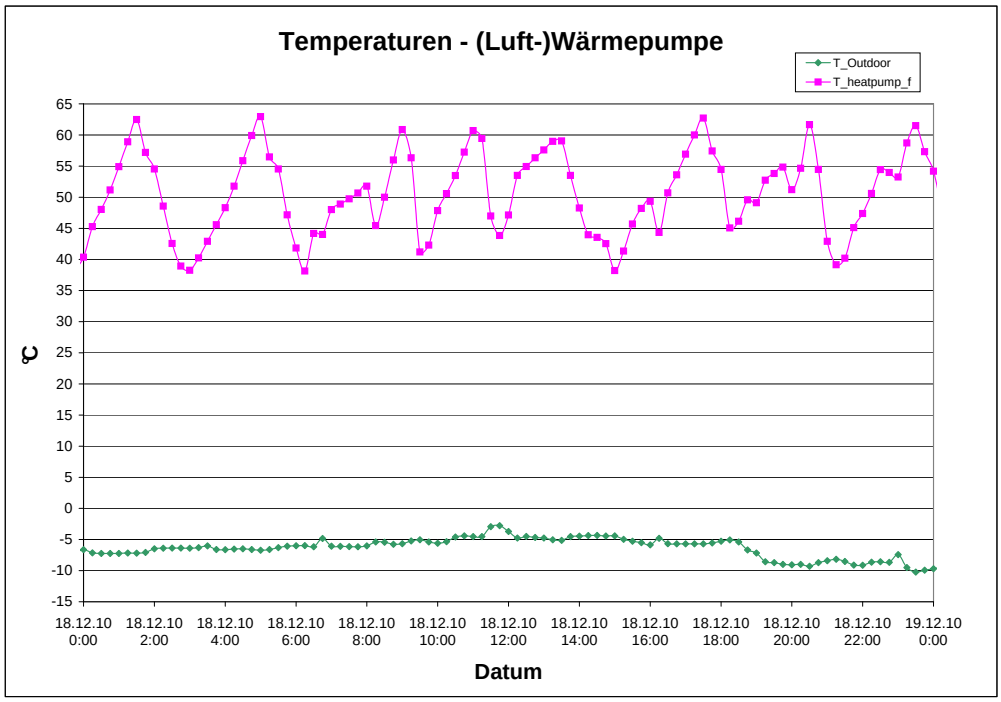


Abbildung 5.63.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Wärmepumpe 18.12.2010

ventil eingebaut, welches die Vorlauftemperatur dem Heizkreis anpasst. Das ist insbesondere im Falle der Fußbodenheizung eine enorme Exergieverschwendung. Aber auch der Radiatorenheizkreis könnte in diesem speziellen Fall mit geringeren Vorlauftemperaturen auskommen, da spezielle Gebläsekonvektoren im Einsatz sind. Die hohen Vorlauftemperaturen kann man also als beträchtlichen Fehler in der Regelungseinstellung bezeichnen.

Das System verbrauchte an diesem Tag 90,32 kWh Strom und erzeugte 218 kWh mittels der Wärmepumpe. Es wurden 1,5 kWh Warmwasser, 7,4 kWh über die Warmwasser-Zirkulation, 44,1 kWh über die Fußbodenheizung und 132,6 kWh über die Radiatorenheizung verbraucht. Der Heizstab im Speicher war den ganzen Tag nicht in Betrieb. Das System erreichte somit eine Energie-Effizienz von 205,49%.

Grafik 5.66 zeigt Aufwand und Verbrauch des Tages.

15.3.2011

Im Vergleich zum 18.12.2010 wurden zwei Dinge an der Anlage verändert:

1. die Warmwasserzirkulation wurde um 2,5 Stunden reduziert:

   Neue Laufzeiten:

   - 5:30 - 8:15

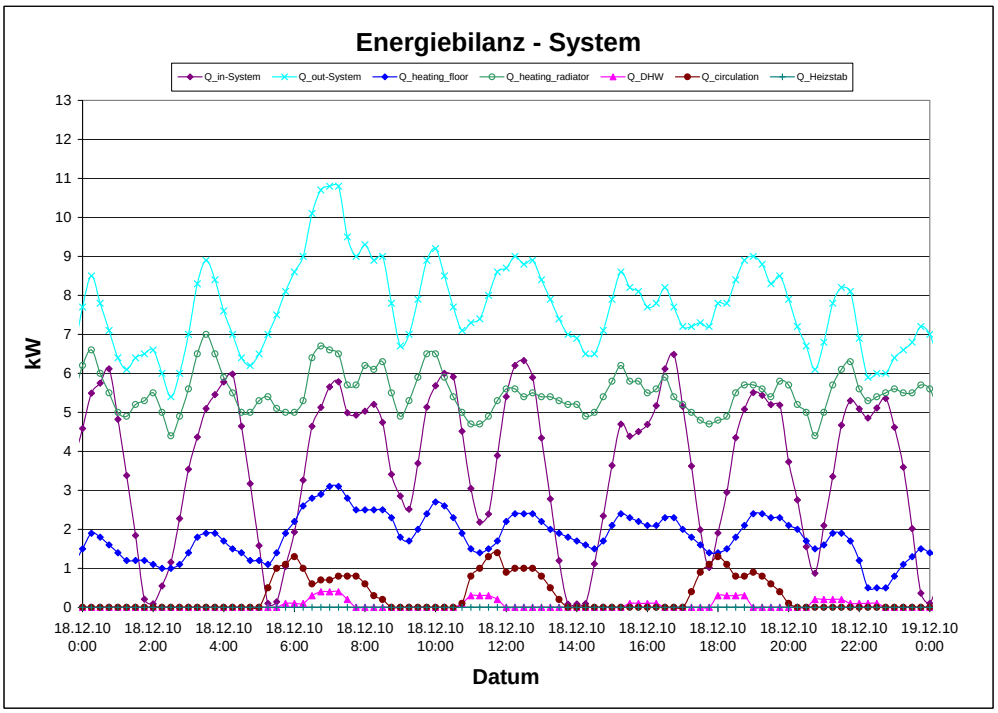


Abbildung 5.64.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - System 18.12.2010

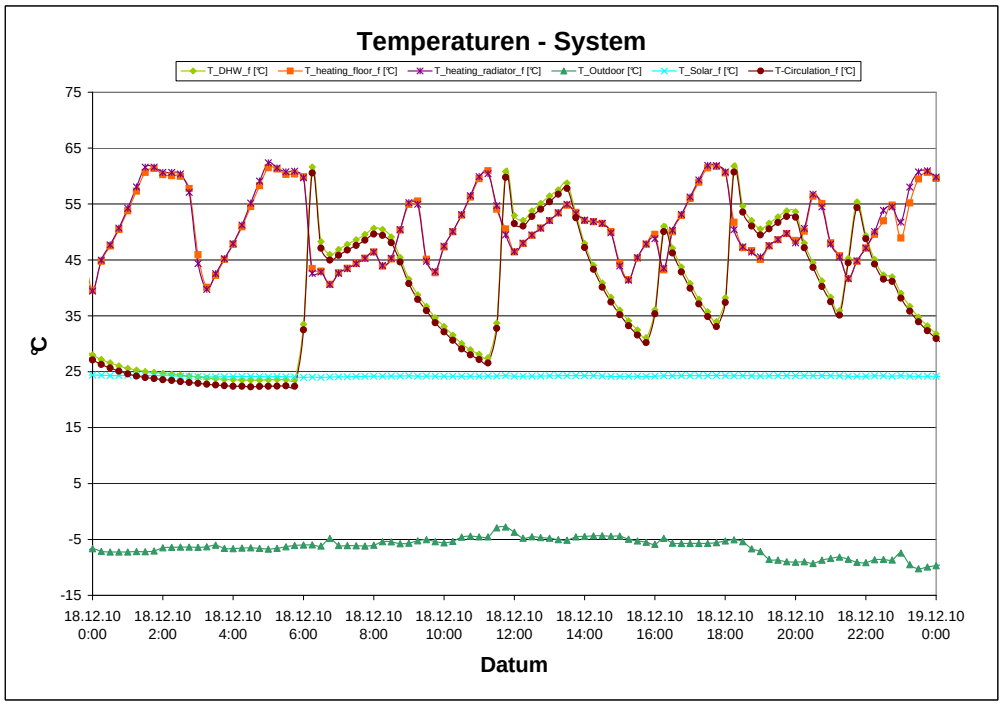


Abbildung 5.65.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - System 18.12.2010

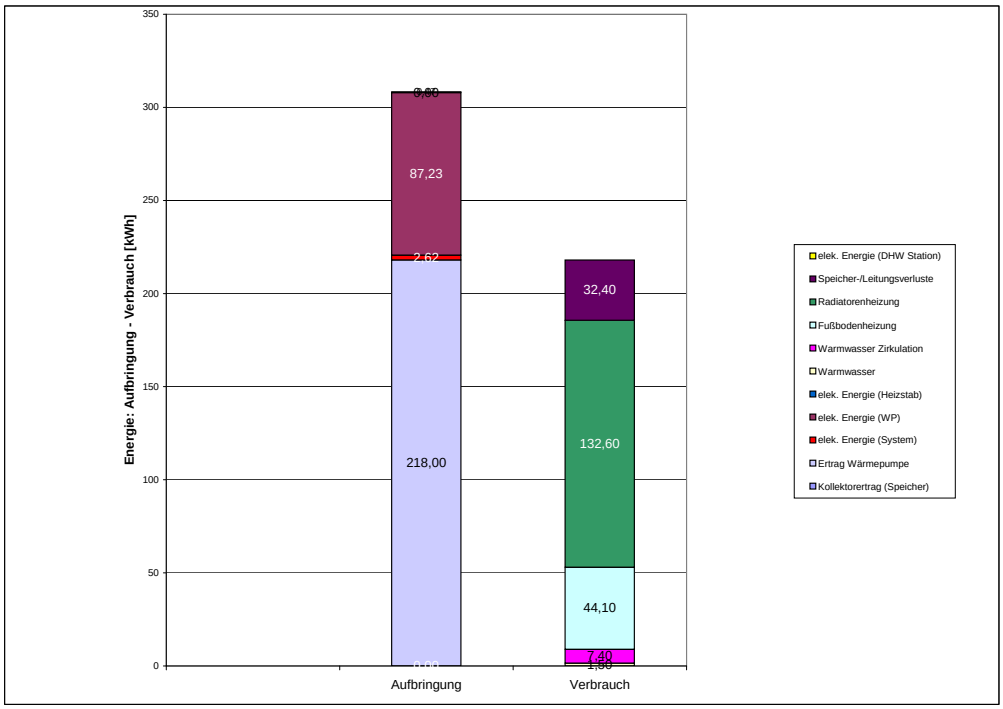


Abbildung 5.66.: Anlage Gleisdorf: Tageszusammenfassung 18.12.2010

- 10:30 - 13:15
- 17:30 - 19:45

2. die Position des Temperaturfühlers TO wurde korrigiert.

Dieser Tag war recht sonnenreich. Die Sonne schien von 6:00 Uhr bis 17:30 Uhr und der Kollektor lieferte zwischen 8:45 Uhr und 16:45 Uhr, mit einem kurzen Einbruch um 14:30 Uhr, 27 kWh thermische Energie in den Speicher (siehe Abb. 5.67). Der Kollektorwirkungsgrad lag bei 37,68%. In Abbildung 5.68 ist der Verlauf der Sonneneinstrahlung zu sehen, welcher die zwei Peaks in der Energiebilanz erklärt.

Die Vorlauftemperatur des Kollektors reagierte sehr schnell auf die Einstrahlungsänderungen, während der Rücklauf nur verzögerte Änderungen aufwies. Das Abfallen der Kollektorvorlauftemperatur zwischen 8:30 Uhr und 9:15 Uhr ist mit dem Anlaufen des Kollektorkreislaufes zu erklären.

In der Speicher-Energiebilanz 5.69 sind deutlich die Zyklen der Wärmepumpe erkennbar. Zwischen 8:45 Uhr und 14:15 Uhr ist eine Überlagerung der Kollektor- und Wärmepumpeneinspeisung (11 Uhr bis 12:15 Uhr) zu sehen. Der Grund für das Anspringen der Wärmepumpe ist in der Warmwasserzirkulation zu suchen.

In der Darstellung der Schichttemperaturen (Abb. 5.70) sind deutliche Einbrüche der oberen beiden Schichttemperaturen bzw. Ansteigen der unteren beiden Schichttemperaturenn durch das Anlaufen der Warmwasserzirkulation zu erkennen. Diese Temperaturschwankungen hinken dem

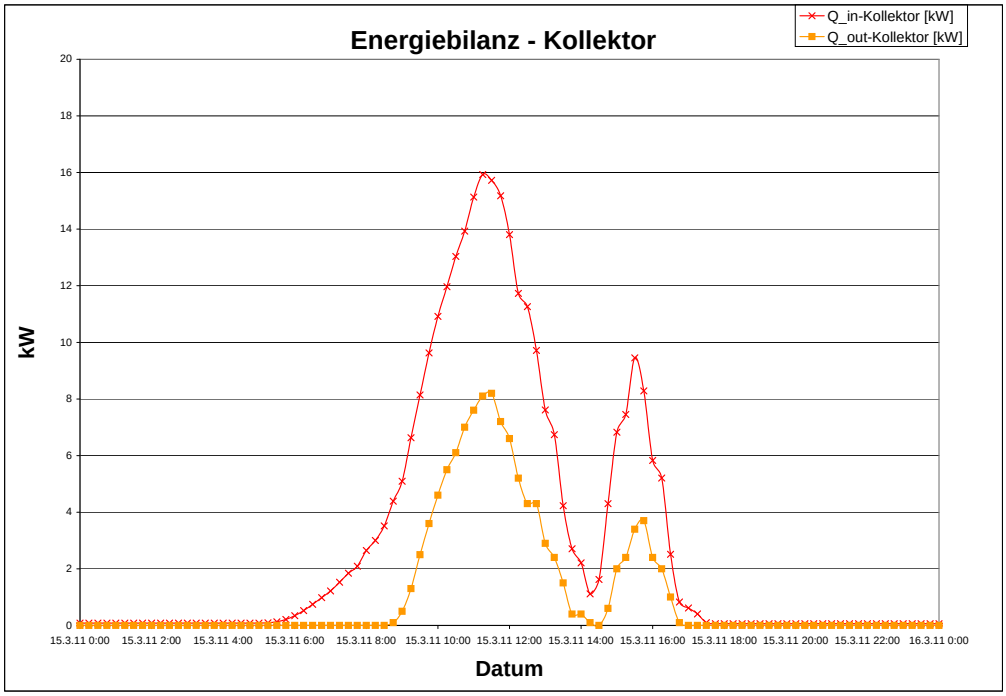


Abbildung 5.67.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Kollektor 15.3.2011

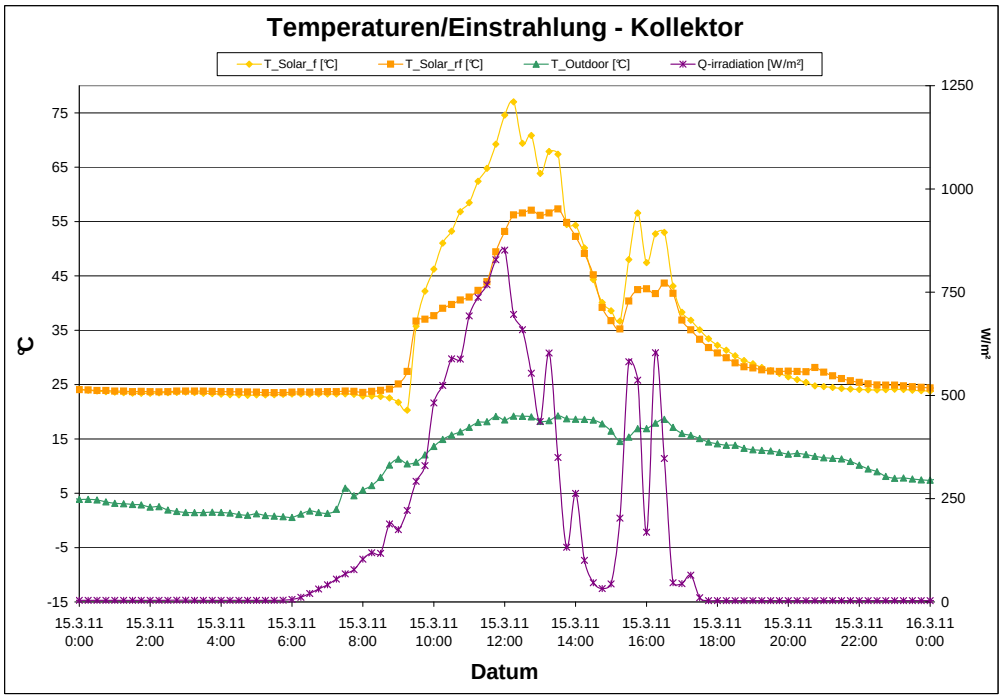


Abbildung 5.68.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen/Einstrahlung - Kollektor 15.3.2011

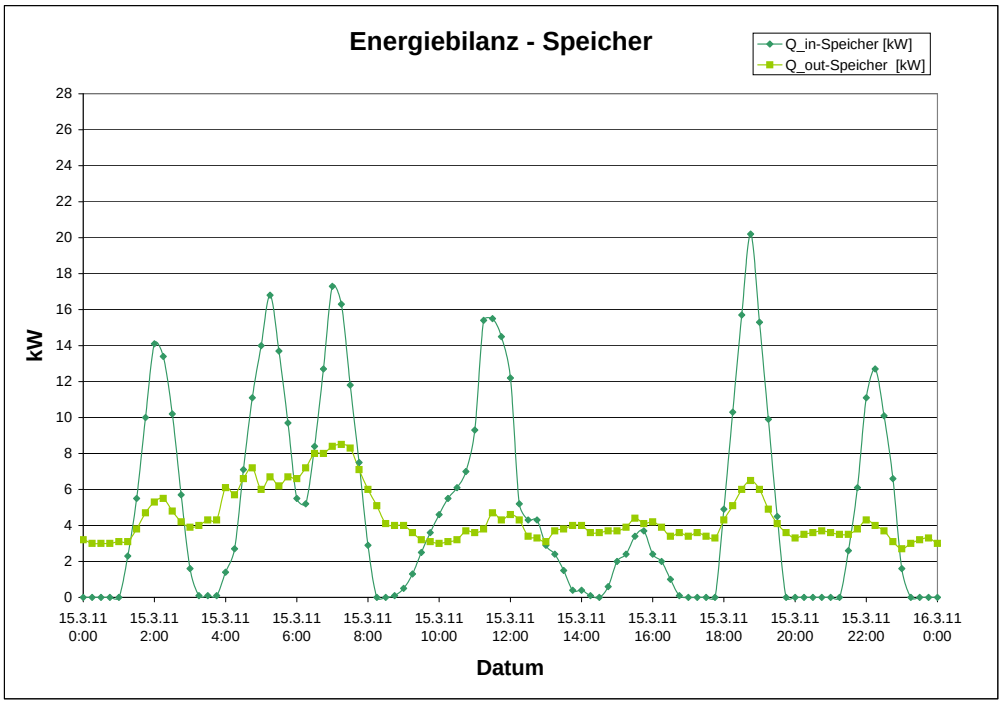


Abbildung 5.69.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Speicher 15.3.2011

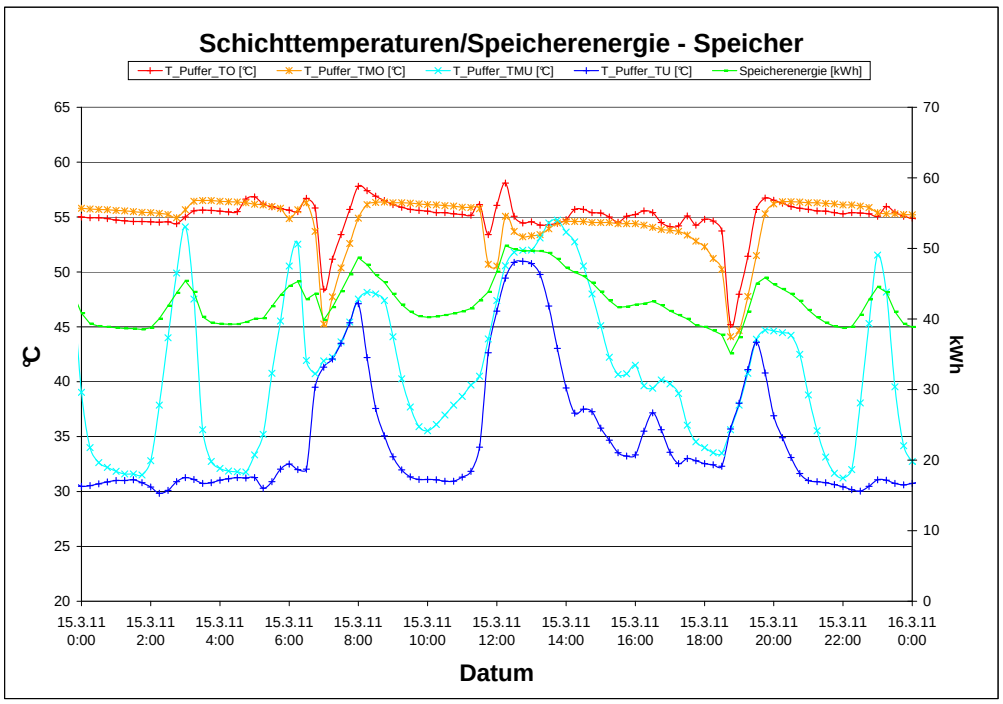


Abbildung 5.70.: Anlage Gleisdorf: Schichttemperaturen/Speicherenergie - Speicher 15.3.2011

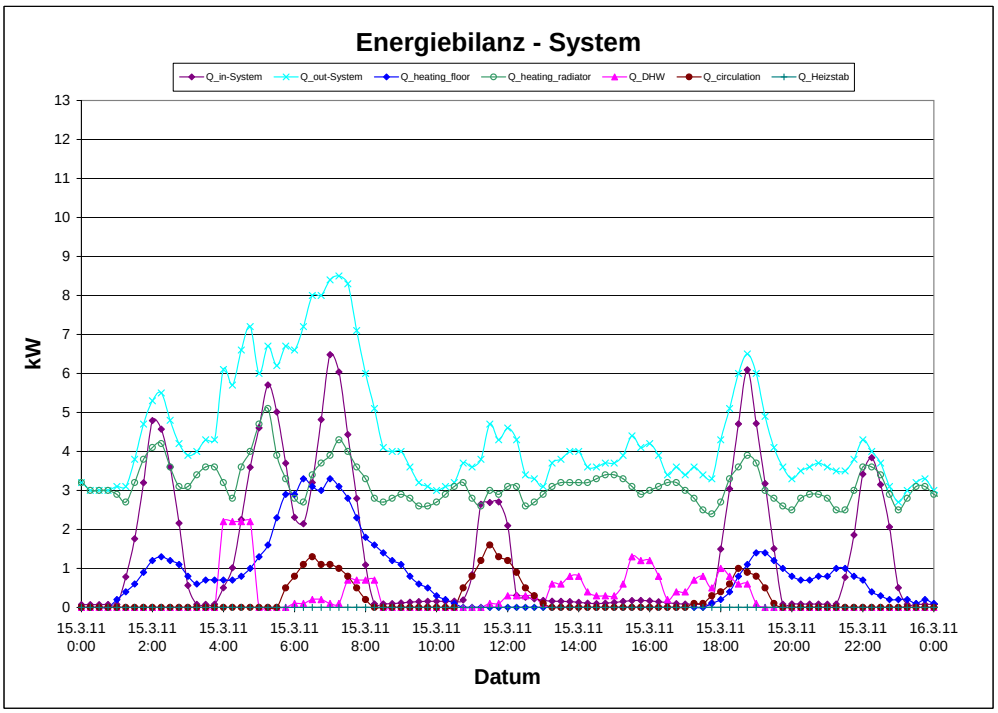


Abbildung 5.71.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - System 15.3.2011

Anlaufen der Zirkulation jedoch leicht hinterher. Daher stellt sich die Frage, ob die Regelung grundsätzlich die Wärmepumpe zuschaltet, wenn die Zirkulation in Betrieb ist.

In Abbildung 5.71 ist die Energiebilanz des Systems dargestellt, in Abbildung 5.72 der Temperaturverlauf. Hier ist eindeutig ersichtlich, dass die Wärmepumpe immer läuft, wenn die Zirkulation in Betrieb ist. Zwischen 10:30 Uhr und 13 Uhr verbrauchte die Zirkulation 2,1 kWh und die Radiatorenheizung 7,3 kWh, und es fand eine Warmwasserentnahme von 0,3 kWh statt. Die Fußbodenheizung war ausgeschaltet. Damit wurden insgesamt 9,7 kWh verbraucht. Der Kollektor allein lieferte in diesem Zeitraum 16,4 kWh Energie. Aus dieser Bilanz heraus ist der Lauf der Wärmepumpe unnötig. Sie erzeugte während dieser Periode jedoch 7,3 kWh. Hier gibt es also Optimierungspotential.

Abbildung 5.73 zeigt die Temperaturen der Speicherzu- und abflüsse. Der Speicher weist an diesem Tag eine Energieeffizienz von nur 67,06% auf. Der Grund hierfür liegt wohl in den teils unnötigen Läufen der Wärmepumpe.

Abbildung 5.74 zeigt die Energiebilanz der Wärmepumpe. Sie verbrauchte über den Tag 31,59 kWh Strom und erzeugte 97 kWh Wärme. Damit erreichte sie eine Arbeitszahl von 3,07. In Abbildung 5.75 ist der Temperaturverlauf der Nachheizungsvorlauftemperatur, sowie der Außenlufttemperatur dargestellt.

Die Energieeffizienz des Systems lag bei 306,36%, der solare Deckungsgrad bei 21,77%. Die System-Energieeffizienz hätte vermutlich höher sein können, denn der Kollektor lieferte 27 kWh und die Wärmepumpe 97 kWh in den Speicher (Summe: 124 kWh). Warmwasser (7,3

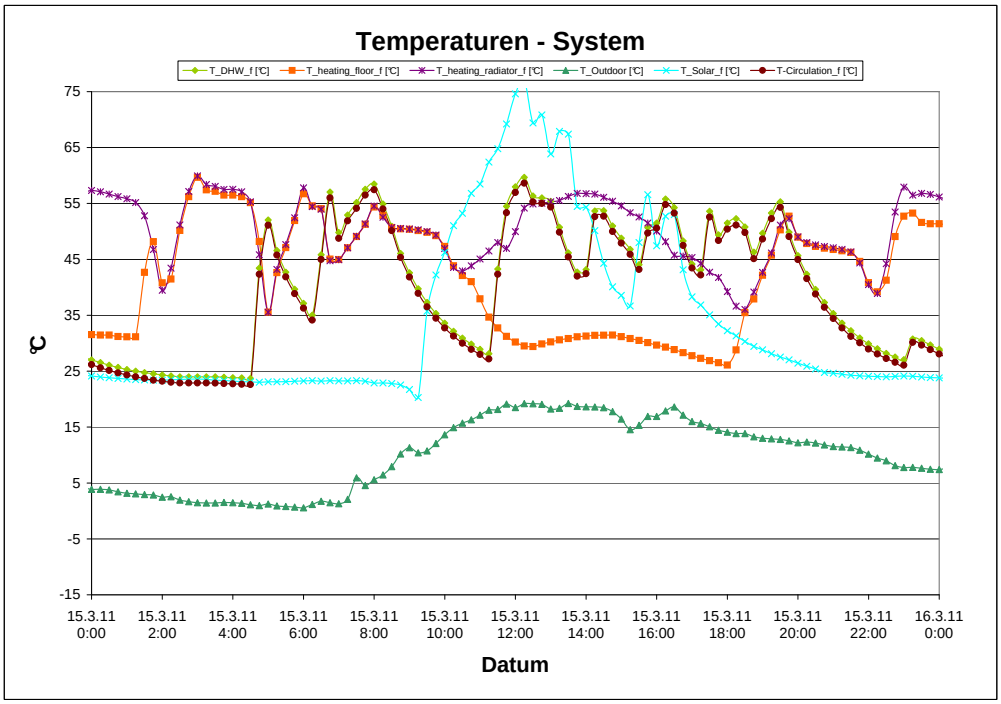


Abbildung 5.72.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - System 15.3.2011

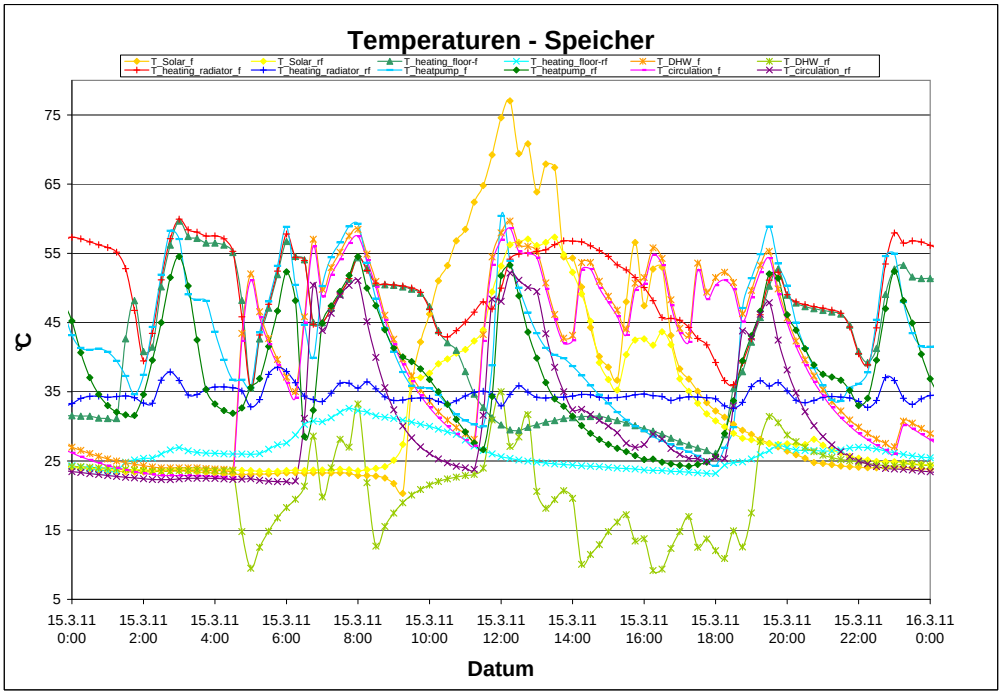


Abbildung 5.73.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Speicher 15.3.2011

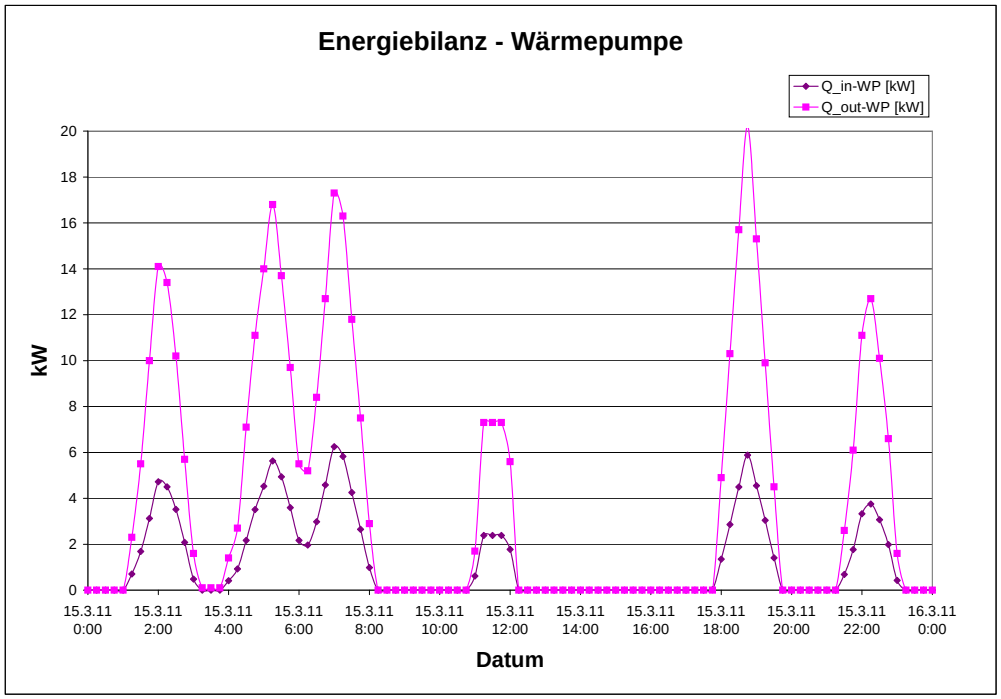


Abbildung 5.74.: Anlage Gleisdorf: Energiebilanz - Wärmepumpe 15.3.2011

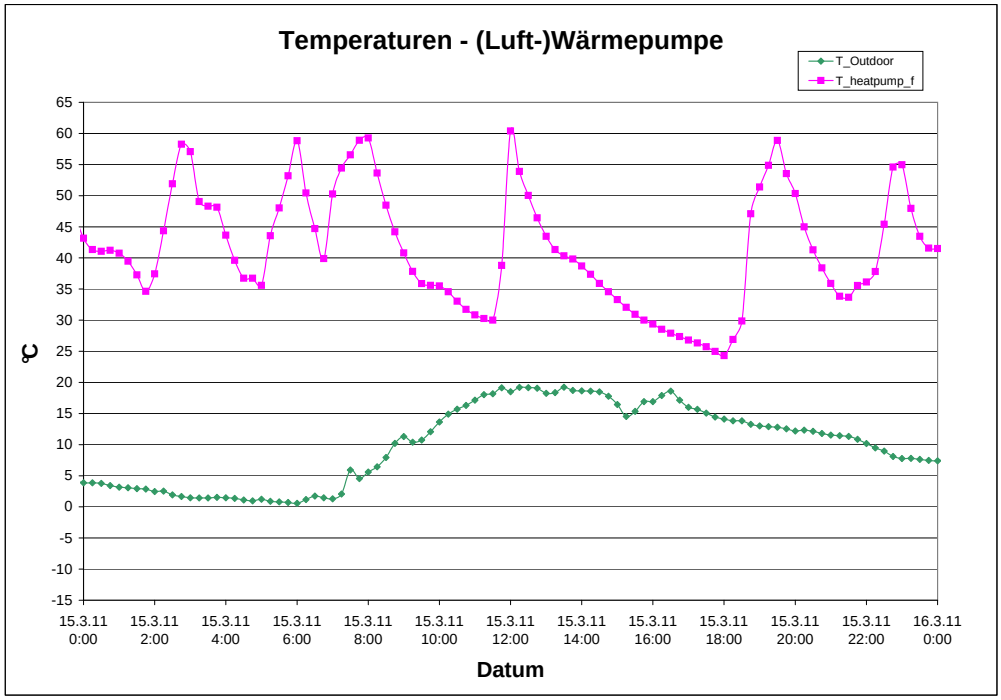


Abbildung 5.75.: Anlage Gleisdorf: Temperaturen - Wärmepumpe 15.3.2011

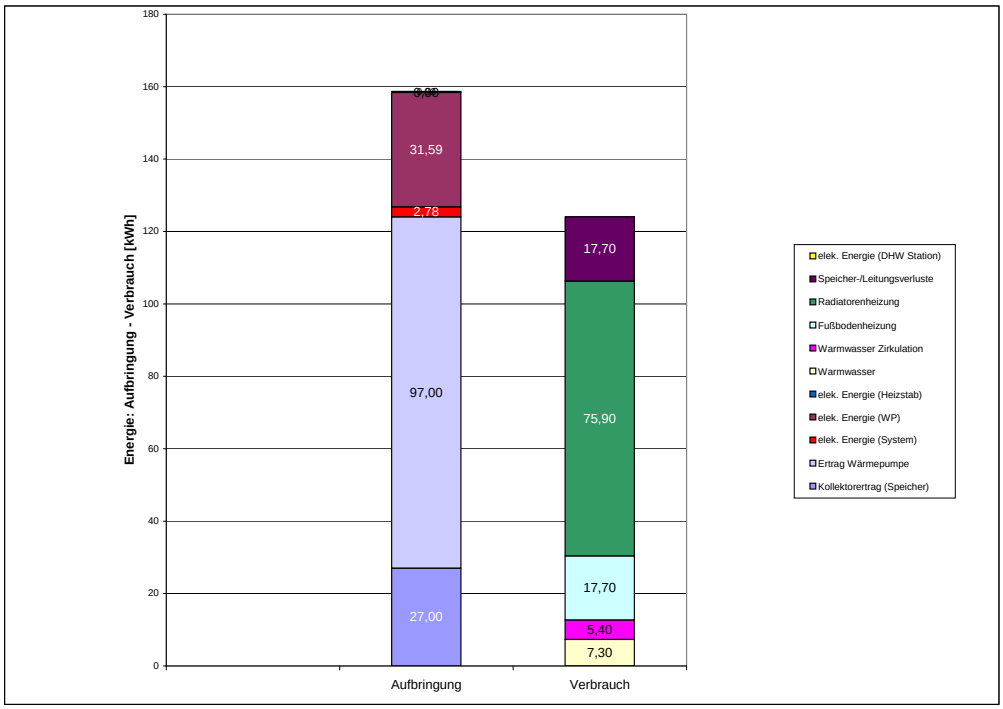


Abbildung 5.76.: Anlage Gleisdorf: Tageszusammenfassung 15.3.2011

kWh), Zirkulation (5,4 kWh), Fußbodenheizung (17,7 kWh) und Radiatorenheizung (75,9 kWh) gemeinsam verbrauchten 106,3 kWh. Aus dieser Bilanz über den gesamten Tag ist ersichtlich, dass die Wärmepumpe 17,7 kWh zu viel erzeugte.

5.3.2. Exergieanalyse

18.12.2010

Aufgrund der praktisch nicht vorhandenen Sonneneinstrahlung betrug der exergetische Kollektorwirkungsgrad 0%.

Die Wärmepumpe lieferte, bei einem Stromverbrauch von 87,23 kWh, 28,51 kWh thermische Exergie in den Speicher. Sie wies also einen Wirkungsgrad von 32,68% auf. Aus dem Speicher wurden 0,18 kWh Warmwasser, 0,93 kWh für die Zirkulation, 5,52 kWh für die Fußbodenheizung und 16,84 kWh für die Radiatorenheizung entnommen. Damit lag die exergetische Speichereffizienz bei 82,41%.

Da der Kollektor keinerlei Exergie lieferte, konnte der allgemein schlechte exergetische Wirkungsgrad von Sonnenkollektoren auch nicht die exergetische Effizienz des Systems drücken. Damit lag die System-Exergieeffizienz mit 25,61% deutlich über derjenigen am 15.1.2011 (siehe unten).

Grafik 5.80 zeigt die Exergieverläufe des Tages.

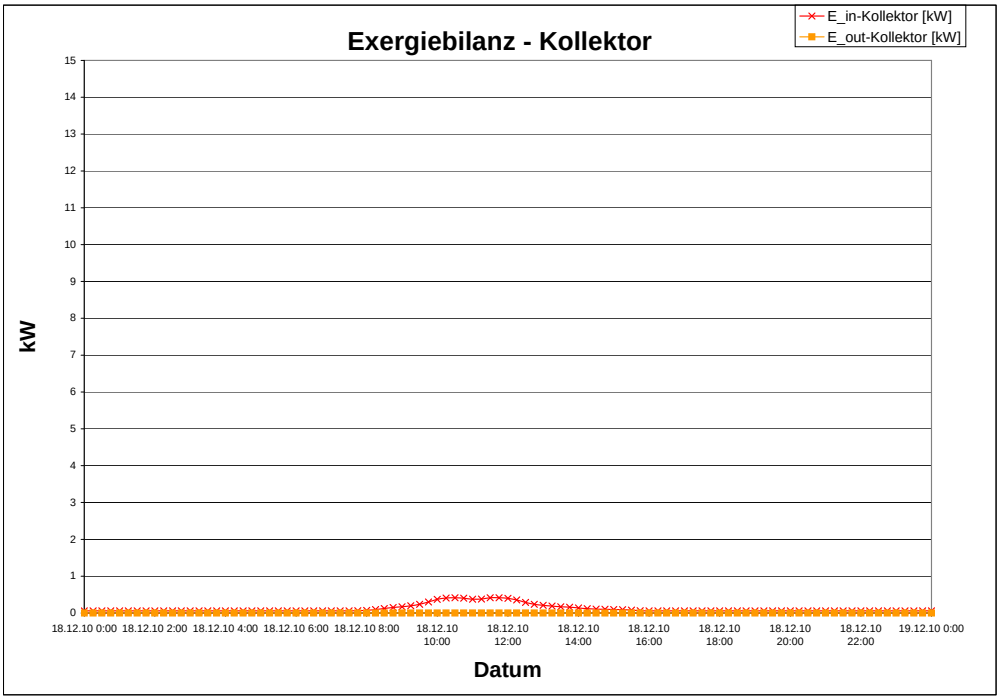


Abbildung 5.77.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz Kollektor 18.12.2010

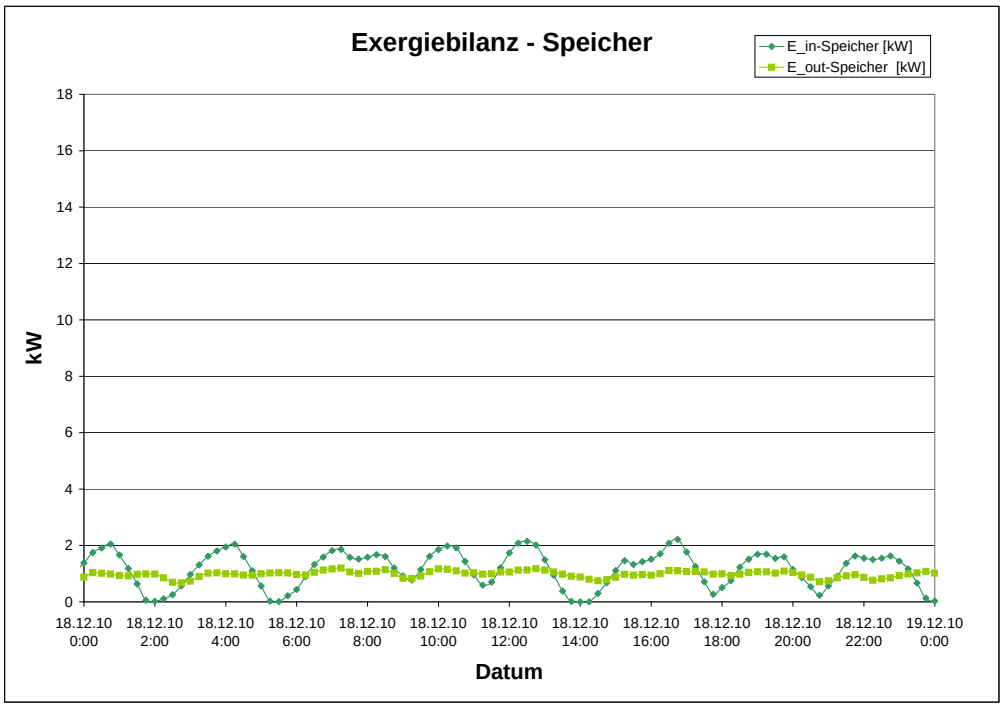


Abbildung 5.78.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Speicher 18.12.2010

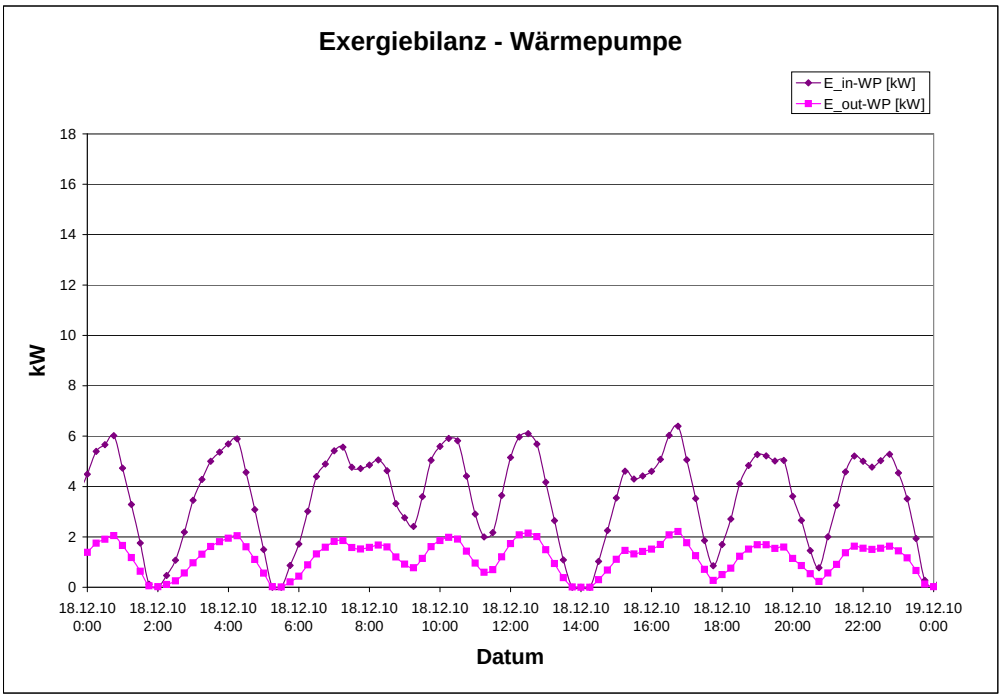


Abbildung 5.79.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Wärmepumpe 18.12.2010

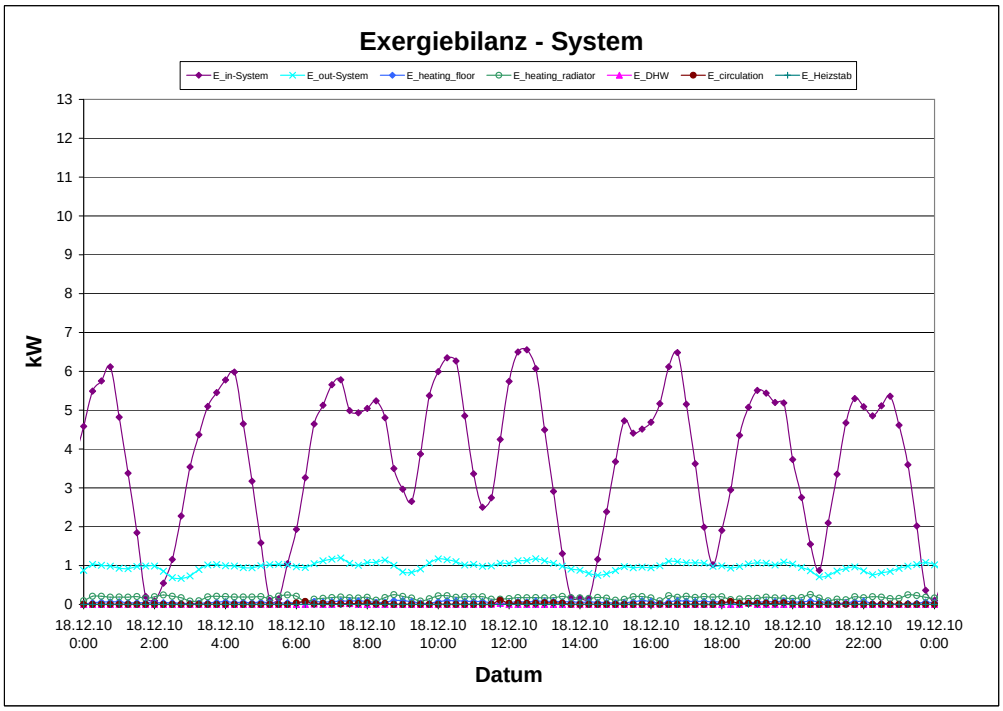


Abbildung 5.80.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - System 18.12.2010

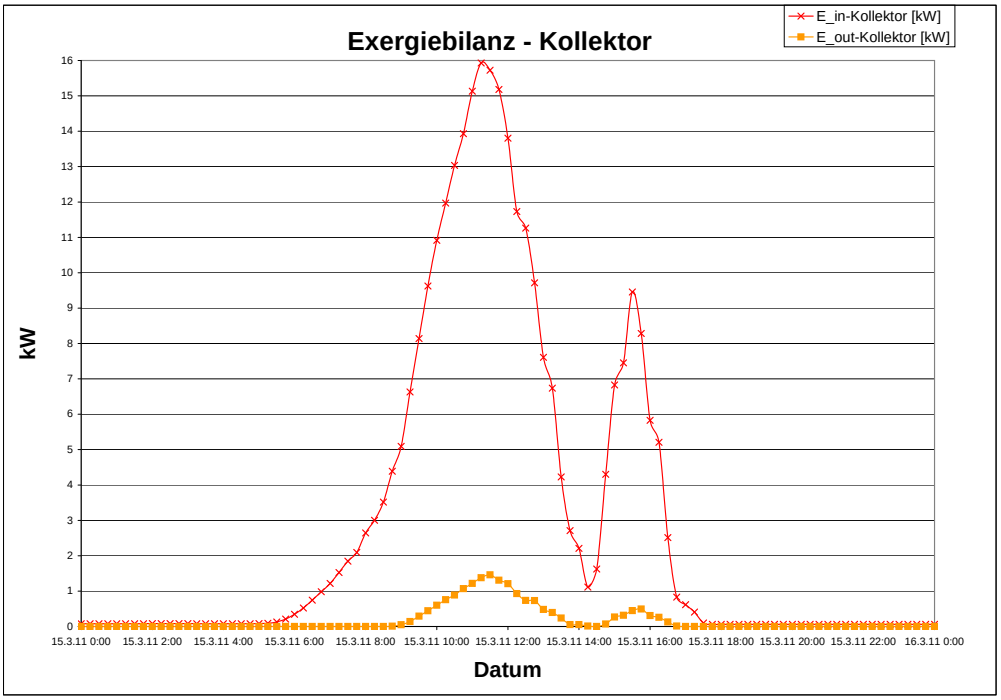


Abbildung 5.81.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Kollektor 15.3.2011

15.3.2011

Der Kollektor lieferte 4,19 kWh Exergie in den Speicher bei einem exergetischen Wirkungsgrad von 5,73%. In Abbildung 5.81 ist die Exergiebilanz des Tages dargestellt. Die Wärmepumpe (Abb. 5.82) lieferte 12,47 kWh in den Speicher, bei einem Stromverbrauch von 31,59 kWh. Sie erreichte also einen exergetischen Wirkungsgrad von 39,47%.

Die exergetische Speichereffizienz lag bei 76,54%.

Die exergetische Effizienz des Systems lag bei 12,37%. Dies ist natürlich auf die starke Sonnenpräsenz an diesem Tag zurückzuführen. Abbildung 5.84 macht den großen Unterschied zwischen Aufbringung und Verbrauch deutlich.

Verbesserungen

- Die Vorlauftemperatur von Fußboden- und Radiatorheizung senken;
- Warmwasserzirkulation abschalten bzw. kürzer laufen lassen;
- Urlaubsschaltung: Warmwasserzirkulation abschalten, Fußbodenheizung absenken, Wärmepumpe absenken;
- Regelung so programmieren, dass Zirkulation nicht zwangsläufig die Wärmepumpe startet - insbesondere, wenn der Kollektor (ausreichend) Energie liefert;

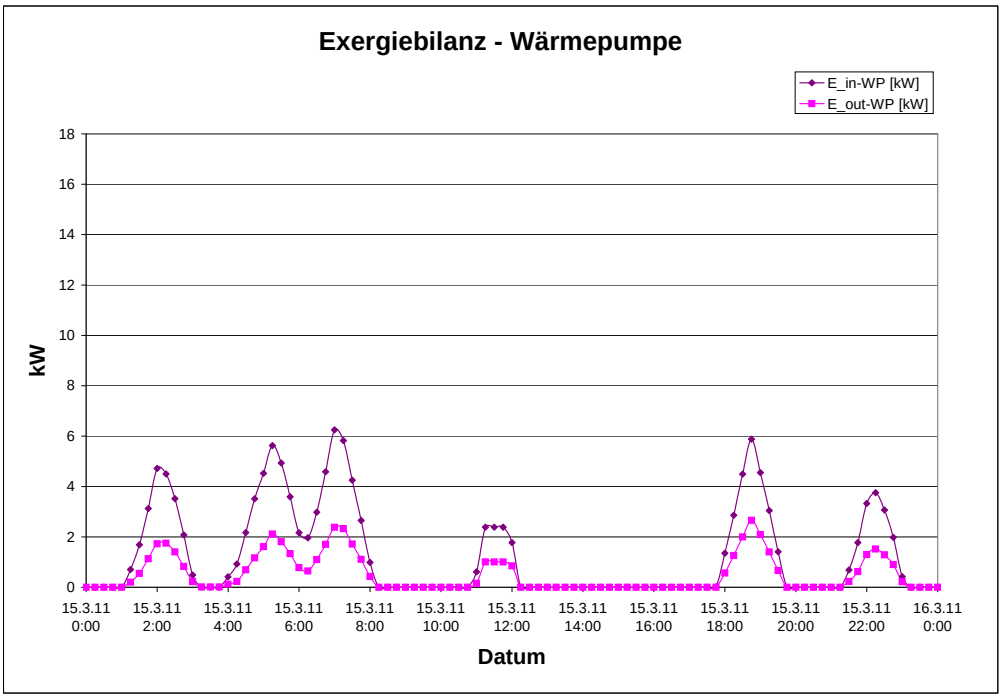


Abbildung 5.82.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Wärmepumpe 15.3.2011

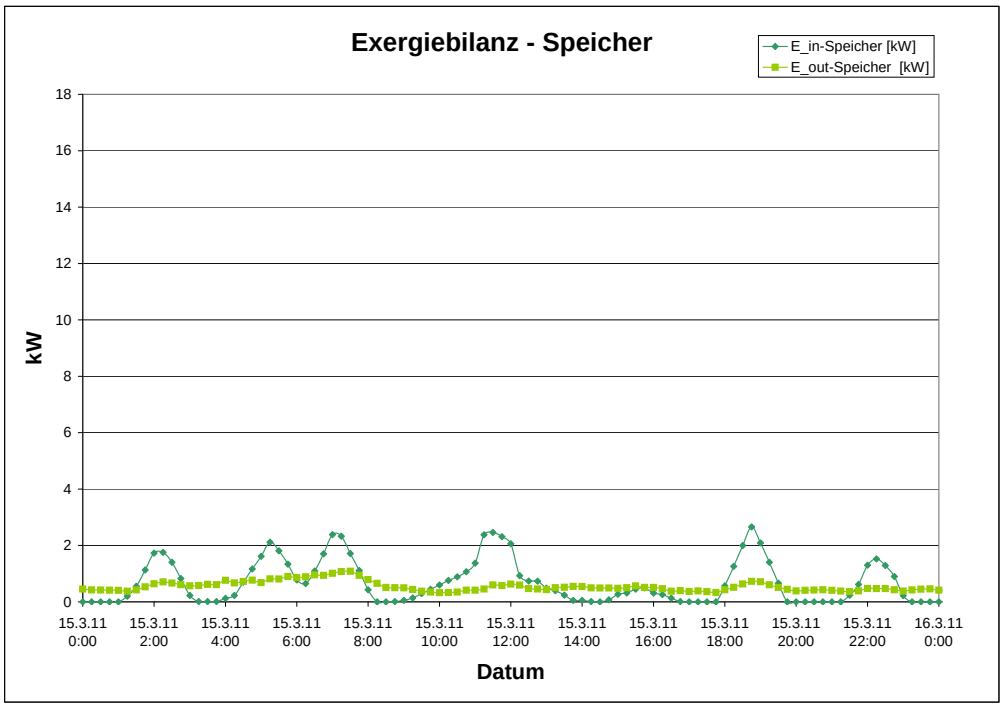


Abbildung 5.83.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - Speicher 15.3.2011

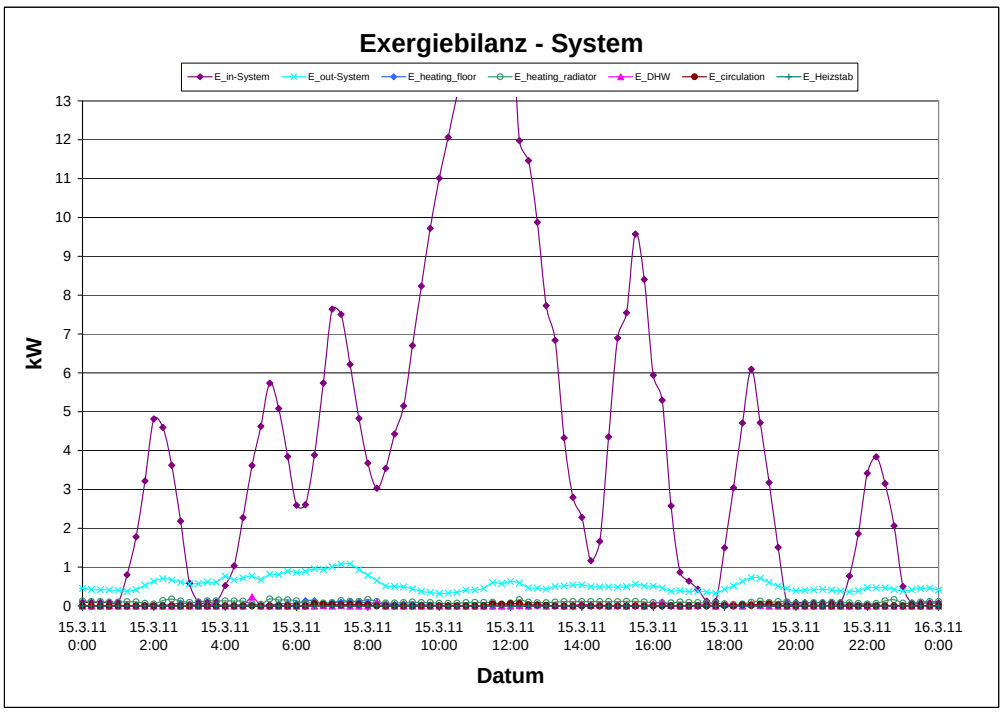


Abbildung 5.84.: Anlage Gleisdorf: Exergiebilanz - System 15.3.2011

- Vorlauftemperatur der Wärmepumpe senken (muss sie wirklich auf Warmwasserbetrieb laufen?).

5.4. Anlage Axams

Vorbemerkungen:
Das hydraulische Schema, Anlagenbilder und Eckdaten sind in Kapitel A.4 zu finden.

Q_{Heater} ist jene Wärmemenge, die der in der Wärmepumpe eingebaute elektrische Heizstab erzeugt (siehe Abb. A.14). Bei den Berechnungen wurde ein Wirkungsgrad des Heizstabs von 100% angenommen - $E_{Heater} = Q_{Heater}$.

Diese Anlage ist deutlich komplexer als die anderen, denn es sind einige unterschiedliche Betriebsmodi prinzipiell möglich. Das heißt nicht, dass diese auch tatsächlich eintreten, aber das wird aus den Messdaten hervorgehen. Vom Kollektor ausgehend, können folgende Modi eintreten:

1. Kollektor läuft, Wärmepumpe steht, Wert an WMZ 2 -> Abtaubetrieb aus Kollektor;
2. Kollektor aus, Wärmepumpe aus, Wert an WMZ 2 -> Abtaubetrieb aus Speicher;
3. Kollektor aus, Wärmepumpe läuft, Wert an WMZ 2 -> Vorlaufanhebung aus Speicher;
4. Kollektor läuft, Wärmepumpe läuft, Wert an WMZ 2 -> Vorlaufanhebung aus Kollektor;
5. Kollektor läuft, kein Wert an WMZ 2 -> Kollektor beliefert Speicher.

Dies liefert bei den Berechnungen aus den Messwerten folgende Bedingungen:

Modus	Bedingungen	Wert	Bezeichnung
1	$V_{Solar\ ges} \neq 0, V_{Solar\ WP} \neq 0, E_{Compressor} = 0$	$Q_{Solar\ WP}$	$Q_{Abtau\ Kollektor}$
2	$V_{Solar\ ges} = 0, V_{Solar\ WP} \neq 0, E_{Compressor} = 0$	$Q_{Solar\ WP}$	$Q_{Abtau\ Speicher}$
3	$V_{Solar\ ges} = 0, V_{Solar\ WP} \neq 0, E_{Compressor} \neq 0$	$Q_{Solar\ WP}$	$Q_{Speicher\ WP}$
4	$V_{Solar\ ges} \neq 0, V_{Solar\ WP} \neq 0, E_{Compressor} \neq 0$	$Q_{Solar\ WP}$	$Q_{Kollektor\ WP}$
5	$V_{Solar\ ges} \neq 0, V_{Solar\ WP} = 0$	$Q_{Solar\ ges}$	$Q_{Kollektor\ Speicher}$

Tabelle 5.5.: Logische Verknüpfung der Messwerte zur Auswertung des Kollektorertrags

Im Falle der Wärmepumpe sind die möglichen Betriebszustände etwas einfacher:

1. kein Wert an WMZ 3, Wert an WMZ 4, $E_{Heizstab} = 0$ -> Heizung aus Speicher gedeckt;
2. Wert an WMZ 3, kein Wert an WMZ 4 -> Wärmepumpe beliefert nur den Speicher;
3. kein Wert an WMZ 3 und WMZ 4 -> Wärmepumpe beliefert direkt die Heizung, evtl. mit Speicherunterstützung (nicht messtechnisch erfasst);
4. WP-Kompressor steht, Heizstab läuft, kein Wert an WMZ 4 -> Heizstab wärmt unteren Speicherbereich auf 25°C für evtl. Abtaubetrieb.

Tabelle 5.6 zeigt die Logik zur Auswertung.

Zustand	Bedingungen	Wert	Bezeichnung
1	$Q_{Heatpump} = 0, Q_{Heating\ floor} \neq 0, E_{Heater} = 0$	$Q_{Heating\ floor}$	$Q_{Speicher\ Heizung}$
2	$Q_{Heatpump} \neq 0, Q_{Heating\ floor} = 0$	$Q_{Heating\ floor}$	$Q_{WP\ Speicher}$
3	$Q_{Heatpump} \neq 0, Q_{Heating\ floor} \neq 0$	$Q_{Heating\ floor}$	$Q_{WP\ Heizung}$
4	$E_{Heater} \neq 0, E_{Compressor} = 0, Q_{Heating\ floor} = 0$	E_{Heater}	$Q_{WP\ Speicher\ unten}$

Tabelle 5.6.: Logische Verknüpfung der Messwerte zur Auswertung des Wärmepumpenertrags

Ein Indiz, ob sich die Komplexizität der Anlage auszahlt, wird die Gesamtsystemeffizienz ergeben:

$$\frac{Q_{WW} + Q_{Heizung}}{E_{WP\ ges} + E_{System}} .$$

Die Arbeitszahl der Wärmepumpe wird aus den folgenden Messwerten bestimmt:

$$\frac{Q_{Heatpump} + E_{Heater}}{E_{Heater} + E_{Compressor} + E_{outdoor\ fan-step1} + E_{outdoor\ fan-step2} + E_{sole\ pump}} .$$

Speicherbilanz

Kollektorseitig gilt folgende Wärmemengenbilanz

$$Q_{Solar\ ges} - Q_{Solar\ WP} = Q_{Solar\ Sp} ,$$

wobei $Q_{Solar\ Sp}$ positiv und negativ sein kann.

Ähnliches gilt für die Wärmepumpenseite:

$$Q_{WP} + E_{Heater} - Q_{heating\ floor} = Q_{WP\ Sp} ;$$

auch $Q_{WP\ Sp}$ kann positiv oder negativ sein. $Q_{WP\ Sp} < 0$ ist jene Wärmemenge, die der Speicher in die Heizkreise liefert.

Je feiner die Messdaten aufgelöst sind, desto genauer wird natürlich diese Bilanz werden. Für einen ersten, groben Überblick genügen jedoch auch 15-Minuten-Werte.

5.4.1. Auswertung

Leider konnte diese Anlage in dieser Arbeit nicht ausgewertet werden, da keine korrekten Messdaten vorhanden waren. Es gab Probleme durch unterschiedliche Strommessgeräte und einen fehlerhaft/ungünstig eingebauten Wärmemengenzähler, welche nicht rechtzeitig gelöst werden konnten.

5.5. Übersicht

Die bis jetzt erfassten Monatswerte lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Anlage Kammern

Abbildung 5.85 zeigt die Anlage Kammern, welche eine Erdwärmepumpe hat. Dies spiegelt sich in den guten Arbeitszahlen der Wärmepumpe wider. Auch in den wirklich kalten Monaten liegen diese über 4. Sowohl der Speicher als auch die Kollektoren der Anlage zeigen sehr gute Energieeffizienzen. In den Absolutwerten für Energieaufwand und -verbrauch ist insbesondere der Energieverbrauch der Technik im März auffallend. Dieser verdoppelte sich in diesem Monat. Bei Rückfrage beim Anlagenbesitzer stellte sich heraus, dass von Mitte bis Ende März ein Trockengerät lief, dessen Verbrauch hier einging.

Weiters ist der Vergleich zwischen Warmwasserverbrauch und Speicherverlusten[2] interessant. Diese bewegen sich in der gleichen Größenordnung. Eine Verringerung der Verluste wäre also wünschenswert. Der Heizkreis 2 verbraucht erwartungsgemäß mehr als Heizkreis 1. Zwar ist Heizkreis 1 ein Radiatorenheizkreis und Heizkreis 2 eine Fußbodenheizung. Jedoch bedient Heizkreis 1 ausschließlich den Keller, während Heizkreis 2 für die Wohnräume zuständig ist (vgl. Kapitel A.1).

Anlage Trofaiach

Die Messdaten für die Anlage Trofaiach (Abb. 5.86) beginnen erst am 17.9.2010 um 00:15 Uhr, womit die Übersichtswerte für den September also eigentlich nur knapp den halben Monat decken.

Wie der Arbeitszahl der Wärmepumpe zu entnehmen ist, handelt es sich hier um eine Luftwärmepumpe. Zwar erklären Hersteller von Luftwärmepumpen gerne, ihre Maschinen würden eine Arbeitszahl von 4 erreichen, jedoch sieht es in der Praxis leider nicht so gut aus. Der Stromverbrauch dieser Luftwärmepumpe ist 2-3 mal so hoch wie jener der Erdwärmepumpe oben.

Insbesondere die Absolutwerte zeigen wieder die unzureichende Isolierung der Anlage. Wie oben bereits erwähnt, beinhalten die hier angegebenen Speicherverluste auch die Verluste in den Leitungen. Die Verluste sind hier meist deutlich höher, als die Solaranlage an Wärme liefert! Besonders schlimm ist der Vergleich im Dezember 2010: Die Solaranlage erzeugte 7,5 kWh, während 723,8 kWh an Verlusten registriert wurden.

Im Vergleich zur Anlage Kammern (siehe Abbildung 5.85) verbraucht diese Anlage sehr wenig elektrische Energie für die Technik. Da stellt sich die Frage, ob es bei der Anlage Kammern z.B. durch Energiesparpumpen noch Optmierungspotential gibt.

[2] In die Speicherverluste gehen auch Leitungsverluste mit ein.

		Okt.10	Nov.10	Dez.10	Jän.11	Feb.11	Mär.11
Effizienz (Energie)	Kollektor (Energie)	40,60%	34,91%	49,79%	42,13%	46,46%	46,54%
	Speicher (Energie)	91,62%	94,05%	95,16%	94,57%	93,30%	91,24%
	Wärmepumpe (Energie)	4,55	4,45	4,13	4,20	4,30	4,38
	System (Energie)	359,57%	329,72%	315,40%	336,55%	371,49%	301,38%
	Solarer Deckungsgrad (Energie)	28,22%	13,32%	3,26%	11,30%	22,50%	35,12%
Effizienz (Exergie)	Kollektor (Exergie)	5,99%	4,76%	6,19%	5,67%	6,92%	7,55%
	Speicher (Exergie)	71,01%	76,55%	84,69%	79,91%	75,01%	69,65%
	Wärmepumpe (Exergie)	42,13%	40,82%	40,01%	39,53%	39,70%	39,87%
	System (Exergie)	8,20%	11,37%	22,56%	14,54%	10,87%	7,73%
	Solarer Deckungsgrad (Exergie)	37,49%	18,06%	4,14%	14,93%	30,95%	47,99%
Energie [kWh]	Solare Energie	690,90	376,40	149,90	486,10	775,40	1120,00
	elek. Energie (Technik)	236,96	255,87	310,35	301,46	244,37	494,88
	elek. Energie (WP)	386,57	549,75	1078,76	907,54	621,04	471,86
	Wärmepumpe	1757,40	2448,70	4455,10	3814,50	2671,10	2069,00
	WW	152,20	170,70	151,50	184,70	149,40	204,90
	Heizung-1	877,53	727,60	1155,00	1150,50	986,20	1018,80
	Heizung-2	1212,33	1758,00	3074,80	2733,70	2079,30	1689,80
	Speicherverluste	206,25	168,80	223,70	231,70	231,60	275,50
Exergie [kWh]	Solare Exergie	97,69	49,47	18,62	62,94	110,52	173,61
	elek. Exergie (Technik)	236,96	255,87	310,35	301,46	244,37	494,88
	elek. Exergie (WP)	386,57	549,75	1078,76	907,54	621,04	471,86
	Wärmepumpe	162,87	224,43	431,61	358,74	246,56	188,13
	WW	15,91	16,15	15,44	18,54	14,78	21,37
	Heizung-1	78,69	61,89	105,14	100,34	89,38	99,30
	Heizung-2	90,24	131,52	260,62	218,37	163,56	131,93
	Speicherverluste	75,72	64,34	69,04	84,43	89,37	109,15

Abbildung 5.85.: Monatsübersicht Kammern

		Sep.10	Okt.10	Nov.10	Dez.10	Jän.11	Feb.11	Mär.11
Effizienz (Energie)	Kollektor (Energie)	35,24%	35,22%	35,02%	20,12%	37,20%	38,04%	35,32%
	Speicher (Energie)	82,41%	85,54%	87,22%	87,91%	87,99%	87,58%	84,53%
	Wärmepumpe (Energie)	2,66	2,77	2,78	2,58	2,66	2,73	2,73
	System (Energie)	275,71%	261,83%	249,25%	225,94%	239,43%	253,68%	267,60%
	Solarer Deckungsgrad (Energie)	24,16%	12,67%	5,92%	1,66%	5,85%	9,15%	16,06%
Effizienz (Exergie)	Kollektor (Exergie)	5,14%	4,38%	3,28%	0,83%	3,06%	4,08%	4,87%
	Speicher (Exergie)	75,99%	79,96%	81,35%	84,43%	83,78%	82,61%	77,04%
	Wärmepumpe (Exergie)	29,00%	29,34%	29,57%	28,20%	29,39%	30,48%	29,83%
	System (Exergie)	9,03%	12,87%	17,25%	19,92%	18,04%	16,23%	11,90%
	Solarer Deckungsgrad (Exergie)	29,82%	14,83%	5,64%	0,72%	4,61%	8,96%	19,34%
Energie [kWh]	Solare Energie (Speicher)	264,00	377,90	158,20	7,50	155,90	335,70	623,50
	Solare Energie (WP)	25,70	79,60	85,30	94,10	197,10	134,10	96,90
	elek. Energie (System)	8,40	16,53	14,34	12,88	9,16	15,41	7,98
	elek. Energie (WP)	342,41	1137,56	1393,92	2328,19	2135,48	1709,60	1378,97
	Wärmepumpe	909,20	3154,02	3870,80	6005,80	5677,70	4664,50	3764,40
	WW	62,70	175,50	214,50	251,80	266,10	240,80	276,90
	Heizungkreise	904,50	2846,28	3295,60	5037,70	4868,70	4135,20	3434,60
	Speicherverluste	206,00	510,15	518,90	723,80	698,80	624,20	676,40
Exergie [kWh]	Solare Energie (Speicher)	41,15	55,12	21,42	1,40	20,52	45,95	95,11
	Solare Energie (WP)	1,18	3,14	3,28	3,35	9,95	5,46	3,77
	elek. Energie (System)	8,40	16,53	14,34	12,88	9,16	15,41	7,98
	elek. Energie (WP)	342,41	1137,56	1393,92	2328,19	2135,48	1709,60	1378,97
	Wärmepumpe	99,63	334,70	413,15	657,53	630,44	522,74	412,45
	WW	7,32	19,66	23,18	26,54	28,20	25,61	30,26
	Heizungkreise	98,72	299,82	349,64	554,32	538,35	458,76	376,59
	Speicherverluste	34,74	70,34	61,75	78,07	84,41	84,32	100,71

Abbildung 5.86.: Monatsübersicht Trofaiach

Anlage Gleisdorf

Auch die Anlage Gleisdorf (Abb. 5.87) hat eine Luftwärmepumpe, doch ihre Arbeitszahl ist besser als jene der Anlage Trofaiach. Der Absolutwert der Speicherverluste erscheint hoch im Vergleich beispielsweise zum Warmwasserverbrauch. Doch dies ist ausschließlich auf die Speichereffizienz zurückzuführen. Wie bereits bei der Auswertung in Kapitel 5.3 erwähnt, läuft die Wärmepumpe vermutlich auf Warmwasser-Betrieb. Eine Änderung auf Heizbetrieb (= niedrigere Vorlauftemperatur) könnte eine deutliche Verbesserung bringen.

Bei der Auswertung des 15.3.2011 wurde erwähnt, dass Anfang März die Gesamtlaufzeit der Warmwasserzirkulation herabgesetzt wurde. Dies schlägt sich auch in den Monatswerten nieder. Während der Verbrauch der Zirkulation von Dezember bis Februar deutlich über dem Warmwasserverbrauch lag, sind die Werte im März nahezu gleich. Dies ist sicher mitverantwortlich für die deutlich höhere Energieeffizienz in diesem Monat.

Bei dieser Anlage wird der elektrische Heizstab im Speicher, welcher als Backup dient, extra vermessen. Er war auch in den kalten Monaten praktisch nicht in Betrieb.

		Dez.10	Jän.11	Feb.11	Mär.11
Effizienz (Energie)	Kollektor (Energie)	18,97%	16,33%	31,07%	37,87%
	Speicher (Energie)	87,23%	86,50%	86,29%	92,03%
	Wärmepumpe (Energie)	3,08	2,73	2,84	2,93
	System (Energie)	263,98%	231,65%	250,81%	313,52%
	Solarer Deckungsgrad (Energie)	2,25%	2,53%	7,10%	19,98%
Effizienz (Exergie)	Kollektor (Exergie)	2,23%	2,13%	4,14%	6,10%
	Speicher (Exergie)	84,10%	84,38%	88,59%	84,67%
	Wärmepumpe (Exergie)	39,09%	35,04%	31,78%	37,26%
	System (Exergie)	23,76%	20,63%	17,79%	13,95%
	Solarer Deckungsgrad (Exergie)	2,19%	2,86%	8,91%	24,82%
Energie [kWh]	Solare Energie (Speicher)	144,30	152,10	374,30	910,30
	elek. Energie (System)	72,75	83,35	73,66	82,73
	elek. Energie (WP)	2035,55	2145,92	1726,86	1243,23
	elek. Energie (DHW Station)	12,92	14,72	12,34	9,57
	elek. Energie (Heizstab)	1,08	3,24	3,45	0,93
	Wärmepumpe	6276,90	5862,80	4897,50	3645,30
	WW	146,30	99,90	145,70	201,70
	WW Zirkulation	230,40	238,70	201,50	188,00
	Fußbodenheizung	1230,70	1195,50	998,00	1057,80
	Radiatorenheizung	3995,10	3671,70	3210,30	2742,60
	Speicherverluste	819,78	812,34	719,75	366,43
Exergie [kWh]	Solare Exergie (Speicher)	17,82	22,11	53,68	152,95
	elek. Exergie (System)	72,75	83,35	73,66	82,73
	elek. Exergie (WP)	2035,55	2145,92	1726,86	1243,23
	elek. Exergie (DHW Station)	12,92	14,72	12,34	9,57
	elek. Exergie (Heizstab)	1,08	3,24	3,45	0,93
	Wärmepumpe	795,75	751,93	548,80	463,28
	WW	18,11	12,67	17,97	27,06
	WW Zirkulation	27,81	29,87	24,35	23,66
	Fußbodenheizung	146,77	147,91	118,18	118,01
	Radiatorenheizung	492,47	465,44	377,06	353,10
	Speicherverluste	129,49	121,39	68,37	95,33

Abbildung 5.87.: Monatsübersicht Gleisdorf

6. Zusammenfassung

In Kapitel 5 wurden zwei Varianten der Datenauswertung vorgestellt: die *Energie-* und die *Exergieanalyse*. Die Energieanalyse zeigt deutlich schmeichelhaftere Zahlenwerte, doch die Exergieauswertung ist eigentlich jene, die den Anwender interessieren sollte. Denn da elektrischer Strom reine Exergie ist, zahlt man für das Betreiben der Anlage de facto für die Exergie. Daher sollte es im Interesse des Anlagenbesitzers sein, die in Anspruch genommene (und bezahlte) Exergie möglichst effizient zu nutzen.

In Abschnitt 4.2 wurde der Zusammenhang zwischen energetischem und exergetischem Wirkungsgrad einer Wärmepumpe hergeleitet:

$$\eta_{ex} = \frac{\eta}{\eta_C} \, .$$

Bei den gemessenen Anlagen lag der exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe zwischen 28% (vgl. Abb. 5.86) und 42% (vgl. Abb. 5.85). Um diesen zu verbessern gibt es entsprechend obiger Formel zwei Möglichkeiten:

- η_C muss kleiner werden
- η muss wachsen

Am Carnot-Wirkungsgrad ist nicht zu rütteln. Zwar wird dieser größer, wenn die zu überwindende Temperaturdifferenz kleiner wird, aber z.B. für Warmwasser werden rund 60°C benötigt und die Umgebungstemperatur lässt sich nicht wirklich beeinflussen. Der energetische Wirkungsgrad η der Wärmepumpe lässt sich jedoch schon beeinflussen. Die technische Verbesserung der Geräte sollte also vorangetrieben werden.

Der Sonnenkollektor hat in diesem Anwendungsbereich nur einen geringen Spielraum für eine Effizienzsteigerung. Der exergetische Wirkungsgrad würde mit steigender Vorlauftemperatur zunehmen. Dies ist jedoch nur bedingt im Interesse der Anwendung, da höhere Temperaturen im Allgemeinen höhere Verluste bei der Speicherung bedeuten. Die einzig denkbare Verbesserung wären drehzahlgeregelte Kollektorkreispumpen, wodurch geringere Einstrahlung (besser) nutzbar gemacht werden könnte. Das Argument, Sonneneinstrahlung sei kostenlos und damit unabhängig von der Güte des Kollektors in jedem Fall ein Gewinn, ist nicht gültig. Denn die Anschaffungskosten und die steuerungstechnisch zusätzlichen Anforderungen müssen sich aus Sicht des Anwenders rentieren. Außerdem sollte die zusätzliche (kostenlose) Energie bzw. Exergie den kostenpflichtigen Stromverbrauch nach Möglichkeit reduzieren.

Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass eine Bewertung des Kollektors auf Grund des exergetischen Wirkungsgrades nicht ganz fair ist, denn die Oberflächentemperatur der Sonne ist weder

erreichbar noch von Interesse bei den hier betrachteten Anlagen. Daher soll der schlechte exergetische Wirkungsgrad der Kollektoren nicht überbewertet werden.

Auch der Speicher hat Spielraum für exergetische Optimierung. Schichtspeicher sind heutzutage bereits Standard, daher wird der Exergiegehalt des Wärmeträgers beim Einlagern in den Speicher schon gut erhalten. Verluste durch Durchmischung können jedoch auftreten, etwa wenn zu heißes Kollektorwasser in den Speicher geladen wird. Auch für die Lösung dieses Problems wären drehzahlgeregelte Kollektorkreispumpen von Vorteil, denn sie könnten dafür sorgen, dass die Ladetemperatur der entsprechenden Schichttemperatur angepasst wird. Diese Pumpe muss also einerseits so geregelt sein, dass der Kollektor bestmöglich ausgenutzt wird und gleichzeitig die Speicherschichtung nicht gestört wird. Diese Art der Steuerung senkt zwar den Exergiewirkungsgrad des Kollektors, doch der Energiewirkungsgrad steigt bei tieferen Temperaturen[1].

Großes Potenzial zur exergetischen Effizienzsteigerung des Speichers bietet die Wärmeentnahme. Es wäre ein Methode wünschenswert, die Entnahme auf variabler Speicherhöhe ermöglicht - ähnlich einer Schichtladeeinheit, nur umgekehrt. Dies würde Beimischventile bei Heizkreisen und die damit verbundene Exergievernichtung (vlg. Kap. 4.6) unnötig machen. Ein möglicher Ansatz wäre die Verwendung von „Schicht**ent**ladelanzen“. Dies hätte zusätzlich den Vorteil, dass sich alle Speicherzu- und abflüsse am Speicherboden befänden. Dadurch ist es einerseits möglich, die Speicherisolierung effizienter zu gestalten, und andererseits wären Speicherverluste durch Schwerkraftzirkulation in den Leitungen effektiv unterbunden.

Die Optimierung des *Gesamtsystems* könnte in 4 Schritten erfolgen:

1. Korrekte Installation der Anlage sowie komplette Wärmedämmung
2. Wärmeleitung und Konvektion unterbinden
3. Drehzahlgeregelte Wasserpumpen und leistungsgeregelte Wärmepumpe
4. Regelung verbessern.

1. Korrekte Installation

Es erscheint beinahe banal, eine korrekte Installation einer Anlage zu fordern. Jedoch passieren hier nach wie vor leicht vermeidbare Fehler. So müssen beispielsweise alle Leitungen gedämmt sein. Dabei ist es unerheblich, ob die Leitungen im Freien oder im Heizraum liegen. Jede ungedämmte Leitung bedeutet Verlust (vlg. Abb. 5.86 - „Speicherverluste“ und Abb. A.6), welcher die Effizienz des Systems senkt.

[1] Bei hoher Einstrahlung muss eventuell der Kollektordurchfluss gedrosselt werden, um bei Einspeisung in den Speicher ein Zerstören der Schichtung zu vermeiden. Dies senkt den Wirkungsgrad des Kollektors. Dagegen kann geringe Einstrahlung durch kleinere Durchflussgeschwindigkeit noch genutzt werden, was wiederum den Energiewirkungsgrad des Kollektors anhebt. Die Verbesserung des Exergiewirkungsgrads kann aufgrund der geringen erzeugten Temperaturen vernachlässigt werden.

Ebenso gehört zu der korrekten Installation der richtige Einbau der Fühler für die Regelung. Sitzt beispielsweise der Temperaturfühler für die Nachheizung (Wärmepumpe) zu tief im Speicher, wird die Nachheizung zu oft anspringen müssen.

2. Wärmeleitung und Konvektion unterbinden

Auch wenn alle Leitungen isoliert sind, tritt nach wie vor Wärmeleitung und Konvektion innerhalb der Rohre auf. Werden statt Metallrohren Plastikleitungen verwendet, kann die Wärmeleitung im Rohrmaterial weitgehendst eingeschränkt werden. Die Wärmeleitung im Medium selbst (Wasser oder Wasser-Glykol-Gemisch) ist praktisch nicht vermeidbar.

Konvektion im Medium könnte durch verschiedene Maßnahmen deutlich reduziert werden. Eine Möglichkeit wären Konvektionsbremsen (ugs.: Thermosiphon) an allen Speicheranschlüssen. Das Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik Rapperswil, hat die damit möglichen Verbesserungen aufgezeigt (siehe: P. Vogelsanger, S. Geisshüsler, A. Lauber, X. Daguenet, H. Marty: *Wärmeverluste durch Gegenstromzirkulation (rohrinterne Zirkulation) in an Speichern angeschlossenen Rohrleitungen*, [17]).

Eine weitere Maßnahme wären geeignete Ventile an den Speicheranschlüssen, die sich mit dem Einschalten der Pumpe des Kreislaufes öffnen und bei Abschalten schließen. Auch Rückschlagklappen sind eine Option. Doch hier ist zu hinterfragen, wie sehr Kalkablagerungen die Schließdichte der Klappen beeinträchtigen.

3. Regelbare (Wärme-)Pumpen

- *Wasserpumpen*
  Ein regelbarer Durchfluss wäre in allen Kreisen wünschenswert. So könnte beispielsweise geringere Sonneneinstrahlung durch Anpassung der Durchflussmenge im Solarkreislauf besser genutzt werden. Außerdem sollten nur Pumpen mit möglichst geringem Stromverbrauch eingesetzt werden.

- *leistungsgeregelte Wärmepumpe*
  Bei den betrachteten Anlagen liefen die Wärmepumpen im Ein-Aus-Modus. Nach einer Untersuchung von Luft-Wasser-Wärmepumpen der Hochschule Luzern für Technik & Architektur (siehe: L. Gasser, K. Hilfiker, B. Wellig: *Exergie-Analyse: Wegleitung zu effizienten Heizsystemen mit Wärmepumpen*, [16]) ist es jedoch sowohl energetisch als auch exergetisch deutlich günstiger, die Wärmepumpe auf kontinuierlichen Betrieb umzustellen. So wird als mögliche Strategie eine Drehzahlregelung des Kompressors vorgeschlagen. Diesen Berechnungen zufolge könnte die Jahresarbeitszahl etwa verdoppelt werden.

4. Regelung

Sind die oberen drei Punkte erfüllt, muss die Regelung des Systems entsprechend programmiert werden.

Ein denkbarer Grundparameter der Regelung wäre die Maximierung der Exergieeffizienz in Bezug auf Speicher und Wärmepumpe. Der Beitrag des Kollektors sollte entsprechend obiger

Überlegungen aus energetischer Sicht optimiert werden.

Ein weiterer Regelparameter könnte der erwartete Energieverbrauch der nächsten 24 Stunden sein. Eine Abschätzung des Heizbedarfs ist eine Grundvoraussetzung für die Dimensionierung der Heizungsanlage allgemein und der Warmwasserverbrauch ist - basierend auf der Anzahl der Bewohner - ebenfalls abschätzbar. Ein Gesamtverbrauch kann also bestimmt werden und als Regelungsparameter dienen.

Für Wärmepumpen im Allgemeinen ist es wünschenswert einen möglichst geringen Temperaturhub überwinden zu müssen. Geht man von einem regelbaren Kompressor aus, so sollte die Wärmepumpe nur in Ausnahmefällen auf voller Leistung laufen. Im Normalfall würde sie also auf niedriger Leistung einen kontinuierlichen Wärmestrom liefern, der gerade ausreicht, um den Heizbedarf und ein paar Duschen zu decken. Der Rest des Speichervolumens stünde dann dem Kollektor zur (ausschließlichen) Verfügung. Läuft die Wärmepumpe auf niedrigerer Leistungsstufe, so wird die Wärmequelle weniger belastet. Im Falle von Erdwärmepumpen fällt die Rücklauftemperatur des Quellkreislaufes (Tiefenbohrung, Erdkollektor) weniger ab, womit die Arbeitszahl steigt. Bei Luftwärmepumpen werden die Abtauzeiten deutlich zurückgehen (womit die Energieeffizienz steigt).

Heiztechnisch können Wärmepumpen wie ein (Gas-, Holz-)Kessel betrachtet werden: Wenn Wärme benötigt wird, kann diese innerhalb kürzester Zeit bereitgestellt werden. Wie oben besprochen, ist für eine Wärmepumpe ein möglichst sanfter Betrieb jedoch von Vorteil. Speziell für Luftwärmepumpen spielt die Außentemperatur eine wesentliche Rolle bei der Effizienz. Es wäre hier also eine Regelung von Vorteil, die die Außentemperatur nach Möglichkeit berücksichtigt. Hier ist dann ein Speicher speziell interessant. So könnte die Wärmepumpe während der wärmeren Tageszeit Energie in den Speicher zwischenlagern, um zur kühleren Zeit zur Verfügung zu stehen.

Auch ein tageszeitabhängiger Strompreis (Schlagwort: Smartmeter) könnte einen zu berücksichtigenden Parameter in der Regelung darstellen. Auch dies setzt jedoch eine gute Wärmespeichermöglichkeit voraus.

6.1. Offene Versuche zur Auffindung der Anlagenverluste

Alle betrachteten Anlagen weisen deutliche (Wärme-)Verluste auf. Da diese Arbeit während des Winters verfasst wurde, gab es keine Möglichkeit, die nackten Speicherverluste aus den Messdaten zu bestimmen. Dafür wäre eine über mehrere Stunden ruhende Anlage (keine Ein-/Ausgänge in/aus dem Speicher) notwendig. Ein solcher Zustand tritt am ehesten während einer lauen Sommernacht ein. Es wäre wünschenswert, Versuche diesbezüglich im Sommer durchzuführen. Folgende Vorgangsweise wäre denkbar:

Nacht 1

- Ab Sonnenuntergang 3-4 Stunden abwarten, damit sich die Speicherschichtung stabilisieren kann,
- Speicherverluste anhand der vier Schichttemperaturen auswerten,
- sämtliche Zu- und Abflussleitungen des Speichers überprüfen, ob diese warm sind, obwohl sie es nicht sein sollten.

Nacht 2

- ebenso abwarten, bis die Speicherschichtung stabil ist,
- sämtliche als fälschlich warm erkannte Leitungen abschließen,
- Speicherverluste erneut bestimmen.

Auf diese Weise können die nackten Speicherverluste und auch Fehlzirkulationen identifiziert werden. Außerdem läßt sich der Fehler der Wärmmengenzähler bestimmen. Denn sind einmal die nackten Speicherverluste bekannt, so sollte eine Bilanz über Speicherverluste, -zuflüsse und -abflüsse Null ergeben. Eventuell müssen noch Leitungsverluste abgeschätzt und einbezogen werden.

A. Daten der gemessenen Anlagen

Alle vermessenen Anlagen sind in Privathäusern eingebaut und bereits in Betrieb genommen. Mit Zustimmung der Hauseigentümer und Unterstützung der Installationsfirmen wurden die Anlagen mit Messtechnik versehen, um den Betrieb quantitativ und qualitativ zu erfassen.

Im Folgenden sind die wichtigsten Anlagendaten, die hydraulischen Schemata und eine Kurzbeschreibung der Anlagen zu finden.

Bemerkung

Die Grad-Angaben bei der Kollektorausrichtung sind wie folgt zu verstehen:

-90°	ost
0°	süd
90°	west

A.1. Anlage Kammern

Ort	Name	Kammern im Liesingtal	
	Seehöhe	664m	
	geografisch	47°23’	
Personen im Haushalt	2		
geheizte Wohnfläche	270m²		
Gesamtenergieverbrauch	11880kWh/a		
Flachkollektor	Größe	brutto	24,3m²
		apertur	21,27m²
	Ausrichtung	0°	
	Neigung	42°	
Speichergröße	1500l		
Wärmepumpe	Nibe Topline 1140-15 L15kW; 3,4kW el		

Diese Anlage hat ein sehr einfaches Konzept. Der Speicher wird seperat von den Sonnenkollektoren und der Wärmepumpe bedient - sowohl Warmwasser als auch die Heizkreise werden aus dem Speicher gespeist. Man kann den Speicher also als zentrale Einheit betrachten. Die Kollektoren sind Flachkollektoren. Die Wärmepumpe hat als Quelle einen Erdflachkollektor. Die Energie aus dem Sonnenkollektor wird über einen seperaten Wärmetauscher in den Speicher eingeschichtet. Die prinzipielle Idee dahinter besteht darin, unnötige thermische Vermischung der Schichten im Speicher zu verhindern. Eine Warmwasserzirkulation ist zwar installiert, aber nicht in Betrieb.

Im Radiatorenheizkreis ist nur ein mechanisches Mischventil im Einsatz - im Gegensatz zum Heizkreislauf der Fußbodenheizung. Der Grund hierfür ist, dass sich die Radiatoren ausschließlich im Keller befinden, wo ziemlich konstante Rahmenbedingungen herrschen. Bei Bedarf kann die Temperatur händisch geändert werden.

Erwähnenswert ist, dass die Fußbodenheizung im Sommer als Kühlsystem verwendet werden kann, indem das erwärmte Wasser aus dem Fußboden in den Erdkollektor gepumpt wird. Das dort abgekühlte Wasser wird zurück in den Fußboden geschickt. In diesem Kreislauf fungiert die Solepumpe ausschließlich als Umwälzpumpe.

Abbildung A.4 zeigt das hydraulische Schema der Anlage.

Abbildung A.1.: Aussenansicht und Verrohrung auf dem Dachboden

Abbildung A.2.: Innenansicht - Speicher und Wärmepumpe

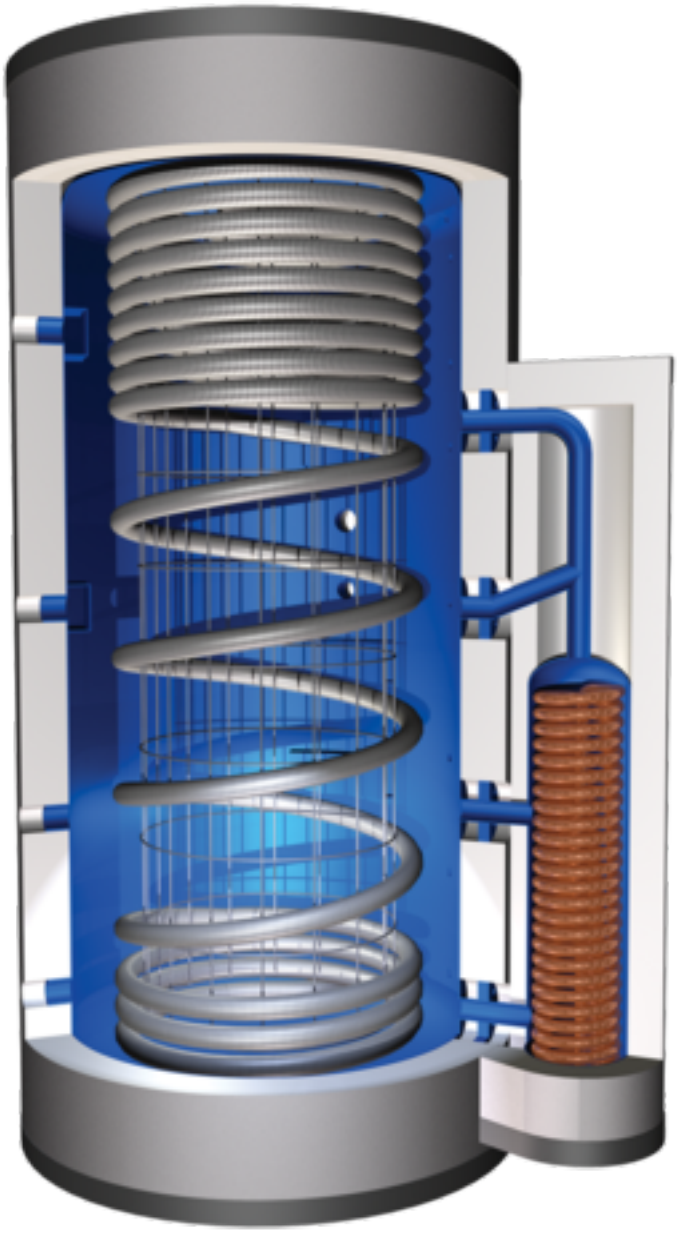


Abbildung A.3.: Schematische Darstellung des Pufferspeichers mit Schichtladeeinheit

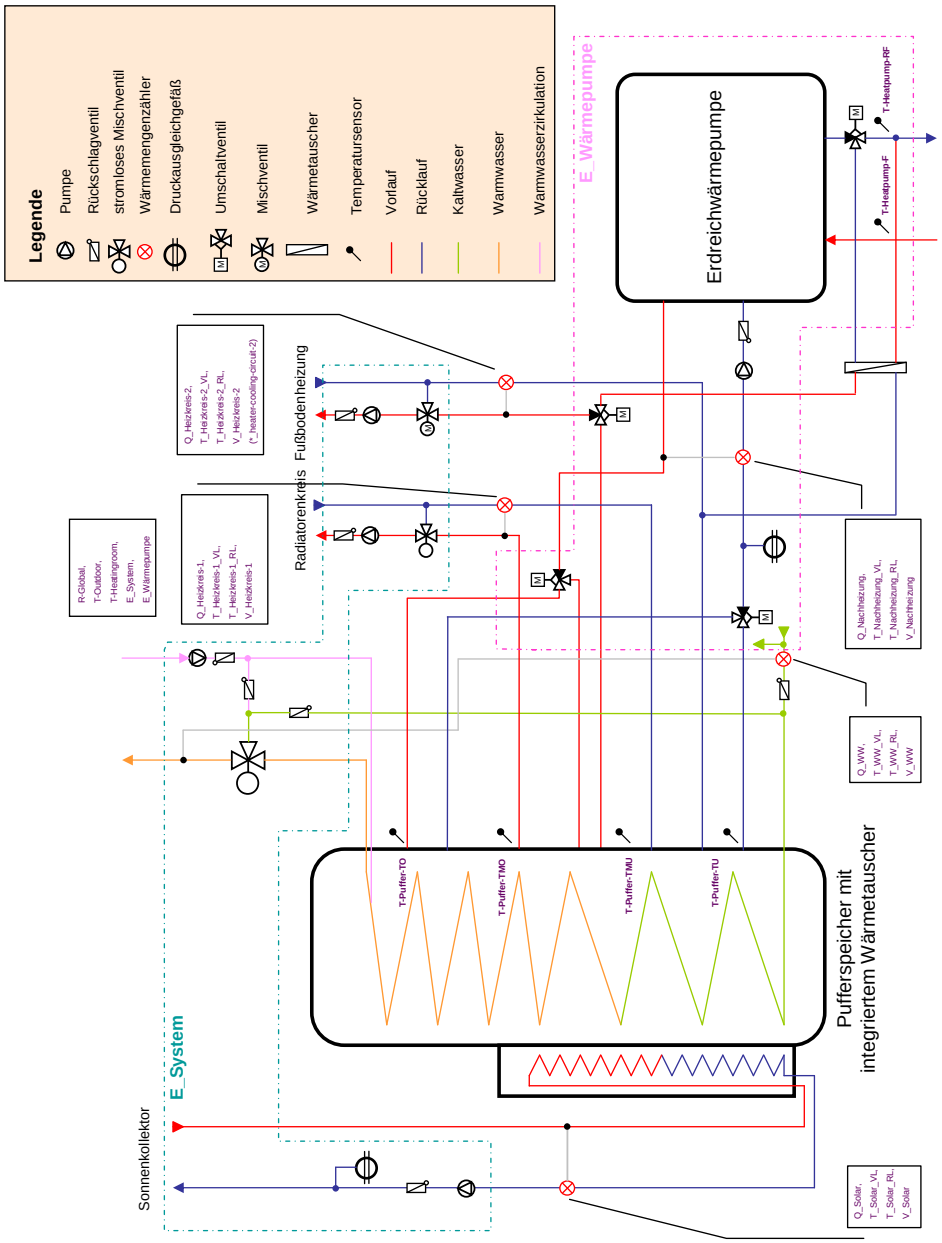


Abbildung A.4.: Hydraulisches Schema der Anlage Kammern

A.2. Anlage Trofaiach

Ort	Name	Trofaiach	
	Seehöhe	685m	
	geografisch	47°27’	
Personen im Haushalt	4		
geheizte Wohnfläche	300m²		
Gesamtenergieverbrauch	16000kWh/a		
Flachkollektor	Größe	brutto	15,96m²
		apertur	15m²
	Ausrichtung	35°	
	Neigung	45°	
Speichergröße	1000l (156kg Leergewicht, 79cm Durchmesser)		
Speicheranschlüsse	10 Stk à 6/4”		
Wärmepumpe	SOLution Heatsol Luftwärmepumpe		

Bei dieser Anlage beliefert der Sonnenkollektor den Speicher. Ein Umschaltventil sorgt dafür, dass die Wärme aus den Kollektoren in der entsprechenden Höhe in den Speicher (SOLution HPS1000) eingeschichtet wird. Außerdem beliefert die Solaranlage die Wärmepumpe und hebt deren Soletemperatur an.

Die Luft-Sole-Wärmepumpe beliefert ausschließlich den Speicher. Ähnlich wie bei der Anlage Kammern (Kapitel A.1) fungiert der Speicher als zentrale Einheit, die den Heizkreis und die Warmwasserbereitung beliefert.

Als zusätzliches Backup-System ist ein elektrischer Heizstab in den Speicher integriert.

Die Abbildungen A.5, A.6 und A.7 zeigen eine Realansicht der Anlage, das hydraulische Schema ist in Abbildung A.8 zu finden.

Abbildung A.5.: Kollektoren Aussenansicht

Abbildung A.6.: Anlagenübersicht

Abbildung A.7.: Anschlüsse und Frischwasserstation

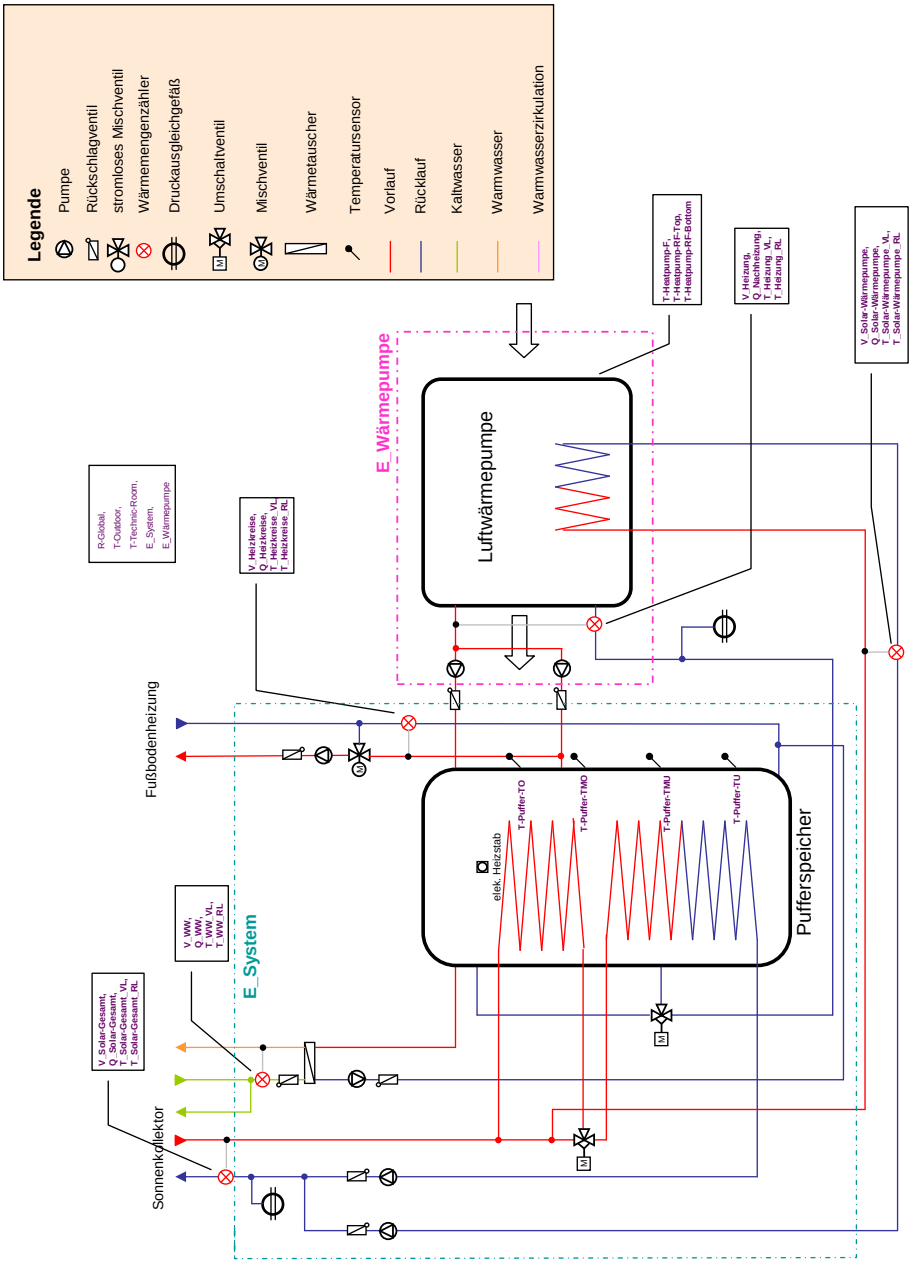


Abbildung A.8.: Hydraulisches Schema der Anlage Trofaiach

A.3. Anlage Gleisdorf

Ort	Name	Gleisdorf	
	Seehöhe	xm	
	geografisch	x°x’	
Personen im Haushalt	3		
geheizte Wohnfläche	x m²		
Kollektor	Größe	brutto	20m²
		apertur	x m²
	Ausrichtung	x°	
	Neigung	x°	
Speichergröße	1000l		
Wärmepumpe	Ochsner GMLW 19 Plus L16,8kW; 4kW el		

Diese Anlage ersetzte ein altes Heizsystem in einem bestehenden Haus. Es wurden Kollektoren und Photovoltaik am Hausdach installiert, ebenso die Außeneinheit der Luftwärmepumpe. Für diese Arbeit ist die Photovoltaik nicht von Belang. Es ist jedoch grundsätzlich interessant, dass mittels der Photovoltaik soviel Strom erzeugt werden soll, wie die Anlage verbraucht - über das Jahr gerechnet.

Auch hier dient der Speicher als zentrale Einheit des Systems. Sonnenkollektor und Wärmepumpe liefern ausschließlich in den Kollektor, dieser wiederum beliefert einen Heizkreisverteiler, welcher die Fußbodenheizung (nur Vorraum und Gang) und Radiatorenheizkreis bedient. Als Radiatoren kommen hier spezielle Gebläseheizkörper zur Anwendung, welche entweder niedrigere Vorlauftemperaturen oder höhere (schnellere) Heizleistung erlauben.

Die Wärmepumpe kann entweder im Warmwasser- oder im Heizungsmodus gefahren werden. Das System verfügt über eine Warmwasserzirkulation, die - im Gegensatz zur Anlage Kammern - in Verwendung ist. Der Swimmingpool wird ausschließlich vom Kollektor beliefert, jedoch wird dieser Kreis nicht gemessen.

Abbildung A.9 zeigt die Kollektoren und die Wärmepumpen-Außeneinheit auf dem Dach. In Abbildung A.10 sind die Speicheranschlüsse(schematisch und real) und in Abbildung A.11 die Rohrleitungen rund um die Wärmepumpe zu sehen. In Abbildung A.13 ist das hydraulische Schema der Anlage dargestellt.

Abbildung A.9.: Kollektoren, Photovoltaik und Wärmepumpen-Verdampfer, Aussenansicht

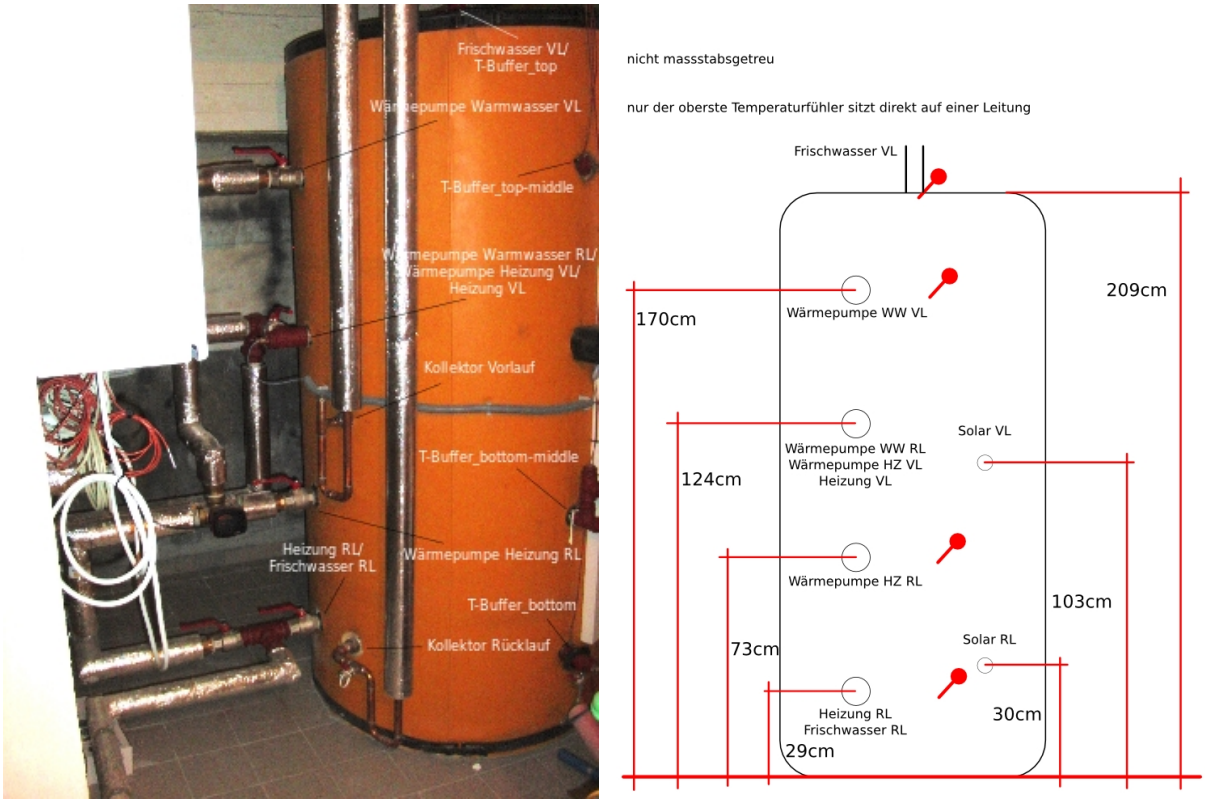


Abbildung A.10.: Speicheranschlüsse

Abbildung A.11.: Verrohrung rund um die Wärmepumpe

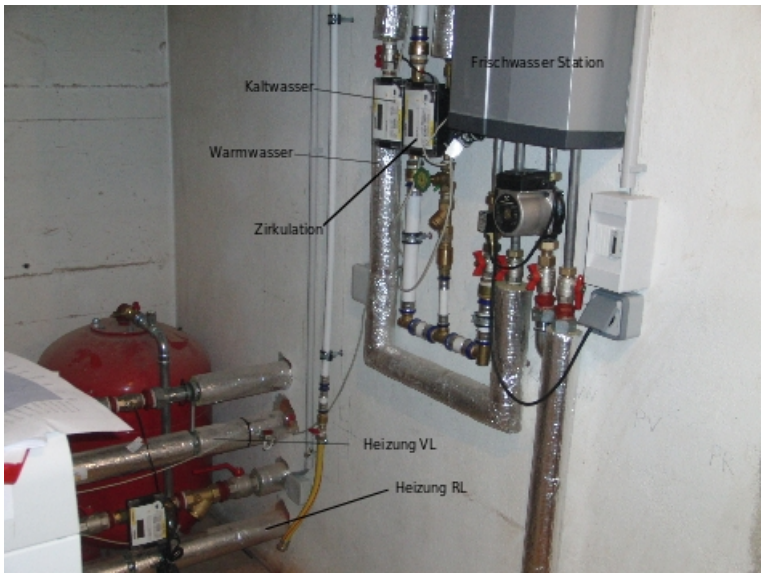


Abbildung A.12.: Frischwasserstation

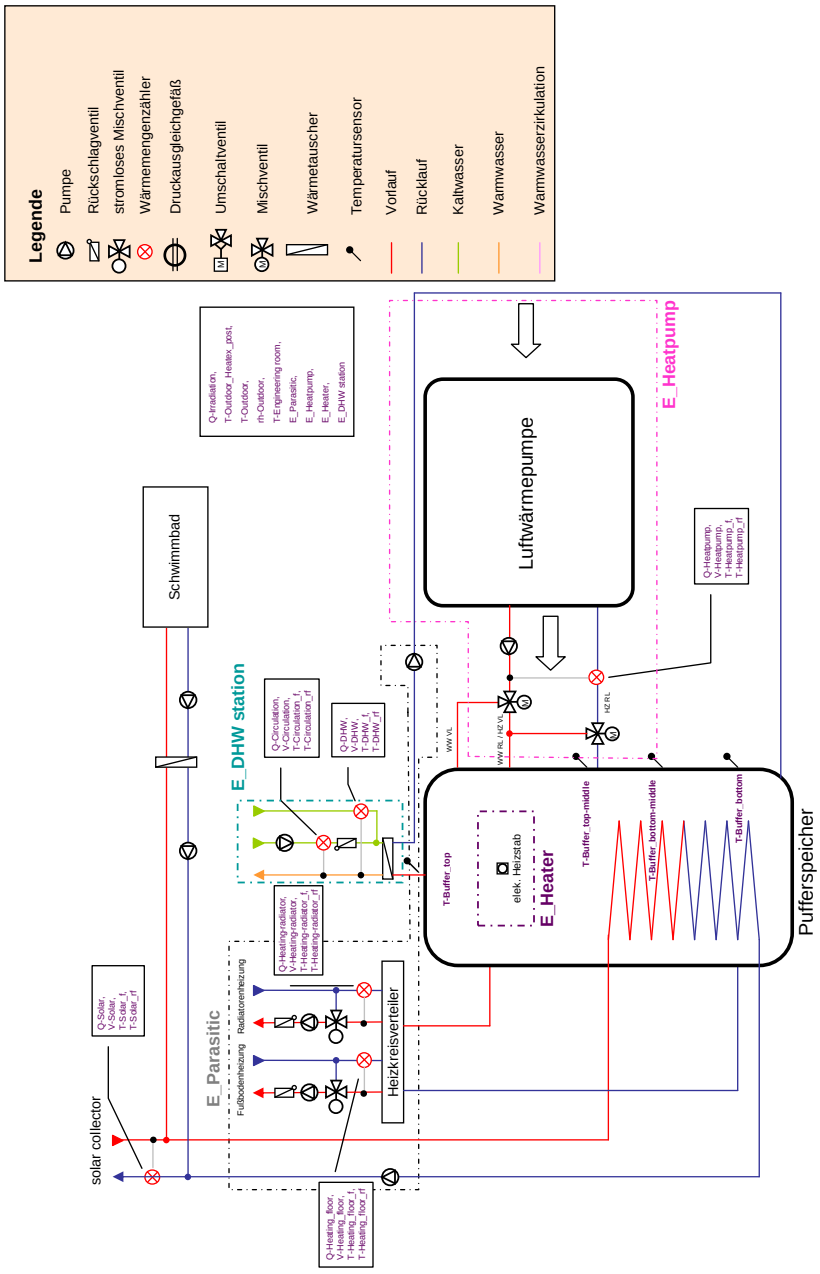


Abbildung A.13.: Hydraulisches Schema der Anlage Gleisdorf

A.4. Anlage Axams

Ort	Name	Axams	
	Seehöhe	875m	
Personen im Haushalt	4		
geheizte Wohnfläche	216,17 m²		
Gesamtenergieverbrauch	4883 kWh/a		
Kollektor	Größe	brutto	...m²
		apertur	11,9m²
	Ausrichtung	10°	
	Neigung	45°	
Speichergröße	1000l		
Wärmepumpe	Luft-Wasser-Wärmepumpe		

Das Besondere dieser Anlage ist ihre Kompaktbauweise. Die Inneneinheit der Wärmepumpe ist direkt an den Speicher angebaut. Das ist mit ein Grund, warum zwischen den beiden keinerlei Messtechnik montiert werden konnte. Als zentrale Einheit muss hier die Wärmepumpe betrachtet werden. Der Kollektor beliefert einerseits den Speicher und andererseits die Wärmepumpe für zwei unterschiedliche Anwendungen:

- Abtauen der Außeneinheit,
- Vorlaufanhebung der Verdampferseite.

Auch der Speicher kann zum Abtauen der Außeneinheit herangezogen werden.

Das Vier-Wege-Ventil in der Inneneinheit der Wärmepumpe ermöglicht folgende Betriebszustände bzw. eine Mischung aus ihnen:

- direkter Heizbetrieb (kein Umweg über den Speicher),
- Warmwassererzeugung,
- Warmhalten des unteren Speicherbereichs, um jederzeit Abtauen zu können.

Ein Heizstab nach dem Kompressor in der Wärmepumpe ermöglicht eine zusätzliche Nachheizung, sollte die Wärmepumpe nicht ausreichend Leistung erzeugen können.

In Abbildung A.14 ist das hydraulische Schema der Anlage dargestellt.

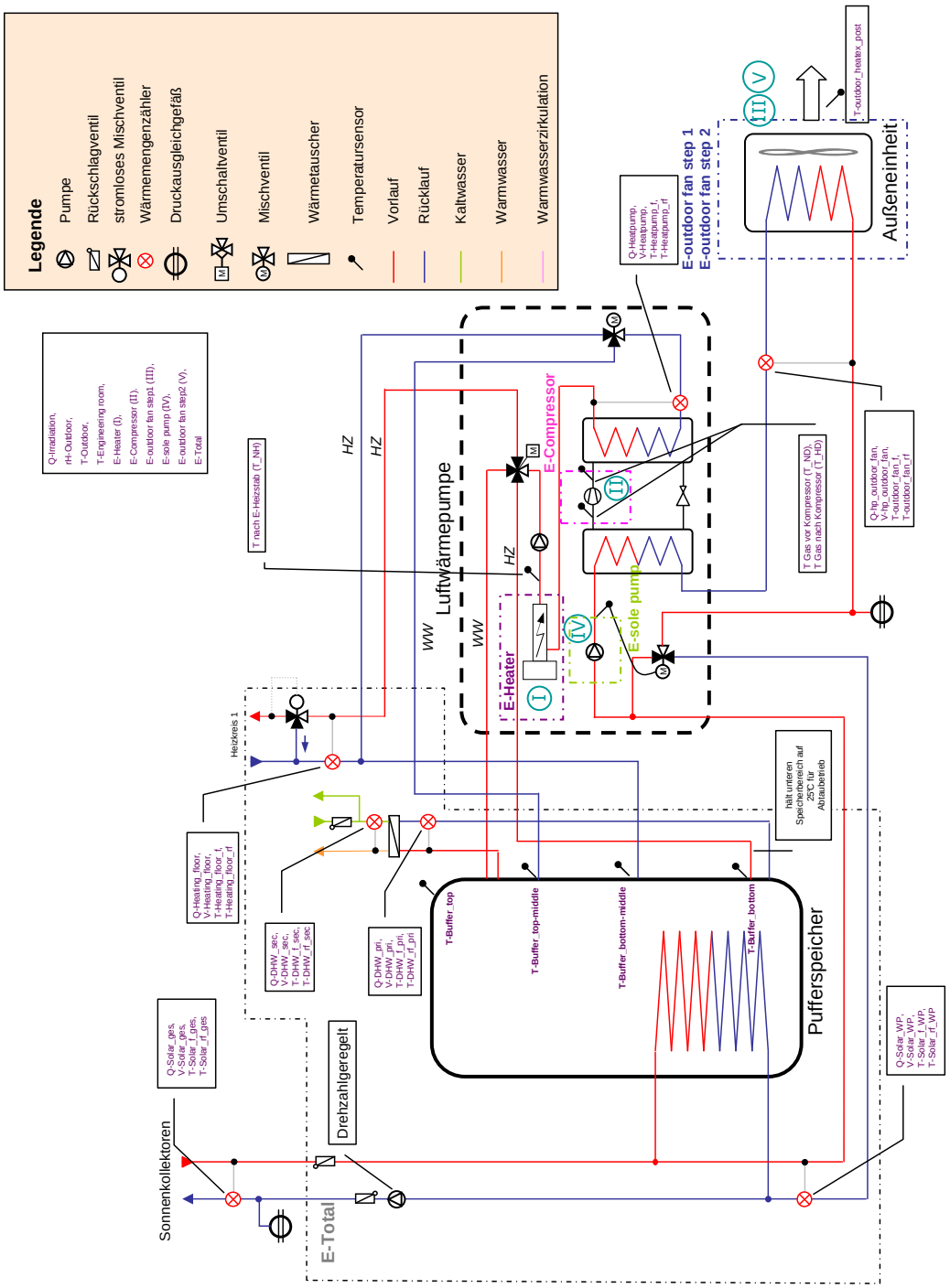


Abbildung A.14.: Hydraulisches Schema der Anlage Axams

B. Verwendete Messgeräte - Eigenschaften und Funktion

B.1. Wärmemengenzähler

Ein Wärmemengenzähler (WMZ) gibt den Wärmefluss nach einer definierten Messzeit (z.B. 5min oder 15min) aus. Der ausgegebene Wert kommt folgendermaßen zustande:

Alle 16s (intern definiert) registriert der WMZ die Temperaturen im Vor- und Rücklauf sowie die momentane Durchflussgeschwindigkeit $\dot{V}$[1]. Daraus berechnet er den Wärmefluss $\dot{Q}$ nach der folgenden Formel:

$$\dot{Q} = \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \dot{V} \tag{B.1}$$

Der WMZ berücksichtigt bei der internen Berechnung, dass die Wärmekapazität c_p und die Dichte ρ temperaturabhängig sind.

Sowohl die Messwerte für $\dot{Q}$ als auch die Messwerte für $\dot{V}$ werden über die vom Benutzer eingestellte Messzeit aufsummiert. Zum Zeitpunkt der Messwertausgabe wird folgendes in eine Datenbank geschrieben:

- die Summe der intern bestimmten Q (=Zählerstand),
- die Summe der intern bestimmten V (=Zählerstand),
- die *momentanen* Temperaturen von Vor- und Rücklauf.

Werden die Daten aus der Datenbank exportiert, so werden nur die Differenzen der jeweiligen Zählerstände zwischen zwei Messpunkten ausgegeben.

WMZ in Wasserkreisläufen messen mittels Ultraschall Durchflüsse auf 0.1 l (10^{-4}m³) genau. Im Solarkreis müssen jedoch spezielle WMZ eingesetzt werden, die mit dem Wasser-Glykol-Gemisch und den höheren Temperaturen zurecht kommen. Diese messen den Durchfluss mit einem Flügelradzähler und haben eine maximale Auflösung von 10 l pro Impuls (10^{-2}m³). Das Rechenwerk ist in beiden WMZ-Typen das gleiche, jedoch ist im WMZ für den Solarkreis der Glykolgehalt des Wassers hinterlegt. Dieser wird in der internen Berechnung der Wärmemenge berücksichtigt.

[1] Konvention: Der Durchfluss wird immer in der kalten Leitung gemessen

B.2. Temperaturfühler

Als Temperatursensoren wurden Pt1000-Thermoelemente verwendet. Die Werte in den Messdaten sind Durchschnittswerte über die jeweilige Messperiode.

B.3. Pyranometer

Für die Einstrahlungsmessung wurde der Silizium-Sensor Spektron 310 von Tritec (www.tritec-energy.com) eingesetzt. Das Sensorsignal wird über einen integrierten Verstärker als Normsignal ausgegeben. Für einen Ausschnitt aus den Spezifikationen des Messgeräts siehe Tabelle B.1.

Der Einstrahlungssensor bietet folgende Möglichkeiten der Auswertung einer Einstrahlung zwischen 0 und 1500 W/m²:

- Spannungsausgang 0 - 150 mV
- Spannungsausgang 0 - 3.125 V
- Spannungsausgang 0 - 10 V
- Stromausgang für Zweileitertechnik 4 - 20 mA

Bei allen Anlagen wurde der Stromausgang für die Messung verwendet. Die Schaltung versorgt sich selbst aus der externen Stromspeisung. Dazu muss die Spannung der Strommessung zwischen 15 V und 30 V liegen; die Bürde darf max. 500 Ω betragen. Der Mess-Strom ergibt sich aus Gleichung B.2:

$$I = 4mA + E \cdot \frac{16mA}{1500W/m^2} \tag{B.2}$$

Messbereich	0 - 1500 W/m²
Sensortyp	Monokristalline Zelle (33 mm / 50 mm)
Sensorgenauigkeit	$\pm 5\%$ Jahresmittel
Elektrischer Ausgang	4-20 mA
Kalibrierung	Sonnensimulator Solar Constant 1200 mit einem im ISE kalibrierten Referenzsensor
Normen	CE-Zeichen

Tabelle B.1.: Ausschnitt aus den Spezifikationen des Pyranometers Spektron 310

C. Analyse des österreichischen Marktes

Um eine Übersicht darüber zu bekommen, was für Systeme bereits auf dem Markt sind, wurde eine Marktanalyse durchgeführt. Die Liste in Tabelle C.1 erhebt nicht den Anspruch auf Vollständigkeit, ist jedoch ein Indiz dafür, wie vielfältig das Angebot bereits ist. In dieser Liste nicht erfasst sind die unzähligen Installateurbetriebe, die einzelne Komponenten von verschiedenen Firmen zu Gesamtsystemen kombinieren.

Firma	**Homepage**		
C. Bösch GmbH	www.solator.cc	Kombi	
Drexel und Weiss	www.drexel-weiss.at	Teil	Lüftungsgeräte
Gasokol	www.gasokol.com	Kombi	
Harreither Gmbh	www.harreither.com	Kombi	
Heizbösch	www.boesch.at	Kombi	
Herz Armaturen GmbH	www.herz-armaturen.com	Kombi	
Hoval	www.hoval.at	Kombi	
IDM-Energiesysteme	www.idm-energie.at	Kombi	
IXORA	www.ixora.at	Kombi	
KIOTO Clear Energy AG	www.kioto.com	Kombi	
Ochsner	www.ochsner.at	Teil	Speicher, Wärmepumpen
ÖkoFen	www.pelletsheizung.at	Teil	Kollektoren
Siko Solar	www.solar.at	Kombi	
Solar Power Austria	www.solarpoweraustria.at	Kombi	
Solarfocus	www.solarfocus.at	Teil	Speicher, Kollektoren
Solution	www.sol-ution.at	Kombi	
Solvis	österr. Partner: www.pink.co.at	Kombi	
Sonnenkraft	www.sonnenkraft.at	Kombi	
Sun System GmbH	www.sun-systems.at	Kombi	
Thermo System	www.waltermeier.com	Kombi	

Tabelle C.1.: Übersicht von Firmen, die Solare Wärmepumpen-Kombianlagen vertreiben. Stand: November 2010

Auch die Suche im Internet gestaltete sich schwierig. Die Homepages geben nicht unbedingt Auskunft darüber, ob die Firmen Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anbieten. Oftmals musste

erst explizit nachgefragt werden. Detaillierte Auskünfte zu möglichen Anlagenkonzepten waren ebenso selten. Nur wenige Firmen stellten ausreichend genaue System-Schemata zur Verfügung, um sinnvolle Vergleiche anstellen zu können. Dies wiederum bestätigt die in Kapitel D.1 geäußerte Vermutung - die Kombisysteme sind noch sehr neu und bewährte Lösungen noch nicht hinreichend erforscht.

Fazit der Marktanalyse: Es gibt allein in Österreich sehr viele große und kleine Firmen, die sich mit Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen beschäftigen, und mindestens ebenso viele Installateure, die der erhöhten Kundennachfrage entgegen kommen. Allgemeine und unverbindliche Informationen sind derzeit jedoch noch Mangelware.

D. Klassifizierung der Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen

D.1. Einleitung

Betrachtet man den österreichischen Markt für Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen, so findet man eine unglaubliche Vielzahl an verschiedenen Systemen vor. Eigentlich gleicht kein System dem anderen, was eine Einteilung in Systemklassen schwierig macht. Andererseits zeigt sich auch deutlich, dass es viele Möglichkeiten gibt, die beiden Systeme zu kombinieren.

Im Rahmen des Task44 der IEA wurden bereits Vorschläge für eine Klassifizierung der verschiedenen Systeme eingebracht. Ein Vorschlag kam vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE), wonach alle Systeme auf dem Markt in sieben Anlagentypen unterteilt werden können.

Für die auf dem österreichischen Markt verfügbaren Systeme erwies es sich jedoch als schwierig, sie nach diesen sieben Typen einzuteilen. Oftmals passte keine der sieben Möglichkeiten.

Ein neuerer Ansatz wird in [6] vorgestellt, bei dem jeweils die Wärmequellen und -senken von Solarkollektor und Wärmepumpe angegeben werden. Hierfür wurden auch eine eigene Syntax, sowie eine graphische Aufbereitung mittels Microsoft Powerpoint eingeführt. Zwar lassen sich mit dieser Methode alle vorhandenen Systeme mühelos beschreiben, allerdings ist sie gegenüber der von Fraunhofer ISE vorgestellten Methode weniger übersichtlich.

Beide Einteilungsmöglichkeiten sollen nun kurz vorgestellt werden.

D.1.1. Einteilung nach Fraunhofer ISE

Die sieben Grundsysteme dieser Systematisierungsvariante werden in Abbildung D.1 vorgestellt. Beim Vergleich mit auf dem Markt verfügbaren Systemen zeigt sich, dass diese Klassifizierung nicht ausreichend ist.

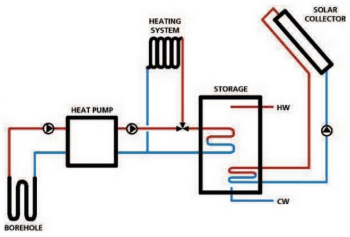
D.1.2. Einteilung nach Haller, Frank, Trinkl und Zörner[1]

Dieses System bietet eine graphischer Erfassung und einen Buchstaben-Code.

[1] Vgl. Michel Y. Haller, Elimar Frank, Christoph Trinkl, Wilfried Zörner: Systematische Gliederung der Systemkombination von solarthermischen Anlagen und Wärmepumpen, [6]

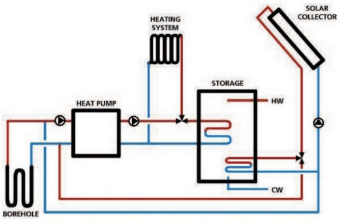
System type 1 – "One beside the other" ***(typically offered by producers of heat pumps and/or solar collectors like Viessmann, Vaillant, Nibe, Bosch Thermotechnik, …)***

- system components do not directly interact
- control systems usually work separately
- use of solar energy solely for the DHW production
- decrease of the required average inlet temperature of the heat produced by the heat pump
- contribution to the increase of the SPF (Seasonal Performance Factor) of a heat pump
- no active regeneration of the ground heat source by the solar energy
- reduced heat extraction mainly during summer, due to the solar hot water production



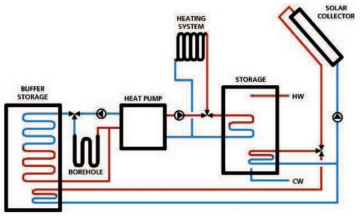
System type 2 – „Active regeneration" ***(examples IDM Energie Systeme, Immosolar, Schüco, Roth Werke)***

- active use of the solar energy for support of the ground heat source regeneration
- active regeneration can cause drying-off of the ground around the borehole
- another problem is the outflow of the accumulated energy with the ground water. This process depends on local conditions and can significantly reduce the advantage of the active regeneration of the borehole.
- system allows increasing of the solar gains from the solar collector and prevents stagnation by a high irradiation and a small heat demand in summer



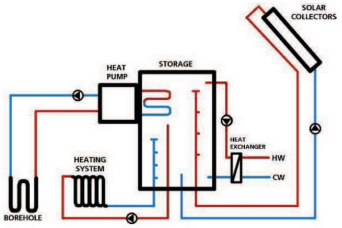
System type 3 – "Big buffer storage" ***(Chemowerk – CEMO, Soltex, Thermosolar)***

- the buffer storage has an extensive volume (e.g. 800 l) and serves as a heat source for the heat pump
- in case of a lack of energy inside the buffer, the heat pump uses the borehole heat exchanger
- as a result of many hydraulic components (*i.e.*. two storages) the system requires more place, higher cost and a sophisticated control system
- no active support for the regeneration of a ground heat source is foreseen
- system allows higher inlet temperature for the evaporator of the heat pump and the increase of the solar gains



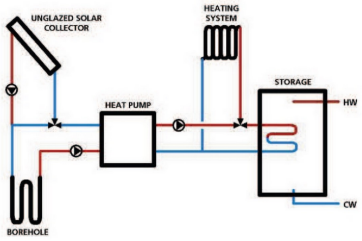
System type 4 – „Maximum integration" ***(examples SolvisMax - SOLVIS)***

- the heart of the system is the multi-level storage tank
- the condenser of the HP is placed directly in the storage tank
- solar collectors (often bigger field then usually) take the leading role in the system; heat pump – an additional
- there is no active support for the regeneration of the ground heat source and no solar boosting of the heat source
- the combination is similar to the system 1 but integrated in a main buffer storage (solar combi-system approach)
- preparation of DHW arranged with an external heat exchanger



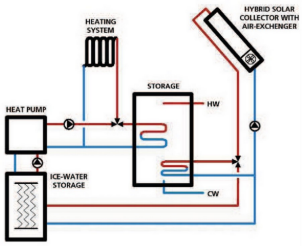
System type 5 – „Unglazed collector" ***(several examples in different configurations)***

- system uses the unglazed solar collector solely to increase the inlet temperature for the evaporator of the heat pump and possibly for active regeneration of the ground heat source but not for active DHW
- use of the unglazed solar collectors reduces the costs of the system
- easier integration of collectors with the shape of a house possible
- similar to other systems with active regeneration of the ground heat source, there is a potential for shortening of the borehole
- An interesting option would be the use of the solarwall as heat source



System type 6 – „Solar heating system" ***(SOLAERA - Consolar, other similar systems using ice-water storage (Aquasol, terra sunenergy))***

- main components of the system: specially made hybrid solar collectors with air-exchanger, heat pump, water storage tank and ice-water storage tank
- the ice-water storage accumulates the energy conducted by the hybrid collector
- the heat pump uses the energy accumulated in the ice storage and produces heat for the heating system and for DHW
- the low temperature of the ice storage allows almost losses-free accumulation of the energy
- no ground heat exchanger (e.g. borehole) is required
- the hybrid collector uses the solar irradiation or the heat of ambient air



System type 7 – „Ambient air heat pump" ***(examples SOLution, ratiotherm)***

- main components of the system: solar collectors, air-to-water heat pump, water multi-storage tank
- the heat pump uses the energy from the solar collectors or ambient air (but not with the solar collector used as an air heat exchanger, as in the system type 6) and produces heat for the heating system and for domestic hot water
- no ground heat exchanger (e.g. borehole) is required

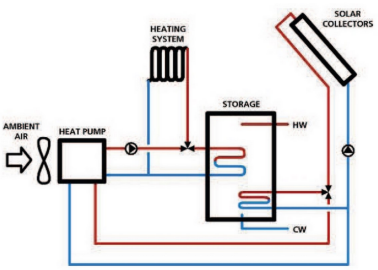


Abbildung D.1.: 7 Anlagentypen nach Fraunhofer ISE

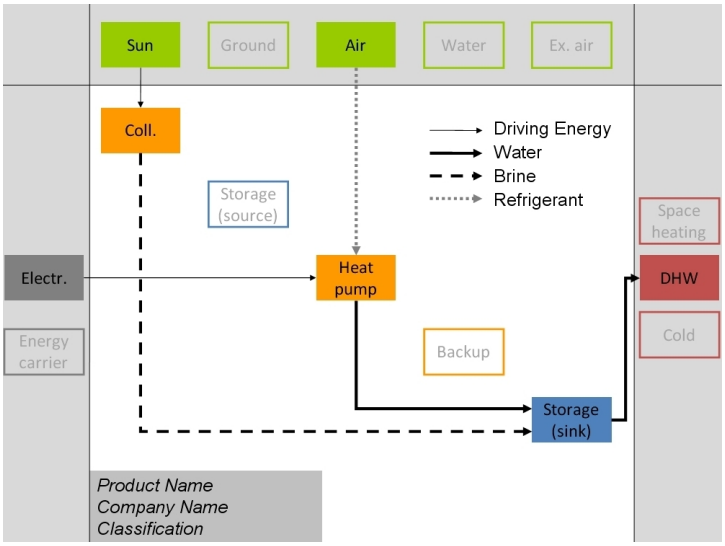


Abbildung D.2.: Beispiel für die graphische Darstellung

Graphische Erfassung

Die graphische Darstellung erfolgt ähnlich einem Energieflussdiagramm für Bauwerke. Hier wird jedoch ausschließlich das Heizsystem betrachtet. In Abbildung D.2 ist das Grundkonzept dargestellt. Am linken Rand sind die externen Energieflüsse aufgetragen, die eventuell dazugekauft werden müssen (Strom, Gas, etc.). Am rechten Rand sind die nutzbaren Energieflüsse wie Warmwasser (DHW: domestic hot water) dargestellt. Ganz oben sind die Energiequellen der Umwelt (Sonne, Luft, etc.) angegeben. Verluste werden in diesem Schema vollständig vernachlässigt, da sie für die Klassifizierung der Anlagen nicht von Bedeutung sind. In der Mitte des Diagramms befinden sich die Komponenten des Heizsystems. Eine Analyse vieler Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen hat ergeben, dass sich jedes System auf fünf Komponenten reduzieren lässt: Sonnenkollektor, Wärmepumpe und Zusatzheizung (orange Felder), sowie ein Speicher jeweils auf der (normalerweise kalten) Seite der Quelle und auf der (normalerweise warmen) Seite der Wärmesenke der Wärmepumpe (blaue Felder). Alle Komponenten haben fixe Positionen und können hervorgehoben werden, wenn sie im betrachteten System auftreten.

Abschließend sind noch die Verbindungslinien zu erwähnen. Jeder Linientyp repräsentiert ein bestimmtes Medium:

- durchgezogene dünne Linie: Antriebsenergie,
- durchgezogene dicke Linie: Wasser,
- strichlierte Linie: Sole,
- punktierte Linie: Kältemittel.

Ausgenommen sind Energieflüsse ohne nennenswerte Masse, wie z.B. Sonnenstrahlung. Die Linienbreite gibt keine Auskunft über die fließende Energiemenge. Das gilt auch allgemein für

alle anderen Elemente. Daher lässt sich in diesem Diagramm nicht zwischen einem 200l- und einem 4000l-Speicher unterscheiden. Abschließend sei klargestellt, dass jedes System von genau einem Flussdiagramm dargestellt wird. Es werden also alle möglichen Betriebsmodi gleichzeitig dargestellt.

Buchstaben-Code

Mit Hilfe der in Tabelle D.1 vorgestellten Abkürzungen kann die gesamte Systeminformation auch mit Hilfe des Buchstabencodes zusammen gefasst werden. Einzig die Zusatzheizung, so vorhanden, wird hier nicht erfasst. Es gilt die Konvention, dass die Quellen und Verbraucher der Sonnenkollektoren (S) und der Wärmepumpe (HP) durch hochgestellte (Quellen) und tiefgestellte Indizes (Verbraucher) beschrieben werden. Die Abkürzung SHP steht für „solar heat pump“:

$$^{Quellen}_{Verbraucher}SHP^{Quellen}_{Verbraucher}$$

S	solar collector	*Air*	air	*srS*	source storage (usually cold)
HP	heat pump	*G*	ground	*skS*	sink storage (usually hot)
Sol	solar irradiation	*W*	ground water	*SH*	space heat (directly)

Tabelle D.1.: Abkürzungen um Systeminformationen in Buchstabencode zu übersetzen

Beispiele

Als Beispiel für sowohl die grafisch-schematische Darstellung als auch den Buchstabencode wurden die vier in dieser Arbeit betrachteten Anlagen in alphabetischer Reihenfolge herangezogen (siehe Tabelle D.2).

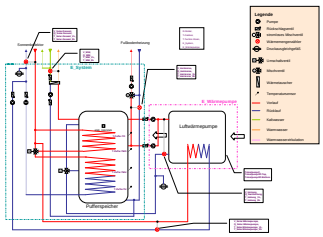
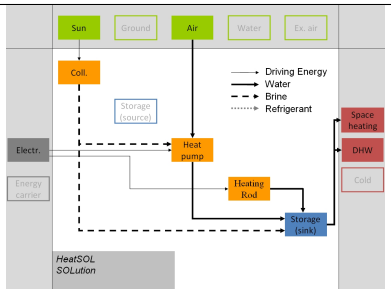
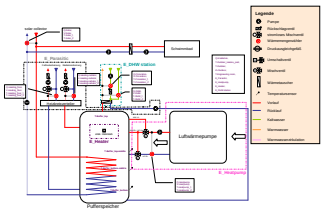
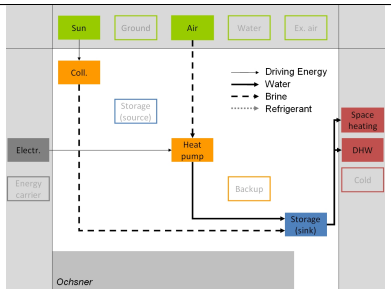
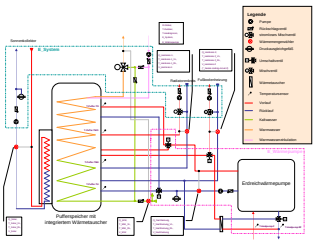
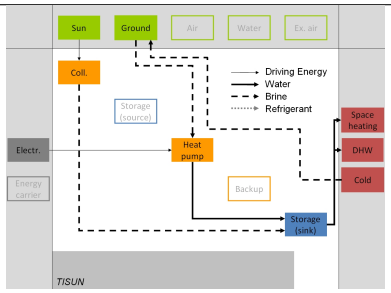
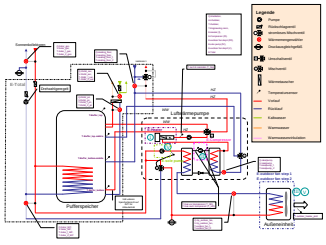
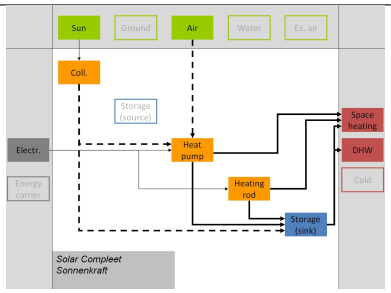
Anlage	Hydraulikschema	Grafische Erfassung	Buchstaben Code
Trofaiach			$\underset{skS,HP}{Sol}SHP^{Air,S}_{skS}$
Gleisdorf			$\underset{skS}{Sol}SHP^{Air}_{skS}$
Kammern			$\underset{skS}{Sol}SHP^{G}_{skS}$
Axams			$\underset{skS,HP}{Sol}SHP^{Air,S}_{skS,SH}$

Tabelle D.2.: Klassifizierung der betrachteten Anlagen mittels grafisch-schematischer Darstellung und Buchstabencode

Literaturverzeichnis

[1] Karl Ochsner
Wärmepumpen in der Heizungstechnik - Praxishandbuch für Installateure und Planer
5., überarbeitete und erweiterte Auflage
C.F. Müller Verlag Heidelberg (2009)

[2] Wolfgang Streicher
Sonnenenergienutzung
Skriptum zur Vorlesung 307.036, Institut für Wärmetechnik
TU Graz (2010)

[3] DI Dr. J. Geyer
Kälte- und Wärmepumpentechnik
Skriptum zur Lehrveranstaltung 00221103 des FH-Studiengangs Gebäudetechnik
FH Pinkafeld (2005)

[4] International Energy Agency - Solar Heating & Cooling Programme
Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems
Solar Heating and Cooling Executive Committee
James & James (Science Publishers) Ltd

[5] Ibrahim Dincer, Yunus A. Cengel
Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering
Department of Mechanical Engineering, Dhahran, Saudi Arabia
Department of Mechanical Engineering, University of Nevada
Published 2001

[6] Michel Y. Haller[a)], Elimar Frank[a)], Christoph Trinkl[b)], Wilfried Zörner[b)]
Systematische Gliederung der Systemkombination von solarthermischen Anlagen und Wärmepumpen
[a)]SPF Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Schweiz
[b)]Kompetenzfeld Erneuerbare Energien, Hochschule Ingolstadt, Deutschland

[7] Elimar Frank[1], Michel Haller[1], Sebastian Herkel[2], Jörg Ruschenburg[2]
Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems
[1]SPF Institut für Solartechnik, University of Applied Sciences Rapperswil, Switzerland
[2]Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, Germany

[8] Günther Wiesinger
Verbundlehrveranstaltung Thermodynamik & Statistik
Institut für Festkörperphysik, Technische Universität Wien

[9] Dietram Castorp, Max Kollera, Peter Waas
Skriptum zur Vorlesung Technische Thermodynamik
Hochschule für angewandte Wissenschaften FH München, 1999

[10] A. Goetzberger, V. Wittwer
Sonnenergie - thermische Nutzung
Teubner Studienbücher

[11] Masanori Shukuya, Abdelaziz Hammache
Introduction to the Concept of Exergy - for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems
VTT Research Notes 2158

[12] Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac
Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen
Springer Verlag, 2006

[13] David R. Lide, Ph.D.
CRC Handbook of Chemistry and Physics
CRC Press LLC, 1998-1999, 79th Edition

[14] Günter Cerbe, Hans-Joachim Hoffmann
Einführung in die Wärmelehre - Von der Thermodynamik zur technischen Anwendung
9. verbesserte Auflage
Carl Hanser Verlag München; Wien (1990)

[15] *VDI-Wärmeatlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*
Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC)
7. erweiterte Auflage - 1994
VDI Verlag

[16] L. Gasser, K. Hilfiker, B. Wellig
Exergie-Analyse: Wegleitung zu effizienten Heizsystemen mit Wärmepumpen
Hochschule Luzern - Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik

[17] P. Vogelsanger, S. Geisshüsler, A. Lauber, X. Daguenet, H. Marty
Wärmeverluste durch Gegenstromzirkulation (rohrinterne Zirkulation) in an Speichern angeschlossenen Rohrleitungen
SPF Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Schweiz

[18] Udo Backhaus, H. Joachim Schlichting
Der exergetische Wirkungsgrad
In: Der Physikunterricht 18/3 (1984), S. 58-61
Universität Münster

[19] Paul A. Tipler
Physik
korrigierter Nachdruck, 1995, der 1. Auflage 1994
Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg, Berlin, Oxford

[20] Burkhard Sanner
Wärmepumpen
Online im Internet: `http://www.ubeg.de/downloads/WP.pdf`
Abfrage: 28.3.2011

[21] F. Kohlrausch
Praktische Physik - Band 1
22., neubearbeitete und ergänzte Auflage, 1968
B. G. Teubner, Stuttgart