

Schlussbericht September 2006

Grosswärmepumpen

Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen
Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte

ausgearbeitet von
Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL
Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

und

Prof. Dr. Max Ehrbar
Enertec AG
Im Sixer 17a
7320 Sargans
ehrbar.max@bluewin.ch

Impressum

Auftraggeber: Bundesamt für Energie
Sektion erneuerbare Energie
vertreten durch Prof. Dr. Thomas Kopp

ewz-Stromsparerfonds der Stadt Zürich
vertreten durch Georg Dubacher (ewz)

Ausführende: Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL
Carlos Bernal, Techniker
Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
9032 Engelburg

Max Ehrbar, Prof. Dr.
Enertec AG
Im Sixer 17a
7320 Sargans

Begleitgruppe: Prof. Dr. Th. Kopp (Projektverantwortlicher BFE)
HSR Hochschule Rapperswil

Fabrice Rognon, Bern, (BFE)

Georg Dubacher, ewz (Contracting und Anwender)

Rolf Löhner, Scheco AG, Winterthur (Hersteller)

Zusammenfassung

Mit den grossen Wärmepumpen wird trotz der eher kleineren Stückzahlen ein bedeutendes energetisches Potential abgedeckt. Somit ist es auch von öffentlichem Interesse, dass deren Effizienz möglichst hoch ist. Aus den bisherigen Informationen, herrührend aus dem FAWA-Projekt und dem P+D-Anlagen-Sample, konnte festgestellt werden, dass die Grosswärmepumpen mit beachtlich tieferen Arbeitszahlen betrieben werden. Aufgrund dieser Tatsache wurde vom BFE ein Forschungsprojekt zu diesem Thema bewilligt, das ermöglicht hat an 10 Grosswärmepumpenanlagen vertiefte Untersuchungen und Analysen durchzuführen. Das Hauptziel des Forschungsprojekts war die Klärung der Frage, woher diese schlechteren Arbeitszahlen stammen und wie sie verbessert werden können. Es wurde jedoch auch die Situation des CO₂-Ausstosses einbezogen und zwar als schlechtes Szenario unter den heute noch nicht aktuellen Verhältnissen der Stromerzeugung mit fossil befeuerten Kraftwerken. Selbst in diesem Fall und mit bivalenten Grosswärmepumpen ist die Bilanz erstaunlich günstig.

Es wurden einige Schwerpunktthemen, die sich im Verlaufe der Projektbearbeitung gezeigt haben, vertieft untersucht. Die Verluste in den Grobverteilnetzen, die Warmwasserbereitung und -verteilung sowie die quellenseitigen Nebenantriebe haben bei den Grosswärmepumpen grundsätzlich einen grösseren Einfluss auf die Effizienz. Durch diese Abhängigkeit wird dann auch klar, dass bei Grosswärmepumpen für die Steigerung der Arbeitszahlen nach oben äussere Grenzen gesetzt sind, die für sich selbst optimiert werden müssen, da sie die Effizienz der Grosswärmepumpen direkt beeinflussen.

So sind für die Verluste in den Grobverteilnetzen massgeblich die nachstehend aufgeführten Punkte verantwortlich. Die Druckverluste, die Wärmeverluste, der Temperaturabfall im Verteilnetz sowie die Temperaturdifferenz von allfälligen Wärmetauschern, die zur hydraulischen Trennung oft eingebaut werden, haben einen direkten Einfluss auf die Effizienz von Grosswärmepumpen. Aufgrund der Untersuchung ist es mit Hilfe einer Modellbildung und dem Vergleich mit den Felderhebungen gelungen, die Zusammenhänge weitgehend zu definieren. Die Netzgeometrie kann als dimensionslose Grösse der physikalischen Werte (ΔT , Druckverlustbeiwert, Wassergeschwindigkeit, etc.) der gesamten Leitungslänge und der bewirtschafteten Grundstückfläche dargestellt werden.

Bei der Warmwasserbereitung ist aufgefallen, dass es bei den vorgefundenen Systemen grosse Unterschiede gibt. In diesem Bericht werden zwei Beispiele mit grossen Unterschieden dargestellt und der elektrische (kostenpflichtige) Energieaufwand pro m³ WW-Bereitstellung verglichen. Im schlechten Beispiel liegt dieser Wert bei 37.3 [kWh/m³], beim guten Beispiel ist der Wert 19.1 [kWh/m³]. Im Vergleich benötigt ein direkter Elektroboiler (dezentral aufgestellt) mit 58.2 [kWh/m³] nur noch ca. 1/3 mehr als beim schlechten Beispiel. Dies wirkt sich natürlich auch auf den CO₂-Ausstoss aus.

Die Nebenantriebe, insbesondere die quellenseitigen Hilfsaggregate, wie Umwälzpumpen, hydraulische Einbindung, etc. sind ebenfalls von grosser Wichtigkeit für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb. Dies wird am Beispiel einer Grundwasserpumpe dargestellt. Dabei geht es nicht nur um den abgestuften und der Wärmepumpenleistung angepassten Massenstrom, sondern auch um grundsätzlich günstigere Systeme für die Wasserbewirtschaftung als Zuförderung der Wärmepumpe. Natürlich ist bei grossen Umwälz-, resp. Förderpumpen auch die Planung und Auswahl wichtig, indem die technischen Daten und der Wirkungsgrad optimal bestimmt werden. Der Wirkungsgrad fällt bei einer grossen Umwälzpumpe bei einer Differenz von 10% bedeutend stärker ins Gewicht als bei Kleinanlagen.

Für die weitere Verbreitung der Grosswärmepumpen und deren Förderung sollten im Bereich der Forschung und Qualitätssicherung weitere Bestrebungen erfolgen, die genau auf diese und weitere Massnahmen zuhanden der Akteure (Planer, Installateure und Hersteller) aufmerksam machen.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Abstract

Even though large heat pump systems are not very common they represent an important energy potential. It is thus desirable that they are as efficient as possible. The FAWA and P+D projects have shown that these large heat pump systems have a low performance factor. To investigate this further the BFE approved a research project to investigate and analyse 10 large heat pump systems in greater detail. The principal purpose of this research project was clarifying the question, why the efficiency is so low and how it can be improved. In addition the CO₂- production was included as a worst case scenario versus the generation of electricity by fossil-fuelled power stations. Even in this case and with bivalent large heat pump systems result is surprisingly favourable.

Several topics from the project were more closely examined. These included the losses in the distribution network, the warm water preparation and distribution and the source side equipment. All of which have a large influence on the efficiency. This dependency limits the maximum achievable efficiency for large heat pump systems. Optimising these factors will increase the performance factor of the system. The energy losses in the distribution network are mainly due to the following points. Pressure loss, heat loss, temperature differential on the distribution network and optional heat exchangers for hydraulic separation all of which have a direct influence on the efficiency. The field research and its analysis has enabled an accurate system model to be created. The network geometry can be represented by a dimensionless number resulting from the following physical values (ΔT , Pressure loss, Water velocity. etc). of the total network and the supplied area.

The analysis of the domestic hot water supply showed large variations. This report compares two installations as the extremes of the scale. The electrical (charged) energy input per m³ of domestic warm water varies between 19.1 and 37.3 [kWh/m³]. In comparison an electric immersion heater (decentralised) requires 58.2 [kWh/m³], which is only 35% more than the worst case example. This has a direct influence on the CO₂ emission value.

The secondary systems, in particular the source side pumps, hydraulic systems etc. are also important contributors to the overall efficiency of the heat pump. It is not only important to throttle the power but also to regulate the source and sink hydraulic systems. Of course in the case of large circulation and other pumps the specification and choice is important because this directly influences the efficiency and technical performance. A difference of 10% efficiency in large circulation pumps more effect than in smaller installations.

To promote the implementation of large scale heat pump installations it is imperative that further effort is invested in research and quality control. With the aim of informing the stakeholders (installers, manufacturers and designers) how they can best improve the product.

This work developed on behalf of the Swiss Federal Office of Energy (BFE). For contents and the conclusions the authors of this report are excluding responsible.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Zusammenfassung	3
Abstract	4
1. Einführung	6
1.1 Begriff der Grosswärmepumpe	7
1.2 Ziele der Arbeit	8
1.3 Methodik	9
1.4 Potentialabklärung	9
1.5 Liste der untersuchten Anlagen	14
2. Thema 1: Warmwasserversorgung	15
2.1 Theorie, Methodik	15
2.2 Anlagenanalyse Warmwasserbereitung	16
3. Thema 2: Verluste in Nahversorgungsnetzen	27
3.1 Wärmeverlust	27
3.2 Druckverlust im Grobverteilnetz	29
3.3 Einfluss der Verluste auf die Arbeitszahl	29
3.4 Temperaturabfall in Unterstationen	30
3.5 Einfluss der Verluste auf die Arbeitszahl	30
4. Thema 3: Quellenanlagen	32
4.1 Temperaturen der Wärmequellen	32
4.2 Generelles zu offenen Wärmequellen-Systemen	33
4.3 Wärmequelle Grundwasser	35
4.4 Ungereinigtes Abwasser	41
4.5 Gereinigtes Abwasser	42
4.6 Erdwärmesonden	43
4.7 Übersicht über die JAZ-Minderung aller Quellenanlagen	49
5. Thema 4: Energiewirtschaftliche und emissionstechnische Analyse	51
5.1 Beispiel mit bivalenter Grundwasser-Wärmepumpe	52
5.2 Volkswirtschaftlich optimaler Modalsplit	54
6. Schlussfolgerungen	57
7. Offene Fragen	58
Literaturverzeichnis	59
Anhang A: Methodik zur Berechnung der Energieeinsparung bei Grundwasser	60
Anhang B: Verluste in Nahwärmeverbundnetzen	62
Anhang C: Wärmebilanz im Warmwassernetz	70
Anhang D: Detaillierte Anlageninformationen zum Thema Warmwasser	74
Anhang E: Welcher Strom-Mix	84
Anhang F: CO ₂ -Emission pro kWh Nutzwärme mit BHKW+Wärmepumpe	88
Anhang G: Methodik zur Bestimmung von JAZ ₀	89

1. Einführung

An der Burgdorfer-Tagung 2002 des schweizerischen Bundesamtes für Energie (BFE) wurde die Forderung nach spezieller Förderung der Grosswärmepumpe gestellt. Unter Grosswärmepumpen versteht man nach BFE-Definition Wärmepumpen ab 50 kW Heizleistung. International gelten als untere Grenze eher 500 kW.

Warum sollen gerade Gross-Wärmepumpen gefördert werden? Im Bereich der *Kleinwärmepumpen* bis etwa 50 kW Heizleistung wurden in der Schweiz seit den Achtzigerjahren enorme Anstrengungen zur Anhebung der energetischen und betrieblichen Qualität der Wärmepumpen getätigt, und dies mit durchschlagendem Erfolg. Es wurden Qualität sichernde Instrumente wie das Wärmepumpentestzentrum Töss (heute an der Interstaatlichen Hochschule für Technik Buchs SG), das Gütesiegel für Wärmepumpen und Erdwärmesonden und das Ausbildungsprogramm PENTA geschaffen. Seitens des BFE laufen die Programme F+E (Forschung und Entwicklung) und P+D (Pilot- und Demonstrationsanlagen).

Tabelle 1: Liste der in P+D-Projekten untersuchten Anlagen 2000-2004

Nr.	Wärmequelle	Nennleistung WP [kW _{th}]	JAZ effektiv <i>Planung</i>
A	Grundwasser	760	3.20
B	Grundwasser	168	3.15
C	gereinigtes Abwasser	540	3.60
D	Seewasser	134	3.00
E	ungereinigtes Abwasser	450	2.47
F	gereinigtes Abwasser	280	2.47
G	Erdwärmesonden	92	3.50
H	Ungereinigtes Abwasser	260	3.00
I	Erdwärmesonde	519	3.71
K	Erdwärmesonden	140	3.42
L	gereinigtes Abwasser	380	3.41
M	gereinigtes Abwasser	2400	2.63
N	Erdwärmesonde	340	3.30
	Minimum	92	2.47
	Mittelwert	517	3.16
	Maximum	2400	3.71

Das Segment der Kleinwärmepumpen wurde im Projekt FAWA¹ [1] zwischen 1995 und 2003 vertieft untersucht. Dabei ergaben sich mittlere Arbeitszahlen von 2.6 bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen und 3.4 bei den Sole-Wasser-Wärmepumpen. An sich würde man erwarten, dass grössere Wärmepumpenanlagen bezüglich Energieeffizienz besser als Kleinwärmepumpen abschneiden müssten. Eine Auswertung der im Programm „Pilot- und Demonstrationsanlagen P+D“ des BFE geförderten Anlagen zeigt aber, dass dies nicht der Fall ist. Eine Auswertung von 13 Anlagen aus diesem Programm ergibt für Wärmepumpen mit den Wärmequellen Grundwasser, Erdreich (vertikale Erdwärmesonden), gereinigtem und ungereinigtem Abwasser eine mittlere Arbeitszahl von 3.16, wobei die Werte zwischen 2.47 und 3.71 (teilweise Planungswerte) variieren.

Diese Situation zeigt deutlich auf, dass Handlungsbedarf bei den Grosswärmepumpen besteht. Ziel muss immer sein, die energetische Effizienz (sprich die Arbeitszahlen) und die betriebliche Zuverlässigkeit zu steigern. Seitens der Betreiber (inklusive der Contractor) besteht aber auch ein Interesse an Kostentransparenz in Form von Erfahrungswerten für die einzelnen Kostenkategorien. Als Kostenkategorien sehen wir die Kapitalkosten, die Energie-, Wartungs- und Reparaturkosten und die Nebenkosten.

¹ Feldanalyse an Wärmepumpenanlagen [1], S. 44

1.1 Begriff der Grosswärmepumpen

Kleinwärmepumpen sind serienmässig hergestellte Wärmepumpen, die schlüsselfertig angeliefert werden und mittels Standardschaltungen ins Wärmeverteilsystem eingebunden werden. Normalerweise wird kein spezielles Engineering benötigt. Ihr Leistungsspektrum reicht bis etwa 100 kW.

Wärmepumpen mittlerer Leistungsgrösse, d.h. im Leistungssegment von etwa 50 kW bis 150 kW, können Serieprodukte sein, können aber von der Einbindung her bereits komplexeren Anforderungen unterworfen sein, und bedürfen einer versierten Planung.

Als Grosswärmepumpen betrachten wir Anlagen mit mehr als 150 kW Heizleistung. Sie unterscheiden sich nicht vorwiegend über deren Leistung von den beiden anderen Segmenten, sondern vielmehr durch die komplexeren Ansprüche, die auf das Objekt zugeschnittenen konzeptionellen Lösungen und durch kleine Losgrössen.

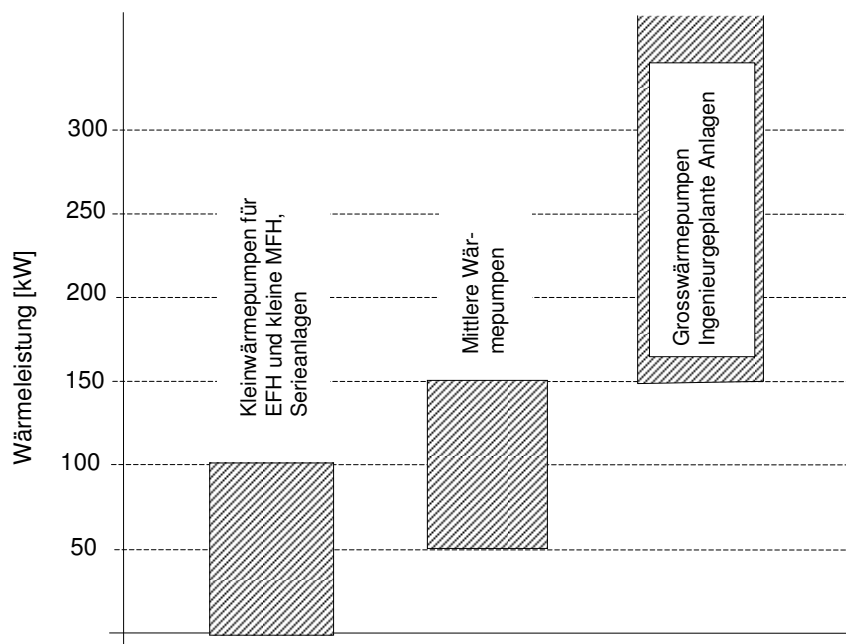


Abb. 1: Einteilung von Wärmepumpen nach der Heizleistung

Bei grösseren Bauobjekten treten deutlich andere Randbedingungen für die Wärmepumpenanlage als bei Einfamilienhäusern auf. Es sind folgende Aspekte:

- Bei grösseren Objekten können die Ansprüche an die Vorlauftemperaturen je nach Verbraucher unterschiedlich sein (z.B. unterschiedliche Lage innerhalb des Gebäudes, Nutzerbedürfnisse). Die Einbindung von Grosswärmepumpen kennt wesentlich mehr konzeptionelle Variationen als Kleinwärmepumpen.
- Die Warmwasserversorgung stellt wegen der grösseren Distanzen zwischen Wärmepumpe und Zapfstelle konzeptionelle Probleme. Soll beispielsweise eine zentrale oder dezentrale Warmwasserversorgung eingebaut werden?
- Allein auf Grund der Leistungsgrösse stellen sich an Wärmequellenanlagen andere Anforderungen als bei Kleinwärmepumpen. Die Wahl der Wärmequelle wird schwieriger. Wegen des grossen Wärmebedarfs des Verdampfers muss die Quelle entsprechend ergiebig sei. Dies kann bei Grundwasserfassungen, Erdsondenfeldern oder Abwasserwärmegewinnung Probleme aufwerfen. Die Nebenantriebe können u.U. grosse Antriebsenergien erfordern (lange Zuleitungsdistanzen, Höhenunterschiede). In städtischen Agglomerationen kann der verfügbare Platz für Wärmequellen (Erdwärmesonden, Grundwasser, Abwasser) zum begrenzenden Faktor werden

- Die Quellenanlagen werden anteilmässig teurer als bei Kleinwärmepumpen und dominieren die Investitionskosten.
- Der Preisabstand (Investitionen) von Wärmepumpen zu Öl- und Gaskesselanlagen wird mit zunehmender Heizleistung grösser.
- Andererseits können Anlagenkonzepte verwirklicht werden, die bei Kleinwärmepumpen zu aufwendig wären. Man denke etwa an spezielle Warmwasserversorgungskonzepte oder die kombinierten Erzeugung von Wärme und Kälte. Oft werden von einer zentralen Wärmepumpenanlage im Rahmen von Nahversorgungsnetzen mehrere Objekte mit Wärme versorgt.
- Grosse Wärmepumpen sind nicht einfach leistungsvergrösserte Kleinwärmepumpen. Vielmehr unterliegen sie meist andersartigen Randbedingungen. Dies beginnt schon beim Engineering. Grosswärmepumpen werden im Gegensatz zu Kleinwärmepumpen ingenieurmässig geplant. Die komplexeren Anforderungen an eine Anlage bedingen ein sorgfältiges Engineering. Die Anlagen können nicht mehr „ab Stange“ verbaut werden. Dies ist übrigens ein wesentliches Merkmal zur Unterscheidung zwischen Gross- und Kleinwärmepumpen.
- Aus P+D-Projekten ist auch bekannt, dass etappierte Überbauungen für längere Zeit mit überdimensionierten Wärmeerzeugungen und Nebenantrieben arbeiten und demzufolge bis zur Vollendung der ganzen Überbauung schlechte Arbeitszahlen haben.
- Bei Grosswärmepumpen und komplexeren Anlagen stellen sich auch Fragen bezüglich der Finanzierung und des Betriebes.
- Bei Grosswärmepumpen ist oft eine Leistungsabstufung etwa durch mehrere parallele Maschinen vorhanden. Hier ergeben sich spezielle Anforderungen an die Betriebsweise der Nebenantriebe.

1.2 Ziele der Arbeit

Im Bereich der grösseren Wärmepumpen fehlte bislang ein den Kleinwärmepumpen äquivalentes Instrumentarium. Die P+D-Projekte des BFE in Tabelle 1 haben aufgezeigt, dass etwa die Jahresarbeitszahlen von Grosswärmepumpen stark variieren und generell nicht die auf Grund des Standes der Technik möglichen Werte erreichen. Von grösseren Wärmepumpen erwartet man gemeinhin einen positiven Skalierungseffekt, d.h. mit der Leistungsgrösse ansteigende Leistungs- und Arbeitszahlen. Auswertungen von ausgeführten P+D-Anlagen zeigen jedoch, dass dies nicht à priori der Fall ist.

Es fehlen oft Richtung weisende Unterlagen für die Planung, um fundierte Systementscheide treffen zu können.

Es interessiert nun besonders, welches die Ursachen für die teilweise unbefriedigenden Arbeitszahlen sind und welche planerischen und konzeptionellen Massnahmen getroffen werden müssen, um die an sich möglichen hohen Arbeitszahlen zu erreichen. Anhand einer technischen und wirtschaftlichen Analyse bestehender Grosswärmepumpen in unterschiedlichen Anwendungsumgebungen sollen Merkmale eruiert werden, die für gute und schlechte Arbeitszahlen ursächlich sind. Daraus sollen Planungsrichtlinien für gute Wärmepumpe-Anlagen abgeleitet werden.

- Feldmonitoring an Grosswärmepumpen (Analyse bestehender WP-Anlagen) auf Schwachpunkte.
- Systematische Darstellung von typischen ausgeführten Anlagen mit ihren Vor- und Nachteilen.
- Systemanalysen und Planungsunterlagen für Hersteller, Planer, Installateure und Betreiber
- Erarbeitung Kennzahlen für Beratung, Planung und Betrieb von GWP
- Technisch-wirtschaftliche Kennzahlen als Richtschnur für Bauherren und Planer
- Schulungsunterlagen

1.3 Methodik

Die energetische Effizienz einer Wärmepumpenanlage hängt bei Grosswärmepumpen in noch weit grösserem Masse von der Einbindung der Wärmepumpe ins Verteilsystem, resp. den Randbedingungen des Wärmeverteilsystems ab. Die Analyse zielt daher nicht auf die Wärmepumpe selbst, als vielmehr auf die Einbindungskonzepte ab. Für die Beantwortung dieser Fragen wählten wir folgendes Vorgehen. Es werden mindestens 10 Grosswärmepumpenanlagen bezüglich Einbindungskonzept und soweit möglich auch bezüglich der Kosten analysiert.

Wir haben uns entschlossen, nicht Anlage für Anlage darzustellen, sondern themenorientiert Vergleiche über alle Anlagen anzustellen. Beispielsweise bilden die Warmwasserversorgungskonzepte ein Thema. Dies geschieht vor allem im Hinblick auf die zukünftige Schulung von Wärmepumpenfachleuten. Praktiker sprechen erfahrungsgemäss vor allem auf Beispiele an. Dies kann mit dieser systematischen Analyse ausgeführter Anlagen und der Diskussion von Vor- und Nachteilen in idealer Weise untermauert werden. Es soll eine Art Nachschlagewerk entstehen, an Hand dessen sich die Planer orientieren können. Es wird auch auf immer wiederkehrende Fehler aufmerksam gemacht, die den Energie- und Wasserverbrauch (etwa bei Grundwasseranlagen) unnötig erhöhen. Wir haben uns auf folgende Themen festgelegt:

- Thema 1 (Kap. 2): Warmwasserversorgung
- Thema 2 (Kap. 3): Verluste in Nahversorgungsnetzen
- Thema 3 (Kap. 4): Quellenanlagen
- Thema 4 (Kap. 5): Kostenerhebung (Kapital-, Wartungs-, Reparatur-, Energie-, Nebenkosten)

Unsere ursprüngliche Ansicht war, die Analyse und Auswertung allein auf Basis der Erhebungen beim Kunden, also durch erfasste Zahlen durchführen zu können. In der Praxis zeigte es sich jedoch rasch, dass in den wenigsten Fällen alle Zahlen zur Verfügung standen, die wir eigentlich für eine umfassende Auswertung benötigt hätten. Es zeichnete sich ebenso rasch ab, dass die Auswertungen durch entsprechende Theorien abgestützt werden mussten. Diese Theorien erlaubten es dann auch, Lücken in den Unterlagen auszufüllen und systematische Untersuchungen über Abhängigkeiten zu machen.

Beispiele für erarbeitete Theorien:

- Pumpenauslegung (Anhang A)
- Netzverluste (Anhang B)
- Warmwasseraufbereitung (Anhang C, D)
- Optimierung der Kosten und CO₂-Reduktion (Kap. 5)
- Strom-Mix (Anhang E)

1.4 Potentialabklärung²

Obwohl Kleinwärmepumpen rein stückzahlmässig obenauf schwingen, ist der energetische Anteil resp. das Potential der Grosswärmepumpen grösser. Wir schätzen zunächst das Installationspotential für Wärmepumpen grob ab.

Der Wärmebedarf nach Tabelle 2 wird zu etwa 90 % aus Öl, Gas und Strom gedeckt. Der Rest verteilt sich auf Biomasse, Sonnenenergie, Fernwärme u.a. Das für eine Substitution durch Wärmepumpen interessante Nutzwärmpotential beläuft sich demnach auf etwa 63'000 GWh. Da bei Einfamilienhäusern eher individuelle Kleinanlagen eingebaut werden, fokussiert sich das effektive Substitutionspotential auf die Kategorien B und C mit 51'000 GWh Nutzwärmebedarf, abzüglich 10 % für andere Energieformen, also auf etwa 46'000 GWh.

² Derzeit wird im BFE eine wesentlich detailliertere Abschätzung des WP-Potentials erstellt [5], sodass die hier vorliegenden Angaben nur als Grössenordnung zu betrachten sind.

Tabelle 2: Nutzwärmebedarf für Heizung und Warmwasser, Installationspotential für Wärmepumpen (Maximalgrenze)

Definition	Gross-Wärmepumpen haben eine Heizleistung von mindestens 150 kW	Nutzwärme-Bedarf [GWh]
Zielmarkt	Anwendung für Heizung und/oder BWB-Bereitung, sowie für Heizung und Kühlung, Bürogebäude, Verwaltungen, Schulhäuser, Altersheime, Spitäler, Hotels, Einkaufszentren, grosse Wohngebäude, Nahwärmeversorgungen, Industriegebäude (inkl. technische Anlagen), WKK-Anlagen	
Nutzwärme-potential	Kategorie A: Einfamilienhäuser: ca. 750'000 EFH in der Schweiz mit Jahreswärmebedarf von ca. 25'000 kWh/a = totaler Wärmebedarf ca. 18'750 GWh/a, resp. 7.5 GW Heizleistung bei 2500 Betriebsstunden pro Jahr (ca. 10 kW/Anlage)	18'750
	Kategorie B: Mehrfamilienhäuser ³ : Wohnungsbau; bei 2.89 Mio Wohnungen in der Schweiz mit je einem Jahreswärmebedarf ca. 10'000 kWh/a entspricht dies einem Total von rund 29'000 GWh, resp. 11.6 GW Heizleistung total bei 2500 Volllaststunden pro Jahr (ca. 4 kW/Wohnung)	29'000
	Kategorie C: Dienstleistungsgebäude Laut [2] rechnen wir für Dienstleistungs-, Verwaltungs-, Schul-, Spital- und andere Nichtwohnungsbauten rechnen mit einem Wärmebedarf von 46.4 % des Wohnungsbaus also mit rund 22'000 GWh. Dies entspricht bei durchschnittlich 3000 Betriebsstunden pro Jahr einer installierten Wärmeleistung von etwa 7.3 GW.	22'000
Anzahl Anlagen	Grosswärmepumpen: Da etwa 10 % aller Wohnbauten mit Fernwärme, Biomasse, Solarenergie beheizt wird reduziert sich das Substitutionspotential der Kategorien B+C auf 17.0 GW Heizleistung. Bei einer mittleren Anlagenleistung von 500 kW wären dies 34'000 WP-Anlagen. Ein realistisches Nahziel wären 10% = 3'400 WP-Anlagen.	

Methodisch sind wir bei der obigen Abschätzung des Substitutionspotentials von der Annahme ausgegangen, dass für die Wärmepumpe nur im Bereich des Heizöls, des Erdgases und der Widerstandsheizungen ein Substitutionspotential besteht (siehe Tabelle 3a). Laut schweizerischer Gesamtenergiestatistik [2], S. 24 beträgt der Endverbrauch an Erdölprodukten und Gas, der auf die Verbrauchergruppen „Haushalte“ und „Gewerbe, Dienstleistungen“ entfällt, 68'742 GWh. Hinzuzählen ist der Stromverbrauch für Widerstandsheizungen von ca. 8'977 GWh [5]. Wir gehen davon aus, dass in diesen beiden Verbrauchergruppen der gesamte Endenergieverbrauch mit Ausnahme des Stroms für den Wärmebedarf verbraucht wird. Bei der Kategorie „Industrie“ gehen wir davon aus, dass der grösste Teil des Energieverbrauchs auf das Konto Antriebe und Produktion geht. Diese Kategorie wird hier daher nicht als substituionswürdig betrachtet.

Tabelle 3a: Basisdaten des Endenergieverbrauchs für Heizung und Warmwasser 2003 in den Verbrauchergruppen „Haushalte“ und „Dienstleistungen“ (aus [2] Tabelle 17 und [5])

	Erdölprodukte [2] [GWh]	Erdgas [2] [GWh]	Elektrizität für Widerstandsheizungen [5] [GWh]	Total [GWh]
Haushalte, Wohnungen	35'983	11'203	8'977	
Dienstleistungen	15'342	6'214		
Total für alle Kategorien	51'325	17'417	8'977	77'719
Total für Kategorien B+C	37'530	12'735	6'565	56'830

Gemäss [5], Tabelle S. 18, wurden im Jahre 2000 166'248 Gebäude mit elektrischen Widerstandsheizungen beheizt. Der Durchschnittsverbrauch pro Gebäude für den Wärmebedarf beträgt etwa 54'000 kWh pro Jahr. Dies ergibt einen Stromverbrauch von rund 8'977 GWh

Der Endenergieverbrauch ist wegen der Umwandlungsverluste naturgemäss höher als der Nutzenergiebedarf. In unserem Falle beträgt das Verhältnis von Nutzenergiebedarf (Tab. 2) zu Endenergieverbrauch (Tab. 3a) 0.81. Laut [31] beträgt der Umwandlungswirkungsgrad von End- zu Nutzenergie im Wärmebereich jedoch nur etwa 70-71 % (Tab. 3b). In der Energiestatistik 1990 sind noch Angaben zu den Nutzenergien zu finden.

³ Gemäss Schweizerischer Gesamtenergiestatistik [2], S. 46 existierten Ende 2003 3'638'187 Wohnungen. Zieht man davon die geschätzten 750'000 Wohnungen in Einfamilienhäusern ab, so verbleiben 2'890'000 Wohnungen in Mehrfamilienhäusern.

Tabelle 3b: Nutzwärmebedarf der Kategorien „Haushalte“ und „Gewerbe, Dienstleistungen“ aus der Gesamtenergiebilanz 1990 der Schweiz [31], Seite 50 und 56.

	Erdölprodukte [31] [GWh]	Erdgas [31] [GWh]	Elektrizität für Wärme [GWh]	Total [GWh]
Haushalte, Wohnungen	26'836	5'536	7'431	39'803
Dienstleistungen	14'786	2'850	5'258	22'894
Total für Wärme	41'622	8'386	12'689	62'697
Umwandlungswirkungsgrad Nutz- zu Endenergie	71 %	70 %	75 % (!)	

Interessant ist bei dieser Tabelle der relativ tiefe Umwandlungswirkungsgrad von Endenergie (Oel, Gas) in Nutzenergie von nur etwa 70 %. Dies lässt darauf schliessen, dass der durchschnittliche Kesselwirkungsgrad erheblich schlechter ist als bei Neuanlagen. Erstaunlich ist der schlechte Wirkungsgrad bei der elektrisch erzeugten Wärme. Selbst wenn alle Heizanlagen und Boiler mit Widerstandheizungen ausgestattet wären, müsste der Wirkungsgrad eigentlich nahe bei 100% liegen.

Tab. 2 weist aus, dass das energetische Potential für Grosswärmepumpen (grosse Mehrfamilienhäuser) deutlich grösser als für Kleinwärmepumpen (EFH und kleine MFH) ist. Da aus technischen⁴ und wirtschaftlichen Gründen nicht alle Objekte auf Wärmepumpen umgerüstet werden können, liegt das effektive Potential unter den in Tabelle 3a genannten Werten.

Für eine grobe Abschätzung des Energiesparpotentials bei Grosswärmepumpen gehen wir von folgenden Szenarien aus:

Als Referenz wird ein konventioneller öl- oder gasbefeuerter Heizkessel mit einem Jahreswirkungsgrad von 80 % genommen. Wir unterstellen des Weiteren, dass das Substitutionsszenario entweder eine dezentrale Wärme-Kraft-Koppelung mit einem GuD-Kraftwerk⁵ und lokalen Wärmepumpen oder öl- oder gasbetriebene Verbrennungsmotorwärmepumpen oder Absorptionswärmepumpen vorsieht. Das aus der Substitution frei werdende Heizöl oder Gas wird also zur Deckung des zusätzlichen Strombedarfs der Wärmepumpen verwendet. Da für die Deckung des Strombedarfs weniger Heizöl und Gas benötigt wird als aus den substituierten Anlagen frei wird, resultiert ein Einspareffekt an Heizöl und Gas. Als Vergleichsgrösse verwenden wir den Primärenergiewirkungsgrad, also das Verhältnis von produzierter Heizwärme zu eingesetzter Primärenergie (bei den Absorptionswärmepumpen auch Heizzahl genannt).

Tab. 4: Einsparungsszenarien und Einsparpotentiale für die Kategorien B+C nach Tab. 2

Heizsystem	Nutzwärmebedarf pro Jahr 100% des theoretischen Potentials [GWh]	Wirkungsgrade	End- energie- bedarf [GWh]	Einspar- potential an Endenergie [GWh]
Heizkessel (Oel, Gas)	46'000 ⁶	80 %	57'500	0
Szenario A: GuD-Kraftwerk, elektrische Übertragung, dezentrale Wärmepumpen	46'000	GuD: 60 % Übertragungsnetz: 92.5 % Wärmepumpen JAZ 3.16 = Gesamtwirkungsgrad 175 %	26'300	31'200
Szenario B: Verbrennungsmotorisch be- triebene Wärmepumpen mit elektrischer Koppelung ⁷	46'000	Verbrennungsmotor 35 % Nutzungsgrad 90 % Wärmepumpe JAZ 3.16 = Gesamtwirkungsgrad 166 %	27'700	29'800
Szenario C: Absorptionswärmepumpe	46'000	Heizzahl Absorptionswär- mepumpe 1.50	30'700	26'800

⁴ Es ist anzunehmen, dass etwa in städtischen Agglomerationen eine Beschränkung seitens der Wärmequellen besteht (Grundwasser, Erdwärmesonden, Abwasser).

⁵ GuD-Kraftwerke sind Gasturbinen-Kraftwerke mit angekoppeltem Dampfprozess. Sie gelten heute als die bezüglich Wirkungsgrad besten thermischen Kraftwerke. Die neueste Anlage wurde 2004 in England in Betrieb genommen und erreicht einen Gesamtwirkungsgrad von 60 % [3]. Neben dem hohen Wirkungsgrad hat dieser Kraftwerkstyp den Vorteil, dass er sich relativ schnell anfahren lässt. Die Investitionskosten sind wegen der Gasturbine günstiger als bei einem reinen Dampfkraftwerk. GuD-Kraftwerke arbeiten daher auch bei nur saisonalem Betrieb recht kostengünstig.

⁶ Der Strom für die Widerstandheizungen wurde nicht herausgerechnet.

⁷ Energetisch noch vorteilhafter wären mechanisch gekoppelte Verbrennungsmotor-Wärmepumpeneinheiten. Mit ihnen lässt sich der Primärenergiewirkungsgrad nochmals steigern.

Die Abschätzungen in den Tabellen 2 und 4 zeigen die Grössenordnung des Endenergiesparpotentials. Es sind, wie gesagt, Abschätzungen, die anhand des Baubestandes getätigt wurden.

Die Einsparungen an Heizwärme gehen einher mit entsprechender Einsparung von Heizöl und Gas. Der Einfachheit halber drücken wir die Einsparungen in Tonnen Heizöl aus. Jede Tonne Heizöl hat einen unteren Heizwert von rund 12 MWh. Die Reduktion im Endenergiebedarf in der letzten Spalte Tabelle 4 bedeutet also gegenüber dem Referenzszenario eine Einsparung an Heizöl von 1.3 bis 1.6 Millionen Tonnen pro Jahr. Zum Vergleich: gemäss Gesamtenergiestatistik 2003 der Schweiz [2] werden pro Jahr für Heizzwecke 5.092 Mio to Heizöl EL (mit unterem Heizwert = 61'104 GWh) und 28'503 GWh Erdgas verbraucht [2].

Dies hat eine Bedeutung für die im Kyoto-Protokoll von 1987 vorgesehenen CO₂-Reduktionen der Schweiz. Laut [4] müssen der Verbrauch an fossilen Energieträgern und der CO₂-Ausstoss bei den Brennstoffen (also ohne Treibstoffe) bis ins Jahr 2010 den Stand von 1990 um 15 % unterschreiten.

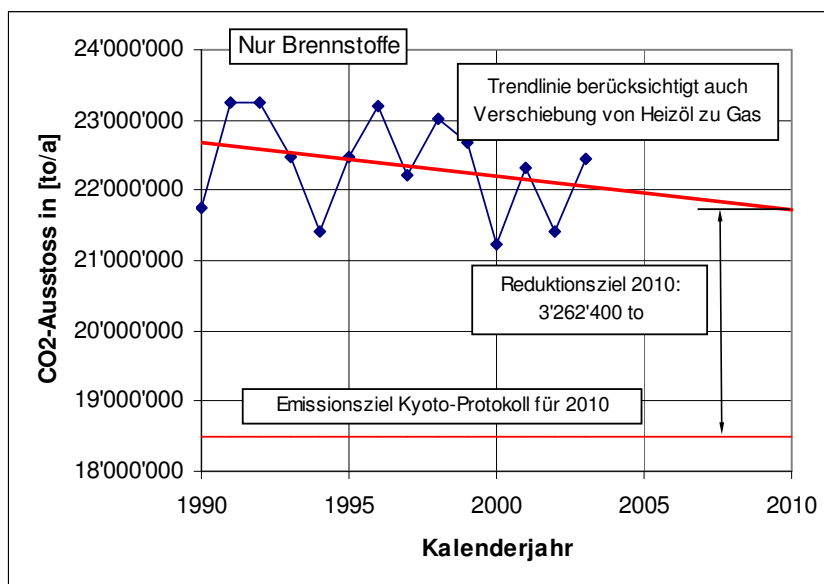


Abb. 2: CO₂-Ausstoss im Bereich der Brennstoffe (Heizöl + Gas). Die Trendlinie beinhaltet sowohl die Marktanteilsverschiebungen zwischen Heizöl und Gas, als auch der Wärmepumpe und die Veränderung des Baubestandes

Zur Einhaltung der Reduktionsziele müsste die Schweiz ihren CO₂-Ausstoss im Bereich Brennstoffe gegenüber der Trendlinie bis zum Jahr 2010 um *zusätzlich* 3'262'400 to CO₂ senken. Dies entspricht einer *zusätzlichen* Öl- und Gaseinsparung von 13'155 GWh (Annahme: Gasanteil 25 %, 248 to-CO₂/GWh-th) gegenüber der roten Trendlinie in Abb. 2.

Wollte man dies allein mit Wärmepumpen bewerkstelligen, so müsste eine entsprechende Substitution von konventionellen Öl- und Gaskesseln durch WKK-Wärmepumpensysteme erfolgen (siehe Tabelle 4). Dies bedeutet aber nicht, dass einfach 13'155 GWh an Nutzwärme, die bis anhin durch Kessel erzeugt wurden, nun durch Wärmepumpen gedeckt werden. Ein Teil des eingesparten Heizöls und Gases wird nach den Substitutionsszenarien A...C (Tabelle 4) durch die zusätzliche Stromerzeugung beansprucht. Mit anderen Worten muss die energetische Substitutionsmenge an Endenergie grösser als die einzusparende Energiemenge von 13'155 GWh sein. Es gilt:

$$\Delta Q_{\text{spar}} = \frac{\Delta Q_{\text{subst}}}{\eta_{\text{Szenario}}} - \frac{\Delta Q_{\text{subst}}}{\eta_{\text{Ref}}} \Rightarrow \Delta Q_{\text{subst}} = \frac{\Delta Q_{\text{spar}}}{\frac{1}{\eta_{\text{Szenario}}} - \frac{1}{\eta_{\text{Ref}}}} \quad (1)$$

Hier bedeuten:

ΔQ_{subst} = zu substituierende Verbrennungswärme

ΔQ_{spar} = zusätzlich einzusparende Heizwärme der Brennstoffe

η_{Szenario} = Gesamtwirkungsgrad der Energiewandlungskette gemäss Substitutionsszenario.

η_{Ref} ist der Wirkungsgrad einer Kesselheizung

Je nach Szenario A...C müssten 19'400 bis 22'500 GWh substituiert werden, d.h. Kesselanlagen durch Anlagen nach den Szenarien A...C ersetzt werden. Mit anderen Worten müsste der Anteil an installierter Wärmepumpenheizleistung am Heizmarkt um *zusätzliche* 7.3 bis 8.5 GW zunehmen (27

bis 32% der installierten Gesamtheizleistung), um das Kyoto-Ziel bezüglich Reduktion des CO₂-Ausstosses im Bereich der Brennstoffe zu erreichen. Zum Vergleich: derzeit werden pro Jahr etwa 0.15 GW an Wärmepumpenleistung neu installiert.

Bei der Abschätzung des Einsparpotentials an Endenergie haben wir die heute gültigen Durchschnittswerte der Jahresarbeitszahlen von elektrisch angetriebenen Grosswärmepumpen gemäss Tabelle 1 zugrunde gelegt (JAZ = 3.16). Wie die besten Anlagen aus dem Projekt FAWA [1] beweisen, lassen sich Jahresarbeitszahlen von über 4.0 erreichen, und zwar unter wirtschaftlich vertretbaren Bedingungen. Mit der Anhebung der Jahresarbeitszahlen sinkt die notwendige Substitutionsleistung, um das Kyotoziel zu erreichen. Auch bei den Absorptionswärmepumpen sind in den nächsten Jahren Verbesserungen zu erwarten, sodass auch im Szenario C mit weiteren Reduktionen des Energieverbrauchs und des CO₂-Ausstosses rechnen ist.

Nun muss man sich im Klaren sein, dass eine Wärmepumpe nicht a priori fossile Brennstoffe und damit CO₂ einspart. Erst ab einer bestimmten minimalen Jahresarbeitszahl ist dies der Fall. Wir nehmen an, dass pro kg Heizöls 3.142 kg CO₂ emittiert werden. Wenn die Reduktion des Ölverbrauchs mittels elektrischer Wärmepumpen bewerkstelligt wird, so erhöht sich entsprechend der Stromverbrauch. Es muss also zusätzlicher Strom erzeugt werden. Wir gehen davon aus (siehe Anhang E), dass die CO₂-Produktion pro zusätzlich benötigter kWh Strom 0.477 kg beträgt (GuD-Szenario⁸). In Abb. 3 ist der Zusammenhang zwischen der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und der CO₂-Einsparung dargestellt.

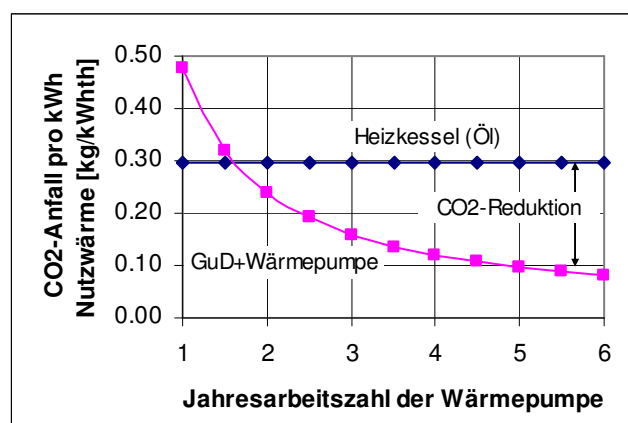


Abb. 3: Vergleich des CO₂-Anfalls zwischen Heizkessel (Heizöl EL) und Wärmepumpe (Annahme: GuD-Szenario 0.477 kg CO₂ pro kWh Stromerzeugung)

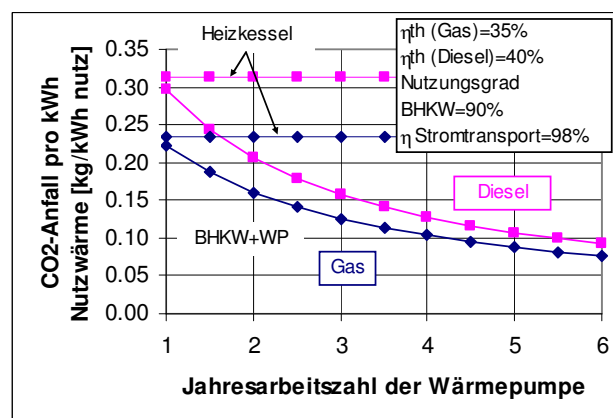


Abb. 4: Verlauf der CO₂-Emissionen für die Kombination BHKW und Wärmepumpe

Bei der Beurteilung der Einsparung an CO₂ bei der Kombination BHKW+WP ist zu beachten, dass bei Sanierungen vor allem Ölheizkessel substituiert werden. Ob die BHKW's in der Folge mit Öl oder Gas betrieben werden, ist offen. Da der Mehrverbrauch an elektrischer Energie durch die Wärmepumpe zum grössten Teil aus *zusätzlicher* Stromproduktion stammt, muss die Berechnung der CO₂-Einsparung auf Basis des Strom-Mix aus Zubauten an Kraftwerken berechnet werden und nicht auf Basis des bestehenden Kraftwerkparks. In dieser Arbeit gehen wir für die Bereitstellung des zusätzlich für die Wärmepumpen benötigten Stroms vom GuD-Szenario aus.

Man beachte jedoch, dass dies nicht für den Primärenergieeinsatz gilt. So verbrauchen bspw. Null-CO₂-Kraftwerke fossile Brennstoffe, emittieren jedoch kein CO₂ in die Atmosphäre

Da unseres Erachtens kaum eine andere Technologie im Bereich der Nutzwärmeerzeugung kurzfristig so nachhaltige Wirkung auf die Senkung des fossilen Energieverbrauchs und des CO₂-Ausstosses ausüben kann, lohnt sich eine stärkere Fokussierung der Marketinganstrengungen auf die Verbreitung der Wärmepumpe im Heizmarkt, der Systemverbreitung der Wärme-Kraft-Kopplung mit Wärmepumpen und der Anhebung der Arbeitszahlen bei den Wärmepumpen. Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die Verbesserung der Jahresarbeitszahlen von Grosswärmepumpen.

⁸ Beim GuD-Szenario nehmen wir an, dass der zusätzlich für Wärmepumpen erzeugte Strom aus ölbefeuerten, kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerken (GuD) mit 60 % elektrischem Wirkungsgrad und einem Netzverlust von 7.5 % besteht.

1.5 Liste der untersuchten Anlagen

Wie eingangs erwähnt wird, sollen im Bereich Grosswärmepumpen eine Anzahl von bestehenden Anlagen genauer analysiert werden, um die Gründe für gute oder schlechte Arbeitszahlen zu eruieren und Bau- resp. Systemempfehlungen für Hersteller und Planer abgeben zu können. Die Arbeitsgemeinschaft hat dazu eine Liste von 10 Anlagen evaluiert, deren Analyse angegangen wird. Die untersuchten Anlagen sind in Tab. 5 aufgelistet.

Für die Auswahl der Anlagen wurden folgende Kriterien herangezogen:

- Wenn möglich P+D-Anlagen, von denen bereits Leistungsdaten bekannt sind
- Je mindestens zwei Anlagen mit den Wärmequellen Grundwasser, Erdwärme, gereinigtes Abwasser, ungereinigtes Abwasser
- Verschiedene Konzepte zur Warmwasseraufbereitung

Tab. 5: Liste der zu untersuchenden Gross-Wärmepumpen

	Bezeichnung	Anlagentyp	Wärmequelle	Kältemittel	Heizleistung [kW]
1	4000	Zweistufen-Wärmepumpe, Hubkolbenkompressoren, halbhermetisch, Nahwärmenetz	Erdwärmesonden	R134a	WP: 342
2	4001	4 Zwei-Stufen-Wärmepumpen, Scrollkompressoren, Nahwärmenetz	Gereinigtes Abwasser	R407c	WP: 380 total: 760
3	4002	Mehrstufen-Wärmepumpe, bestehend aus zwei Hauptgeräten	Erdwärmesonden mit reinem Wasser	R134a	WP: 128 Heiz 33 BWW Kessel: 599
4	4003	Zweistufen-Wärmepumpe, Hubkolbenkompressoren, halbhermetisch, Nahwärmenetz	Grundwasser	R134a	WP: 605 Kessel: 930 Bedarf: 1250
5	4004	Zweistufen-Wärmepumpe, Hubkolbenkompressoren, halbhermetisch, Nahwärmenetz	Grundwasser	R134a	WP: 320 Kessel: 760 Bedarf: 360
6	4005	Zweistufen-Wärmepumpe, Hubkolbenkompressoren, halbhermetisch, Nahwärmenetz	Grundwasser	R134a	WP: 120 Kessel: 425 Bed. Heiz: 322 Bed. BWW: 103
7	4006	Zwei-Stufen-Wärmepumpe mit Hubkolbenkompressor, Nahwärmenetz	Grundwasser	R407c	WP: 220 Bedarf: 115 (!)
8	4007	Vier-Stufen-Wärmepumpe, Hubkolbenkompressoren, Nahwärmenetz	Grundwasser	R134a	WP: 160 Bedarf: 80 (im Endausbau)
9	4009	Drei-Stufen-Wärmepumpe Hubkolbenkompressoren, Nahwärmenetz	Erdwärmesonden	R22	WP: 86
10	4010	Schraubenkompressoren 2-Einheiten, Nahwärmenetz	Gereinigtes Abwasser	NH3	WP: 2400 Kessel: 1450 Bedarf: 3010

2. Warmwasserversorgung (Thema 1)

2.1. Theorie, Methodik

Von den 10 besichtigten Grosswärmepumpen-Anlagen erzeugen 6 das Warmwasser ebenfalls mittels Wärmepumpen. Diese Anlagen werden hier vorgestellt und die Vor- und Nachteile aufgelistet. Im Fokus steht vor allem der Energieverbrauch und die CO₂-Produktion der Warmwasserversorgung. Wir zeigen auch Verbesserungsvorschläge auf, mit denen der Energieverbrauch gesenkt werden könnte. Als energetische Kennzahl für den Vergleich der verschiedenen Konzepte verwenden wir den elektrischen Energieaufwand je erzeugten m³ Warmwasser von 60 °C. Wo die Wassertemperatur andere Werte erreicht, wird der Energieverbrauch auf die Referenztemperatur von 60°C umgerechnet. Für die Kaltwassertemperatur verwenden wir einen Mittelwert von 10 °C.

Die Umrechnung des Wärmebedarfs erfolgt linear und proportional zur Temperaturdifferenz (Warmwasser zu Kaltwasser). Wegen der im Allgemeinen geringen Korrekturen wird die leichte Veränderung der Arbeitszahl der Wärmepumpe vernachlässigt.

Für die Beurteilung der Warmwasserzeugung sind die Verluste wichtig. Die Verluste in einer Warmwasseranlage erhöhen den Energiebedarf zur Deckung des Warmwassers. Für unsere Betrachtungen ziehen wir die Bilanzgrenze zwischen Heizzentrale und Übergabestation (inklusive Speicher) in den einzelnen Objekten. Die Verluste aus der Feinverteilung innerhalb eines Objektes werden nicht erfasst. Diese Abgrenzung geschieht aus der Optik des Vergleichs von dezentralen Heizsystemen pro Objekt und zentralen Systemen. Die Verluste der Feinverteilung sind bei beiden Konzepten etwa dieselben.

In einem Warmwassersystem treten folgende energetische⁹ Verlustarten auf:

- Wärmeverluste von Leitungen und Speichern, d.h. Wärmeabgabe an die Umgebung
- Ausstossverluste treten nur bei offenen Systemen auf, d.h. wenn Zapfwasser über längere Sticleitungen ohne Begleitheizung zur Zapfstelle fliesst. Hier wird der Benutzer längere Zeit ungenutztes Warmwasser beziehen, bis die gewünschte Gebrauchstemperatur anfällt.

Man beachte: Wenn die Fernleitungen zwischen zwei Ladevorgängen auskühlen und nachher beim erneuten Ladevorgang zuerst aufgeheizt werden müssen, so zählt das im Sinne der obigen Definition nicht zu den Ausstossverlusten. Beim Wiederaufheizen der Fernleitung handelt es sich nur um die Kompensation der vorher via Leitungsverluste verlorenen inneren Energie. Dies wird bereits durch die Leitungsverluste erfasst. Die Abkühlung der Fernleitungen zwischen zwei Ladevorgängen hat jedoch einen Einfluss auf die Wärmeverluste, weil durch die Abkühlung die mittlere Leitungstemperatur niedriger ausfällt.

Die Verluste sind in einem Heizkonzept mit zentraler Wärmeversorgung zum Vorneherein grösser, da die Grobverteilung der Wärme über Fernleitungen gegenüber der dezentralen Lösung zusätzliche Verluste aufweist. Dies ist ein grundsätzlicher Nachteil der zentralen Lösung und hat mit der Wärmepumpe an sich nichts zu tun, sondern tritt bei allen zentralen Heizsystemen auf.

Bei der Warmwassererzeugung mit Wärmepumpe verwenden die untersuchten Anlagen vier verschiedene Lösungskonzepte:

- Konzept 1:
Das konventionelle Konzept, wo eine separate, von der Heizwärmepumpe unabhängige Warmwasserwärmepumpe installiert wird (Anlage 4002, 4003).
- Konzept 2:
Die Heizwärmepumpe versorgt auch das Warmwassersystem, indem entweder zwischen einem Kondensator für die Heizung und einem Kondensator für das Warmwasser umgeschaltet werden kann (kälteseitige Weiche) oder durch wasserseitige Umschaltung, indem der Kondensatorvorlauf entweder auf die Heizung oder einen Brachwarmwasser-Wärmetauscher wirkt (wasserseitige Weiche). Hier können nicht gleichzeitig die Heizung und das Warmwasser bedient werden (Anlage 4004, 4005).

⁹ „energetisch“ bedeutet, dass Wärme Flüsse an die Umgebung stattfinden. Im Gegensatz dazu sind „exergetische“ Verluste thermodynamischer Natur, d.h. solche Verluste, die etwa aus Temperaturabständen in Wärmetauschern resultieren.

- Konzept 3:
Zentrale Wärmepumpe mit umschaltbarem Kondensator und Nutzung der Unterkühlung zur Vorwärmung des Kaltwassers (Anlage 4009).
- Konzept 4:
Dezentrale Wärmepumpen mit Nutzung des Heizungsrücklaufs als Wärmequelle (Anlage 4003).

Auf die Details dieser Konzepte wird bei der Besprechung der einzelnen Anlagen eingegangen. Für die Ermittlung der CO₂-Produktion werden 0.477 kg CO₂/kWh-el eingesetzt (siehe Anhang E).

2.2. Anlagenanalyse Warmwasserbereitung

2.2.1 Anlage 4002

Die Anlage 4002 besteht aus zwei Gebäuden mit Geschäftsräumen, Alterswohnungen und Wellnesszentrum. Sowohl Heizung als auch Warmwasser werden monovalent durch Wärmepumpen bereitgestellt. Heizung und Warmwasser haben kältetechnisch getrennte Wärmepumpen (die jedoch im gleichen Gehäuse eingebaut sind). Die Wärmequellenanlage besteht aus einem Erdsondenfeld, das ebenfalls für die passive Sommerkühlung genutzt wird. Die Wärmezufuhr zur WW-Wärmepumpe erfolgt mittels eigener Umwälzpumpe aus dem Rücklauf der Kühlbereiche (TABS), die über Wärmetauscher auch mit der Erdwärmesondenanlage (passive Kühlung) angeschlossen sind. Durch die Nutzung des Rücklaufs der Heizung als Wärmequelle für die BWW-Wärmepumpe wird u.a. im Heizbetrieb eine Unterkühlung im Kreislauf der Heizungswärmepumpe bewirkt. Für die verschiedenen Betriebsphasen, bspw. wenn nur Warmwasser benötigt wird, sind verschiedene Solepumpen installiert, damit die Fördermenge entsprechend angepasst gefahren werden kann.



Abb. 5: Wärmepumpen für Heizung und WW-Bereitung im gleichen Gehäuse untergebracht.



Abb. 6: Verteilung der Wärmequelle für Anschluss Wärmepumpe sowie auch passive Kühlung im Sommer

Tabelle 6: Erfasste Betriebsdaten des Betreibers

Merkmal	Wert	Einheit	Bemerkungen
Ableseperiode	31.1.05 bis 27.9.05		
Strombezug für BWW	20'329	[kWh]	
Wärmebezug	61'190	[kWh]	Inkl. Leitungsverluste von 25'408 [kWh]
Wärmebezug ohne interne Leistungsverluste	35'782	[kWh]	
Arbeitszahl	3.05		
Warmwasserverbrauch	647.7	[m ³]	
Warmwassertemperatur effektiv	57.5	[°C]	
Elektrischer Energieverbrauch pro m ³ Warmwasser, hochgerechnet auf 60 °C Warmwassertemperatur	19.1	[kWh/m ³]	Ohne interne Leitungsverluste

Diese Anlage ist ausserordentlich interessant und technisch auch für die verschiedenen Bedürfnisse, wie gleichzeitiges Heizen und Kühlen sowie auch die Warmwasserbereitstellung, ausgerüstet. Das Betriebskonzept wird mittels entsprechenden PC-Programmen und Datenaufzeichnungen überwacht und kann mittels der Datenauswertung ohne grössere Eingriffe optimiert werden.

Da wir bei allen untersuchten Anlagen nur die Wärmeverluste des Nahverteilnetzes in die Bilanz eingerechnet haben, wurden hier die (recht grossen) internen Leitungsverluste herausgerechnet. Zusammenfassend erhalten wir:

2.2.2 Anlage 4003

Eine originelle Idee zur Warmwasseraufbereitung mit Wärmepumpen zeigt die Anlage 4003, die eine grosse Wohnüberbauung mit Warmwasser versorgen muss. Die Heizwärme wird mittels einer zentralen Wärmepumpenanlage (zwei Wärmepumpen) an vier Unterstationen verteilt. Bis die Häuser energetisch saniert sind (ab 2005 laufen diese Arbeiten), wird der bestehende Heizkessel zur Spitzenlastdeckung weiter betrieben.

Das Warmwasser wird für ein Gebäude zentral mit der Heizwärmepumpe der Heizzentrale und für die übrigen Gebäude dezentral durch je eine separate Warmwasser-Wärmepumpe pro Gebäude erzeugt. Als Wärmequelle der dezentralen BWW-Wärmepumpen dient der Rücklauf der Heizung. Da die Brauchwarmwassererwärmung in der Zentrale durch den Heissgasenthitzer und den Unterkühler der Heizwärmepumpe erzeugt wird, gibt der Kondensator auch im Sommer Wärme ans Fernleitungsnetz ab. Das Fernleitungsnetz wirkt wie im Winter als Wärmequelle der dezentralen Wärmepumpen. Dieses Konzept hat den Vorteil, dass einerseits die BWW-Bereitung dezentral vorgenommen wird und andererseits vermeidet es eine separate Grundwasserversorgung für jede dezentrale BWW-Wärmepumpe, was Investitionskosten spart.

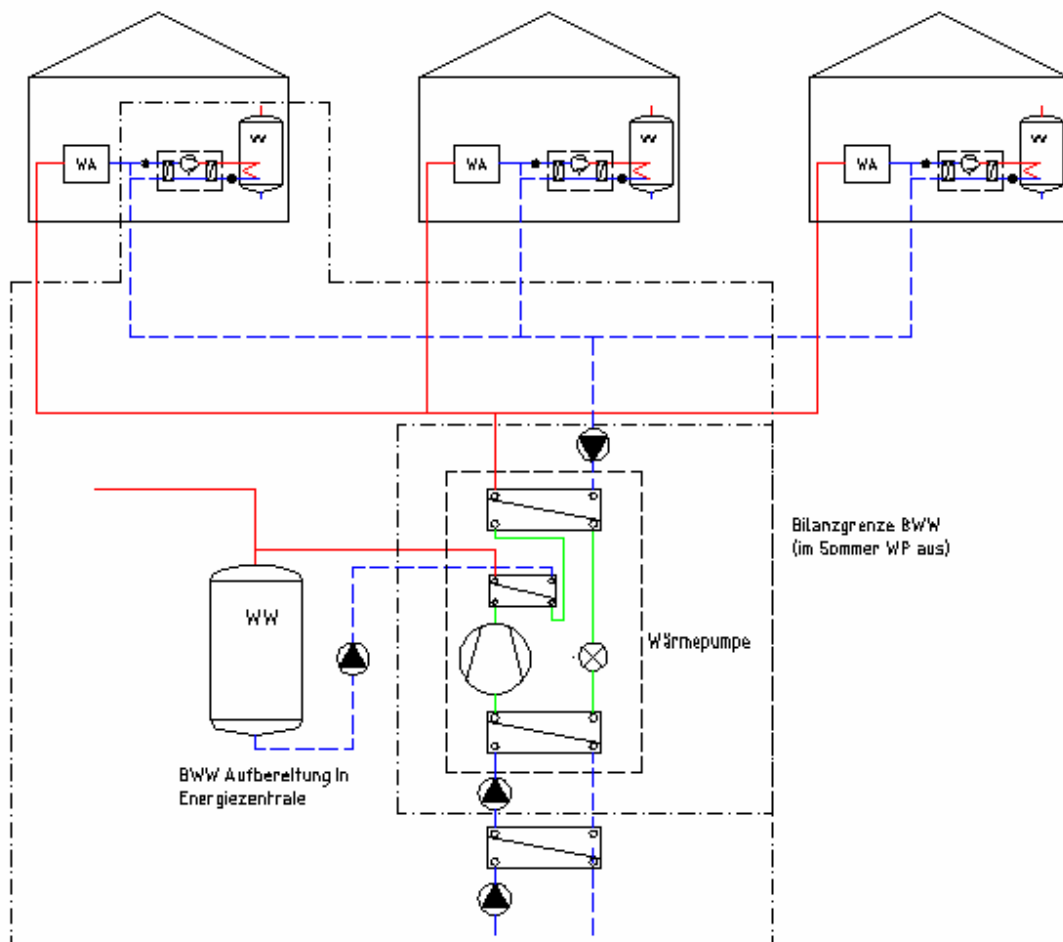


Abb. 7: Hydraulisches Schema der Anlage 4003

Diese Lösung hat drei Besonderheiten:

- a) Die Wärmeerzeugung der dezentralen BWW-Wärmepumpen ist kaskadiert, d.h. sie wird sequentiell in zwei Stufen erzeugt. Die Quellenwärme für die dezentralen Wärmepumpen ist die Wärme aus dem Kondensator der zentralen Heizanlage und somit „strombeladen“.
- b) Im Sommerbetrieb gibt die zentrale Wärmepumpe einen Teil der erzeugten Wärme an die Fernleitung (Nahwärmenetz) ab. Da im Sommer kein Heizwärmebedarf da ist, wird die Fernleitung nur als Quelle für die dezentralen BWW-Wärmepumpen genutzt (siehe Anhang D).
- c) Die Auskopplung der Wärme erfolgt in den dezentralen Wärmepumpen durch sequentielles Durchströmen von Unterkühler, Kondensator und Heissgasenthitzer. Dies ist thermodynamisch günstig. Bei der zentralen Wärmepumpe erfolgt die Warmwasseraufbereitung durch den Unterkühler und den Heissgasenthitzer.

Die Auswertungen zeigen eher tiefe Arbeitszahlen für die Warmwassererzeugung, was primär aus der kaskadierten Erwärmung folgt. Zweistufige, kaskadierte Wärmepumpenanlagen bringen erst bei hohen Temperaturhuben eine Verbesserung der Gesamtleistungszahl gegenüber einstufigen Lösungen.

Im Vergleich zur völlig dezentralen Lösung, d.h. mit eigener Grundwasserpumpe je BWW-Wärmepumpe, muss im Sommer die Pumpenleistung des Nahwärmeverbunds der BWW-Aufbereitung angelastet werden. Da der Wärmebedarf der BWW-Wärmepumpen kleiner als der maximale Wärmebedarf der Heizung ist, kann der Wasserumlauf im Sommer reduziert werden, was Energie spart.

Im Winterbetrieb entnehmen die dezentralen BWW-Wärmepumpen, wie oben erwähnt, die Quellenwärme aus dem Heizungsrücklauf. Die Heizungswärmepumpe muss diese Wärmeentnahme wieder kompensieren. Es besteht also kälteseitig eine zweistufige Kaskade. Die von der Warmwasser-Wärmepumpe dem Heizungsrücklauf entzogene Wärme muss von der Heizwärmepumpe wieder nachgeliefert werden. Damit ist die Quellenwärme der BWW-Wärmepumpe „strombeladen“.

Schwieriger zu beantworten ist die Frage, wie viel Strom pro kWh Quellenwärme im Winter den dezentralen Warmwasser-Wärmepumpen anzurechnen ist. Hier müssen wir etwas in die Physik von Kältemaschinen- und Wärmepumpenprozessen eindringen. Wir gehen das Problem so an, dass zuerst zwei Extremfälle betrachtet werden:

- a) Wenn die Quellenwärme aus *zusätzlicher* Unterkühlung des Kältemittels der Heizwärmepumpe stammt, so wird die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors der Heizwärmepumpe praktisch nicht verändert. Es gibt nur einen indirekten Effekt auf die elektrische Energieaufnahme des Kompressors. Wegen der insgesamt höheren Wärmeaufnahme des Verdampfers der Heizwärmepumpe sinkt die Verdampfungstemperatur um etwa 1 K. Dadurch nimmt die Leistungszahl der Heizwärmepumpe um etwa 2 bis 2.5 % ab, was mit einer um 2.5 % höheren elektrischen Energieaufnahme der Heizwärmepumpe einhergeht.
- b) Wenn keine zusätzliche Unterkühlung stattfindet, so muss die Quellenwärme der BWW-Wärmepumpe von der Heizwärmepumpe zusätzlich aufgebracht werden und somit mit der Leistungszahl der BWW-Wärmepumpe belastet werden.

Damit stellt sich die Frage, welcher der beiden Extremfälle nun effektiv zutrifft. Die Antwort ergibt sich aus dem Verhalten des Kältekreis der Heizwärmepumpe. Grundsätzlich kann eine Unterkühlung des Kältemittels auf drei Arten erreicht werden:

- a) man überfüllt die Anlage mit Kältemittel. Das überschüssige Kältemittel sammelt sich im Kondensator. Damit hebt man die Kondensationstemperatur des Kältemittels an, was zu einer grösseren Unterkühlung führt.

In diesem Fall hat der Kompressor gegen einen höheren Kondensationsdruck zu kämpfen und verbraucht mehr Strom. Die Leistungszahl wird verschlechtert (siehe Kompressorarbeit im rechten Diagramm von Abb. 8)

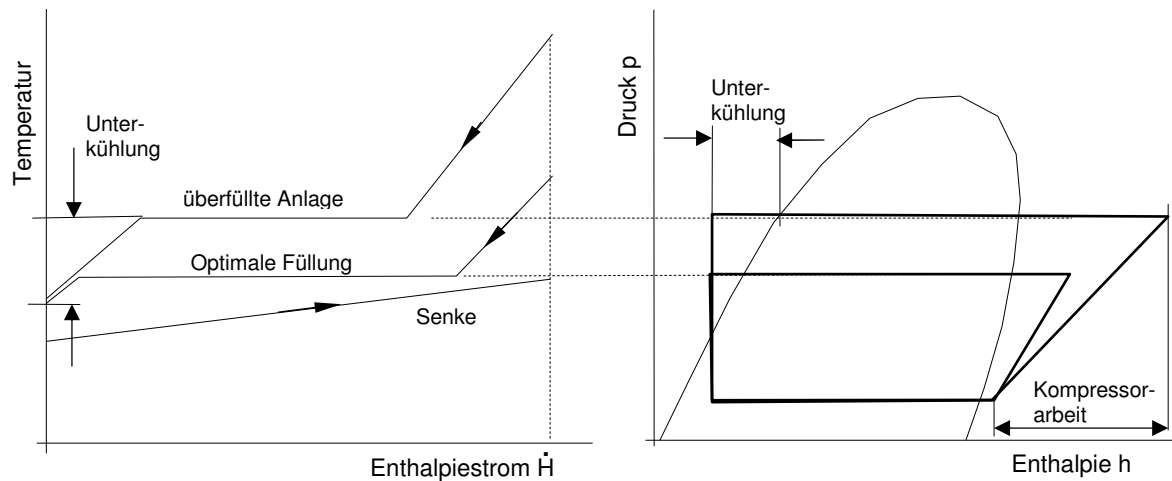


Abb. 8: Darstellung der Temperaturverläufe im Kondensator mit optimaler Füllung und mit überfüllter Anlage

- b) man schaltet einen Unterkühler oder Nachkühler für das flüssige Kältemittel ein (am besten nach dem Sammler) und sorgt dafür, dass das Kältemittel den Kondensator voll verflüssigt verlässt. Dies kann über die Füllmenge gesteuert werden. Es ist aber wichtig, dass der Unterkühler nicht vom selben Wärmeträger wie der Kondensator durchflossen wird. Der Unterkühler muss von einem zweiten unabhängigen Wärmeträgers durchströmt werden. Nur so kann die Durchflussmenge und die Temperaturspreizung optimal angepasst werden. Diese Lösung ist hier jedoch nicht möglich, da prinzipbedingt nur ein Wärmeträger vorhanden ist, der den Unterkühler und den Kondensator sequentiell durchströmt.

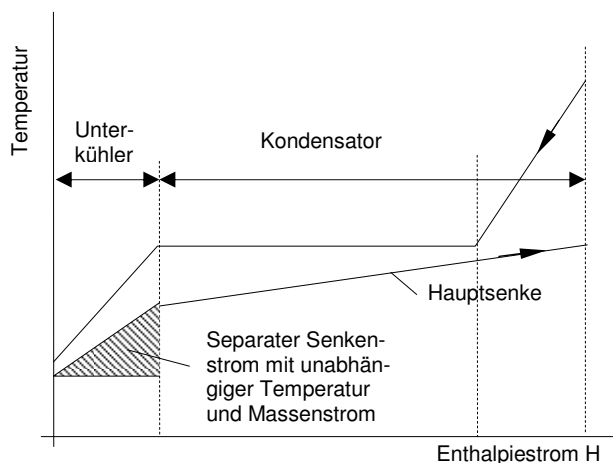


Abb. 9: Separater Unterkühler mit separat wählbarem Massenstrom und tieferer Senkentemperatur. Der schraffierte Bereich markiert die möglichen Temperaturen des separaten Senkenmassenstroms.

- c) Wenn die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf vergrößert wird, so kann bei richtiger Kältemittelfüllung auch die Unterkühlung vergrößert werden. Im vorliegenden Fall wäre dies dann möglich, wenn während der Warmwasserladung der Senkenmassenstrom durch die Heizwärmepumpe reduziert würde. Dadurch wird allerdings auch die Wärmeabgabe der Radiatoren oder der Bodenheizung vorübergehend reduziert.

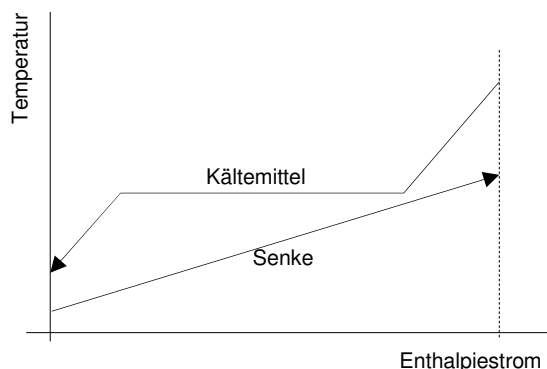


Abb. 10: Grosse Senkenspreizung. In diesem Falle ist eine deutliche Unterkühlung des Kältemittels möglich. Dies bedingt jedoch bei gegebener Wärmeleistung der Wärmepumpe eine Reduzierung des Senkenmassenstroms. Eine generelle Reduzierung des Senkenmassenstroms (bei festgehaltener Vorlauftemperatur) bedingt aber eine Anpassung der Wärmeverteilung, sprich eine Vergrößerung der Wärmetauscherflächen (Radiatoren, Heizungsrohrflächen in Bodenheizungen).

Im derzeitigen Zustand der Anlage 4003 ist keiner der drei Fälle gegeben. Es ist davon auszugehen, dass keine zusätzliche Unterkühlung stattfindet und somit auch keine „Gratiswärme“ zur Verfügung steht. Andererseits verschlechtert die zweistufige Kaskade bei der WW-Bereitung die Leistungszahl der Warmwasserladung gegenüber der einstufigen Lösung. Wenn die dezentralen WW-Wärmepumpen die Wärme aus dem Heizungsrücklauf beziehen, sinkt die Rücklauftemperatur weiter ab.

Bei festgehaltenen Senkenmassenstrom und Wärmepumpenleistung wird somit der Vorlauf ebenfalls absinken. Damit wird nun weniger Wärme an das Heizsystem abgegeben. Diese fehlende Heizwärme muss später wieder zugeführt werden.

Wichtig ist auch das Betriebsmanagement der BWW-Wärmepumpen im Sommer. Aus energetischer Sicht sollten möglichst alle BWW-Wärmepumpen miteinander in Betrieb sein. Dies lässt sich jedoch in der Praxis nicht in reiner Form realisieren. Denkbar wäre jedoch ein Konzept, bei dem alle BWW-Wärmepumpen eingeschaltet werden, wenn einer der Speicher Wärme verlangt. Damit könnte die Laufzeit und der Energieverbrauch der Quellenpumpen reduziert werden.

Da für die diese Anlage keine Warmwasserverbrauchswerte vorliegen, muss auf die Angabe spezifischer Verbrauchswerte verzichtet werden. Stellvertretend können jedoch die JAZ der Brauchwassererwärmung angegeben werden:

Tab.7: Jahresarbeitszahlen der vier BWW-Wärmepumpen

Wärmepumpe (BWV)	JAZ Sommerbetrieb	JAZ Winterbetrieb
Zentrale Wärmepumpe	2.74	2.29
BWW-WP Gebäude II	1.73	1.60
BWW-WP Gebäude III	1.61	1.46
BWW-WP Gebäude IV	1.99	1.67
Gesamte BWW-Erwärmung	2.21	1.98

2.2.3 Anlage 4004

Bei diesem Konzept werden Warmwasser- und Heizungswärme mit der gleichen zentralen Wärmepumpe erzeugt und an die einzelnen Wohneinheiten durch ein Nahversorgungsnetz verteilt. Die Wärmeerzeugung erfolgt bivalent durch eine Wärmepumpe mit zwei Leistungsstufen und einem parallel geschalteten Ölkessel. Die Warmwasserversorgung wird in den Unterstationen jedes Objektes aus dem Heizungsvorlauf via Wärmetauscher erzeugt. Das Betriebskonzept sieht vor, dass täglich zwei- bis dreimal diese dezentralen Warmwasserspeicher über die aussen liegenden Wärmetauscher nachgeladen werden.

Die Fernleitung muss somit während des Ladevorganges der Warmwasserspeicher auf 55 °C oder mehr gehalten werden. Dies ist vor allem im Sommer, also ausserhalb des Heizbetriebs, nachteilig. Bei jedem Ladevorgang muss die Fernleitung zu den Unterstationen aufgeheizt werden, was bei deren grossem Durchmesser (DN 100) und Länge ein beträchtliches Volumen umfasst, das nach dem Abstellen ungenutzt wieder abkühlt.

Das Volumen der Fernleitung (nur Vorlaufleitung) beträgt etwa 800 Liter. Jeder Ladevorgang beansprucht damit allein für die Fernleitung etwa 37 kWh Wärme. Dies verlängert auch den Ladevorgang¹⁰.

Bei den 138 Wohnungen mit je 3 Personen (eigene Schätzung) werden bei mittlerem Warmwasserbedarf von 35 Liter pro Person und Tag insgesamt rund 14'500 Liter Warmwasser verbraucht. Bei der Erwärmung auf ca. 55 °C werden für die Erwärmung (ohne Verluste) ca. 760 kWh/d benötigt. Für die Deckung der Leitungsabkühlung müssen täglich bei 3 Ladezyklen zusätzlich noch ca. 110 kWh/d aufgewendet werden. Dies sind weitere 14.6 % Energieaufwand, die im Sommer (ausserhalb der Heizsaison) zusätzlich benötigt werden. Rechnet man zu diesen Verlusten noch die Leitungs- und Speicher-verluste, ergibt sich ein Verlust, der rund 25 % betragen wird.

¹⁰ Es sei hier auf die sehr erfolgreiche Sanierung einer Heizanlage mittels EWS-Wärmepumpe im Studienzentrum Gerzensee verweisen. Allerdings weist der Autor auf Seite 38 darauf hin, dass der Ladevorgang der WW-Speicher im Sommer wegen des grossen Wasserinhalts der Fernleitungen lange dauert [27].

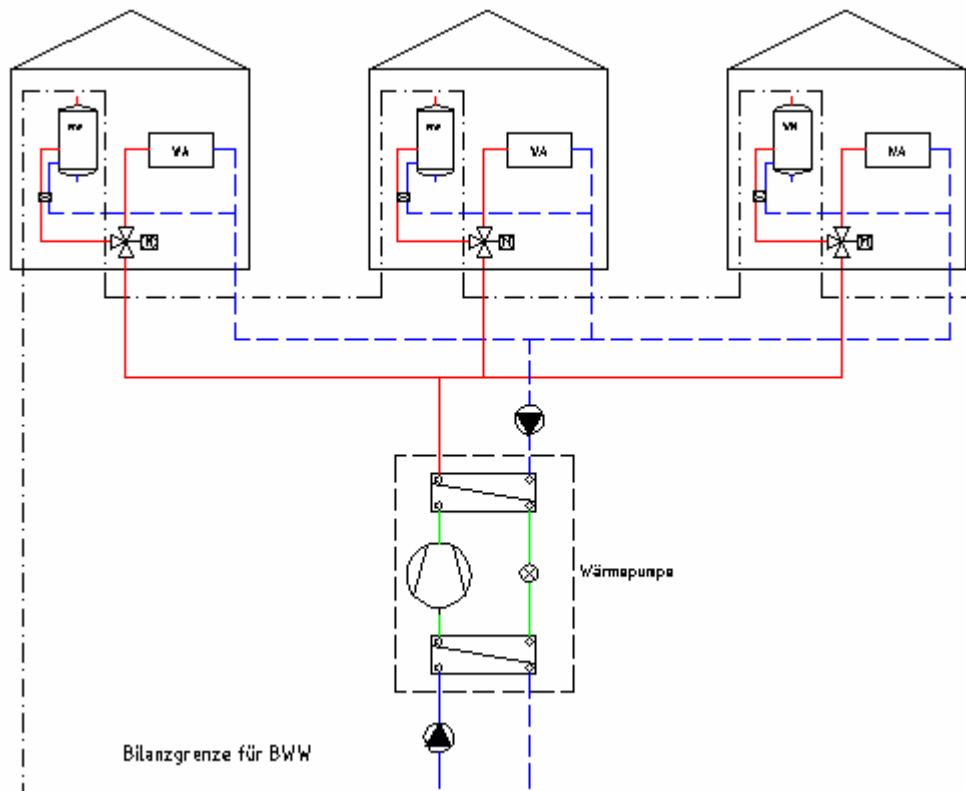


Abb. 11: Hydraulisches Schema der Anlage 4004

Tab. 8: Bilanz Warmwasseraufbereitung (Anlage 4004)

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	271'631	0	
Leitungs- und Speicher- verluste	17'458	0	
Ausstossverluste		0	
Wärmepumpe	0	289'089	105'123
Begleitheizung	0	0	0
Umweltwärme	0	0	183'966
Total	289'089	289'089	289'089

Der Energieverbrauch pro m3 Warmwasser von 60 °C beträgt:

Warmwasserverbrauch	4671	[m3]
Jahresarbeitszahl JAZ	2.74	[-]
Elektrischer Energieaufwand für BWW	22.4	[kWh/m3]
CO ₂ -Anteil für BWW	10.7	[kg/m3]

2.2.4 Anlage 4005 (Konzept praktisch gleich wie Anlage 4004)

Bei diesem Konzept werden Warmwasser- und Heizungswärme mit der gleichen zentralen Wärmepumpe erzeugt und an die einzelnen Wohneinheiten durch ein Nahversorgungsnetz verteilt. Die Wärmeerzeugung erfolgt bivalent durch eine Wärmepumpe mit zwei Leistungsstufen und einen parallel geschalteten Oelkessel. Die Warmwasserversorgung wird in Unterstationen jedes Objektes aus dem Heizungsvorlauf via Wärmetauscher erzeugt.

Die Problematik der WW-Bereitung im Sommer (ausserhalb der Heizsaison) ist bei der Anlage 4004 detaillierter besprochen. Es stellt sich hier genau das gleiche Problem.



Abb. 12: Wärmepumpe mit Anschlussleitungen auf der Kondensatorseite



Abb. 13: Verteilung der Heizungs-Fernleitung, die mit Dimensionen von DN80 ab der Zentrale weggehen.

Bei dieser Anlage wurden zwischen dem Unternehmer (Lieferant der Wärmepumpe) und dem Anlagenbesitzer die Betriebswerte der Wärmepumpe (Leistung und COP) für genau definierte Temperaturen auf Quellen- und Senkenseite vertraglich festgehalten und als Konsequenz daraus eine Bonus-/Malusklausel vereinbart.

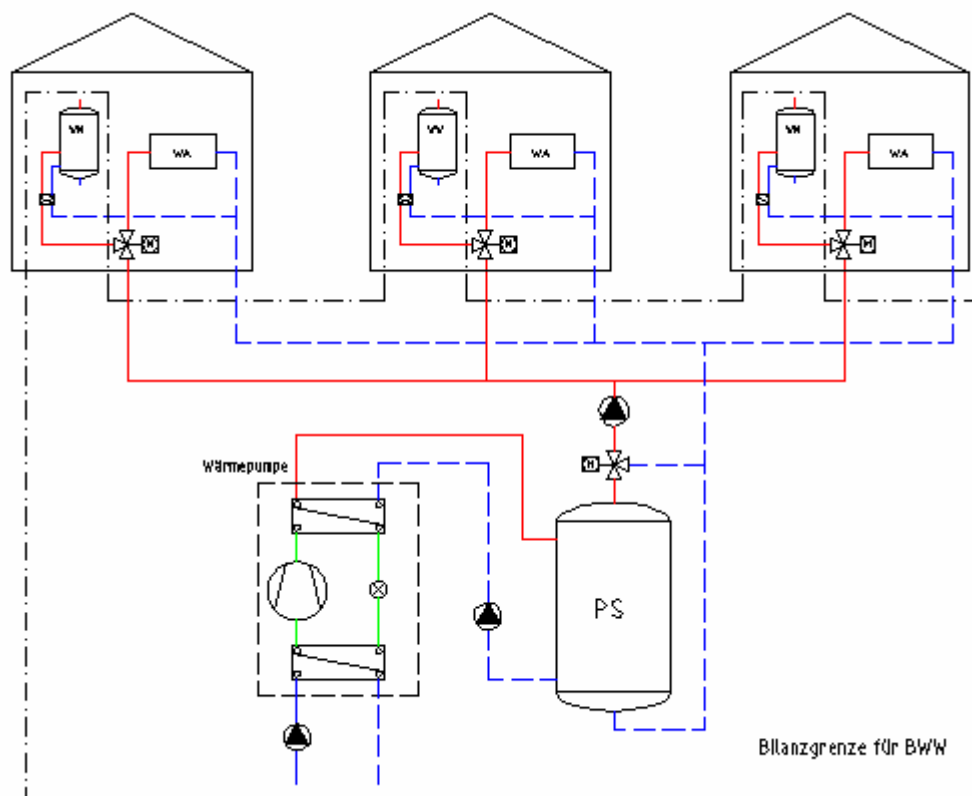


Abb. 14: Schema der Heizanlage 4005

Tab.9: Daten Warmwasseraufbereitung Bilanz

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	27'116	0	
Leitungs- und Speicherverluste	1'958.8	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		29'074	9'532
Begleitheizung	0	0	0
Umweltwärme			19'542
Total	29'074	29'074	29'074

Der Energieverbrauch pro m3 Warmwasser von 60 °C beträgt:

Warmwasserverbrauch	466.4	[m3]
Jahresarbeitszahl JAZ	3.05	
Elektrischer Energieaufwand für BWW	20.4	[kWh/m3]
CO ₂ -Anteil für BWW	9.7	[kg/m3]

2.2.5 Anlage 4007

Bei dieser Anlage wird das Warmwasser mit der Heizungswärmepumpe zentral erzeugt und in einem ebenfalls zentralen Warmwasserboiler gespeichert. Von dort gelangt das Warmwasser zu den Zapfstellen, die sich bis zu 100 m vom Warmwasserspeicher entfernt befinden (Konzept 2). Eine Begleitheizung hält das Wasser auf einer Stand-by-Temperatur. Wie uns die Bauherrschaft mitteilte, liegen die Wassertemperaturen trotz Begleitheizung relativ tief, so dass vor allem bei erstmaligen Bezug (etwa am Morgen) sehr lange Wasser bezogen werden muss, bis die gewünschte Temperatur die Zapfstelle erreicht. Daher sollte die Begleitheizung so ausgelegt sein, dass die Stand-by-Temperatur in der Leitung mindestens 40-45 °C beträgt.

Mangels genauerer Unterlagen konnten die Ausstossverluste nicht abgeschätzt werden.

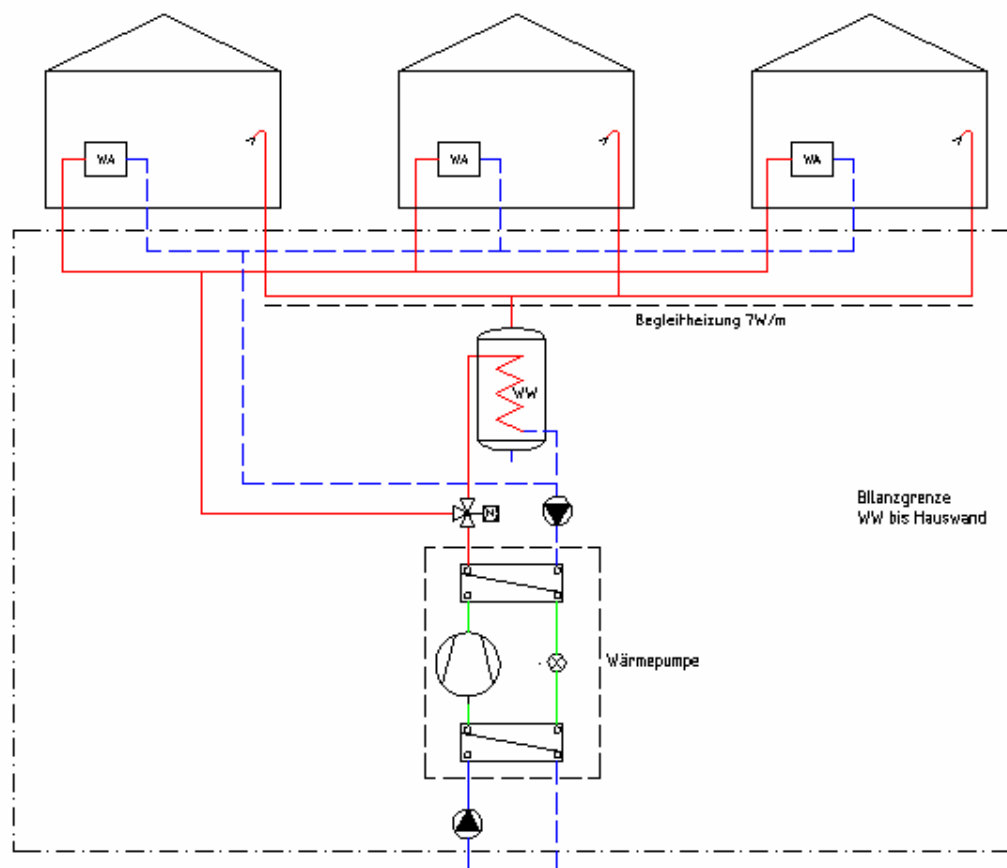


Abb. 15: Schema der Heizanlage 4007

Tab. 10: Bilanz BWW – Aufbereitung (Anlage 4007)

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	10'991	0	
Leitungs- und Speicherverluste	3'393	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		10'994	3'665
Begleitheizung		3'390	3'390
Umweltwärme			7'329
Total	14'384	14'384	14'384

Der Energieverbrauch pro m3 Warmwasser von 60°C beträgt:

Warmwasserverbrauch	186	[m3]
Jahresarbeitszahl JAZ	3.50	
Elektrischer Energieaufwand für BWW	37.3	[kWh/m3]
CO ₂ -Anteil für BWW	17.8	[kg/m3]

2.2.6 Anlage 4009

Die Anlage 4009 besteht aus 19 Reiheneinfamilienhäusern in 5 Zeilen. Die Heizwärme- und Warmwasserversorgung erfolgt zentral durch eine Wärmepumpe mit solar unterstützten Erdwärmesonden.

Die Warmwassererwärmung wird hier thermodynamisch geschickt vorgenommen. Die Enthitzung des Heissgases erfolgt in drei Stufen. Im Heizbetrieb wird das Heissgas direkt zum Kondensator geleitet, wo es kondensiert. Anschliessend gelangt es zum Unterkühler, wo es mit dem kalten Netz- wasser weiter abgekühlt wird (Vorwärmestufe für das Warmwasser). Wenn Warmwasserladung an- gefordert wird, wird das Heissgas aus dem Kompressor zuerst zum Heissgasenthitizer geleitet, abge- kühlt und dann dem eigentlichen Kondensator zugeleitet. Der Kondensator gibt seine Wärme immer und ausschliesslich an Heizwasser ab, auch während der Warmwasserladung.

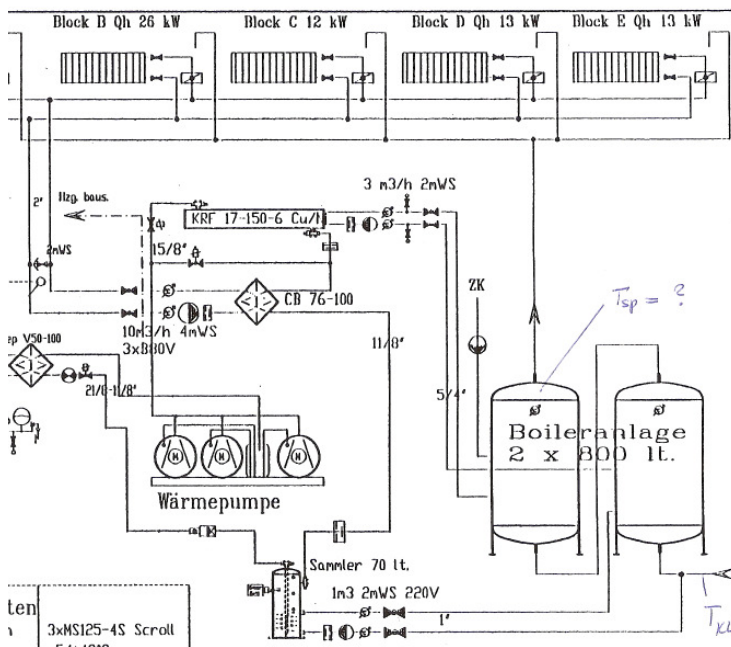


Abb. 16: Schema der Wärmepumpe und Warmwasseraufbereitung

Dieses Konzept hat energetische Vorteile. Das Vorwärmen des Kaltwassers geschieht sozusagen gratis, d.h. ohne elektrischen Energieaufwand. Durch den Wärmeentzug im Unterkühler wird das flüssige Kältemittel weiter abgekühlt. Dadurch wird jedoch die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors nur wenig beeinflusst, wenn man davon absieht, dass nun im Verdampfer eine grössere Wärmemenge zugeführt werden muss. Dies senkt die Verdampfungstemperatur um etwa 1 K, was wiederum die Leistungszahl der Wärmepumpe leicht vermindert.

Bei der Warmwasserladung profitiert das Warmwasser von der höheren Heissgastemperatur und kann somit ebenfalls auf eine höhere Temperatur, als der Kondensationstemperatur entspricht, gebracht werden. In diesem Fall wird während der Warmwasserladung die Heizleistung vermindert, nicht jedoch die Leistungszahl.

Man vergleiche diesen Fall mit der Anlage 4003. Dort wird für die Nutzung der verwendet. Bei der Anlage 4009 hingegen ist dies der Fall. Die Kaltwassertemperatur liegt deutlich tiefer als der Heizungsrücklauf, weshalb auch eine grosse Unterkühlung möglich ist. Man beachte auch, dass die Vorwärmung des Brauchwarmwassers im Unterkühler nicht zwingend simultan mit der Brauchwarmwassererzeugung stattfinden muss.

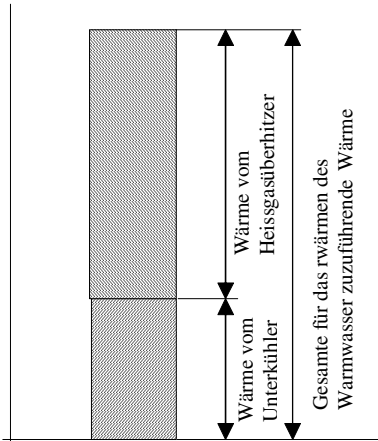


Abb. 17: Aufteilung der Wärmeproduktion auf Vorwärmung (durch Unterkühler) und Enderwärmung (durch Heissgasentitzer)

Wenn wir davon ausgehen, dass die Vorwärmung des Warmwassers von 15°C bis knapp unter die Kondensationstemperatur und die Endladung bis 65°C reicht, so ergibt sich folgende energetische Aufteilung zwischen Vorwärmung und Enderwärmung:

$$\sigma = \frac{Q_{UK}}{Q_{BWW}} = \frac{\bar{T}_{Kond} - T_{Netz}}{T_{End} - T_{Netz}} = \frac{40 - 15}{65 - 15} = 0.5 \quad (2)$$

Es bedeuten:

Q_{UK}	Wärmeabgabe des Unterkühlers
Q_{BWW}	Gesamte produzierte Wärme für Brauchwarmwasser

Es werden also etwa 50 % der benötigten Wärme für die Warmwasserbereitung durch den Unterkühler beigesteuert. Da dieser, wie oben ausgeführt, praktisch die elektrische Energieaufnahme des Kompressors nicht beeinflusst, beträgt der elektrische Energieaufwand pro kWh produzierter Wärme für die Warmwassererwärmung im Jahresmittel:

$$E_{el} = \frac{1 - \sigma}{JAZ} * Q_{BWW} \quad (3)$$

Zur reinen Warmwassererwärmung sind noch die elektrischen Energiezufuhren für Begleitheizung oder Zirkulationspumpen, Ausstossverluste etc. hinzuzuzählen. Der Anteil der Begleitheizung ist bei dieser Anlage sehr hoch. Damit wird eine an sich energieeffiziente WP-Lösung für die BWW-Versorgung wieder massiv verschlechtert.

Tab. 11: Daten Warmwasseraufbereitung Bilanz

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	36'1045	0	
Leitungs- und Speicherverluste	5'531	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		18'636	3'883
Begleitheizung		23'000	23'000
Unterkühler			
Umweltwärme			14'313
Total	41'636	41'636	41'636

Der Energieverbrauch pro m3 Warmwasser von 60 °C beträgt:

Warmwasserverbrauch	621	[m3]
Jahresarbeitszahl JAZ	3.2	
Elektrischer Energieaufwand für BWW	41.7	[kWh/m3]
CO ₂ -Anteil für BWW	19.9	[kg/m3]

2.2.7 Zusammenstellung der Anlagekennzahlen

Tab. 12: Kennzahlen der Brauchwarmwasserversorgung der untersuchten Anlagen (Stromerzeugung mit GuD-Szenario)

Anlage	Spezifischer Stromverbrauch pro m2 Brauchwarmwasser [kWh/m3]	CO ₂ -Produktion pro m3 Brauchwarmwasser mit GuD-Szenario [kg/m3]	JAZ	Bemerkungen
4002	19.1	9.1	3.05	BWW-WP pro Gebäude
4003	-	-	2.21 (So) 1.98 (Wi)	Keine Warmwasserverbrauchswerte erhältlich
4004	22.5	10.7	2.75	
4005	20.4	9.7	3.05	
4007	37.3	17.8	2.03	Inkl. Begleitheizung für Nahverteilnetz
4009	41.7	19.9	1.60	Inkl. Begleitheizung bis Hauswand

Zum Vergleich:

Elektroboiler mit GuD-Szenario	58.2	27.8	1.0	
Ölheizkessel (η=0.85)	68.5	18.2		
Gasheizkessel (η=0.95)	61.3	12.2		

3. Die Verluste des Grobverteilnetzes und deren Einfluss auf die JAZ (Thema 2)

Diese Frage ist von grundlegender Bedeutung, da sie eine Entscheidungsgrundlage für die Wahl zwischen zentraler oder dezentraler Heizanlage darstellt. Sie hat vor allem energetische Bedeutung. Die Beheizung und Warmwasserversorgung von Gebäudekollektiven aus einer zentralen Heizanlage bedingt ein Nahversorgungs- resp. Grobverteilnetz für die Wärme. Dieses Netz hat Wärmeverluste und Druckabfälle zur Folge. Letztere verursachen zusätzlichen elektrischen Antriebsaufwand für die Umwälzpumpen und erstere zusätzlichen Heizwärmebedarf. Da üblicherweise auch eine hydraulische Trennung zwischen der Grobverteilung und Feinverteilung (Hausnetz) durch Zwischenschaltung eines Wärmetauschers vorgenommen wird, entsteht für die Wärmepumpe ein zusätzlicher Verlust dadurch, dass in Folge des notwendigen Temperaturabstandes im Wärmetauscher eine entsprechend höhere Kondensationstemperatur gefahren werden muss. Wegen der Wärmeverluste entlang der Leitung muss die Kondensationstemperatur ebenfalls angehoben werden. Pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur sinkt die JAZ um etwa 1.25 %.

Im Gegensatz zu den Hausverteilnetzen liegen die Rohrleitungen des Grobverteilnetzes *zwischen* den beheizten Objekten und der Heizzentrale und verlieren ihre Wärme an die Umgebung. Die Wärmeverluste sind daher Totalverluste.

Wir wenden uns nun den Wärmeverlusten des Grobverteilnetzes zu. Erfasst werden die Verluste zwischen der Heizzentrale und der Unterstation resp. der Aussenwand eines Hauses. Ziel ist die Herleitung eines Formalismus, anhand dessen die auf die transportierte Nutzwärme bezogenen Wärmeverluste als Funktion der massgeblichen Parameter bestimmt werden können.

Welches sind die massgeblichen Parameter? Dazu zählen die Rohrdimensionen, die Rohrinsolation und die gefahrenen Temperaturen (Vor- und Rücklauf oder Vorlauf und Temperaturspreizung). Die Wärmeverluste sind proportional zur mittleren Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf resp. der Umgebung (meist erdverlegt) und proportional zur Isolation resp. dem k-Wert der Rohre.

Schwieriger ist die Berücksichtigung der Geometrie des Grobverteilnetzes. Im Anhang B ist die Herleitung des Zusammenhangs zwischen den Wärmeverlusten und der Geometrie, mit den Annahmen einer vorgegebenen Wassergeschwindigkeit und Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf. Letzteres mag auf den ersten Blick erstaunen. Die Spreizung hat auf die absoluten Wärmeverluste keinen Einfluss (genauer gesagt, diese ist bereits im mittleren Temperaturabstand zwischen Wasser und Umgebung berücksichtigt). Die Spreizung hat einen Einfluss auf die transportierte Wärme und damit auf die *relativen* Wärmeverluste. Dies gilt auch für die Wassergeschwindigkeit. Sie hat auf die *absoluten* Wärmeverluste einen marginalen Einfluss (sie verändert den k-Wert der Rohrleitung minim), jedoch einen direkt-proportionalen Einfluss auf die transportierte Wärmemenge.

Unter den genannten Voraussetzungen sind die geometrieabhängigen Verluste proportional zum Quotienten Leitungslänge zur Wurzel aus der transportierten Wärmeleistung. Dies ist überraschend, da es ausdrückt, dass die Wärmeverluste nur mit der Wurzel der transportierten Wärme einhergehen. Dass die Wärmeverluste proportional zu Leitungslänge sind, ist hingegen einleuchtend.

3.1 Wärmeverluste im Grobverteilnetz

Wir betrachten für die Darstellung der einzelnen Verluste in einem Grobverteilnetz die folgende schematisierte Netzstruktur.

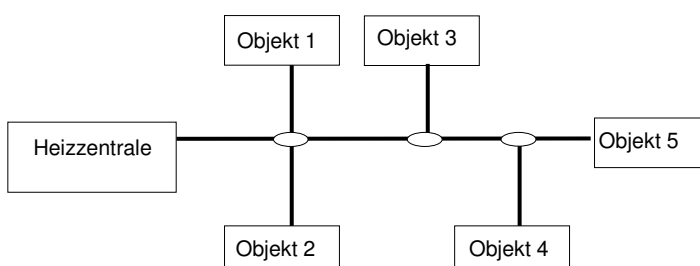


Abb.18: Schema einer Heizanlage mit Grobverteilnetz

Der Wärmeverlust in einem solchen Netzwerk kann dann mit Formel (4) bestimmt werden. Die Ableitung aller nachstehenden Formeln ist im Anhang B dargelegt.

$$\sigma_{w,tot} = \frac{Q_{Verl,tot}}{Q_{Trans,tot}} = 0.00346 * \underbrace{\frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c_{Ref}^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{Spr,Ausl}}}}_{\equiv K_{plan,w}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \left[\frac{L_{tot}}{\sqrt{A_{tot}}} * \underbrace{\sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{\dot{Q}_{Ausl,i}}{\dot{Q}_{Ausl,tot}} * \frac{L_i}{L_{tot}}}}_{\equiv K_w} \right] * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{Ausl}}} \quad (4)$$

Hier bedeuten:

$\sigma_{w,tot}$	Wärmeverlustkoeffizient
$Q_{Verl,tot}$	Wärmeverlust in der Zeitperiode Δt
$Q_{Trans,tot}$	Transportierte Nutzwärme in der Zeitperiode Δt
k	Wärmedurchgangszahl des Rohres
$\overline{T_w} - T_u$	Mittlerer Temperaturabstand zwischen Vor-/Rücklauf-Leitungen und Umgebung in der Zeitperiode Δt
$\Delta T_{Spr,Ausl}$	Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf beim Auslegepunkt
Δt_{UP}	Laufzeit der Umwälzpumpe
Δt_{VL}	Volllaststunden der Heizung
ρ_w	Dichte des Wassers
$c_{p,w}$	Spezifische Wärme des Wassers
c_w	Geschwindigkeit des Wassers in der Leitung
L_i	Einfache Leitungslänge (ohne Rückleitung) des i-ten Leitungsabschnittes
$\dot{Q}_{Ausl,i}$	Wärmeleistung beim Auslegepunkt im i-ten Leitungsabschnitt
$\dot{q}_{Ausl}$	Auf einen m2 Arealfläche bezogene Auslegeheizleistung

In Gleichung (4) enthält der erste Bruch rechts vom Gleichheitszeichen alle vom Planer festzulegenden Werte, also den k-Wert der Leitungen, den für die Heizsaison gültigen mittleren Temperaturabstand zwischen Wasser und Umgebung, die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf am Kondensator der Wärmepumpe im Auslegepunkt und die Wassergeschwindigkeit im Leistungssystem. Für die hergeleitete Theorie wurde angenommen, dass die Wassergeschwindigkeiten in allen Teilen des Netzes identisch sind. Der Term in eckiger Klammer erfasst die Struktur des Grobverteilnetzes. Dieser Term ist dimensionslos und nur von der Geometrie des Netzes und den Anschlussleistungen der einzelnen Objekte abhängig. Eine massstäbliche Vergrößerung oder Verkleinerung des Netzes oder eine proportionale Vergrößerung oder Verkleinerung der angeschlossenen Wärmeleistungen ändert den Wert dieses Faktors nicht. Er kann als eine Art Ähnlichkeitsgrösse analog zu den Kennzahlen der Wärmetransporttheorie aufgefasst werden. Der Quotient $L_{tot}/(A_{tot})^{0.5}$ ist eine Masszahl für die spezifische Leitungslänge pro m2 Arealfläche. Der letzte Term auf der rechten Seite enthält die Anschlussdichte, d.h. die Auslegewärmeleistung pro m2 Arealfläche. Die Verluste sind demnach indirekt proportional zur Wurzel der Anschlussdichte.

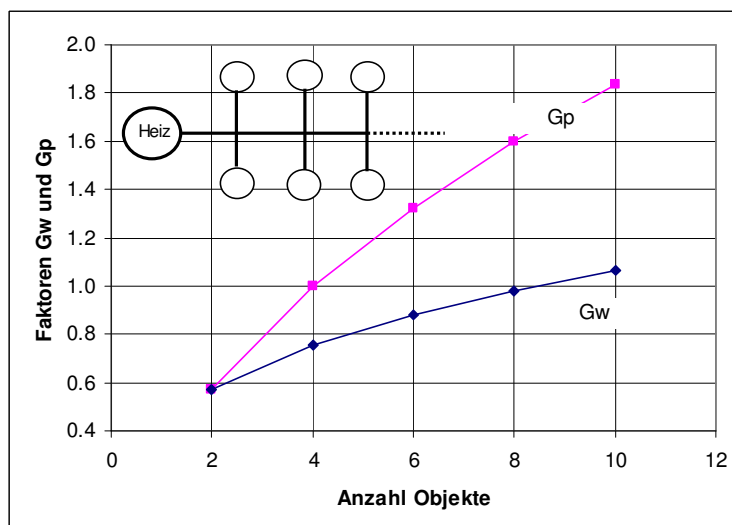


Abb. 19: Verlauf des Geometriefaktors G_w in Abhängigkeit von der Anzahl angeschlossener Gebäude für eine bestimmte Netzgeometrie. Das Netzwerk stellt eine EFH-Siedlung in zwei Reihen dar. Es wurden jeweils gleiche Auslegewärmeleistungen für jedes Haus (je 8 kW) und gleiche Rohrlängen von Knoten zu Knoten (je 20 m) und von Knoten zu Haus (je 10 m) unterstellt. Als Abschnitt gilt die Rohrlänge zwischen zwei Verzweigungspunkten resp. zwischen Verzweigungspunkt und Gebäude. Die Parzellenflächen betragen je 800 m². Der Geometriefaktor G_p für den Druckverlust ist weiter unten beschrieben.

Im Anhang B ist beschrieben, wie Gleichung (4) ausgewertet werden kann. Abb. 19 zeigt ein Beispiel für den Strukturfaktor K_w . Je mehr Gebäude an einem Grobverteilnetz angeschlossen sind, desto grösser werden i.a. die Leitungslängen und die transportierte Wärmeleistung sein. Wenn wir annehmen, dass Leitungslänge und Wärmebedarfsleistung proportional steigen, müssten die *relativen* Verluste mit zunehmender Gesamtwärmeleistung zunehmen.

Andererseits ist ebenso einsichtig, dass bei nahe zusammen liegenden Objekten die Verluste geringer sind, da die Leistungslängen bei gleichem Wärmeverbrauch kürzer ausfallen. Mit anderen Worten sind die relativen Verluste von der Anschlussdichte abhängig.

Wir definieren die Anschlussdichte als Quotienten aus Auslegewärmeleistung und Arealfläche (nicht Energiebezugsfläche!):

$$\dot{q}_{\text{Ausl}} \equiv \frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{A_{\text{tot}}} \quad (5)$$

Die analoge Situation besteht auch bei Fernwärmenetzen mit Fernheizanlagen.

3.2 Druckverluste im Grobverteilnetz

Nun haben Grobverteilnetze auch Druckverluste. Diese werden ebenfalls im Anhang B hergeleitet. Auch hier ergibt sich unter den weiter oben gemachten Annahmen eine Abhängigkeit von der Anschlussdichte.

$$\sigma_p \equiv \frac{E_{\text{el,UP}}}{E_{\text{el,Komp}}} = 0.433 * \underbrace{\frac{\zeta * c_{\text{Ref}}^{2.5}}{\eta_{\text{UP}} * \sqrt{\Delta T_{\text{spr,Ausl}}}}}_{\equiv K_{\text{Plan,p}}} * \frac{\Delta t_{\text{UP}}}{\Delta t_{\text{VL}}} * \underbrace{\left[\frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{A_{\text{tot}}}} * \sum_{i=\text{längsterStamm}} \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{\dot{Q}_{\text{Ausl,i}}}} \right]}_{K_p} * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{\text{Ausl}}}} * \text{JAZ} \quad (6)$$

Hier bedeuten:

ζ	Druckverlustbeiwert des Rohres
η_{UP}	Wirkungsgrad der Pumpe
$E_{\text{el,UP}}$	Energieaufnahme der Umwälzpumpe des Grobverteilnetzes
$E_{\text{el,Komp}}$	Energieaufnahme des Wärmepumpenkompressors

Der zweite Term in (6) enthält wieder jene Grössen, die vom Planer festgelegt werden können. Die wichtigste Einflussgrösse ist die Fliessgeschwindigkeit des Wassers im Nahverteilnetz. In der eckigen Klammer sind die Geometrie des Netzes und die relativen Anschlusswerte für den Heizwärmebedarf zu einer dimensionslosen Grösse zusammengefasst. Der vierte Term schliesslich enthält die Anschlussdichte, d.h. die pro Quadratmeter Arealfläche verlangte Wärmebedarfsleistung im Auslegepunkt. Man erkennt, dass die relative Antriebsenergie für die Umwälzpumpe indirekt proportional zur Anschlussdichte verläuft.

3.3 Temperaturabfall im Grobverteilnetz

Wegen der Wärmeverluste der Rohrleitungen des Grobverteilnetzes, erreicht der Vorlauf die Unterstationen der Gebäude mit tieferer Temperatur als beim Verlassen der Wärmepumpe. Will man die planerisch vorgegebene Vorlauftemperatur in den Gebäuden einhalten, muss die Temperatur ab Wärmepumpe um den Temperaturabfall im Grobverteilnetz angehoben werden. Dies senkt die Arbeitszahl der Wärmepumpe je Kelvin höherem Vorlauf um 1.25 %. Für den Temperaturabfall längs der Transportleitung bis zur Unterstation gilt näherungsweise:

$$\Delta T_{\text{Leit}} = \frac{1}{2} * 0.00346 * \frac{k * (\overline{T_w} - T_u) * \Delta T_{\text{spr,Ausl}}^{1.5}}{c^{0.5} * \overline{\Delta T_{\text{Spr}}}} * K_w * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{\text{Ausl}}}} \quad (7)$$

Hier bedeuten:

$\Delta T_{\text{spr,Ausl}}$	Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf im Auslegepunkt des Grobverteilnetzes
$\overline{\Delta T}_{\text{spr}}$	Saisonales Mittel Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf im Grobverteilnetz

3.4 Temperaturabfall in der Unterstation

Bei grösseren Wärmeverbünden werden das Grobverteilnetz und die Gebäudenetze durch Wärmetauscher in den Unterstationen der Gebäude hydraulisch entkoppelt. Dies geht mit einem Temperaturabstand zwischen dem Wasser des Grobverteilnetzes und demjenigen des Gebäudenetzes einher. Dieser Temperaturabstand beträgt typischerweise etwa 3 K. Hier gilt nun das Gleiche wie oben beim Temperaturabfall längs der Rohrleitungen: um die planerisch vorgesehene Vorlauftemperatur des Gebäudenetzes einhalten zu können, muss die Vorlauftemperatur ab Wärmepumpe um diesen Temperaturabstand angehoben werden, was wiederum mit einer Reduktion der Arbeitszahl einher geht. Wie unter Abschnitt 3.3 gilt auch hier der Richtwert, dass pro Kelvin höherer Vorlauftemperatur ab Wärmepumpe die Jahresarbeitszahl um etwa 1.25 % gesenkt wird.

3.5 Einfluss der Verluste auf die Arbeitszahl

3.5.1 Generelles

Es stellt sich die Frage, wie die verschiedenen Verluste sich auf die Jahresarbeitszahl auswirken. Diese Frage ist auch für nachfolgende Kapitel 4 aktuell und soll daher an dieser Stelle für beide Kapitel abgehandelt werden.

Die Verlustarten beeinflussen die Arbeitszahl der Wärmepumpe resp. Wärmepumpenanlage. Im Falle des Druckverlustes ist direkt eine höhere Aufnahme an elektrischer Energie durch die Umwälzpumpen nötig. Die Wärmeverluste in den Leitungen wirken sich so aus, dass eine höhere Wärmeproduktion vonnöten ist. Dies verursacht ebenfalls einen höheren elektrischen Energieaufwand bei der Wärmepumpe, während die Nettowärmeproduktion, d.h. die an den Verbraucher abgegebene Nutzwärme, gleich bleibt. Die Erhöhung der Vorlauftemperatur ab Kondensator zur Kompensation des Temperaturabfalls längs der Leitungen im Grobverteilnetz und der Grädigkeit des Wärmetauschers in der Unterstation führen zu tieferen Leistungszahlen, was ebenfalls mit einem höheren elektrischen Energieaufwand erkauft werden muss. Letzteren Einfluss berücksichtigen wir dadurch, dass wir pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur auf der Wärmeabgabeseite die Leistungszahl um 1.25 % und auf der Wärmequellenseite um 2 % reduzieren. Insgesamt ergibt sich für die Berücksichtigung all dieser Faktoren in der Jahresarbeitszahl folgender Ansatz (Herleitung siehe Anhang G):

$$\begin{aligned}
 JAZ &= JAZ_o \cdot \left[\frac{(1 - \sigma_w) \cdot (1 - \sigma_{\Delta T,GN} - \sigma_{\Delta T,WQA})}{1 + \sigma_p + \sigma_{WQA}} \right] \\
 \Delta JAZ &= JAZ - JAZ_o = \left[\frac{(1 - \sigma_w) \cdot (1 - \sigma_{\Delta T,GN} - \sigma_{\Delta T,WQA})}{1 + \sigma_p + \sigma_{WQA}} - 1 \right] \cdot JAZ_o
 \end{aligned} \tag{8}$$

Hier bedeuten:

JAZ_o	Jahresarbeitszahl, berechnet aus Nettowärmeproduktion und elektrischer Energieaufnahme des Kompressors
JAZ	Effektive Anlagenleistungszahl unter Berücksichtigung aller Verluste
Q_h	Heizwärme
ΔQ_w	Wärmeverluste des Nahwärmenetzes
E_{Kompr}	Elektrische Energieaufnahme des Kompressors
E_{UP}	Elektrische Energieaufnahme der Nahwärmenetzpumpe
E_{WQA}	Elektrische Energieaufnahme der Wärmequellenanlage
ΔT_{GN}	Temperaturabfall im Trennwärmetauscher der Hausstation und längs der Leitungen des Nahwärmenetzes

ΔT_{WQA}	Temperaturabfall im Trennwärmetauscher der Wärmequellenanlage
σ_w	Verhältnis von Wärmeverlust zu Wärmeproduktion
σ_p	Verhältnis von elektrischer Energieaufnahme der Nahwärmenetzpumpe zur elektrischen Energieaufnahme des Kompressors
σ_{WQA}	Verhältnis von elektrischer Energieaufnahme der Wärmequellenanlage zur elektrischen Energieaufnahme des Kompressors
$\sigma_{\Delta T,GN}$	Relative JAZ-Minderung durch Grädigkeiten im Nahwärmenetz
$\sigma_{\Delta T,WQA}$	Relative JAZ-Minderung durch Grädigkeiten in der Wärmequellenanlage

Sofern der Betrag im Klammerausdruck kleiner als etwa 0.1 ist, kann die Klammer linearisiert werden und man erhält:

$$JAZ = JAZ_o - [\sigma_p + \sigma_w + \sigma_{WQA} + \sigma_{\Delta T,GN} + \sigma_{\Delta T,WQA}] * JAZ_o \quad (8a)$$

3.5.2 JAZ-Minderung durch senkenseitige Verluste

Für die im Analysenportefeuille vorhandenen Anlagen wurden die charakteristischen Grössen bestimmt:

Tab. 13: Charakteristische Konstanten für die untersuchten Anlagen des Projektes (Senkenseite)

Anlage	σ_p	σ_w	$\Delta T_{Gräd}$	L_{tot}	A_{tot}	$\dot{q}_{Ausl}$	JAZ_o	ΔJAZ	ΔJAZ
			[K]	[m]	[m ²]	[W/m ²]		[-]	[%]
4000	0.0529	0.0742	3	670	34000	12.1	3.83	-0.589	-15.0
4001	0.0663	0.2711	0	1456	38000	13.4	4.07	-1.288	-32.0
4003	0.0236	0.0283	3	404	17500	71.1	3.46	-0.298	-8.6
4004	0.0173	0.0183	3	286	36450	9.9	3.05	-0.218	-7.1
4005	0.0475	0.0119	0	368	14250	22.6	3.55	-0.202	-5.7
4006	0.0594	0.0368	3	140	4770	24.1	3.58	-0.447	-12.5
4007	0.0451	0.0379	3	58	5880	6.8	6.04	-0.688	-11.4
4009	0.0608	0.0278	0	140	4500	19.1	3.12	-0.260	-8.3
4010	0.0435	0.0590	3	2270	72100	41.8	3.59	-0.474	-13.2
Mittelwerte	0.0463	0.0628					3.81	-0.496	-12.6

Die überdurchschnittlich grosse JAZ-Minderung bei Anlage 4001 rührt von sehr langen Verbindungsleitungen zwischen Heizzentrale und Satelliten her. Wenn man die Anlage 4001 nicht berücksichtigt, so resultiert eine mittlere JAZ-Minderung der verbleibenden 8 Anlagen von 0.397.

4. Quellenanlagen (Thema 3)

Jede Wärmepumpe benötigt eine Wärmequelle, aus der sie den grösseren Teil der erzeugten Nutzwärme schöpft. Die Wärmequellen stellen einen erheblichen Kostenblock der Wärmepumpe dar. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe hängt stark von der Quellentemperatur und den dazu gehörenden Hilfsantrieben ab. Diese beiden Aspekte beeinflussen auch die Wahl der Wärmequelle. Allerdings ist der Planer bei seiner Wahl der Wärmequelle nicht nur von den beiden genannten Aspekten abhängig. Die meisten Wärmequellen benötigen eine Konzession (Grundwasser, Erdwärmesonden, Oberflächenwasser) oder sind von der Zustimmung Dritter abhängig (Abwasser). Bei Luft als Wärmequelle wiederum sind die Schallprobleme zu beachten, um unliebsame Konflikte mit betroffenen Anwohnern zu vermeiden.

Bei Grosswärmepumpen werden vorwiegend die folgenden Wärmequellen genutzt:

- Grundwasser
- Ungereinigtes Abwasser
- Gereinigtes Abwasser
- Erdwärmesonden
- Oberflächengewässer (Flüsse, Seen)

Wir beschränken uns hier auf die am meisten angewendeten Wärmequellen. Aus diesem Grund wird die Wärmeentnahme aus Oberflächengewässern nicht behandelt.

Grundwasser, gereinigtes Abwasser und Oberflächenwasser bilden hydraulisch offene Systeme, während die Erdwärmesonde (von einem Spezialfall abgesehen) ein geschlossenes System bildet.

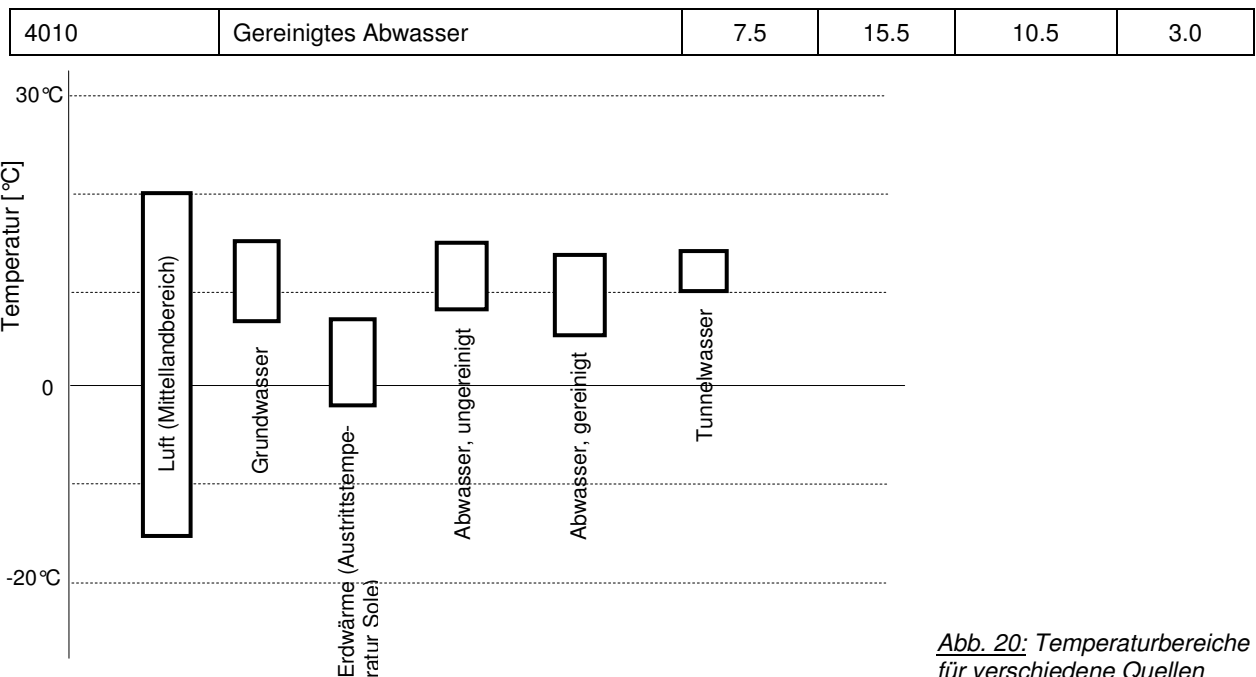
Bei der Wärmeentnahme aus ungereinigtem Kanalwasser wird der Wärmetauscher direkt im Schmutzwasserkanal eingebaut. Der Transport der Wärme zum Verdampfer erfolgt in einem geschlossenen Kreislauf. Deshalb reihen wir diese Form der Wärmeentnahme unter die geschlossenen Systeme ein.

4.1 Temperaturen der Wärmequellen

Die Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpenanlage wird massgeblich von den Quellentemperaturen beeinflusst. Als Quellentemperatur bezeichnen wir die Eintrittstemperatur des Quellenmediums in den Verdampfer der Wärmepumpe. Abb. 20 gibt einen groben Überblick zu den typischen Quellentemperaturen von Wärmepumpen.

Tab. 14: Quellentemperaturen ausgewählter Anlagen

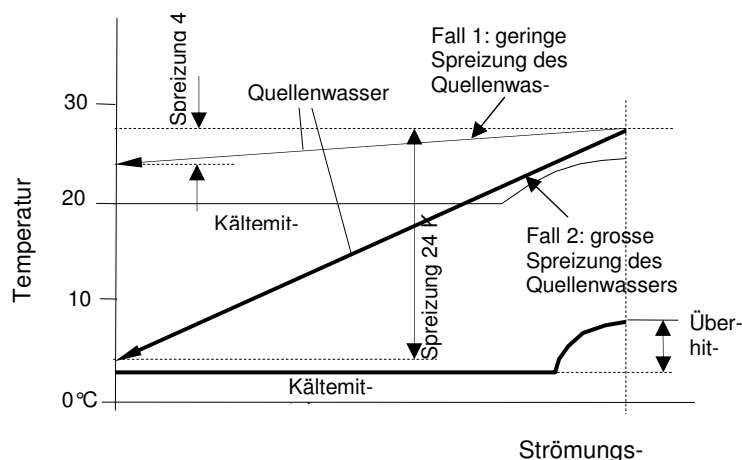
Anlage	Quellenart	Minimum [°C]	Maximum [°C]	Durchschnitt [°C] Eintritt	Spreizung [°C]
FAWA	Erdwärmesonden	-1.5	9.0	4.8	3.3
FAWA	Grundwasser	5.0	12.0	9.0	2.8
FAWA	Luft	-15.0	20.0	6.8	5.0
4000	Erdwärmesonden mit Glykol/Wasser	8.0	12.0	9.5	4.0
4001	Gereinigtes Abwasser	7.0	14.5	10.5	3.0
4002	Erdwärmesonden mit reinem Wasser	2.0	5.0	-	3.0
4003	Grundwasser	13.4	15.7	14.3	4.0
4004	Grundwasser	9.0	12.0	10.5	3.0
4005	Grundwasser	9.0	11.5	10.0	3.2
4006	Grundwasser	8.0	13.0	10.0	1.4
4007	Grundwasser	8.0	11.0	9.5	1.5
4009	Erdwärmesonden	0.0	12.0	7.0	3.0



Nun kommt es nicht nur auf die Quelleneintrittstemperatur an. Die Lage der Verdampfungstemperatur, und damit die Höhe der Leistungszahlen, hängen vor allem von der Austrittstemperatur des Quellenmediums und allfälliger Zwischenkreise ab.

4.2 Generelles zu offenen Wärmequellen-Systemen

Hydraulisch offene Wärmequellen sind Wärmegewinnungssysteme aus der Umwelt, deren Wärmeträger nicht in einem geschlossenen Umlaufsystem agieren, sondern das Quellenwasser nach Enthitzung und einmaligem Gebrauch an einen Vorfluter abgeben. Als offene Wärmequellen gelten in diesem Sinne Tunnelwasser, Oberflächengewässer, Grundwasser und gereinigtes Abwasser. Im weiteren Sinne gehört auch ungereinigtes Abwasser dazu. Im Gegensatz zu den erstgenannten Quellen wird bei ungereinigtem Abwasser die Quelle nicht gefasst, sondern die Wärmeübertragung an den Zwischenkreis findet direkt im Abwasserkanal statt. Das ungereinigte Abwasser wird also nicht in einem Rohrnetz zum Verdampfer geleitet. Zwischen Verdampfer und dem Wärmetauscher im Kanal ist ein frostsicherer Zwischenkreis geschaltet.



Der Vorteil der genannten Wärmequellen besteht in ihrer relativ hohen Temperatur (z.B. bei Tunnelwasser). Hohe Quellentemperaturen führen bei Wärmepumpen immer zu hohen Leistungszahlen.

Es muss allerdings darauf hingewiesen werden, dass hier oft noch falsche Vorstellungen herrschen. Die hohe Quelltemperatur allein garantiert noch nicht a priori eine gute Leistungszahl. Die Lage der Verdampfungstemperatur wird nicht durch die Zulauftemperatur bestimmt, sondern durch die Abflusstemperatur des Wassers. Es ist die tiefste Temperatur des Wassers im Verdampfer, die die Verdampfungstemperatur beeinflusst. Wenn nun etwa mit dem Ziel eines geringen Wasserverbrauchs das Quellenwasser möglichst weit abgekühlt wird, so geht der Vorteil der hohen Zulauftemperatur weitgehend verloren. Dies ist in Abb. 21 illustriert.

Je Kelvin höherer Verdampfungstemperatur erhöht sich die Jahresarbeitszahl (JAZ) um ca. 2-2.5 %.

Wir stehen also vor einem Dilemma: Nutzen wir die innere Energie des Quellenwassers maximal aus, so resultieren steigende Energieverbräuche des Kompressors, jedoch werden die anteiligen Umwälzpumpenleistungen und der Wasserverbrauch geringer und umgekehrt. Es liegt also wieder ein Optimierungsproblem vor.

Wenn man mit dem Quellenwasser sparsam umgehen muss (z.B. zur Vermeidung hoher Wassergebühren), d.h. wenn also eine hohe Abkühlung angestrebt werden muss, so ergeben sich trotzdem Möglichkeiten, dies energieoptimal zu tun, d.h. die Leistungs- und Arbeitszahlen zu optimieren. Bei leistungsgestufen Anlagen kann man folgende hydraulische Schaltung wählen (Abb. 22).

Wenn wir den Erfahrungswert zugrunde legen, dass pro Kelvin höherer Verdampfungstemperatur die Leistungszahl um etwa 2 % besser wird, so arbeitet die erste Wärmepumpe mit einer um etwa 26 % besseren Leistungszahl und die zweite Wärmepumpe ist immer noch etwa 13 % besser.

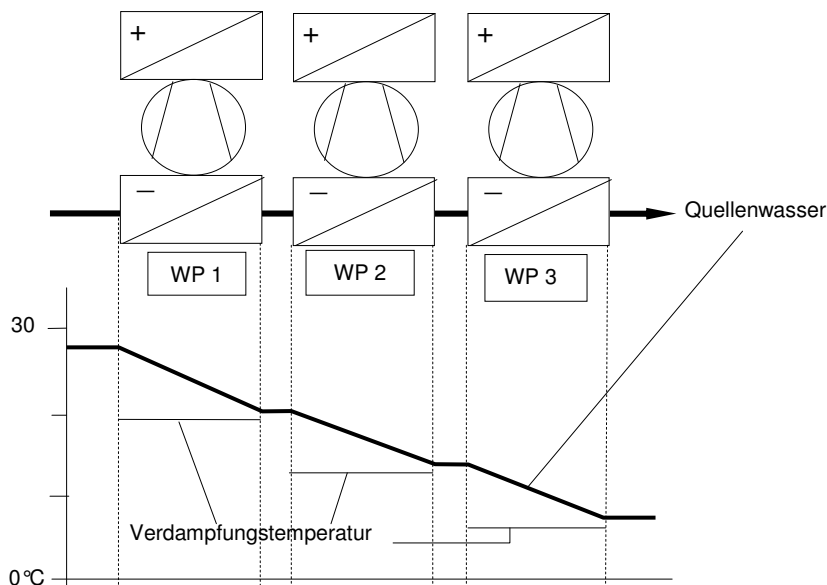


Abb. 22:
Serielle Anordnung der Wärmepumpen ergibt im Mittel bessere Leistungszahlen (Quellentemperatur sehr hoch gewählt, z. Bsp. FEKA-System, Tunnelwasser)

Würde man die drei Wärmepumpen im Beispiel Abb. 22 parallel an das Quellenwasser anschliessen, würde jede Wärmepumpe, gleiche Gesamtwassermenge vorausgesetzt, das Wasser auf die niedrigste Temperatur abkühlen. Damit lägen die Leistungszahlen aller drei Wärmepumpen auf dem Niveau der dritten, d.h. schlechtesten Wärmepumpe in Abb. 22. Durch die serielle Speisung der drei Wärmepumpen gilt dies nur für die dritte Wärmepumpe. Die beiden ersten Wärmepumpen würden leistungszahlmässig von den höheren Verdampfungstemperaturen profitieren. Durch die serielle Speisung liegt die mittlere Leistungszahl in diesem Beispiel um etwa 20 % höher als bei paralleler Speisung.

Trotzdem stellt sich weiterhin die Frage, ob man nun mit einer hohen Wassermenge und geringer Gesamtabkühlung oder umgekehrt mit grosser Abkühlung und geringer Wassermenge fahren soll. Wenn wir Abwasser mit 12 °C auf nur 8 °C statt 4 °C abkühlen, so verbessert sich die Leistungszahl des Wärmepumpenprozesses um etwa 10%. Dem steht aber eine höhere Pumpenleistung gegenüber. Wir gehen davon aus, dass die Rohrdimensionen für beide Fälle so festgelegt werden, dass etwa der gleiche Druckverlust auftritt. Damit muss der Rohrdurchmesser auf die geplante Wassermenge angepasst werden. Die geringere Abkühlung (Spreizung) verlangt eine zweimal höhere Wassermenge.

Dies sei an einem Beispiel konkretisiert. Eine Leitung mit gereinigtem Abwasser von 12 °C liege 1 km entfernt vom Verbraucher. Die Wärmeentnahme der Wärmepumpe aus dem Quellenwasser betrage 1500 kW, die Kompressorleistung 400-500 kW. Der Druckabfall wird auf 0.5 bar festgelegt (ohne geodätischen Druckabfall). Der Pumpenwirkungsgrad betrage 45 %.

Tab. 15: Pumpenleistungen für verschiedene Temperaturspreizungen

Durchfluss	ΔT	Druckabfall (Auslegung)	Rohrdurch- messer	Strömungs- geschwindigkeit	El. Leistungs- aufnahme Pumpe	Elektrische Leistungs- aufnahme Kompressor, auf gleiche Heizleistung normiert
[kg/s]	[K]	[bar]	[mm]	[m/s]	[kW]	[kW]
44.8	8	0.25	304	0.786	2.44	460
89.6	4	0.25	401	0.903	4.87	420

Die Mehrleistung der Abwasserpumpe liegt bei der niedrigen Temperaturspreizung weit unter der Energieeinsparung durch den Kompressor.

4.3 Wärmequelle Grundwasser¹¹

Grundwasser ist eine beliebte Wärmequelle. Die Grundwassertemperaturen liegen je nach Gegend und Jahreszeit zwischen 8 und 14 °C. Dies ist ein günstiges Temperaturniveau für gute Jahresarbeitszahlen. Grundwasser hat den Vorteil, dass die Erstellungskosten nicht proportional zur Entnahmeleistung ansteigen. Andererseits wird eine behördliche Bewilligung verlangt und oft werden auch Gebühren für die Nutzung fällig.

Tab. 16: Gebührensituation für Grundwasserentnahme (ausgewählte Beispiele)

Kanton	Jahresgebühr [Fr.] Grundgebühr	Wasserpreis pro m3 Grund- wasser [Rp/m3]	Bemerkungen
Bern	1.00	0.4 – 0.5	
St. Gallen	Verleihungsgebühr 5 Rp/m3 einmalig	7.0	< 200'000 m3/Jahr
Zürich	5.50 Fr./kW Kälteleistung		
Stadt Basel	3.00 pro Minutenliter	0.2 -0.3	
Aargau	Einmalig 200.00Fr./10 Jahren	Kostenlos, nur Heizen	
Thurgau	0.20 / l / Konzession		
Luzern	0.60 / l / Leistung WP	6-10	
Zug	< 300 l/min gratis		

Aus energetischer Sicht ist vor allem auf *eine* Besonderheit der Grundwasserentnahme einzugehen. Die Grundwasserentnahme ist ein hydraulisch offenes System. Dies bedeutet, dass der Druckbedarf für die Förderung des Grundwassers neben der Deckung der Reibungsdruckverluste auch eine geodätische Komponente besitzt. Darunter versteht man die Druckdifferenz der Wassersäule in senkrechter Richtung. Bei geschlossenen Kreisläufen existiert diese geodätische Druckdifferenz zwar auch, aber die aufsteigende und die absteigende Säule kompensieren sich. Dies trifft bei einem offenen System nicht zu. Zwar hat auch das offene Grundwassersystem eine absteigende Wassersäule in Richtung Sickerschacht. Deren geodätischer Druckrückgewinn ist jedoch beschieden, da bei Druckabnahme sofort Luft ausgeschieden wird und zu einem Unterbruch der Wassersäule führt. Selbst bei völlig luftfreiem Grundwasser bricht die Säule ab, nämlich spätestens dann, wenn der Dampfdruck des Wassers unterschritten wird.

¹¹ Weitere Studien zum Thema: [9], [12], [14], [16]

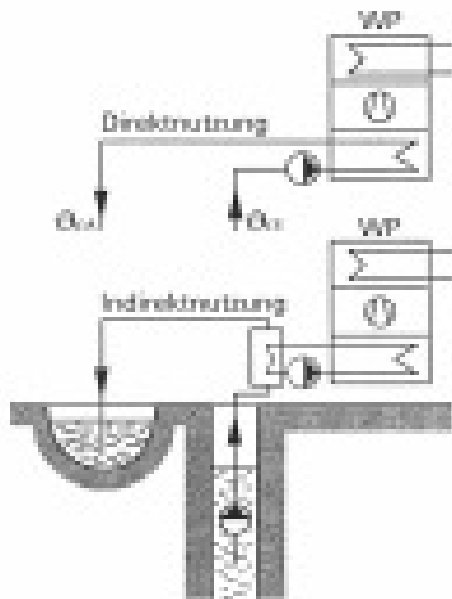


Abb. 23: Schematische Darstellung der Wärmeentnahme aus dem Grundwasser (aus RAVEL Standardschaltungen)

Bei offenen Wärmequellen stellt sich die Frage nach der energieoptimalen Auslegung der benötigten Förderpumpe.

Eine Wärmepumpe weist vier gleiche Kompressoren auf, die entsprechend dem Wärmeleistungsbedarf zu- und abgeschaltet werden können. Als Wärmequelle dient Grundwasser, das mittels einer einzigen Grundwasserpumpe geschöpft wird. Dies bedeutet, dass stets die gleiche Grundwassermenge gefördert wird, unbeschrieben von der Anzahl gerade aktiver Kompressoren. Dieses Problem ist grundsätzlicher Natur: Die Wärmepumpe ist leistungsgeregelt, nicht jedoch deren Nebenantriebe. Dies führt zu unnötigen Energie- und Wasserverbräuchen, vor allem im Sommerbetrieb, wenn für die Warmwasserbereitung nur ein Kompressor aktiv ist.

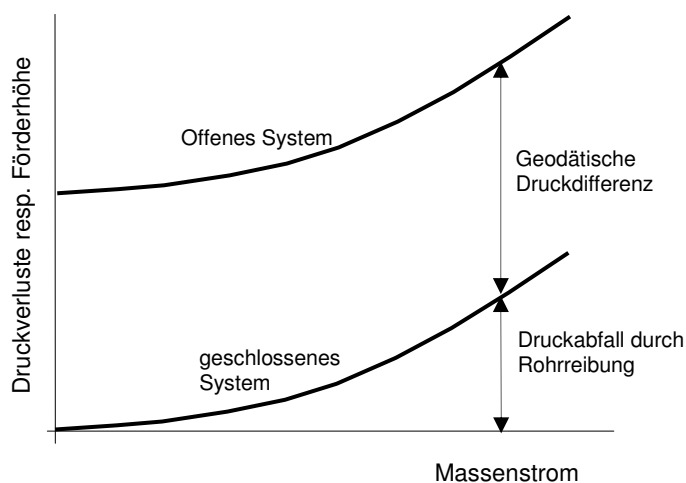


Abb. 24: Abhängigkeit der notwendigen Förderhöhe von der Fördermenge bei geschlossenen und offenen hydraulischen Systemen

Die nahe liegende Verbesserung wäre eine drehzahlvarierte Grundwasserpumpe. Leider lässt sich damit nur eine marginale Verbesserung erreichen. Dies soll etwas vertieft dargestellt werden. Die Wärmequellenanlage besteht wie erwähnt aus einem Grundwasserbrunnen und einem Sickerbrunnen, stellt also ein offenes System dar. Wie bereits erwähnt, setzt sich hier der Druckverlust aus einem konstanten, d.h. vom Durchfluss unabhängigen Teil (geodätische Höhendifferenz¹²) und einem vom Durchfluss abhängigen Teil zusammen (siehe Abb. 24).

¹² Genau genommen ist die geodätische Höhendifferenz nicht ganz konstant, da der Grundwasserspiegel im Brunnen bei kleinerer Fördermenge weniger absinkt.

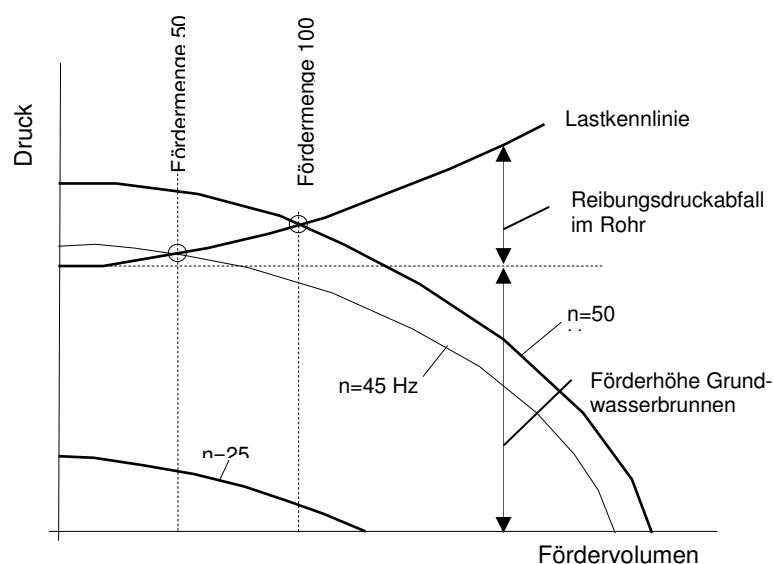


Abb. 25: Kennlinien einer drehzahlgesteuerten Grundwasserpumpe. n = Drehfrequenz der Pumpe

Der Zusammenhang zwischen Pumpendrehzahl und Druckaufbau folgt einem quadratischen Gesetz. Eine Drehzahlreduktion zwecks Reduzierung der Fördermenge von beispielsweise 10% reduziert den Förderdruck der Grundwasserpumpe um ca. 20 %. Schon bei relativ geringer Drehzahlreduktion kann die Pumpe den erforderlichen geodätischen Druckunterschied zwischen Grundwasserspiegel und Wärmepumpenverdampfer jedoch nicht mehr erzeugen, d.h. der Durchfluss sinkt auf 0! Dies bedeutet, dass der Drehzahlvariation bei diesem Anwendungsfall sehr enge Grenzen gesetzt sind. Diese grundlegende Situation ist in Abb. 25 dargestellt.

Die richtige, d.h. Ressourcen schonende Lösung kann in einem solchen Fall nur heissen, dass man mehrere parallel arbeitende Grundwasserpumpen einbaut, die in Abhängigkeit von den aktiven Kompressoren zu- und abgeschaltet werden. Nun wird man mit Recht einwenden, dass dies eine teure Lösung ist. Man kann diesem Argument begegnen, indem man beispielsweise bei einer vierstufigen Wärmepumpe zwei Grundwasserpumpen vorsieht, die im Verhältnis 1:2 abgestuft sind. Damit lassen sich drei Durchflussstufen einstellen:

Tab. 17: Stufenaufteilung

Leistungsstufe WP	Aktive Grundwasserpumpe	Fördermenge
25%	1	33 %
50 %	2	66 %
75 % oder 100 %	1+2	100 %

Obwohl nur zwei Grundwasserpumpen eingebaut werden, lässt sich die Fördermenge recht gut an die Leistungsstufen der Wärmepumpe anpassen. Diese Lösung ist investitionsmässig zu verantworten, zumal sie gegenüber der Ein-Pumpenlösung Energie spart und über die Lebensdauer der Anlage die Mehrinvestitionen durch Energie- und Wassereinsparung wieder hereinholt.

Die Reduktion des Wasserverbrauchs an sich kann in Kantonen, wo eine erhebliche Grundwassergebühr zu entrichten ist, zu deutlichen Kosteneinsparungen führen. Im Kanton St. Gallen beispielsweise kostet jeder Kubikmeter Grundwasser 7 Rp. Eine optimal ausgelegte Grundwasser-Wärmepumpe von beispielsweise 168 kW Heizleistung und vier Leistungsstufen produziert in 15 Jahren etwa 7000 MWh Heizwärme und verbraucht dazu 1.5 Mio m³ Grundwasser. Bei einer Lösung mit nur einer Grundwasserpumpe würden jedoch 3 Mio m³ Grundwasser verbraucht. Dies entspricht einem Mehr an Grundwassergebühren von Fr. 105'000, was weit über den zusätzlichen Investitionskosten für die zweite Grundwasserpumpe liegt. Bezüglich der Pumpenauslegung verweisen wir auch auf den Anhang A.

Im Teillastbetrieb stellt sich bei dem in Abb. 23 vorgeschlagenen seriellen Durchfluss durch die drei Wärmepumpen die Frage nach dem geeigneten Durchflussmanagement erneut. Wenn beispielsweise nur eine der drei Maschinen aktiv ist, so wäre es naheliegend, die Durchflussmenge auf einen

Drittel zu reduzieren. Allerdings hat dies den Nachteil, dass das Wasser auf die niedrigste Temperatur abgekühlt würde und damit eine schlechtere Leistungszahl in Kauf genommen werden müsste. Auch hier liegt wieder ein Optimierungsproblem vor. Energetisch müsste die Wassermenge auf dem Volllastwert gehalten werden, während aus Kostengründen der Durchfluss gesenkt werden müsste. Die Senkung hängt vom Wasserpreis ab.

Wenn mehrere Bezüger an eine Quellenwasserefassung angeschlossen sind, so besteht das Problem, dass nicht alle Wärmepumpen gleichzeitig arbeiten. Nehmen wir als Beispiel eine Anlage im Raum Bern, bei der 14 Wohnobjekte an eine Grundwasserringleitung angeschlossen sind. Jede Wohneinheit hat eine eigene Wärmepumpe für Heizung und Warmwasser. Die Einschalthäufigkeit der einzelnen Wärmepumpen ist nicht koordiniert und damit zufällig. Der momentane Grundwasserbedarf hängt von der Umgebungstemperatur und der gerade aktiven Anzahl Wärmepumpen ab. Letzteres kann mit der Methode der Wahrscheinlichkeitsrechnung abgeschätzt werden.

Wenn in einem solchen Falle bei jedem Anlauf irgendeine Wärmepumpe die gesamte Grundwasserspeisung in Bewegung gesetzt wird, läuft die Grundwasserpumpe praktisch ununterbrochen durch. Hier bedarf es zur Energie- und Grundwasserverbrauchsminimierung eines ausgeklügelten Grundwassermanagements. Eine erste Voraussetzung ist natürlich der Einbau nicht nur *einer* Grundwasserpumpe, sondern mehrerer. Je höher die Zahl der Grundwasserpumpen, die zu- und abgeschaltet werden können, desto feiner lässt sich der Energieverbrauch der Grundwasserförderung an den Bedarf der Wärmepumpen anpassen. Im Idealfall müssten so viele Grundwasserpumpen eingebaut werden als dezentrale Wärmepumpen vorhanden sind (ohne Berücksichtigung allfälliger Leistungsstufen). Dies würde im vorliegenden Beispiel zu einer unrealistisch hohen Zahl von Grundwasserpumpen führen. Mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitsrechnung kann die angemessene Zahl von Pumpen eruiert werden (siehe Anhang B).

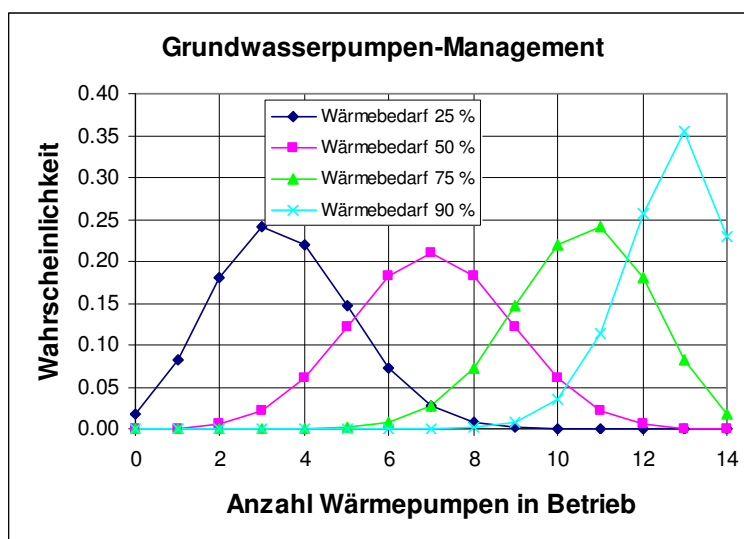


Abb. 26:

Wahrscheinlichkeit, dass Anzahl n an Wärmepumpen im Betrieb ist. Der Wärmebedarf ist relativ zum Wärmeproduktionspotential aller Wärmepumpen angegeben (wenn alle Wärmepumpen ununterbrochen arbeiten). Der so definierte Wärmebedarf ist identisch mit dem Auslastungsgrad nach FAWA.

Abb. 26 zeigt die Wahrscheinlichkeit, wie viele Wärmepumpen zu einem bestimmten Zeitpunkt in Betrieb sind. Beispielsweise beträgt die Wahrscheinlichkeit bei 25 % Wärmebedarf (ein Wert in der Übergangszeit), dass 4 Maschinen gleichzeitig in Betrieb sind, 22 %.

Würde nur *eine* Grundwasserpumpe eingebaut, so müsste diese praktisch ununterbrochen mit voller Leistung arbeiten. Selbst bei nur 25 % Wärmebedarf (Auslastung) beträgt die Wahrscheinlichkeit, dass keine Wärmepumpe arbeitet und damit auch die Grundwasserpumpe abgeschaltet werden kann, nur etwa 4 %. Wenn man zwei etwa halb so grosse Grundwasser-Pumpen einbaut, so sinkt der elektrische Energiebedarf für die Pumpen auf 81 %. Wenn gar 14 Pumpen eingebaut würden (je eine pro Wärmepumpe) so sinkt der Energieaufwand auf 27 % des Wertes mit nur einer Pumpe.

Es zeigt sich an diesem Beispiel klar, dass man mehrere Grundwasserpumpen einbauen muss. Wo allerdings das Optimum liegt, ist nicht einfach zu beziffern. Man muss im Auge behalten, dass die Schaltheufigkeit der Grundwasser-Pumpen mit der Anzahl zunimmt. Aus diesem Grunde ist es angebracht, das Zuschalten einer weiteren Pumpe und das Wegschalten einer Pumpe mit einer Hyste-

rese zu versehen, d.h. beispielsweise die zweite Pumpe erst bei 8 eingeschalteten Wärmepumpen in Betrieb zu nehmen, und das Ausschalten erst wenn 7 oder weniger Wärmepumpen aktiv sind.

Weiter würde es sich lohnen, eine gewisse Synchronisation der Grundwasser-Pumpen vorzunehmen, indem man beispielsweise den Anlauf einzelner Wärmepumpen etwas verzögert, bis eine weitere Wärmepumpe sich zuschaltet. Der Effekt wäre analog zu den Sperrzeiten im elektrischen Netz. Für detailliertere Angaben konsultiere man Anhang B.

Kalter Zwischenspeicher mit Niveau geregeltem Nachfüllvorgang:

Es wäre auch ein Nachfüllvorgang mit Niveau geregeltem Massenstrom, verteilt auf eine längere tägliche Betriebszeit, auf einen kalten Zwischenspeicher denkbar, sodass eine grössere Spitzenlast ab diesem Zwischenspeicher gedeckt werden könnte. Mit dieser Lösung kann auf die Variation des Massenstroms zwischen Grundwasserfassung und kaltem Zwischenspeicher verzichtet werden. Es genügt ein Ein-Aus-Betrieb für die Förderpumpe. Die Förderpumpe ab Kaltwasserspeicher zu den Wärmepumpen könnte drehzahlvariabel betrieben werden.

4.3.1 Anlagenkurzbeschreibung:

a) Anlage 4003:

Anlagebeschrieb: zentrale Heizanlage mit Grundwasserwärmepumpe und einer alten Ölheizung, die nach vollständiger Sanierung der Gebäude nur noch als Notlösung bestehen bleibt. Über das Fernleitungsnetz werden vier Wohngebäude mit Heizwärme versorgt. Die Fernleitung dient zudem als Wärmespeicher für die Wärmepumpen der dezentralen BWB-Anlagen.

Beschrieb der Wärmequellenanlage: Als Wärmequelle dient Grundwasser. Die durchschnittliche Quelltemperatur aus dem Grundwasser beträgt über das Jahr zwischen 14-15 °C. Grundwasser gibt die Wärme via einen Zwischenkreislauf an die Wärmepumpe ab. Der notwendige Trennwärmetauscher und die zusätzliche Zwischenkreispumpe belasten die JAZ. Es sind zwei parallele Grundwasserpumpen vorhanden, die grossmehrheitlich zusammen in Betrieb sind. Dies und die Zwischenkreispumpe führen zu relativ hohen Stromverbräuchen der Wärmequellenanlage.

b) Anlage 4004:

Anlagebeschrieb: Grundwasserwärmepumpe, bivalent mit einer Ölheizung für die Beheizung der Wohnungen und Aufbereitung des BWB in separatem Boiler, über Plattentaucher erwärmt. Über das Fernnetz wird das BWB in jedem Gebäude indirekt über Plattentaucher aufbereitet. Früher wurden die Gebäude mit Schweröl beheizt. Die Fernleitung ist via Trenn-Wärmetauscher von den Hausnetzen entkoppelt.

Beschrieb der Wärmequellenanlage: Als Wärmequelle dient Grundwasser. Die durchschnittliche Quelltemperatur aus dem Grundwasser beträgt über das Jahr zwischen 10-12 °C. Das Grundwasser gibt die Wärme via einen Zwischenkreislauf an die Wärmepumpe ab. Der notwendige Trennwärmetauscher und die zusätzliche Zwischenkreispumpe belasten die JAZ. Es sind zwei parallele Grundwasserpumpen vorhanden, die grossmehrheitlich zusammen in Betrieb sind. Dies und die Zwischenkreispumpe führen zu relativ hohen Stromverbräuchen der Wärmequellenanlage.

c) Anlage 4005:

Anlagebeschrieb: Die Überbauung wird von einer Heizzentrale, Grundwasser-Wärmepumpe und Ölheizung bivalent, über eine Fernleitung ganzjährig mit Heizwärme versorgt. In den einzelnen Gebäuden übernimmt eine Unterstation mit integriertem Warmwassererwärmer auch die Raumheizung. Über Nacht wird die Fussbodenheizung als Speicher aufgeladen.

Beschrieb der Wärmequellenanlage: Die durchschnittliche Quelltemperatur aus dem Grundwasser beträgt über das Jahr zwischen 11-14 °C.

d) Anlage 4006:

Anlagebeschreibung: Grundwasserwärmepumpe, monovalent für die Beheizung der Wohnungen. Das BWW wird in jeder Wohnung durch Elektro-Boiler erwärmt. Ersatz einer bestehenden, 20 Jahre alten Wärmepumpe, WP ist überdimensioniert. Bei der Grundwasserpumpe fehlt eine Möglichkeit, zwei-stufig zu fahren, um die Fördermenge der Wärmequelle ebenfalls anpassen zu können.

Beschrieb der Wärmequellenanlage: Wärmequelle Grundwasser. Die durchschnittliche Quellentemperatur aus dem Grundwasser beträgt über das Jahr zwischen 8-10 °C. Die Grundwassermenge ist sehr hoch, so dass die Temperaturspreizung nur etwa 1.1 K beträgt. Dies schlägt sich in einem grossen Stromverbrauch von etwa 20 % der Stromverbrauchs der Kompressoren für die WQA nieder.

e) Anlage 4007:

Anlagebeschreibung: Die Überbauung wird von einer Heizzentrale, mehrstufige Grundwasser-Wärmepumpe, über eine Fernleitung ganzjährig mit Heizwärme versorgt. Die Gebäude wurden nach Miner-gie-Richtlinien gebaut. Vierstufige, monovalente WW-WP. Das Warmwasser wird zentral aufbereitet und über eine Fernleitung den einzelnen Gebäuden zugeführt. Dank sehr niedriger Vorlauftempera-turen, relativ hohen Grundwassertemperaturen und geringer Temperaturspreizung des Grundwassers resultiert eine hervorragende Jahresarbeitszahl JAZ_o.

Beschrieb der Wärmequellenanlage: Die durchschnittliche Quellentemperatur aus dem Grundwasser beträgt über das Jahr zwischen 8-12 °C. Die Kehrseite der geringen Temperaturspreizung des Grundwasser zeugt sich in der hohen Leistung der Grundwasserförderpumpe. Deren Strombedarf liegt bei 46 % des Strombedarfs des Kompressors. Dadurch wird die gute Jahresarbeitszahl stark reduziert.

4.3.2 Auswertungen

Tab.18: Überblick über die Anlagendaten

Anlage	4003	4004	4005	4006 ¹³	4007 ¹⁴
Quellentemperatur [°C]	14	10	11-14	10	8-12
Vorlauftemperatur (Auslegung) [°C]	60	60	55	52	40
Anzahl Leistungsstufen	2	2	1	2	4
Elektr. Leistung Grundwasserpumpe [kW]	2 x 7.5	5.5	4.0	5.5	4.0
Entzogene Grundwassermenge [m3]	940'840	255'430	93'254	135'863	92'311
Energieaufnahme Grundwasserpumpe pro kWh Wärmeent-nahme [kWh/kWh]	0.0466	0.0372	0.0965	0.1018	0.0358
Energieaufnahme UP zu Energieaufnahme Kompressor, σ_{WQA}	0.1258	0.0536	0.0801	0.2066	0.4359
JAZ _o	3.46	3.05	3.55	3.58	6.04
JAZ-Minderung durch Trenn-Wärmetauscher, $\sigma_{\Delta T, WQA}$	0.06	0	0	0	0
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.571	-0.155	-0.263	-0.613	-1.834

Die massive Absenkung der JAZ in Anlage 4007 resultiert einerseits aus der übergrossen Pumpen-leistung und andererseits vom Effekt der grossen JAZ_o. Eine tiefe JAZ_o würde bei gleichem Strom-verbrauch eine geringere Reduktion bewirken.

Es darauf hingewiesen, dass man die JAZ-Reduktionen aus Senken- und Quellenseite (Tab. 13 und 18) nicht einfach addieren darf. Vielmehr ist für die Berechnung der Gesamtreduktion nach dem For-malismus in Abschnitt 3.5 vorzugehen.

¹³ Diese Anlage ist stark überdimensioniert

¹⁴ Erst halbe Überbauung realisiert

4.4 Ungereinigtes Abwasser¹⁵

Die Verwendung von Abwasser als Wärmequelle von Wärmepumpen findet zunehmend Anklang. Heute sind zwei Systeme auf dem Markt:

- System FEKA
- Kanalwärmetauscher

Das System FEKA (Vollständigkeits halber erwähnt) wurde Ende der 70er-Jahre entwickelt. Es sammelt den Taganfall der Abwässer eines Gebäudes in einem grösseren Tank und nutzt die Wärme des Abwassers zur Erwärmung von Warmwasser. Dieses System arbeitet wartungsfrei und hat dank der relativ hohen Abwassertemperaturen von etwa 25 °C sehr gute Leistungszahlen [30]. Es eignet sich wegen des unregelmässigen Abwasseranfalls nicht für kontinuierliche Wärmeentnahme, sondern für den sog. Batch-Betrieb. Es ist vor allem für die Erzeugung von Warmwasser geeignet.

Für Heizzwecke eignet sich hingegen die Wärmeentnahme aus einem Abwasserkanal. Hier liegt ein kontinuierliches Wärmeangebot vor. Bei diesem System wird ein Wärmetauscher am Grund des Abwasserkanals eingebaut. Dieser Abwasserwärmetauscher ist via einen Glykol-Wasser-Kreislauf mit dem Verdampfer der Wärmepumpe verbunden. Das System ist praktisch wartungsfrei obwohl es mit ungereinigtem Abwasser arbeitet.

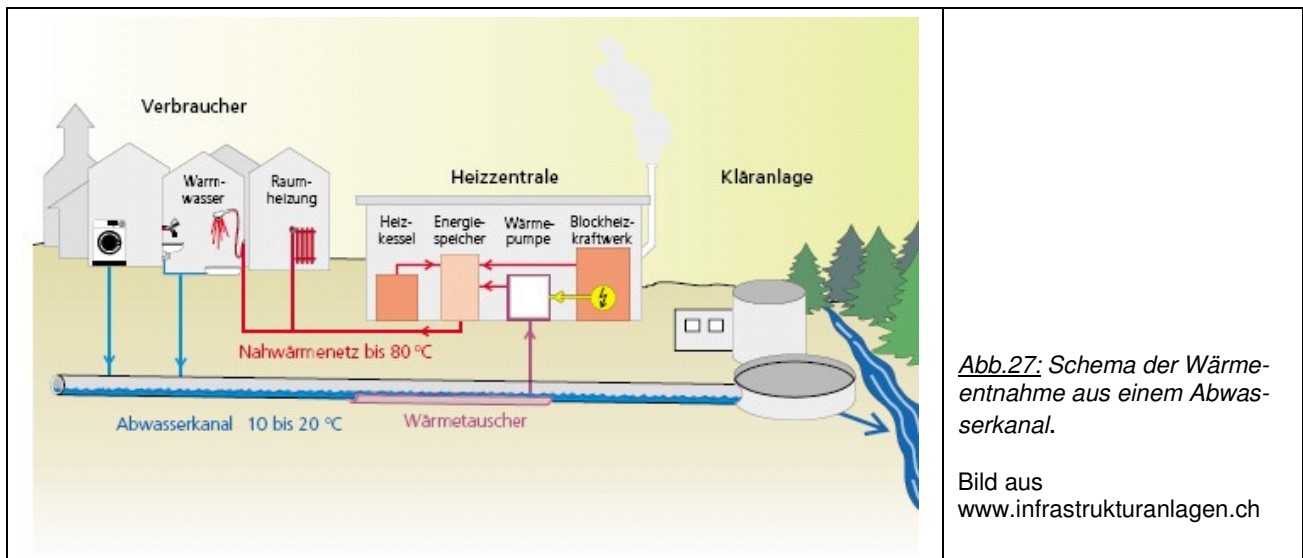


Abb. 27: Schema der Wärmeentnahme aus einem Abwasserkanal.

Bild aus
www.infrastrukturanlagen.ch

Die Wärmeentnahme aus Abwasser eignet sich vor allem dort, wo ein Abwasserkanal nahe an einem Wärmeverbraucher vorbei fliesst. Durch die kurzen Verbindungsleitungen zwischen Abwasser-Wärmetauscher und Verdampfer (WP) sind auch Druckverluste und Pumpenleistungen geringer.

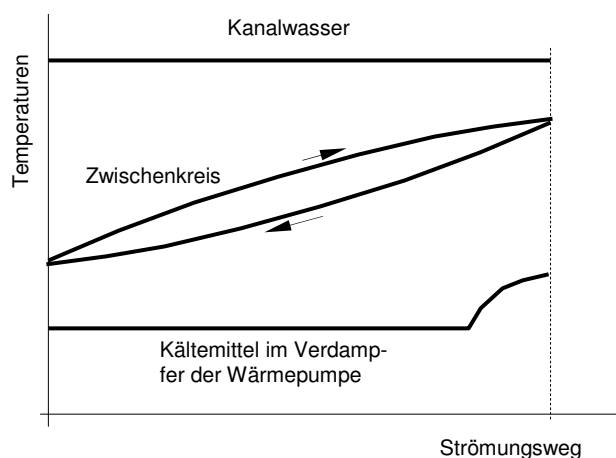


Abb. 28: Temperaturverläufe in der Quellenanlage

Der Zwischenkreislauf bringt allerdings wegen des zusätzlichen Wärmeübergangs eine Absenkung der Verdampfungstemperatur um etwa 3 K, was etwa 6 bis 7.5 % niedrigere JAZ zur Folge hat.

¹⁵ Weitere Studien zum Thema: [29]

4.5 Gereinigtes Abwasser¹⁶

Wie der Name sagt, wird hier ab einer Kläranlage gereinigtes Abwasser via ein Rohrsystem zu den Wärmepumpen verteilt. Es handelt sich im Grundsatz um ein hydraulisch offenes System. Dies bedeutet, dass wie bei den Grundwasser-Anlagen ein geodätischer Höhenunterschied der Wassersäule anfällt. Da Abwasserreinigungsanlagen naturgemäss am tiefsten Punkt des Einzugsbereiches liegen, kann der geodätische Höhenunterschied recht gross werden¹⁷. Damit stellen sich die gleichen Fragen wie bei den Grundwasser-Anlagen. Erschwerend kommt hinzu, dass sich die Kläranlagen meist am Rand des Siedlungsgebiets befinden und daher entsprechend lange Rohrleitungen zu möglichen Wärmenutzern anzulegen sind. Diese langen Leitungen erzeugen einen beträchtlichen Druckverlust. Das in der Wärmepumpe abgekühlte Abwasser kann in einen Vorfluter abgegeben werden.

Die Abwassertemperaturen sind etwas tiefer als bei der Kanalwärmeentnahme.

Obwohl es sich um gereinigtes Abwasser handelt, verschmutzen die Verdampfer und müssen periodisch gereinigt werden.

4.5.1 Anlagenkurzbeschreibung

a) Anlage 4001:

Anlagebeschreibung: Grundwasserwärmepumpe, bivalent mit einer Ölheizung, über eine Fernleitung werden die Objekte einer grösseren Siedlung in der Heizperiode mit Energie versorgt. Das Warmwasser wird in den Objekten mit Elektroboiler erzeugt.

Beschreibung der Wärmequellenanlage: Das gereinigte Abwasser wird vor der Rückgabe in den Vorfluter als Wärmequelle für 4 Wärmepumpen genutzt. Es handelt sich um ein offenes System mit einer einstufigen Förderpumpe. Das gereinigte Abwasser, das bis in den Technikraum gefördert wird, wird vor dem Wärmetauscher (WT) mit einem rückspülbaren Bernoullifilter gereinigt. Die Quellenwärme wird über einen Wasser/Glycol-Zwischenkreislauf dem Verdampfer zugeführt. Die Grädigkeit des Zwischenkreis-WT beträgt ca. 2.5 [K]. Dies bewirkt eine Absenkung der JAZ um 5-6%.

Tab. 19: Spezifikationen:

Merkmal	Wert	Einheit
Nennleistung, thermisch (nur WP)	380	[kW]
Nennleistung, elektrisch (nur WP)	100.6	[kW]
Quellentemperatur (mittlere Abwassertemperatur)	7.0 / 10.0 (8.5)	[°C]
Pumpenleistung Abwasser-Pumpe/Zwischenkreispumpe	3.1/0.5	[kW]
Länge der Transportleitung	125	[m]
El. Pumpenenergie pro kWh entzogene Quellenwärme	0.0247	[kWh/kWh]
El. Energiebezug UP zu El. Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.072	[kWh/kWh]
Geodätischer Höhenunterschied	7.5	[m]
JAZ ₀	4.07	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.501	

b) Anlage 4010:

Anlagebeschreibung: Die Liegenschaften werden von einer bivalent betriebenen Heizzentrale, mehrstufige Grundwasser-Wärmepumpe und Ölheizkessel, über eine Fernleitung ganzjährig mit Heizwärme versorgt. Die Gebäude sind in der in der Ortschaft weit verstreut. Das Warmwasser wird zentral aufbereitet und über die Fernleitung den einzelnen Unterstationen zugeführt. Die beiden Wärmepumpen können wegen ungenügender Quellenleistung nur alternativ betrieben werden.

¹⁶ Weitere Studien zum Thema: [10], [16]

¹⁷ Beim Wärmekollektiv Bremgarten/Bern beträgt der geodätische Höhenunterschied etwa 75 m. Aus diesem Grund hat der Planer einen geschlossenen Zwischenkreislauf zwischen der ARA und den Wärmepumpen vorgesehen. Damit entfällt die pumpenwirksame geodätische Höhendifferenz (P+D-Projekt Nr. 38290).

Beschreibung der Wärmequellenanlage: Das gereinigte Abwasser wird in der ARA mittels eines Wärmetauschers an einen geschlossenen Zwischenkreislauf abgegeben. Zwischen der ARA und der Heizzentrale besteht ein Höhenunterschied, der dank des geschlossen betriebenen Zwischenkreislaufs keinen Einfluss auf den Förderdruck hat. Der Abstand zwischen ARA und Heizzentrale beträgt über einen Kilometer. Die Grädigkeit des Zwischenkreis-Wärmetauschers beträgt ca. 3.0 [K]. Dies bewirkt eine Absenkung der JAZ um ca. 6%. Trotz des gereinigten Abwassers besteht, wegen gelösten und ungelösten Feststoffen, ein grosser Reinigungsaufwand (jährlich 6-8 mal à ca. 2 Manntage).

Tab. 20: Spezifikationen:

Merkmal	Wert	Einheit
Nennleistung, thermisch (WP1/WP2)	750/1650	[kW]
Nennleistung, elektrisch (WP1/WP2)	235/515	[kW]
Quellentemperatur (mittlere Abwassertemperatur)	7.5/15.5 (10.5)	[°C]
Pumpenleistung Abwasser-Pumpe	47	[kW]
Länge der Transportleitung (hin und zurück)	2200	[m]
El. Pumpenenergie pro kWh entzogene Quellenwärme	0.107	[kWh/kWh]
El. Energiebezug UP zu El. Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.229	[kWh/kWh]
Geodätischer Höhenunterschied	0	[m]
JAZ ₀	3.59	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.844	

4.5.2 Überblick über die Anlagen

Tab. 21: Ueberblick über die Anlagendaten

Merkmal	Anlage 4001	Anlage 4010	Einheit
Quellentemperatur (mittlere Abwassertemperatur)	7.0 / 10.0 (8.5)	7.5/15.5 (10.5)	[°C]
Pumpenleistung Abwasser-Pumpe	3.1/0.5	47	[kW]
Länge der Transportleitung (hin und zurück)	125	2200	[m]
El. Pumpenenergie pro kWh entzogene Quellenwärme	0.0247	0.107	[kWh/kWh]
El. Energiebezug UP zu El. Energiebezug WP	0.0720	0.229	[kWh/kWh]
Geodätischer Höhenunterschied	7.5	0	[m]
Grädigkeit im Trenn-Wärmetauscher	3	3	[K]
JAZ ₀	4.07	3.59	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.501	-0.844	

Die quellenbedingte Reduktion der JAZ ist bei beiden Anlagen relativ gross.

Es darauf hingewiesen, dass man die JAZ-Reduktionen aus Senken- und Quellenseite (Tab. 13 und 21) nicht einfach addieren darf. Vielmehr ist für die Gesamtreduktion nach dem Formalismus in Abschnitt 3.5 vorzugehen.

4.6 Erdwärmesonden¹⁸

Erdwärmesonden sind als Wärmequelle verbreitet anzutreffen. Bei Grosswärmepumpen ist wegen der grossen Entnahmeleistung im Regelfall ein Erdsondenfeld notwendig.

Bei Erdwärmesondenfeldern stellen sich aus energetischer Sicht drei Probleme:

- Dimensionierung der Umwälzpumpe des Sondenkreises
- Wasser oder Wasser-Glykol-Mischung als Wärmeträger im Sondenkreis
- Temperaturspreizung im Solekreis

¹⁸ Weitere Studien zum Thema: [9], [11], [13], [15]

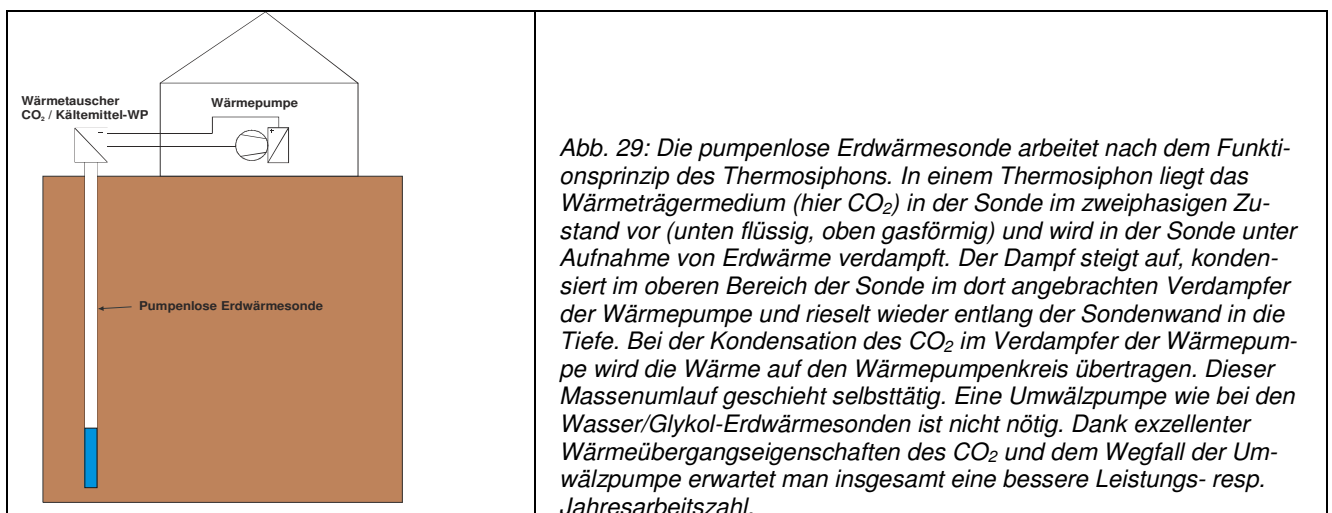
Die Temperaturspreizung in Erdwärmesonden wird im Allgemeinen zu klein gewählt. So findet man in ausgeführten Anlagen typischerweise 1.5 bis 3 °C. Aus energetischer Sicht haben wir es mit einem Optimierungsproblem zu tun. Eine kleine Temperaturspreizung führt zu höheren Verdampfungstemperaturen, aber auch zu einer höheren Pumpenleistung. Umgekehrt führt eine grosse Temperaturspreizung zu tieferen Verdampfungstemperaturen, aber zu geringerer Pumpenleistung. Tendenziell nimmt die Verdampfungstemperatur also mit steigender Spreizung ab und damit der Energieaufwand des Kompressors zu, andererseits nimmt die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe ab.

Längere Erdwärmesonden haben den Vorteil höherer Erdreichtemperaturen. Andererseits nimmt der Druckverlust mit der Länge der Sonde zu. Man kann dies zumindest teilweise kompensieren mit einem grösseren Rohrdurchmesser der Sonde, was aber auch teurer ist.

Einen Einfluss auf die Leistungszahl hat auch die Wahl des Wärmeträgers in der Erdwärmesonde. Üblich ist eine Wasser-Glykol-Mischung zwecks Frostsicherheit. Solche Mischungen haben aber den Nachteil schlechter Wärmeübergänge und grosser Druckverluste, vor allem bei tiefen Temperaturen. Verwendet man Wasser als Wärmeträger, so sind die Wärmeübergangszahlen wesentlich höher und damit auch die Verdampfungstemperaturen. Andererseits ist die Gefriersicherheit mit grosser Sorgfalt zu betrachten. Wir empfehlen hier den Verdampfungsdruck zu überwachen. Die Anlage sollte so ausgelegt sein, dass die Verdampfungstemperatur nicht unter 0°C sinkt. Oft wird der Niederdruckpressostat auf -3°C eingestellt und das Einfrieren mittels Strömungswächter oder der Wasseraustrittstemperatur aus dem Verdampfer überwacht. Beides ist unzuverlässig. Da das Wasser in mehreren parallelen Teilströmen durch den Verdampfer fliesst, kann nicht mit Sicherheit ausgeschlossen werden, dass nicht einzelne Teilströme zu gering ausfallen und sich dann auf Gefriertemperatur abkühlen. Der Verdampfer beginnt also lokal Eis anzusetzen. Aus dem gleichen Grund ist auch die Temperaturüberwachung unsicher. Wenn einer der Teilströme einzufrieren beginnt, so bemerkt dies der am Austritt angeordnete Temperaturfühler nicht. Da der Niederdruckpressostat die Wärmepumpe erst bei -3°C ausschaltet, kann das Wasser gefrieren.

Erdwärmesondenanlagen mit reinem Wasser als Wärmeträger müssen grosszügig ausgelegt sein. Als Faustregel gilt, dass die Länge der Erdwärmesonden gegenüber einer Wasser-Glykol-Anlage um etwa 20 % grösser dimensioniert werden muss. Dies kostet zwar Geld, das sich aber im Laufe des Lebenszyklus der Anlage durch die deutlich höheren Jahresarbeitszahlen wieder herein spielt (siehe 4.6.2).

Für die Grobauslegung einer Erdwärmesonde empfiehlt das BFE eine maximale Wärmeentzugsleistung von 50 W pro Laufmeter. Dieser Wert hat sich bei monovalenten Heizwärmepumpen mit typischerweise 1600-2000 Laufstunden pro Jahr gut bewährt. Es gibt aber zwei Fälle, wo dieser Wert zu knapp ist. Bei allen Wärmepumpen mit hohen Laufstunden muss nach der jährlichen Entzugsenergie ausgelegt werden. In diesem Fall empfiehlt sich der Wert von 80-100 kWh pro Laufmeter und Jahr. Hohe Laufstunden (ca. 3000 bis 4000 h pro Jahr) treten auf bei bivalenten Heizanlagen oder Wohnobjekten, wo der Warmwasserbedarf ebenfalls mit der Wärmepumpe gedeckt wird und der Warmwasseranteil am gesamten Heizwärmebedarf erheblich ist (z.B. mehr als 30 %, Minergiebauten).



Die Investitionskosten für Erdwärmesondenfelder steigen praktisch proportional zur Entnahmelistung aus dem Erdreich. Dadurch entfernen sich die Investitionskosten mit grösserer Leistung immer mehr von den Heizkesselanlagen.

Bessere Jahresarbeitszahlen lassen sich mit so genannten CO₂-Erdwärmesonden erzielen [6]. Bei diesem Erdwärmesondenkonzept entfällt die Umwälzpumpe für die Sole. Hier besteht auch keine Gefahr des Einfrierens der Anlage, wie bei den mit reinem Wasser gefüllten Erdwärmesonden.

4.6.1 Anlage 4000:

Im Endausbau versorgt diese monovalent betriebene Wärmepumpenanlage (340 kW Wärmebedarfsleistung) eine Wohnüberbauung mit ca. 42 Objekten. Als Wärmequelle dient eine Erdwärmesondenanlage mit Wasser-Glykol als Wärmeträger. Diese Anlage kann als klassische, konventionelle Anlage betrachtet werden.

Die Heizwärme wird mit zwei Wärmepumpen mit gleicher Leistung und je zwei Kompressoren erzeugt. Dies sind im Endausbau vier Leistungsstufen à je 25%. Über eine Fernleitung werden die Objekte in der Heizperiode mit Energie versorgt.

Das Warmwasser wird bei dieser Anlage dezentral in den Objekten je mit separaten Elektroboilern erzeugt.

Beschreibung der Wärmequellenanlage: Im Endausbau sind 5200 m Erdwärmesonden vorhanden. Diese sind in zwei Gruppen hydraulisch aufgeteilt, d.h. je eine Gruppe pro Wärmepumpe. Für deren Betrieb ist je eine separate Soleumwälzpumpe eingebaut. Der Glycolanteil beträgt 27%.

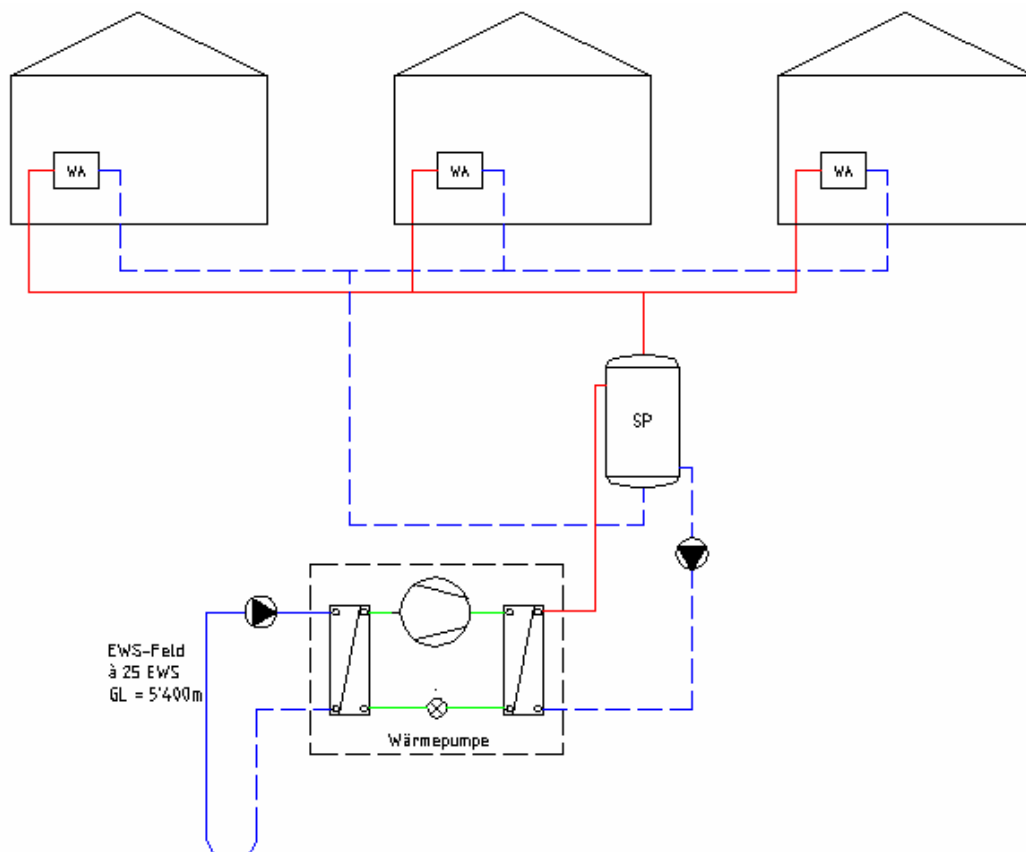


Abb. 30: Schema der Heizanlage 4000

Tab. 22: Spezifikationen:¹⁹ (Werte in Klammern gelten für Vollausbau)

Merkmal	Wert	Einheit
Nennleistung, thermisch	179 (358)	[kW]
Nennleistung, elektrisch	48 (96)	[kW]
Quellentemperatur (mittlere Temperatur aus EWS)	-1.5/12.0 (8.0)	[°C]
Anzahl Leistungsstufen	2	
Pumpenleistung Sole-Pumpe	2.7 (2x2.7)	[kW]
Temperaturabstand zwischen EWS-Vorlauf und Verdampfung	8.0	[°C]
Länge der Sonden	4061 (5'400)	[m]
Anzahl Sonden	16 (25)	
Glykol-Anteil	27	[Gew.-%]
Wärmeentnahme aus der Quelle	139.0	[MWh]
Spezifischer Wärmeentzug pro Meter Sonde	34.2	[kWh/a]
Elektrischer Energiebezug UP	4.5	[MWh]
Energiebezug UP zu Wärmebezug aus Quelle	0.0253	[kWh/kWh]
Energiebezug UP zu elektr. Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.0916	[kWh/kWh]
JAZ ₀	3.83	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.322	

4.6.2 Anlage 4002:

Diese Wärmepumpenanlage versorgt ein Büro/Wohngebäude mit 6'300 m² Bürofläche und 47 Wohnungen. Mit einer zweiten Wärmepumpe wird das Warmwasser bereitet. Der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe ist mit dem Heizsystem gekoppelt. Somit kann im Sommer gleichzeitig mit der Warmwasserbereitung die Kälteenergie des Verdampfers für die Kühlung genutzt werden. Das gesamte Anlagensystem ist hydraulisch eher komplex, hat aber den Vorteil, dass die Energie in allen Betriebsfällen optimal genutzt werden kann. Die Gesamtanlage wird bivalent mit einem Gasheizkessel betrieben.

Beschreibung der Wärmequellenanlage: Als Wärmequelle dient eine Erdwärmesondenanlage mit Wasser als Wärmeträger. Dies bedeutet, dass die Wärmequelle mit den Erdwärmesonden nicht in den Frostbereich hinein gefahren werden darf. Das Erdwärmesondenfeld kann im Sommer für die passive Kühlung genutzt werden. Im Gebäude sind thermoaktive Bauteile (TABS) eingebaut, die sich für ein solches Kühlsystem ideal eignen. Weiter sind die Gruppen mit präferenziellem Kühlbedarf hydraulisch separat zusammengefasst. Damit kann diese Gruppe am Verdampferkreis laufen und gleichzeitig die Heizgruppen mit Wärmebedarf ab Kondensator versorgt werden.

Tab. 23: Spezifikationen (Anlage 4002):

Merkmal	Wert	Einheit	Bemerkungen
Nennleistung, thermisch	141.0	[kW]	(inkl. Unterkühler)
Nennleistung, elektrisch	31.5	[kW]	
Quellentemperatur (T _{mittel} aus EWS)	5.0	[°C]	
Anzahl Leistungsstufen	2		
Pumpenleistung Sole-Pumpe	0.67	[kW]	
Länge der Sonden	4'000	[m]	
Anzahl Sonden	20	Stk	
Glykol-Anteil	0	[Gew.-%]	Nur Wasser
Wärmeentzug aus Quelle	644.7	[MWh]	Heizbetrieb

¹⁹ Anmerkung: Zur Zeit der Datenaufnahme waren erst etwa ¼ aller Gebäude angeschlossen, deshalb wurde nur mit den Daten von einer der beiden gleich grossen Wärmepumpen gerechnet.

Spezifischer Wärmeentzug pro Meter Sonde	161	[kWh/m/a]	Heizbetrieb
Spezifische Entzugsleistung	30.8	[W/m]	Heizbetrieb
Wärmerückspeisung an Quelle	367.2	[MWh]	Kühlbetrieb
Spezifische Wärmerückgabe pro Meter Sonde	91.8	[kWh/m/a]	Kühlbetrieb
Spezifische Rückgabeleistung	60.0	[W/m]	Kühlbetrieb
Energiebezug UP Quelle	14.3	[MWh/a]	
Energiebezug UP zu Wärmebezug aus Quelle	0.0055	[kWh/kWh]	
Energiebezug UP zu Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.0279	[kWh/kWh]	
JAZo	4.46		
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.121		

4.6.3 Anlage 4009:

Die zentrale Heizanlage 4009 bedient 19 Wohneinheiten mit Heizwärme und Warmwasser. Die Wärmeerzeugung erfolgt in beiden Fällen mit der gleichen Wärmepumpe.

Beschreibung der Wärmequellenanlage: Die Erdwärmesondenanlage (total 10 Stück mit insgesamt 1510 m Länge) wird vor allem im Sommer durch Solarkollektoren erwärmt, um den Wärmeentzug durch die Wärmepumpe zu kompensieren. Dieses Konzept gibt uns Anlass, einmal auf die grundsätzlichen Aspekte dieser Idee einzugehen. Auf den ersten Blick mag dieses Konzept als sinnvoll erscheinen. Gerade bei dieser Anlage zeigte es sich, dass diese Idee nicht greift. Man baute (vermutlich im Vertrauen auf die Wärmeeinspeisung durch die Kollektoren) zu kurze Erdwärmesonden ein. Deren spezifische Belastung lag bei etwa 100 W pro Laufmeter Sonde und damit etwa beim doppelten vom BFE empfohlenen Wert. Sofern es gelingt, die Wärme im Nahbereich der Sonde zu speichern, geht die Sache zumindest aus Sicht der Erdreichtemperaturen auf. Die Wärmequellenanlage war anfänglich stark unterdimensioniert und musste saniert werden.

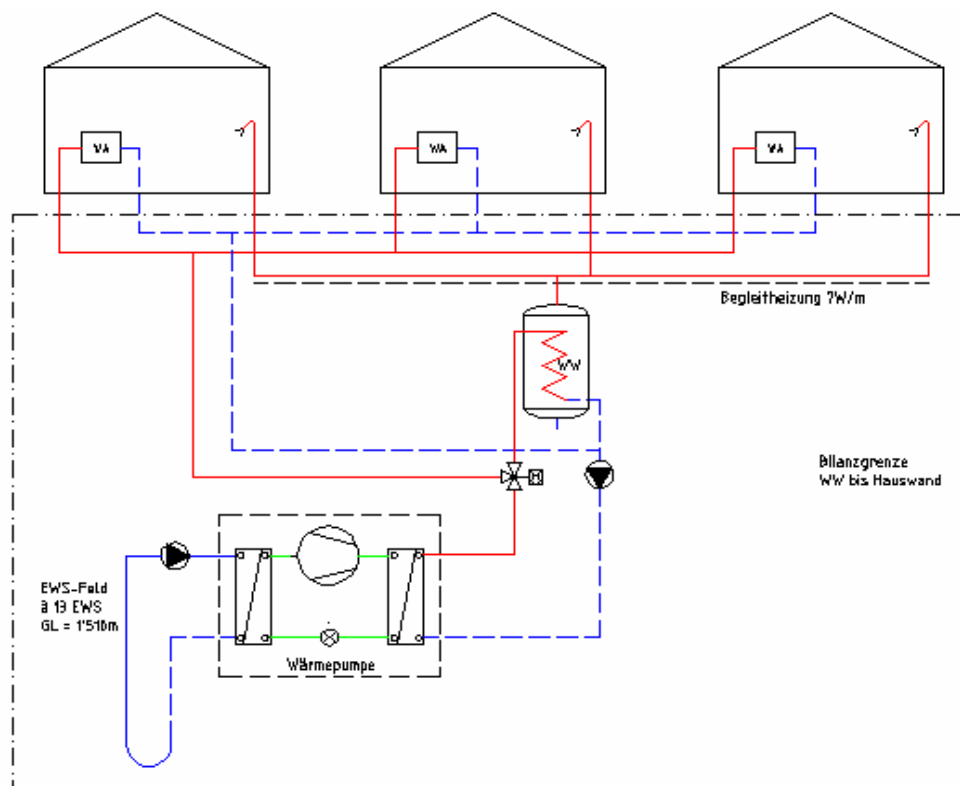
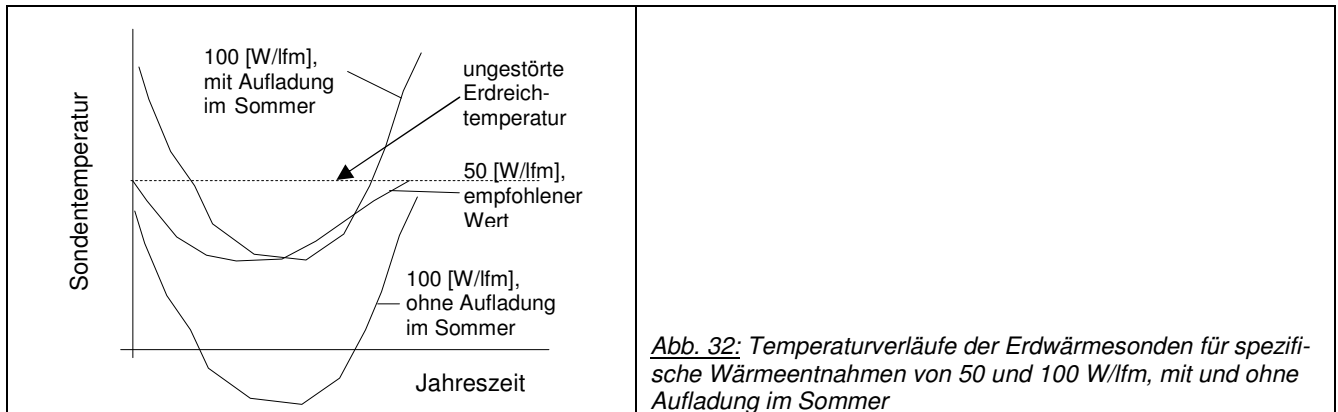


Abb. 31: Schema der Heizanlage 4009

Im Sommer wird der Erdboden aufgeladen, d.h. seine Temperatur steigt über den natürlichen Bodentemperaturwert von etwa 8 bis 10 °C an. Im Winter kann deshalb von einem höheren Anfangsniveau der Erdreichtemperatur aus abgekühlt werden, so dass man trotz höherem spezifischem Wärmeentzug nicht in den Gefrierbereich gelangt. Dies setzt jedoch voraus, dass die von den Solarkollektoren

eingespeiste Wärme nicht abfließt. Letzteres ist z.B. immer dann der Fall, wenn etwa ein Grundwasserstrom vorhanden ist. In der vorliegenden Anlage funktionierte dies offensichtlich nicht. Das Erdreich um die Sonde gefror. Die Erdwärmesondenanlage musste saniert werden (nachträgliche Verdopplung der Erdsondenlänge).



Bei der energetischen Beurteilung sehen die Dinge kritischer aus. Vielfach wird die Auffassung vertreten, dass durch die solare Einspeisung Wärme für die Heizung gewonnen werden kann, sodass mit anderen Worten die Menge an kostenpflichtiger Energie für den Betrieb der Wärmepumpe abnehmen würde. Diese Auffassung ist leider grundsätzlich falsch. Alle Wärme, die auf der kalten Seite einer Wärmepumpe, also deren Quellenanlage zugeführt wird, leistet keinen direkten Beitrag zur Deckung des Nutzwärmebedarfs. Wenn es gelingt, die Quelltemperatur (im vorliegenden Fall die Erdreichtemperatur) anzuheben, so führt dies nur zu einer Anhebung der Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe und damit zu einer besseren Leistungs- und Arbeitszahl. Damit nimmt zwar die Energieaufnahme des Kompressors leicht ab, aber nicht wegen der direkten Wärmenutzung aus der Solarenergie auf Niveau Nutzungstemperatur, sondern wegen der besseren Leistungs- und Arbeitszahl der Wärmepumpe. Dieser Reduktion der elektrischen Energieaufnahme des Kompressors steht ein Mehraufwand an Antriebsleistung der Umwälzpumpe der Sonnenkollektoren (im Sommer) gegenüber, der die Einsparung beim Kompressor teilweise oder gar überkompensiert.

Tab. 24: Spezifikationen Anlage 4009: (Betrachtungszeit 30.4.01 – 29.4.02)

Merkmal	Wert	Einheit
Nennleistung, thermisch	92.0	[kW]
Nennleistung, elektrisch	22.0	[kW]
Quellentemperatur (mittlere Temperatur aus EWS)	2.0	[°C]
Anzahl Leistungsstufen	3	
Pumpenleistung Sole-Pumpe (ohne Ladepumpe Solarkreis)	1.31 *	[kW]
Länge der Sonden	1'510	[m]
Anzahl Sonden	10	
Glykol-Anteil	30	[Gew.-%]
Wärmebezug aus Quelle	104'500	[kWh]
Spezifischer Wärmeentzug pro Meter Sonde (saniert)	46.8	[kWh/m/a]
Spezifische Entzugsleistung (saniert)	46.3	[W/m]
Energiebezug UP	2'945	[kWh]
Energiebezug UP zu Wärmebezug aus Quelle	0.0282	[kWh/kWh]
Energiebezug UP zu Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.1197	[kWh/kWh]
JAZ (ohne/mit Quellenpumpe)	3.12	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.334	

Wie sieht es nun bei der Wirtschaftlichkeit aus? Den Mehrkosten für die Solaranlage stehen Einsparungen bei der Erdwärmesondenanlage gegenüber. Wie das Beispiel zeigt, kann offenbar im Sommer nur wenig Wärme gespeichert werden. Unter dem Strich eine komplizierte Anlage, die energetisch kaum viel bringt.

4.6.4 Überblick über die Anlagen

Tab. 25: Ueberblick über die Anlagendaten

Merkmal	Anlage 4000 ²⁰	Anlage 4002	Anlage 4009	Einheit
Quellentemperatur (mittlere Temperatur aus EWS)	-1.5/12.0 (8.0)	5.0	2.0	[°C]
Anzahl Leistungsstufen	2	2	3	
Pumpenleistung Sole-Pumpe	2.7 (2x2.7)	0.67	1.31 ²¹	[kW]
Länge der Sonden	4061 (5'400)	4'000	1'510	[m]
Anzahl Sonden	16 (25)	20	10	
Glykol-Anteil	27	0	30	[Gew.-%]
Wärmebezug aus Quelle	139.0	644.7	104'500	[kWh]
Spezifischer Wärmeentzug pro Meter	34.2	161	46.8 ²²	[kWh/m/a]
Spezifische Entzugsleistung		30.8	46.3	[W/m]
Energiebezug UP	4.5	3517	2'945	[kWh]
Energiebezug UP zu Wärmebezug aus Quelle	0.0253	0.0055	0.0282	[kWh/kWh]
Energiebezug UP zu Energiebezug Kompressor, σ_{WQA}	0.0918	0.0279	0.1197	[kWh/kWh]
JAZ (ohne/mit Quellenpumpe)	3.83	4.46	3.12	
JAZ-Minderung durch Nebenantriebe Quelle	-0.322	-0.121	-0.334	

Die quellenbedingte Reduktion der JAZ ist bei beiden Anlagen relativ gross.

Es darauf hingewiesen, dass man die JAZ-Reduktionen aus Senken- und Quellenseite (Tab. 13 und 21) nicht einfach addieren darf. Vielmehr ist für die Gesamtreduktion nach dem Formalismus in Abschnitt 3.5 vorzugehen.

4.7 Uebersicht über die JAZ-Minderungen aller Quellenanlagen und Nahwärmenetze

Tab. 26: Uebersicht über die Wärmeproduktion und die elektrische Energieaufnahme nach Kategorien aller Anlagen.

Anlage	Wärme- produktion [MWh]	Stromauf- nahme Kompressor [MWh]	Stromauf- nahme Anlage [MWh]	Strom- aufnahme Nahwärmenetz [MWh]	Strom- aufnahme WQA [MWh]	Stromaufnahme alle Neben- antriebe [MWh]	Wärmeverluste Nahwärmenetz [MWh]
4000	181.1	49.1	56.6	12.7	4.5	17.5	45.4
4001	762.4	198.6	223.3	10.4	14.3	24.7	206.7
4002	830.9	186.2	191.4	0	5.2	5.2	0
4003	2381.3	764.1	883.2	23.1	96.1	119.1	67.5
4004	1218.7	415.0	444.4	7.2	22.2	29.4	22.5
4005	399.2	112.3	126.6	5.3	9.0	14.3	4.8
4006	313.9	91.0	114.8	5.0	18.8	23.8	11.1
4007	112.8	19.5	28.9	0.9	8.5	9.4	3.8
4009	153.8	49.3	58.7	2.8	5.9	8.7	4.0
4010	3071.4	948.3	1202.6	37.2	217.1	254.3	181.3

Die Quellenanlage einer Wärmepumpe ist ein sehr wichtiger Bestandteil und beeinflusst die Effizienz sowie auch die Betriebssicherheit stark. Aus den untersuchten Anlagen können einige interessante Erkenntnisse herausgelesen werden.

²⁰ Klammerwerte: im Vollausbau

²¹ Ohne UP Solarkreis

²² saniert

Erkenntnisse über Wärmequellenanlagen:

- Erdwärmesonden sind energetisch interessant, da sie die JAZ nur wenig vermindern.
- Erdwärmesonden, die anstelle eines Wasser/Glycol-Gemischs mit reinem Wasser betrieben werden, sind bedeutend besser in der Effizienz, die Quellenanlage muss dazu jedoch grösser dimensioniert werden.
- Bei Grundwasser als Wärmequelle kommt es sehr auf die Dimensionierung und die Auslegung der Grundwasserpumpe an. Bei optimaler Planung sind gute Resultate möglich.
- Abwasser ist als Wärmequelle geeignet. Die Planung muss jedoch speziell sorgfältig erfolgen. Kompromisse bei der Dimensionierung sollten nicht gemacht werden. Die Wasserqualität ist im Voraus genau zu klären, da sonst Überraschungen bei der Wartung (Reinigung) grössere Betriebskosten generieren könnten.

Tab. 27: Jahresarbeitszahlen und JAZ-Minderungen aller Anlagen nach Kategorien.

Anlage	JAZ gemessen	JAZ ₀	σ_p	σ_w	$\sigma_{\Delta T, GN}$	σ_{WQA}	$\sigma_{\Delta T, WQA}$	JAZ ²³ berechnet
4000	3.17	3.83	0.0529	0.0742	0.0375	0.0916	0	2.98
4001	3.41	4.07	0.0663	0.2711	0	0.0720	0.06	2.45
4002	4.34	4.46	0	0	0	0.0279	0	4.34
4003	2.70	3.46	0.0236	0.0283	0.0375	0.1258	0.06	2.64
4004	2.74	3.05	0.0173	0.0183	0.0375	0.0536	0	2.70
4005 ²⁴	3.15	3.55	0.0475	0.0119	0	0.0801	0	3.11
4006	2.73	3.58	0.0594	0.0368	0.0375	0.2066	0	2.62
4007	3.71	6.04	0.0451	0.0379	0.0375	0.4359	0	3.78
4009	2.64	3.12	0.0608	0.0278	0	0.1197	0	2.57
4010	2.55	3.59	0.0435	0.0590	0.0375	0.2289	0.06	2.46
Mittel (ohne 4002)	3.11 (2.98)	3.88 (3.81)						2.97 (2.81)

Man beachte, dass die JAZ₀ in Spalte 2 die Wärmeverluste des Nahverteilnetzes nicht enthält. Wenn man die Wärmeverluste des Nahverteilnetzes mitberücksichtigt, entsteht die JAZ in Spalte 9. Bezüglich der Frage, ob dezentrale oder zentrale Wärmeerzeugung besser ist, sei auf den Vergleich mit der Anlage 4002 verwiesen. Anlage 4002 ist eine Anlage mit dezentraler, d.h. pro Gebäude vorhandener WP-Anlage.

Tab. 28: Zusammenzug von Jahresarbeitszahlen JAZ₀ und JAZ-Minderungen aller Anlagen im Kapitel 4.

Anlage	JAZ ₀	ΔJAZ	ΔJAZ
		[-]	[%]
4000	3.83	-0.322	-8.4
4001	4.07	-0.501	-12.3
4002	4.46	-0.121	-2.7
4003	3.46	-0.571	-16.5
4004	3.05	-0.155	-5.1
4005	3.55	-0.263	-7.4
4006	3.58	-0.613	-17.1
4007	6.04	-1.834	-30.4
4009	3.12	-0.334	-10.7
4010	3.59	-0.844	-23.5
Mittelwerte	3.88	-0.556	-13.4

²³ JAZ berechnet, inkl. Wärmeverluste des Nahwärmenetzes

²⁴ Die JAZ-Werte der Anlage 4005 beinhalten keine Verluste aus dem Nahwärmenetz. Diese konnten wegen zu grosser Widersprüche in der Datenlage nicht berechnet werden.

5. Energiewirtschaftliche und emissionstechnische Analyse (Thema 4)

In den Kapiteln 2 und 3 wurden bereits einzelne Komponenten auf ihren Kostenbeitrag analysiert. In diesem Kapitel soll nun ein Überblick über die Kosten der Gesamtanlage erstellt werden. Das Ziel besteht darin, für die einzelnen Systeme Kennzahlen zu schaffen, die einerseits einen wirtschaftlichen Vergleich unter den dargestellten Konzepten und andererseits Grundlagen für wirtschaftliche Berechnungen ermöglichen.

Welche Kennzahlen interessieren nun den Leser? Es dürften die folgenden Grössen sein:

- Investitionskosten in die Heizanlage: Im Idealfall gehören dazu auch indirekt verursachte Kosten. Als indirekte Kosten zählen beispielsweise grössere Wärmeabgabeflächen infolge reduzierter Vorlauftemperaturen. Um die Komplexität in Grenzen halten zu können, werden die indirekten Kosten in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Investitionen werden – soweit möglich – getrennt nach Wärmepumpe und Quellenanlage betrachtet.
- Betriebskosten: Aufgeschlüsselt nach Wartungskosten, Reparaturkosten, Energiekosten, Kapitalkosten, Nebenkosten und Gebühren
- Kennzahlen: Kosten pro kWh produzierter oder abgegebener Heizwärme (Wärmepreis). Kosten pro m³ Warmwasser (Zapfmenge).
- CO₂-Produktion: Die CO₂-Produktion bildet die Grundlage zur Berechnung der Kosten pro Tonne eingespartem CO₂.
- Bei bivalenten Anlagen: Zusammenhang zwischen den Investitionskosten und dem Leistungsanteil der Wärmepumpe. Unter dem Leistungsanteil der Wärmepumpe verstehen wir das Verhältnis der Wärmeleistung der Wärmepumpe im Auslegepunkt und dem Wärmebedarf des Objektes im Auslegepunkt.
- Bei bivalenten Anlagen: Zusammenhang zwischen Leistungsanteil der Wärmepumpe und der CO₂-Produktion.
- Bei bivalenten Anlagen: Zusammenhang zwischen den Kosten pro eingesparter Tonne CO₂ und dem Leistungsanteil der Wärmepumpe.

Zur Beantwortung dieser Fragen müssen folgende Basiserhebungen und Annahmen getätigt werden:

- Investitionskosten für die Heizanlage, Lebensdauer, Zinssatz
- Energiekosten
- Wartung, Reparaturen, Nebenkosten
- CO₂-Produktion

Wegen der geringen Anzahl von Anlagen können keine statistisch fundierten Mittelwerte abgeleitet werden. Auch Korrelationen zwischen einzelnen Parametern und den Kosten müssen entfallen. Die hier aufgeführten Anlagen geben aber trotz dieser Einschränkung Hinweise auf die Grössenordnung der Kosten. Wir schätzen die Unsicherheit der Angaben auf maximal +/- 20 %. Die unten aufgeführten Anlagen sind in diesem Sinne als Beispiele zu betrachten.

Für die Berechnung der CO₂-Produktion pro kWh elektrischer Energie nehmen wir folgende Szenarien an:

Tab. 29: Szenarien der Stromerzeugung und CO₂-Produktion (siehe Anhang E)

Strom-Mix	CO ₂ -Erzeugung pro kWh Strom 2005 [kg/kWh-el]
Schweiz, Bestand	0.008
GuD-Szenario	0.477

Bei Grossanlagen öffnet sich die Kostenschere zwischen einer reinen Kesselanlage und einer reinen Wärmepumpenanlage mit steigender installierter Heizleistung zunehmend. Es ist daher nahe liegend zu prüfen, ob nicht eine Kombination aus Heizkessel und Wärmepumpe kostengünstigere Ergebnisse liefert.

Es ist klar zu betonen, dass die Ergebnisse der nachfolgenden Untersuchungen stark vom Zusammenhang zwischen den Investitionskosten und den installierten Leistungen abhängen und somit in der derzeitigen Form noch keinen allgemein gültigen Charakter besitzen.

5.1 Beispiel mit bivalenter Grundwasser-Wärmepumpe

Bei diesem Beispiel soll der Zusammenhang zwischen dem Modalsplit WP/Heizkessel und den Kosten zur CO₂-Reduktion für eine konkrete Anlage hergestellt werden. Die Zahlen sind gegenüber der Originalanlage etwas geändert, um die Anonymität zu wahren. Diese bivalente Anlage mit einem gasbefeuerten Heizkessel und einer Grundwasser-Wärmepumpe hat eine installierte Wärmeleistung von 250 kW (Kessel) resp. 120 kW (Wärmepumpe). Die Wärmebedarfsleistung im Auslegepunkt beträgt 175 kW. Die Heizkesselanlage ist auf mehr als den vollen Wärmeleistungsbedarf ausgelegt, da eine forcierte Brauchwarmwasserladung vorgesehen ist, während die Wärmepumpe im Auslegepunkt nur etwa 70% des Auslegeleistungsbedarfs beiträgt. Die Anlage erzeugt sowohl Heizwärme als auch Warmwasser.

Die Grunddaten der Anlage lauten:

Tab. 30: Basisdaten der Heizanlage 4005 (alle Angaben werden für 20 Jahre Lebensdauer berechnet). Für die Energiepreise, die Investitionskosten und die Lebensdauer wurden jedoch in Abweichung zur Originalanlage übliche Werte eingesetzt. Die Rohdaten wurden für den Vollausbau hochgerechnet.

Basisdaten	Einheit	Nur Heizkessel	Ausgeführte bivalente Anlage	Nur Wärmepumpe
Installierte Wärmeleistung Kessel	kW	250	250	
Installierte Wärmeleistung Wärmepumpe	kW		120	175
Wärmebedarfsleistung im Auslegepunkt	kW	175	175	175
Wärmebedarf pro Jahr	kWh	490'000	490'000	490'000
Nutz-Wärmeproduktion Heizkessel	kWh	490'000	30'200	0
Nutz-Wärmeproduktion Wärmepumpe	kWh	0	459'800	490'000
Ölverbrauch Heizkessel ($\eta=85\%$)	kg	48'600	3'000	0
CO ₂ -Produktion Kessel (3.142 kg/kg-Oel)	kg	152'765	9'415	0
Stromverbrauch Wärmepumpe (JAZ=3.17)	kWh	0	145'050	154'575
Stromverbrauch Oelbrenner und Umwälzpumpen	kWh	7'500	4'700	
CO ₂ -Produktion WP (GuD-Szenario, 0.477 kg/kWh-el)	kg	0	69'188	73'732
Leistungsanteil Wärmepumpe im Auslegepunkt	%	0	69	100

Kostenberechnung (inkl. MWSt)				
Investitionen Heizkessel (inkl. Kamin, Verrohrung, Steuerung und Honoraranteil)	Fr	121'000	121'000	
Investitionen Wärmepumpe (inkl. Wärmequellenanlage, Verrohrung, Steuerung und Honoraranteil)	Fr		153'000	198'000
Kapitalkosten, (Zins 4% auf halbem Kapital berechnet)	Fr	2'420	5'489	3'965
Kapitalamortisation (1/20 pro Jahr)	Fr.	6'050	13'722	9'913
Wartung, Reparaturen	Fr.	0	0	0
Energiekosten Öl (8 Rp/kWh-th)	Fr	38'885	2'396	0
Energiekosten Strom (15 Rp/kWh-el)	Fr	1'125	22'462	23'186
Wärmekosten total (Kapital- und Energiekosten)	Fr	48'480	44'069	37'064
Wärmekosten pro kWh Nutzwärme	Rp/kWh	9.89	8.99	7.56
CO ₂ -Produktion pro kWh Nutzwärme	kg/kWh	0.311	0.160	0.150
Kosten pro eingesparte Tonne CO ₂	Fr/to	0	-59	-144

Man beachte, dass hier der Kessel in allen Szenarien stets den vollen Heizleistungsbedarf zu decken vermag. Dies im Gegensatz zur Untersuchung im Abschnitt 5.2. Die grafische Darstellung der Wärmekosten und der Kosten je eingesparter Tonne CO₂ für diese drei Szenarien im nachstehenden Bild 33 a+b aufgezeigt.

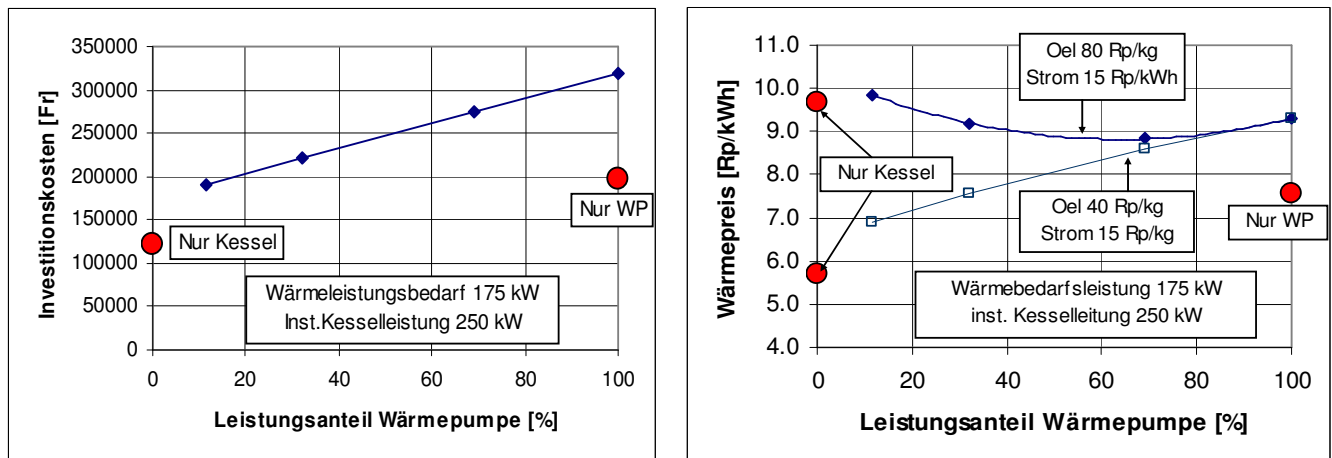


Abb. 33a+b: Verlauf der Investitionskosten und des Wärmepreises in Abhängigkeit vom Leistungsanteil (Modalsplit) der Wärmepumpe in der Anlage 4005 (bivalente Anlage mit Grundwasser-WP).

Bei einem Oelpreis von 80 Rp/kg rechtfertigt sich eine bivalente Anlage weder aus Sicht der Investitionskosten noch des Wärmepreises. Es ist sogar so, dass eine monovalente Anlage mit Grundwasser-Wärmepumpe am günstigsten ist.

Die Schweiz hat sich im so genannten Kyoto-Protokoll verpflichtet, seinen CO₂-Ausstoss bis ins Jahr 2010 bei den Brennstoffen auf 15 % unter den Stand von 1990 zurückzuführen. Vor diesem Hintergrund interessiert auch der Zusammenhang zwischen den Kosten und der CO₂-Reduktion.

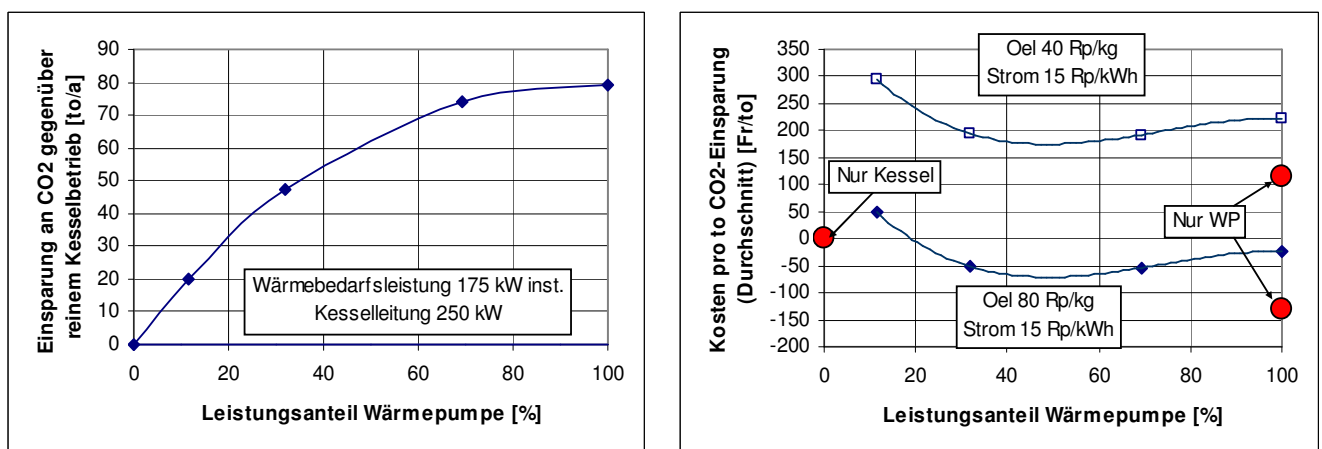


Abb. 34: Zusammenhang zwischen der Einsparung anproportionaler CO₂-Emissionen und dem Leistungsanteil der Wärmepumpe

Abb. 35: Kosten pro Tonne reduzierten CO₂-Ausstosses in Funktion des Leistungsanteils der WP (für Bsp. Anlage 4005)

Abb. 34 zeigt deutlich, dass mit einem Leistungsanteil der Wärmepumpe im Auslegungspunkt von 69 % bereits ca. 75 % der Wärmeproduktion abgedeckt werden kann. In Abb. 35 sind die Kosten für die Vermeidung einer Tonne CO₂ auf Basis der Lebenszykluskosten dargestellt. Bei einem Oelpreis von 80 Rp/kg würde oberhalb eines Leistungsanteils der Wärmepumpe von 20 % sogar ein negativer Einsparpreis entstehen, d.h. man gewinnt sogar Geld gegenüber einem reinen Heizkesselbetrieb.

Interessant ist in diesem Zusammenhang ein Artikel [18], wo eine Aufstellung über die Kosten der CO₂-Vermeidung verschiedener Stromerzeugungstechnologien vorhanden ist.

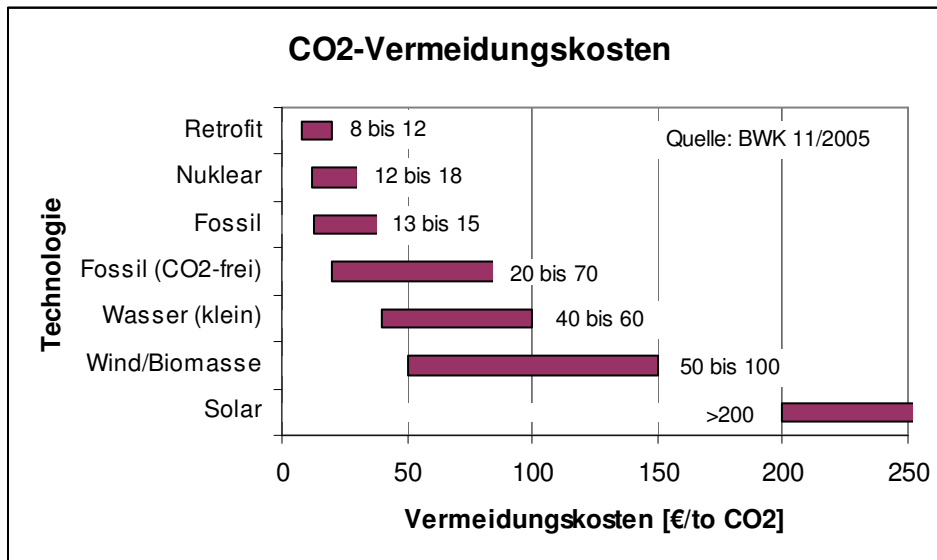


Abb. 36: Vermeidungskosten pro Tonne CO₂ bei der Stromerzeugung nach [18].

In [18], S. 43 werden die Preise für CO₂-Emissionszertifikate mit 21 bis 23 € pro Tonne CO₂ (33-45 Fr/to) angegeben (Stand Oktober 2005).

5.2 Volkswirtschaftlich optimaler Modalsplit mit Erdwärmesonden-Wärmepumpe

Im Abschnitt 5.1 wurden die Kosten- und die CO₂-Reduktions-Entwicklung in Abhängigkeit vom Modalsplit WP/Heizkessel bei *gegebenem* Wärmebedarf untersucht. In diesem Abschnitt steht die volkswirtschaftliche Betrachtung im Vordergrund: nach dem optimalen Modalsplit WP/Heizkessel bei festgehaltener Investitionssumme resp. festgehaltenen Lebenszykluskosten. Oder anders formuliert: Bei welchem Modalsplit resultiert die grösste CO₂-Einsparung bei festgehaltenen Investitions- resp. Lebenszykluskosten. Wir unterstellen hier stillschweigend, dass es ein Optimum gibt. Es kann aber auch sein, dass der günstigste Fall in der Grenzlage mit 100% WP-Anteil auftritt (die zweite Grenzlage, 0% WP-Anteil, ergibt keinen Sinn, da dann gar kein CO₂ eingespart würde). Die im Kyoto-Protokoll verlangte Reduktion des CO₂-Ausstosses der Schweiz kostet im Bereich der Brennstoffe dann am wenigsten, wenn wir alle Heizanlagen so umrüsten, dass ihr Modalsplit im Optimalpunkt liegt.

Welche Kosten sollen nun aber herangezogen werden? Oben wurden die Investitionskosten und die Lebenszykluskosten als Alternativen genannt. Die Investitionskosten sprechen den Bauherrn eines Gebäudes an, der jedoch die Betriebskosten nicht tragen muss (z.B. Eigentümer eines Mehrfamilienhauses mit Mietwohnungen). Da hier die Betriebskosten nicht eingerechnet sind, kann man streng genommen nicht von einer volkswirtschaftlichen Rechnung sprechen. Bei den Lebenszykluskosten hingegen ist die volkswirtschaftliche Kostenwahrheit gegeben. Eine Bewertung der beiden Fälle kann erst nach Durchrechnung beider Szenarien getätigt werden.

Optimaler Modalsplit für Investitionskosten

Grosse, zentrale Heizanlagen mit Wärmepumpen lassen im Gegensatz zu Kleinanlagen eine grössere Vielfalt an Konzepten zu. Dies ist besonders beim Einsatz von Wärmepumpen auch aus wirtschaftlichen Gründen wichtig. Während die Investitionskosten in eine Kesselanlage mit der Leistungsgrösse nur unterdurchschnittlich steigen, ist dies bei den Wärmepumpen weit weniger der Fall. Mit anderen Worten öffnet sich die Schere zwischen einer reinen Wärmepumpenanlage und einer reinen Kesselanlage mit zunehmender Leistungsgrösse.

In einem solchen Falle stellt sich die Frage, ob die Heizanlage wirklich monovalent betrieben werden soll oder ob nicht eine Kombination aus Spitzenlastkessel und Wärmepumpe günstiger wäre. Sobald ein Teil der Heizwärme fossil erzeugt wird, steigt grundsätzlich der spezifische CO₂-Ausstoss pro kWh erzeugter Nutzwärme. Aus volkswirtschaftlicher und energetischer (!) Sicht kann es jedoch

durchaus Sinn machen, einen Teil der Nutzwärme fossil zu erzeugen, wenn wir aus einem gegebenen Betrag an Kapital die grösste Reduktion an fossilem Energieverbrauch und CO₂-Ausstoss erreichen wollen. Es stellt sich mit anderen Worten die Frage, bei welchem Anteil Auslegeleistung (bezogen auf den Wärmeleistungsbedarf) einer Wärmepumpe die niedrigsten Investitionskosten pro kg eingespartem CO₂ anfallen. Wir haben diese Fragestellung anhand einer bivalenten Heizanlage mit Erdwärmesonden-Wärmepumpe untersucht.

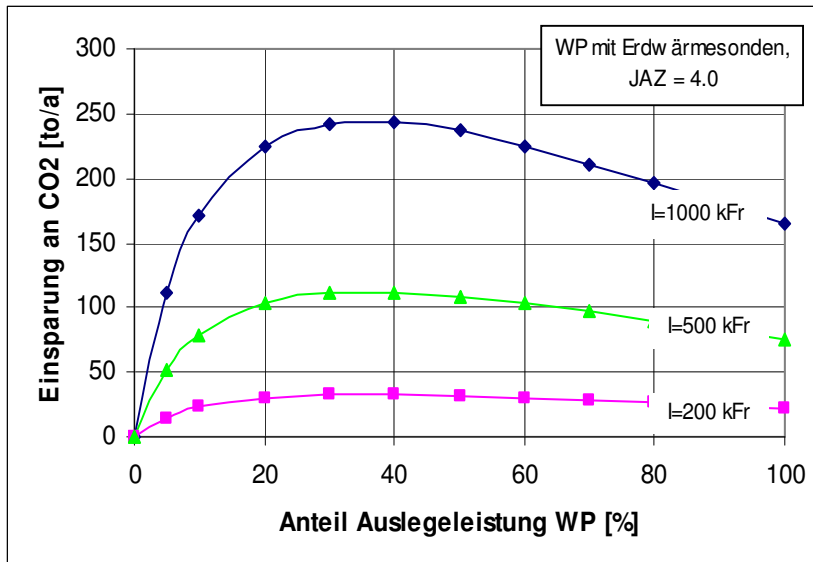


Abb. 37: Zusammenhang zwischen Modalsplit Heizkessel/Wärmepumpe und eingesparter Menge an CO₂ bei festgehaltenen Investitionskosten I

Für Abb. 37 wurde unterstellt, dass der *zusätzliche* Strom für Wärmepumpen aus einem ölbefeuerten GuD-Kraftwerk stammt. Bei diesem Kraftwerkstyp beträgt der CO₂-Ausstoss pro kg CO₂ inklusive der Verluste in den Übertragungsleitungen 0.477 kg/kWh-el.

Aus volkswirtschaftlicher Sicht interessiert die Frage, bei welchem Modalsplit für eine gegebene Investitionssumme am meisten CO₂ eingespart werden kann. Abb. 37 zeigt den Fall einer Kombination von Heizkessel (Heizöl EL) und Wärmepumpe mit Wärmequelle Erdwärmesonde. Interessanterweise liegt das Optimum bei einem unerwartet tiefen Wert von etwa 33 % WP-Anteil. Die Modellrechnung basiert auf einem Anlagenkonzept, bei dem die Heizkesselgrösse komplementär zur Wärmepumpe gewählt wird, d.h. beispielsweise dass bei 40 % Auslegeleistung der Wärmepumpe der Kessel eine Auslegeleistung von 60 % der gesamten Wärmebedarfsleistung hat. Dieses Konzept weist dem Kessel keine Backup-Leistung zu, d.h. er kann den Ausfall der Wärmepumpe nicht kompensieren.

Für die absolute Einsparung von CO₂ hat auch die JAZ einen Einfluss (Abb. 38).

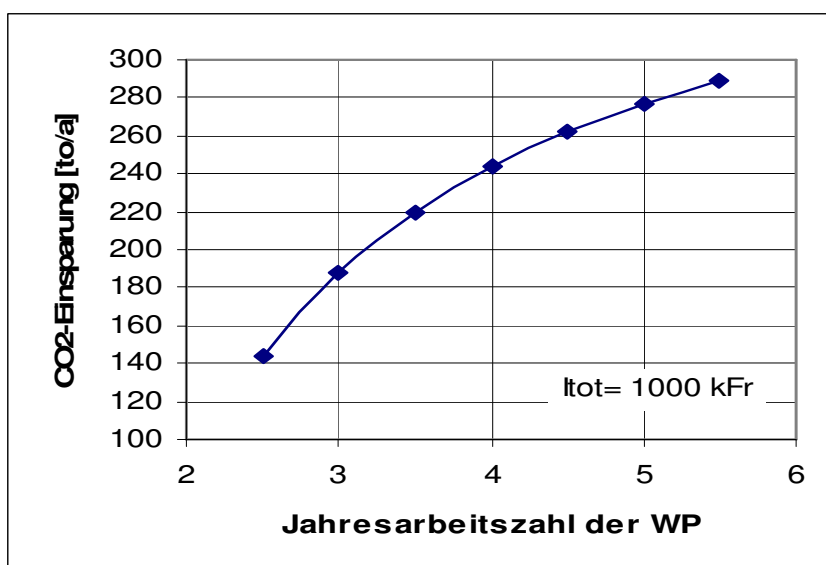
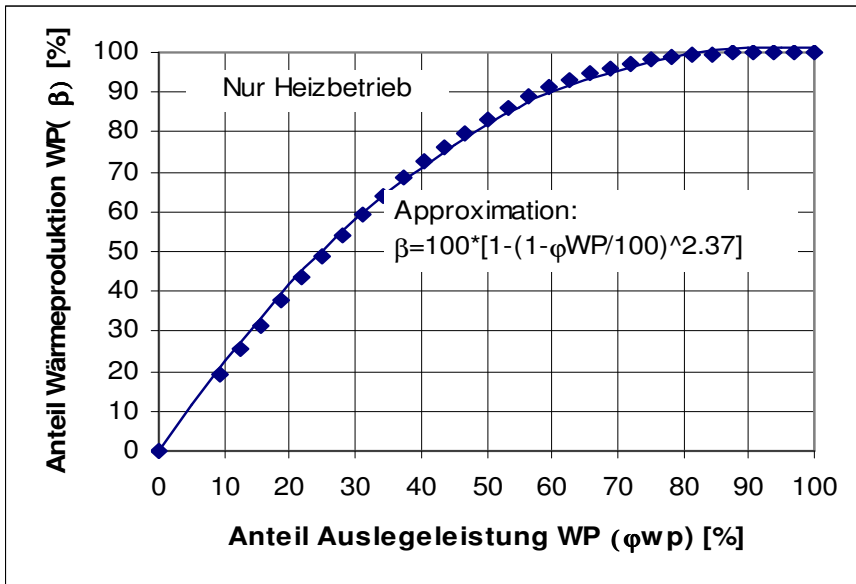


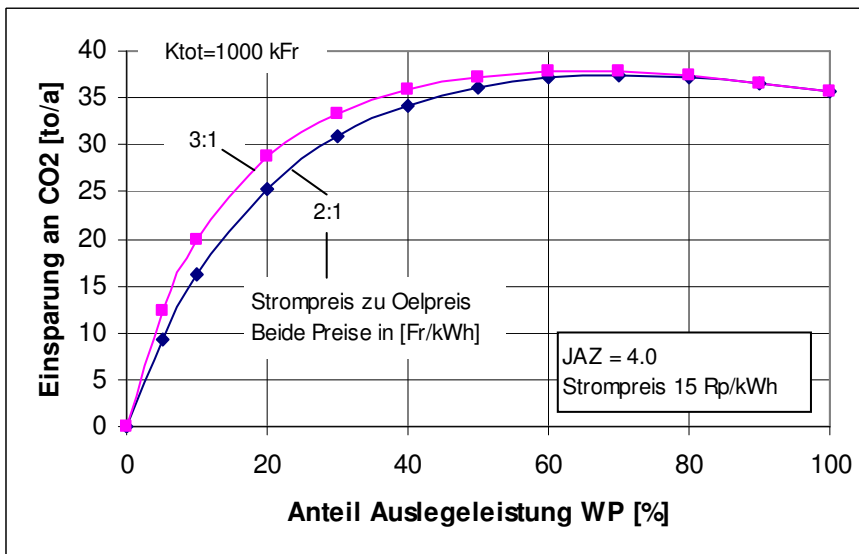
Abb. 38: Einfluss der JAZ auf die CO₂-Einsparung

Trotz des tiefen Wertes für den Auslegeleistungsanteil der Wärmepumpe ist der Anteil der Wärme-
produktion pro Heizsaison recht hoch. Man erkennt aus Abb. 39, dass der Anteil der Wärme-
produktion bei 33 % Modalsplit bereits 65 % beträgt. So gesehen liegen aus wirtschaftlicher Sicht die Leis-
tungsanteile der meisten Wärmepumpen zu hoch.



*Bild 39: Zusammenhang zwischen Modalsplit und Anteil der Wärme-
produktion der Wärmepumpe*

Man kann einwenden, dass für eine wirtschaftliche Betrachtung eines langlebigen Investitionsgutes,
wie die einer Heizanlage, die Lebenszykluskosten und nicht die Investitionskosten zur Optimierung
herangezogen werden sollten. Unter Berücksichtigung der Lebenszykluskosten ergibt sich Abb. 40.



*Abb. 40: Verlauf der CO₂-Ein-
sparung in Abhängigkeit vom Leis-
tungsanteil der Wärmepumpe für
gegebene Lebenszykluskosten K_{tot}*

Das wirtschaftliche Optimum verschiebt sich Richtung eines grösseren Wärmepumpenanteils. Inter-
essanterweise unterscheiden sich die beiden Verläufe trotz Preisunterschied beim Heizöl nur wenig.
Eine Erhöhung des Ölpreises hat auf die Lage des Optimums des Modalsplits fast keinen Einfluss.

Auch bei dieser Betrachtungsweise besteht ein Einfluss der JAZ auf die absolute CO₂-Einsparung.
Noch höher ist der Einfluss der absoluten Energiepreise. Dies ist einleuchtend, da höhere Energie-
preise die Investitionskosten konkurrenzieren, d.h. niedriger halten und somit auch die installierte
Heizleistung.

Ein Vergleich der beiden Betrachtungsweisen zeigt auf, dass der optimale Modalsplit je nach Szena-
rio zwischen etwa 33 % und 75 % WP-Anteil liegt. Der Verlauf der CO₂-Reduktion ist zudem im Be-
reich des Optima sehr flach.

6. Schlussfolgerungen

Ein Vergleich der Jahresarbeitszahlen von Gross-Wärmepumpen aus P+D-Projekten und der FAWA-Studie für Kleinwärmepumpen hat gezeigt, dass die Jahresarbeitszahlen von Gross-Wärmepumpen schlechter ausfallen als jene von Kleinwärmepumpen. Auf Grund unserer Analysen bei Gross-Wärmepumpen kann dies nun nachgewiesen und bestätigt werden. Werden mehrere Objekte durch eine zentrale Wärmepumpe versorgt, so ergeben sich aus dem Fernleitungsnetz (den Verbindungsleitungen zwischen Heizzentrale und Satellitengebäuden) zusätzliche Verluste, die bei Kleinwärmepumpen nicht auftreten. Es sind dies zusammengefasst

- Fernleitungen haben Wärmeverluste, die i.a. an die Umgebung gehen.
- Fernleitungen benötigen zusätzliche Energie zum Antrieb der Umwälzpumpen
- Wo in den Unterstationen der Satellitengebäude eine Trennung zwischen Fernleitungsnetz und Hausnetz durch einen Wärmetauscher vorliegt, muss die Kondensationstemperatur angehoben werden, was die Leistungszahl verschlechtert.
- Die Wärmeverluste im Leitungsnetz führen ebenfalls zu einer Temperaturabsenkung, die durch eine höhere Kondensationstemperatur kompensiert werden muss.

Alles in allem führen diese Zusatzverluste des Fernleistungsnetzes zu einer Verminderung der Jahresarbeitszahlen in der Grössenordnung von etwa 0.35.

Auch die Wärmequellenanlagen können die Jahresarbeitszahlen deutlich nach unten drücken. Bei unseren Untersuchungen haben wir jeweils nur die Energieaufwände für die Förderpumpen berücksichtigt. Mit der Auslegung der Wärmequellenanlagen kann auch der Temperaturabstand zwischen der Quelleneintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur beeinflusst werden. Man erinnere sich: mit jedem Kelvin höherer Verdampfungstemperatur steigt die Jahresarbeitszahl um 2 bis 2.5 %.

Konzeptionelle Fehler erhöhen die Verminderung der Jahresarbeitszahlen zusätzlich. Dies gilt insbesondere für die Brauchwarmwasserversorgung. Hier kommt als Besonderheit hinzu, dass nicht kontinuierlich Wärme verlangt wird. Durch das periodische Aufladen des Brauchwarmwasserspeichers und der Fernleitungen kühlen sich diese aus und müssen beim erneuten Aufladen erst wieder hochgefahren werden.

7. Offene Fragen

Mit dem Essen kommt der Appetit. Oder andersherum ausgedrückt: bei jeder Untersuchung ergeben sich neue Fragen, die der Beantwortung bedürfen und im Rahmen des Budgets nicht mehr in der vorliegenden Arbeit abgeklärt werden konnten.

- Wir sind mit dem Anspruch angetreten, durch die Analyse von ausgeführten Grosswärmepumpen auf grundsätzliche konzeptionelle Schwachpunkte zu stossen, diese aufzuzeigen, zu analysieren, damit dem Planer bessere Beurteilungsmöglichkeiten und empfehlenswerte Konzepte zur Verfügung stehen. Letztlich sollen die Energieeffizienz erhöht und die Investitions- und Betriebskosten reduziert werden. Die Zahl der Anlagen erlaubt noch keine statistisch gesicherten Aussagen über die Kostensituation. Hier wären zusätzliche Erhebungen erwünscht. Wenn man die Durchschnittswerte für die Kosten und andere Kennzahlen mit einer Toleranz von maximal 10 % mit einem Konfidenzintervall von 80 % ermitteln will, so sind im Minimum zwischen 5 und 13 Anlagen pro Wärmequellentyp nötig (abhängig von der Streuung der Einzelwerte).
- Bei offenen Anlagen spielt die Wasserchemie für den Wartungsaufwand eine grosse Rolle. Wärmetauscherflächen werden mit einem Biofilm bedeckt, der den Wärmedurchgang reduziert. Ebenso können mechanische Verschmutzungen die Durchflussquerschnitte verengen. In allen diesen Fällen muss die Anlage periodisch gereinigt werden. Welches sind die zuverlässigsten und kostengünstigsten Reinigungsverfahren? Was kostet die periodische Reinigung der Wärmetauscher?
- Rücklauftemperaturen
Vor allem bei bivalent-parallelen Anlagen besteht oft das Problem hoher Rücklauftemperaturen. Die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe tendiert dann dazu, den zulässigen Wert zu überschreiten, wobei dann die Schutzeinrichtung die Wärmepumpe abschaltet. Dieses Problem wird konzeptionell und planerisch offensichtlich noch nicht beherrscht. In welchem Bereich liegen die effektiven Rücklauftemperaturen bei ausgeführten Anlagen?
- Wo liegt bei bivalenten Heizanlagen die optimale Leistungsaufteilung zwischen Kessel und Wärmepumpe? Auch hier konnte nur eine Anlage mit Grundwasser ausgewertet werden. Da die Lage der Optima stark von den Wärmequellanlagen abhängig ist, sollte die Untersuchung einerseits auf andere Quellenanlagen ausgedehnt werden und statistisch durch mehr Anlagen untermauert werden.

Engelburg/Buchs
09.12.05/15.09.06

Peter Hubacher
Hubacher Engineering
9032 Engelburg

Prof. Dr. Max Ehrbar
Enertec AG
7320 Sargans

Literatur

[1]	Hubacher Peter, Erb Markus, Ehrbar Max	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, 1996-2003 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen
[2]		Gesamtenergiestatistik 2003 der Schweiz Bundesamt für Energie
[3]		Spagat gemeistert. Neue GE-Gasturbine: Besserer Wirkungsgrad, weniger Emissionen Brennstoff-Wärme-Kraft BWK, Nr. 6/2004, S. 22-24
[4]		Richtlinien über freiwillige Massnahmen zur Reduktion von Energieverbrauch und CO ₂ -Emissionen. BUWAL, 2.7.2001
[5]	Rognon Fabrice	Potenziale der Umgebungswärmenutzung und der CO ₂ -Reduktion durch Wärmepumpen Bundesamt für Energie (zum Zeitpunkt des Abfassens des Berichtes noch nicht veröffentlicht)
[6]		GWA Gas Wasser Abwasser Nr. 2/2002 (verschiedene Artikel zu WKK) Offizielles Organ des Schweiz. Vereins des Gas- und Wasserfaches
[7]	Buri René Kobel Beat	Wärmeentzug aus Abwasser, Leitfaden für Inhaber, Betreiber und Planer von Abwasserreinigungsanlagen und Kanalisationen, 2004 Energie in Infrastrukturanlagen (www.infrastruktur.ch) Bundesamt für Energie (www.energieforschung.ch/energieforschung/suche/index.html)
[8]	Peterlunger Alexander Basetti Simone Rohner Ernst Ehrbar Max	Pumpenlose Erdwärmesonde, Phase 1. Potentialabklärung, energetisch und wirtschaftlich, 2004 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen.
[9]	Hubacher Peter	Nahwärmeverbund mit Wärmepumpe und Erdwärmesondenfeld MZH Rorschacherberg, 2000 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 23, CH-3063 Ittigen
[10]	Nijssen René	Nutzung von Abwasser-Wärme aus der ARA Arbon für den Wärmeverbund Salwiese-Bleiche. Betriebserfahrungen, 2004 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen
[12]	Eggen Bernhard Lanz Stefan	Heizzentrale mit indirekter Gasmotor-Wärmepumpe, Erfolgskontrolle, 2003 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen
[13]	Kuhn Peter	EWS-WP des Studienzentrums Gerzensee/BE, Zwischenbericht, 2004 Bundesamt für Energie BFE, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen
[18]	Dunker R.	Wege zum emissionsfreien Kohlekraftwerk BWK, Nr. 11/2005, S. 46-50
[19]	Taufetter, G.	Gruft für Treibhausgase Der Spiegel, Nr. 48/2005, S. 154-156
[20]	Jopp K.	Neue Massstäbe im GUD-Prozess BWK, Nr. 6/2005, S. 52-54
[21]	Breuer H. Altmann H.	Überkritische Braunkohlenkraftwerke BWK Nr. 6/2005, S. 47-51
[22]	Bohn. D.E. Schubert. F.	Kombikraftwerk mit Zukunft BWK Nr. 5/2005, S. 53-60
[23]	Stamatelopoulos G.	Optionen für die Verstromung von Kohle BWK Nr. 10/2005, S. 26-31
[24]	Kreusel J.	Innovationen als Schlüssel zum Erfolg BWK Nr. 10/2005, S. 68-71
[25]	Schneider J.	Kraftwerke und Netze BWK Nr. 10/2005, S. 12-13
[26]	Jopp K.	Fossile Brennstoffe mit höchster Effizienz nutzen. BWK Nr. 10/2005, S. 18-23
[27]	Kuhn P.	Wärmepumpenanlage mit Erdwärmesondenfeld im Studienzentrum Gerzensee/BE. Sanierung der bestehenden Wärmepumpenanlage. Schlussbericht Dezember 2005 Bundesamt für Energie, Worblenstrasse 32, CH-3063 Ittigen
[30]	ENFOG AG	Messungen an der Wärmepumpenanlage des Sportzentrums Sargans. Verlag: Amt für Umweltschutz des Kantons. St. Gallen, 1982.
[31]		Schweizerische Gesamtenergiestatistik 1990.

Aus Gründen der Anlagenanonymisierung wurden im Literaturverzeichnis die Pos. 11, 14, 15, 16, 17 und 29 weggelassen.

ANHANG A

Methodik zur Berechnung der Energieeinsparung bei Grundwasserpumpen

Ein wiederkehrendes Problem stellt das Betriebskonzept von Grundwasserpumpen dar, wenn diese eine Wärmepumpe mit mehreren Leistungsstufen versorgen. In den meisten Fällen wird nur eine Grundwasserpumpe vorgesehen, die dann im Teillastbetrieb der Wärmepumpe zuviel Wasser liefert und auch zuviel Energie verbraucht. Dies soll in diesem Abschnitt etwas vertieft betrachtet werden.

Wir gehen von einem konkreten Fall aus, wo eine zentrale Wärmepumpenanlage vier Mehrfamilienhäuser beheizen muss. Die Wärmeentnahme erfolgt aus dem Grundwasser. „Stein des Anstosses“ ist der überdurchschnittlich grosse Anteil des Energieverbrauchs der Grundwasserpumpe. Die Wärmepumpenanlage besteht aus vier einzelnen Wärmepumpen à ca. 28 kW Heizleistung und einer gemeinsamen Grundwasserfassung für alle Wärmepumpen mit nur einer Grundwasserpumpe. Als zentrale Heizanlage wurde sie von Anfang an auf den vollen Bedarf bei Endausbau gebaut. Die Bauanlage wird in Etappen erstellt. Derzeit sind zwei Wohnhäuser fertig erstellt und genutzt. Der Zeitpunkt der Erstellung der weiteren Wohnhäuser ist mangels Nachfrage noch offen.

An dieser Anlage zeigt sich ein grundlegendes Dilemma. Wenn ein Nebenverbraucher mehrere Wärmepumpen bedienen muss, so ist er für den Teillastfall meist überdimensioniert. Dies gilt sowohl für die komplett ausgeführte Anlage, aber vor allem auch bei etappierten Überbauungen, wo die Wärmepumpen-Anlage für eine längere Zeitspanne überdimensioniert ist.

Bei Grundwasserpumpen wird manchmal versucht, die Pumpe drehzahlvariabel zu betreiben. Da die notwendige Förderhöhe der Wärmequellenanlage in diesem Fall nur teilweise von der Fördermenge abhängig ist, kann die Drehzahl nur minimal gesenkt werden. Bekanntlich sinkt der maximale Förderdruck der Pumpe etwa im Quadrat zur Drehzahl des Läufers. Schon eine Reduktion der Drehzahl von nur 10 % bewirkt also eine Absenkung der maximalen Förderhöhe um ca. 20 %. Hier gibt es grundsätzlich zwei Wege, um aus dieser energetischen Falle herauszukommen.

- a) Wasserreservoir anlegen, das mit einer Grundwasserpumpe niveaugeregelt und im freien Gefälle befüllt wird. Speisung der Wärmepumpen im freien Gefälle oder durch individuelle Pumpen.
- b) Einbau einer separaten Grundwasserpumpe je Wärmepumpe (in vorliegenden Falle wären es vier Pumpen).

Im zweiten Falle ergibt sich folgende energetische Situation:

Vier Grundwasserpumpen kosten mehr als nur eine Pumpe. Diesem Dilemma kann man begegnen indem man nicht 4 Grundwasserpumpen einbaut, sondern nur zwei, deren Fördermenge (bei gleichem Druckaufbau) im Verhältnis 1:2 gestaffelt ist. Wenn die kleinere Pumpe 1/3 der Maximalleistung liefert und die grössere 2/3, so ergeben sich Fördermengen, die recht gut an den idealen Fall angeglichen sind. Der Energie- und Wasserverbrauch der Grundwasseranlage wird dadurch gegenüber nur einer Pumpe um ca. 50 % reduziert. Über einen vollen Lebenszyklus von 15 Jahren berechnet, liegen die Einsparungen weit über den zusätzlichen Investitionskosten für die zweite Pumpe.

Dieses Konzept bewährt sich auch bei Etappierung der Überbauung. Eine Überförderung an Grundwasser wird vermieden und der Energieverbrauch der Grundwasserpumpe reduziert sich automatisch entsprechend den angeschlossenen Objekten.

In Abb. A2 ist eine Situation dargestellt, bei der vier Wärmepumpen je eine Grundwasserpumpe zugeordnet sind. Die Jahresganglinie der Wärmepumpen weist eine kürzere Laufzeit auf als die der Heizanlage, da die Leistungsabgabe der Wärmepumpen infolge höherer Quellen- und tieferer Senktemperaturen tendenziell steigt und damit der Wärmebedarf in kürzerer Zeit gedeckt werden kann. Da die Grundwasserpumpen nur dann arbeiten, wenn „ihre“ Wärmepumpe in Betrieb ist, ergibt sich energetisch die abgestufte Leistungslinie im unteren Diagrammteil. Wäre nur eine Grundwasserpumpe vorhanden, so müsste diese immer arbeiten, auch wenn nur eine einzige Wärmepumpe im Betrieb ist.

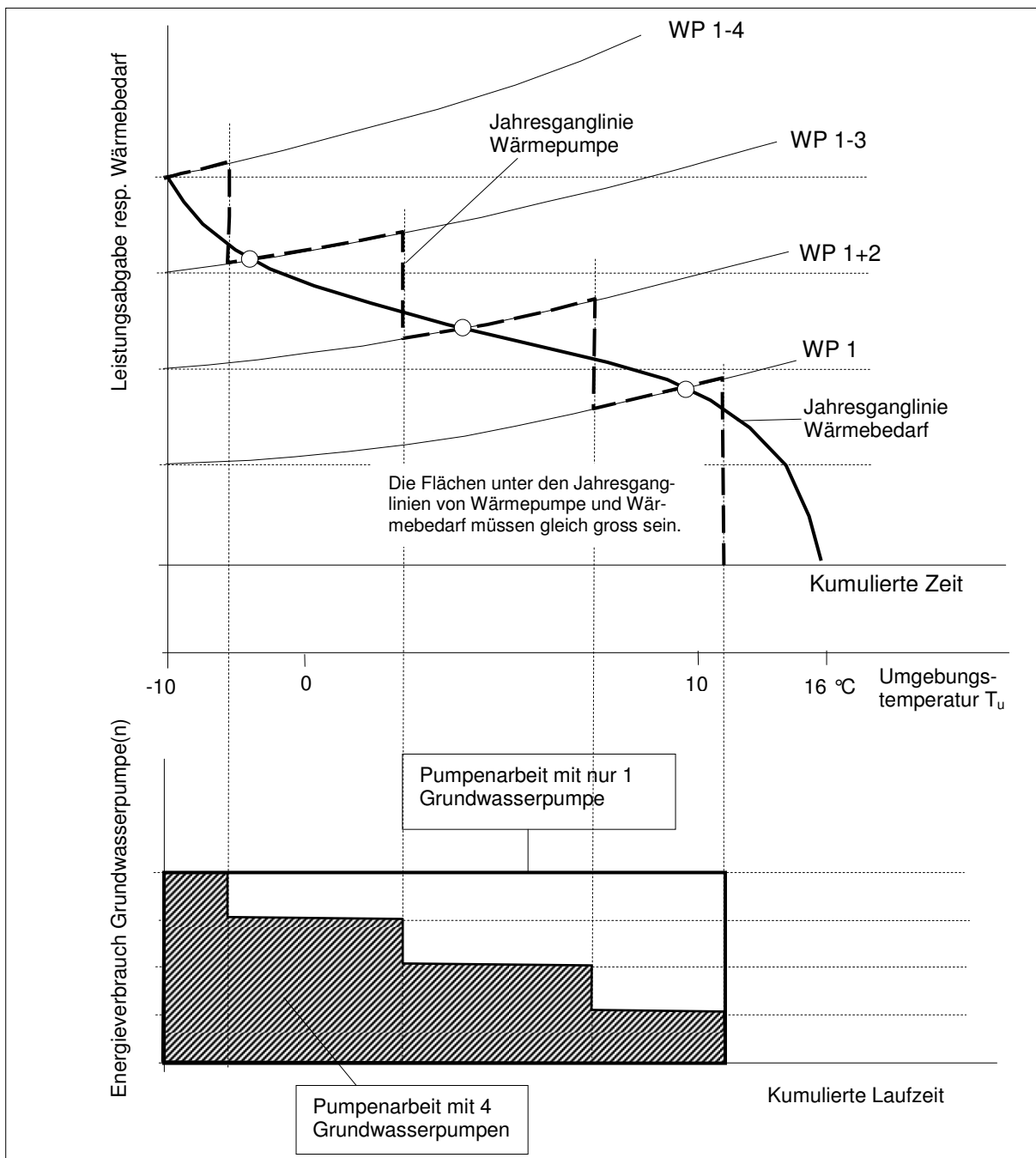


Abb. A2: Darstellung des Energieverbrauchs der Grundwasserpumpen (gilt grundsätzlich für alle offenen Systeme, z.B. Wärmeentnahme aus gereinigtem Abwasser). Man beachte, dass die Gesamtlaufzeit der Wärmepumpen kürzer als die Heizzeit ist. Die Umgebungstemperaturachse ist nur für die Ganglinie des Wärmebedarfs richtig.

Abb. A2 zeigt den Fall einer Wärmepumpenanlage mit 4 gleichgrossen Wärmepumpen und Grundwasser als Wärmequelle, die bedarfsabhängig zu- und abgeschaltet werden. Die ausgezogene Linie ist der Jahresgang des Wärmebedarfs, gestrichelt die Jahresganglinie der Wärmeproduktion der Wärmepumpen. Die Flächen unter diesen beiden Kurven müssen identisch sein. Wenn nur eine Grundwasserpumpe für alle vier Maschinen vorhanden ist, so läuft diese unabhängig von der gerade aktiven Anzahl Wärmepumpen immer. Der Energieverbrauch der Pumpe ist durch das Rechteck im unteren Teil von Abb. 2 dargestellt. Wenn hingegen vier Grundwasserpumpen mit je einem Viertel der maximal benötigten Förderleistung vorhanden sind, so kann jede Pumpe individuell zugeschaltet werden. Dieser Fall wird durch die Treppenkurve dargestellt. Man erkennt, dass die notwendige Pumpenenergie (und der Grundwasserverbrauch) pro Heizsaison auf etwa die Hälfte reduziert wird.

ANHANG B

Leistungsverluste und Anschlussdichte von Nahversorgungsnetzen

Wenn mehrere Objekte durch eine gemeinsame Heizzentrale mit Heizwärme versorgt werden, so muss die Wärme über ein Leitungsnetz zu den einzelnen Objekten transportiert werden. Dies ist mit Verlusten verbunden. Um die Struktur der Verluste zu erkennen, haben wir ein Modell für die Verlustberechnung erstellt.

Im Falle einer Wärmepumpenheizung fallen vier Arten von Verlusten an:

- Pumpenleistungen für das Umwälzen des Heizwasserstroms im Nahverbund
- Wärmeverluste der Leitungen zwischen den Objekten
- Höhere Kondensationstemperatur wegen des Temperaturabstandes in den Wärmetauschern der Satelliten
- Höhere Kondensationstemperatur wegen Abfalls der Vorlauftemperatur zwischen Wärmepumpe und Unterstation.

Diese vier Verluste treten kumuliert auf und lassen sich bei Nahverbünden nie ganz vermeiden.

Da in Nahversorgungsnetzen normalerweise die Satellitengebäude durch Wärmetauscher vom Fernnetz hydraulisch getrennt werden, müssen die Temperaturen im Fernleitungsnetz um die Grädigkeit der Wärmetauscher höher gewählt werden, als es das Heizgesetz der Objekte erfordern würden. Ebenso muss die Vorlauftemperatur ab Kondensator leicht angehoben werden, weil die Temperatur des Wassers bis zur Übergabestation infolge der Wärmeverluste leicht sinkt. Dies führt bei Wärmeversorgung mit Wärmepumpen zu einer schlechteren Leistungszahl. Einer Anregung von F. Rognon (BFE)²⁵ folgend, haben wir versucht, einen Zusammenhang zwischen der Anschlussdichte und den Netzverlusten zu etablieren. Unter der Anschlussdichte verstehen wir die Auslegewärmebedarfsleistung pro m² am Nahversorgungsnetz angeschlossener Arealfläche. In diesem Abschnitt soll der Zusammenhang zwischen der Anschlussdichte und den Verlusten durch die Leitungen des Grobverteilnetzes dargestellt werden. Als Grobverteilnetz betrachten wir die Verbindungsleitungen (Vor- und Rücklauf) zwischen Heizzentrale und Unterstationen. Diese Leitungen sind in Nahverbünden üblicherweise erdverlegt, sodass ihre Umgebungstemperatur ganzjährig etwa 8 bis 10 °C beträgt. Die Isolationen betragen etwa 40 mm und der k-Wert, bezogen auf das Innenrohr, etwa 1 W/(m²*K).

Druckverluste im Grobverteilnetz

Wir beginnen mit den Druckverlusten im Grobverteilnetz.

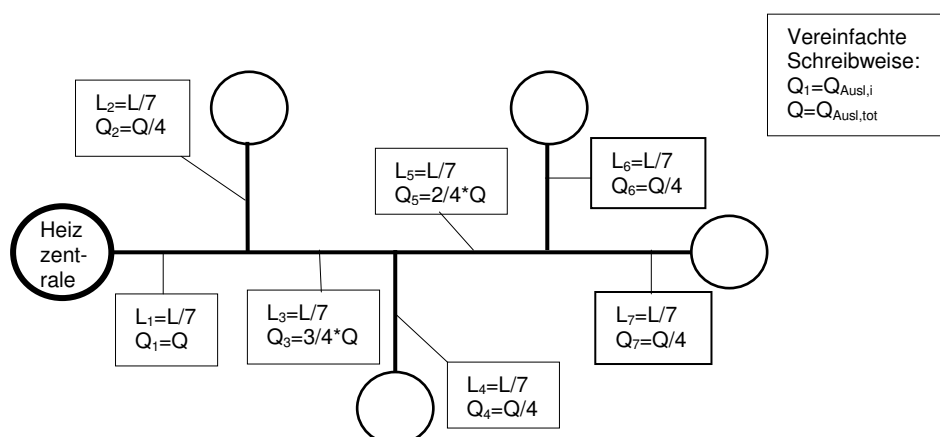


Abb. B1: Beispiel eines Nahwärmeverbundes. Die Kreise stellen die einzelnen ans Nahwärmenetz angeschlossenen Gebäude dar.

²⁵ F. Rognon, Bereichsleiter UAW, Bundesamt für Energie, Bern

Der Druckverlust eines Leitungsabschnittes berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p_i = 2 * \zeta * \frac{\rho}{2} * c_i^2 * \frac{L_i}{d_i} = \zeta * \rho * c_i^2 * \frac{L_i}{d_i} \quad (1)$$

Legende:

Δp_i	Druckverlust im i-ten Leitungsabschnitt
i	Index der Leitungsabschnitte
ζ	Druckverlustbeiwert der Rohrströmung
c	Fliessgeschwindigkeit des Wassers in den Leitungen
L_i	Länge des i-ten Leitungsabschnittes
d_i	Innendurchmesser des i-ten Leitungsabschnittes

Der Faktor 2 rechts vom Gleichheitszeichen berücksichtigt, dass in einem geschlossenen Leitungssystem die Rohrlänge pro Abschnitt doppelt vorkommt (Vor- und Rücklauf). Die Länge L berücksichtigt nur die einfache Länge zwischen zwei Leitungsknoten.

Wenn man davon ausgeht, dass der Planer für alle Leitungsabschnitte eine einheitliche Fliessgeschwindigkeit festlegt, so kann man den Durchmesser eines Leitungsabschnittes aus der Auslegeleistung bestimmen:

$$\dot{Q}_{\text{Ausl},i} = \dot{m}_i * c_p * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}} = \rho * \dot{V} * c_p * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}} = \rho * d_i^2 * \frac{\pi}{4} * c_i^2 * c_p * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}} \quad (2)$$

$$\Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4 * \dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{c_p * \rho * \pi * c_i * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}}}$$

Legende:

$\dot{Q}_{\text{Ausl},i}$	Auslegeleistung des i-ten Leitungsabschnittes
c_i	Fliessgeschwindigkeit im i-ten Leitungsabschnitt
c_p	Spezifische Wärme des Wassers
ρ	Dichte des Wassers
$\Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}$	Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf im Auslegepunkt

Wenn man den Ausdruck (2) für den Durchmesser d_i in (1) einsetzt, folgt:

$$\Delta p_i = \zeta * \rho * c_i^2 * \frac{L_i}{d_i} = \zeta * \sqrt{\frac{c_p * \pi * \rho^3 * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}}{4}} * c_{\text{Ref}}^{2.5} * \left(\frac{c_i}{c_{\text{Ref}}} \right)^{2.5} * \frac{L_i}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} \quad (3)$$

c_{Ref} ist eine prinzipiell frei wählbare Referenzgeschwindigkeit. Empfehlenswert ist entweder die Fließgeschwindigkeit im Hauptstrang oder der Mittelwert aller Geschwindigkeiten im Netz. Der auftretende Druckverlust ist die Summe aller Teildruckverluste entlang des längsten Leitungsstrangs. Im genannten Beispiel sind dies die Abschnitte 1, 3, 5 und 7:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{tot}} &= \zeta * \sqrt{\frac{c_p * \pi * \rho^3 * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}}{4}} * c_{\text{Ref}}^{2.5} * \sum_{i=1,3,5,7} \frac{L_i}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} * \left(\frac{c_i}{c_{\text{Ref}}} \right)^{2.5} = \\ &= \zeta * \sqrt{\frac{c_p * \pi * \rho^3 * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}}{4}} * c_{\text{Ref}}^{2.5} * \left[\sum_{i=1,3,5,7} \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} * \left(\frac{c_i}{c_{\text{Ref}}} \right)^{2.5} \right] * \frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{A_{\text{tot}} * \dot{Q}_{\text{Ausl}}}} = \\ &= \zeta * \sqrt{\frac{c_p * \pi * \rho^3 * \Delta T_{\text{spr},\text{Ausl}}}{4}} * c_{\text{Ref}}^{2.5} * \underbrace{\left[\frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{A_{\text{tot}}}} * \sum_{i=1,3,5,7} \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} * \left(\frac{c_i}{c_{\text{Ref}}} \right)^{2.5} \right]}_{G_p} * \frac{1}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl}}}} \end{aligned} \quad (4)$$

Legende:

L_{tot}	Totale Leitungslänge, Summe aller Teilleitungen
$\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}$	Totale Auslegeleistung des Wärmeverbundes

Der Bruch ganz rechts enthält nun die Anschlussdichte des betrachteten Versorgungsnetzes. Ausdruck in eckiger Klammer ist dimensionslos und kann als *Strukturgrösse* des Netzes aufgefasst werden. Er hängt nicht von den absoluten Dimensionen der Leitungen und der Wärmeleistungen ab. Man könnte auch von physikalischer Ähnlichkeit sprechen. Wir nennen den Ausdruck in der eckigen Klammer *Netzfaktor des Druckverlustes* oder kurz K_p .

Für die Überwindung der Druckverluste benötigt man eine Umwälzpumpe. Deren jährlicher Stromverbrauch berechnet sich wie folgt:

$$E_{UP} = \frac{\Delta p_{tot} * \dot{V}_{tot} * \Delta t_{UP}}{\eta_{UP}} \quad (5)$$

Legende:

Δt_{UP}	Gesamte Betriebszeit der Umwälzpumpe in einem Jahr
η_{UP}	Wirkungsgrad der Umwälzpumpe

Nun interessiert vor allem der relative, d.h. auf den Energieverbrauch der Wärmepumpe (E_{WP}) bezogene Aufwand für die Pumpenenergie:

$$\begin{aligned} \sigma_p &\equiv \frac{E_{UP}}{E_{WP}} = \frac{E_{UP}}{\frac{\dot{Q}_{Ausl,tot} * \Delta t_{VL}}{JAZ}} = \frac{\Delta p_{tot} * \dot{V}_{tot} * \Delta t_{UP} * JAZ}{\eta_{UP} * \underbrace{\rho * \dot{V}_{tot}}_m * c_p * \Delta T_{spr,Ausl} * \Delta t_{VL}} = \frac{\Delta p_{tot} * \Delta t_{UP} * JAZ}{\eta_{UP} * \rho * c_p * \Delta T_{spr,Ausl} * \Delta t_{VL}} = \\ &= \frac{\zeta * \sqrt{\frac{c_p * \pi * \rho^3 * \Delta T_{spr,Ausl}}{4}} * c_{Ref}^{2.5} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} \left[\frac{L_{tot}}{\sqrt{A_{tot}}} * \sum_{i=\text{längsterStrang}} \frac{L_i}{L_{tot}} * \sqrt{\frac{\dot{Q}_{Ausl,tot}}{\dot{Q}_{Ausl,i}}} * \left(\frac{c_i}{c_{Ref}} \right)^{2.5} \right] * \frac{JAZ}{\sqrt{\dot{q}_{Ausl}}}}{\eta_{UP} * \rho * c_p * \Delta T_{spr,Ausl} * \Delta t_{VL}} = (6) \\ &= \underbrace{\sqrt{\frac{\rho * \pi}{4 * c_p}}}_{=0.433} * \underbrace{\frac{\zeta * c_{Ref}^{2.5}}{\eta_{UP} * \sqrt{\Delta T_{spr,Ausl}}}}_{K_{Plar,p}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \underbrace{\left[\frac{L_{tot}}{\sqrt{A_{tot}}} * \sum_{i=\text{längsterStrang}} \frac{L_i}{L_{tot}} * \sqrt{\frac{\dot{Q}_{Ausl,tot}}{\dot{Q}_{Ausl,i}}} * \left(\frac{c_i}{c_{Ref}} \right)^{2.5} \right]}_{G_p} * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{Ausl}}} * JAZ \end{aligned}$$

Legende:

$\Delta T_{spr,Ausl}$	Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf im Auslegepunkt.
Δt_{VL}	Volllaststunden = Wärmebedarf durch Auslegeleistung. Bei reinem Heizbetrieb im Mittelland etwa 2800 h.
	<u>Achtung:</u> Die Zahl der Laufstunden der Wärmepumpe kann kleiner oder grösser als die Volllaststundenzahl sein.

Der relative, auf die elektrische Energieaufnahme der Wärmepumpe bezogene Aufwand für die Überwindung der Druckverluste im Leitungssystem setzt sich multiplikativ aus vier Termen zusammen. Die ersten zwei Terme bestehen aus Stoffwerten und vom Planer festzulegenden Auslegegrössen. Der dritte Term ist die oben erwähnte Netzstrukturkonstante, während der vierte Term die Anschlussdichte enthält. Es sind alle Grössen in SI-Einheiten einzusetzen.

Der Druckverlustbeiwert ζ ist als fiktiver Rohreibungsbeiwert aufzufassen, der auch die Zusatzdruckabfälle durch Bögen, Verzweigungen, Ventile und andere Einbauten enthält. Für den Wirkungsgrad der Umwälzpumpe setzen wir:

$$\eta_{UP} = 46 * \left(1 - e^{\frac{-P_{el}}{180}} \right) \quad P_{el} \text{ in [W]}, \eta_{UP} \text{ in [\%]} \quad (7)$$

Man beachte, dass der Planer vor allem zwei Grössen beeinflussen kann, die Auswirkungen auf die Druckverlustleistung haben, nämlich die Temperaturspreizung $\Delta T_{\text{spr,Ausl}}$ zwischen Vor- und Rücklauf und die Fliessgeschwindigkeit des Wassers in den Rohren. Kleine Auslege-Temperaturspreizungen treten vor allem bei tiefen Auslegevorlauftemperaturen auf.

Beispiel:

Wir legen im Beispiel die Netzstruktur nach Abb. G1 zugrunde. Für die Stoffwerte und die planerischen Grössen setzen wir folgende Annahmen:

Tab. B1: Annahmen für Beispielrechnung

ζ	0.04	In diesem Wert sind auch Zusatzverluste von Krümmern, Ventilen, Wärmetauschern etc. eingeschlossen
η_{UP}	0.40	
$c_i = c_{\text{Ref}}$	1.0	[m/s]
ΔT_{spr}	7	[K]
$\Delta T_{\text{spr,Ausl}}$	10	[K]
L_{tot}	375	[m]
$\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}$	322'000	[W]
A_{tot}	8050	[m ²]
$\dot{q}_{\text{Ausl}}$	20	[W/m]
$L_{\text{tot}} / \sqrt{A_{\text{tot}}}$	4.18	[-]
Δt_{UP}	6000	[h]
Δt_{VL}	2800	[h]
JAZ	3.0	

Für den Netzfaktor K_p erhält man mit Hilfe von Abb. G1 den Wert $0.796 \cdot 4.18 = 3.33$.

Tab. B2: Berechnung des Netzfaktors K_p

Abschnitt	$\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{\dot{Q}_{\text{Ausl,i}}}}$	$\frac{L_i}{L_{\text{tot}}}$	$\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl,tot}}}{\dot{Q}_{\text{Ausl,i}}}} \cdot \frac{L_i}{L_{\text{tot}}}$
1	1.000	0.143	0.143
3	1.155	0.143	0.165
5	1.414	0.143	0.202
7	2.828	0.143	0.404
Summe			0.914

Mit diesen Zwischenrechnungen erhält man:

$$\sigma_p = 0.433 \cdot \underbrace{\frac{0.04 \cdot 1^{2.5}}{0.4 \cdot \sqrt{10}} \cdot \frac{6000}{2800}}_{\text{Planungswerte}} \cdot \underbrace{4.18 \cdot 0.914}_{K_p} \cdot \frac{1}{\sqrt{20}} \cdot 3.0 = 0.0752$$

Wenn die Umwälzpumpe drehzahl geregelt ist, so reduziert sich der relative Pumpenaufwand. Leider liegen uns keine verlässlichen Angaben zum Verhältnis von mittlerer Leistungsaufnahme der Pumpe zur Maximalleistung im Auslegepunkt vor. Wir schätzen, dass dieser Wert wegen der starken Drehzahlabhängigkeit der Leistungsaufnahme bei etwa 0.4 liegt.

Wärmeverluste

Die Wärmeverluste der Leitung im Leitungsabschnitt i betragen:

$$\dot{Q}_{w,i} = 2 * k * d_i * \pi * L_i * (\overline{T_w} - T_u) \quad (8)$$

Legende:

k	k-Wert der Leitung
d	Leistungsdurchmesser innen
L	Abschnittslänge der Leitung
$\overline{T_w} - T_u$	Mittlerer Temperaturabstand zwischen Wasser und Umgebung (Erreich) im Jahresmittel
Δt	Heizzeit

Der Faktor 2 in Formel (1) berücksichtigt wieder die doppelte Leitungslänge für Vor- und Rücklauf. Wir beziehen diesen Wärmeverlust wieder auf die transportierte Wärmemenge:

$$\begin{aligned} \sigma_{w,i} &\equiv \frac{Q_{w,i}}{Q_{\text{Transp},i}} = \frac{\dot{Q}_{w,i} * \Delta t_{UP}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},i} * \Delta t_{VL}} = \frac{2 * k * d_i * \pi * L_i * \Delta t_{UP}}{\underbrace{\rho * d_i^2 * \frac{\pi}{4} * c_i * c_p * \Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}_{\dot{m}} * \Delta t_{VL}} = \\ &= \frac{8 * k * L_i * (\overline{T_w} - T_u) * \Delta t_{UP}}{\rho * d_i^2 * c_i * c_p * \Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}} * \Delta t_{VL}} = \frac{8 * k * L_i * (\overline{T_w} - T_u) * \Delta t_{UP}}{\rho * c_p * \sqrt{\frac{4 * \dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{c_p * \rho * \pi * c_i * \Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}} * c_i * \Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}} * \Delta t_{VL}} = \quad (9) \\ &= 4 * \underbrace{\sqrt{\frac{\pi}{\rho * c_p}}}_{=0.00346} * \underbrace{\frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}}}_{\text{Planungskonstante}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \frac{L_i}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} \end{aligned}$$

Für das ganze Netzwerk erhalten wir als Wärmeverlust:

$$\begin{aligned} \sigma_{w,\text{tot}} &= \frac{Q_{w,\text{tot}}}{Q_{\text{Transp},\text{tot}}} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{w,i} * \dot{Q}_{\text{Ausl},i} * \Delta t_{UP}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}} * \Delta t_{VL}} = \\ &= 0.00346 * \frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}} * \frac{L_i}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} = \\ &= 0.00346 * \frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c_{\text{Ref}}^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \sum_{i=1}^n \left[\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}} * \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \frac{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}} * \frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \left(\frac{c_{\text{Ref}}}{c_i} \right)^{0.5} \right] = \quad (10) \\ &= 0.00346 * \frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} * \frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \sum_{i=1}^n \left[\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \left(\frac{c_{\text{Ref}}}{c_i} \right)^{0.5} \right] = \\ &= 0.00346 * \underbrace{\frac{k * (\overline{T_w} - T_u)}{c_{\text{Ref}}^{0.5} * \sqrt{\Delta T_{\text{Spr},\text{Ausl}}}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}}}_{K_{\text{Plan},w}} * \underbrace{\frac{L_{\text{tot}}}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \sum_{i=1}^n \left[\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \frac{L_i}{L_{\text{tot}}} * \left(\frac{c_{\text{Ref}}}{c_i} \right)^{0.5} \right]}_{\equiv K_w} * \frac{1}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl}}}} \end{aligned}$$

Interessanterweise ist das Verhältnis von Verlust zu transportierter Nutzwärme sowohl für die Wärmeverluste als auch für die Pumpenenergie indirekt proportional zur Wurzel der Anschlussdichte.

Auf eine mögliche Schwierigkeit sei hingewiesen. Die Ausdrücke K_w (9) und K_p (6) sehen auf den ersten Blick gleich aus, sind es aber nicht. Es gibt zwei Unterschiede: beim Faktor K_p wird nur über die Leitungsabschnitte des längsten Leitungsstrangs summiert, bei K_w jedoch über alle Leitungsabschnitte. Der zweite Unterschied liegt darin, dass der Quotient der Auslegeleistungen in K_p umgekehrt zu K_w steht.

Wir rechnen dazu wieder das **Beispiel** in Abb. G1 durch. In Tabelle G3 sind zusätzliche Werte zu Tabelle G2 aufgeführt:

Tab. B3: Daten für Beispiel

$$\overline{T_w - T_u} \quad 35 \quad [\text{K}]$$

Tab. B4: Berechnung des Netzfaktors K_w ($C_i = C_{\text{Ref}}$)

Abschnitt	$\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}}$	$\frac{L_i}{L_{\text{tot}}}$	$\sqrt{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},i}}{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}} * \frac{L_i}{L_{\text{tot}}}$
1	1.000	0.143	0.143
2	0.354	0.143	0.051
3	0.935	0.143	0.134
4	0.354	0.143	0.051
5	0.707	0.143	0.101
6	0.354	0.143	0.051
7	0.354	0.143	0.051
Summe			0.582

$$\sigma_{w,\text{tot}} = 0.00346 * \frac{1.0 * 35}{1^{0.5} * \sqrt{10}} * \frac{6000}{2800} * \underbrace{4.18 * 0.582}_{K_w} * \frac{1}{\sqrt{40}} = 0.0316$$

Arbeitszahlreduktion durch Abkühlung des Vorlaufs

Ein weiterer Verlust entsteht indirekt durch die Abkühlung des Vorlaufs im Leitungsnetz. Die Abkühlung infolge der Wärmeverluste muss durch eine höhere Wassertemperatur ab Kondensator und damit durch eine höhere Kondensationstemperatur wettgemacht werden. Pro Kelvin Temperaturabsenkung bis zur Unterstation des Satelliten sinkt die Jahresarbeitszahl um etwa 1.25 %. Diese Abkühlung kann berechnet werden. Wegen der relativ geringen Abkühlung des Wassers im Leistungssystem berechnen wir die Abkühlung in pauschaler Form. Der Temperaturabfall beträgt zwischen Kondensatoraustritt der Wärmepumpe und den Unterstationen beträgt

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{Leit}} &= \frac{1}{2} * \frac{\dot{Q}_{w,\text{tot}}}{\dot{m}_{\text{tot}} * c_p} = \frac{1}{2} * \frac{\sigma_{w,\text{tot}} * \dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}{\underbrace{\frac{\dot{Q}_{\text{Ausl},\text{tot}}}{c_p * \Delta T_{\text{spr,Ausl}}}}_{\dot{m}}} * c_p = \frac{1}{2} * \sigma_{w,\text{tot}} * \Delta T_{\text{spr,Ausl}} = \\ &= \frac{1}{2} * 0.00346 * \frac{k * (\overline{T_w - T_u}) * \Delta T_{\text{spr,Ausl}}^{0.5}}{c^{0.5}} * K_w * \frac{1}{\sqrt{\dot{Q}_{\text{Ausl}}}} \end{aligned} \quad (11)$$

Der Faktor $\frac{1}{2}$ rührt davon her, dass nur der Temperaturabfall im Vorlauf für die Anhebung der Kondensationstemperatur massgeblich ist. Die Temperaturabfälle liegen i.a. im Bereich von einigen Zehntelgraden. Der Temperaturabfall muss für die längste Leitung berechnet werden.

Beispiel (mit den Werten aus Tab. B2 und B3):

$$\Delta T_{\text{Leit}} = \frac{1}{2} * 0.00346 * \frac{1.0 * 35 * 10^{1.5}}{1.0^{0.5} * 7} * \underbrace{4.18 * 0.582}_{K_w} * \frac{1}{\sqrt{40}} = 0.105 [\text{K}]$$

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe sinkt pro K höherer Kondensationstemperatur um etwa 1.25 %. Wenn wir für den Temperaturabfall längs der Leitung 0.5 K unterstellen, so ändert sich die Leistungszahl um minus 0.6 %.

Die JAZ-Änderung durch die Grädigkeit und den Temperaturabfall im Vorlauf beträgt:

$$\Delta JAZ_{Leit} = -JAZ_o * \Delta T_{Leit} * \frac{\partial JAZ}{\partial T_{kond}} \approx \underbrace{-0.0125 * \Delta T_{Leit}}_{\sigma_{\Delta T, Leit}} * JAZ_o \quad (12)$$

Arbeitszahlreduktion durch Wärmetauscher in den Unterstationen

Aus betrieblichen und hydraulischen Gründen werden die Fernleitungen in den Satelliten hydraulisch von der Heizwärmeverteilung innerhalb der Objekte getrennt, indem man einen Wärmetauscher dazwischen schaltet. Die Grädigkeit dieses Wärmetauschers, d.h. der Temperaturabstand zwischen dem Primär- und Sekundärkreislauf, dürfte in der Praxis etwa 3 K betragen. Auch dieser zusätzliche Temperaturabfall muss wärmepumpenseitig durch eine höhere Kondensationstemperatur kompensiert werden, damit im Sekundärkreis die gewünschte Vorlauftemperatur erreicht wird. Auch hier gilt, dass pro Kelvin Grädigkeit die Jahresarbeitszahl um etwa 1.25 % sinkt.

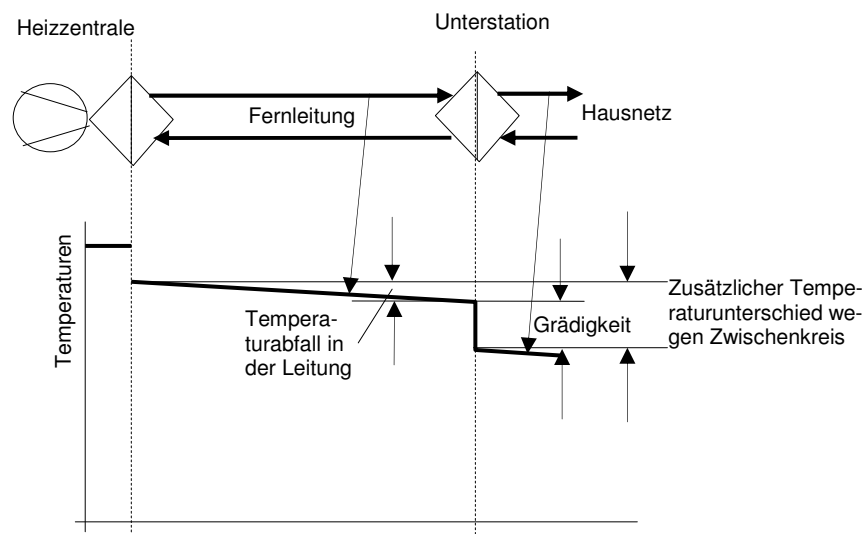


Abb. B3: Schematische Darstellung des Temperaturverlaufs im Zwischenkreis. Die Kondensationstemperatur muss wegen dieses zusätzlichen Temperaturabfalls um diesen Betrag erhöht werden, um die gleiche Vorlauftemperatur wie bei dezentraler Wärmeversorgung im Wärmeverteilungssystem des Objektes zu erhalten.

Die JAZ-Änderung durch die Grädigkeit und den Temperaturabfall im Vorlauf beträgt:

$$\Delta JAZ_{Gräd} = -JAZ_o * \Delta T_{Gräd} * \frac{\partial JAZ}{\partial T_{kond}} \approx \underbrace{-0.0125 * \Delta T_{Gräd}}_{\sigma_{\Delta T, Gräd}} * JAZ_o \quad (13)$$

JAZ-Minderung durch Netzverluste

Es stellt sich die Frage, wie die verschiedenen Verluste sich auf die Jahresarbeitszahl auswirken. Diese Frage ist sowohl für das Kapitel 3 als auch für das Kapitel 4 Kapitel 4 aktuell und soll daher an dieser Stelle für beide Kapitel abgehandelt werden.

Die Verlustarten beeinflussen die Arbeitszahl der Wärmepumpe resp. Wärmepumpenanlage. Im Falle des Druckverlustes ist direkt eine höhere Aufnahme an elektrischer Energie durch die Umwälzpumpen nötig. Die Wärmeverluste in den Leitungen wirken sich so aus, dass eine höhere Wärmeproduktion vonnöten ist. Dies verursacht ebenfalls einen höheren elektrischen Energieaufwand bei der Wärmepumpe, während die Nettowärmeproduktion, d.h. die an den Verbraucher abgegebene Nutzwärme, gleich bleibt. Die Erhöhung der Vorlauftemperatur ab Kondensator zur Kompensation des Temperaturabfalls längs der Leitungen im Grobverteilnetz und der Grädigkeit des Wärmetau-

schers in der Unterstation führen zu tieferen Leistungszahlen, was ebenfalls mit einem höheren elektrischen Energieaufwand erkaufte werden muss. Letzteren Einfluss berücksichtigen wir dadurch, dass wir pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur auf der Wärmeabgabeseite die Leistungszahl um 1.25 % und auf der Wärmequellenseite um 2 % reduzieren. Insgesamt ergibt sich für die Berücksichtigung all dieser Faktoren in der Jahresarbeitszahl folgender Ansatz:

$$\begin{aligned}
 JAZ &= \frac{Q_h - \Delta Q_w}{E_{\text{Kompr}} - E_{\text{UP}} - E_{\text{WQA}}} * \underbrace{\left(1 - 0.0125 * (\Delta T_{\text{Gräd}} + \Delta T_{\text{Leit}})\right)}_{\sigma_{\Delta T, \text{GN}}} - \underbrace{0.02 * \Delta T_{\text{WQA}}}_{\sigma_{\Delta T, \text{WQA}}} = \\
 &= \frac{Q_h - Q_h * \frac{\sigma_w}{Q_h} \frac{\Delta Q_w}{Q_h}}{E_{\text{Kompr}} + E_{\text{Kompr}} * \underbrace{\frac{E_{\text{UP}}}{E_{\text{Kompr}}}}_{\sigma_p} + E_{\text{Kompr}} * \underbrace{\frac{E_{\text{WQA}}}{E_{\text{Kompr}}}}_{\sigma_{\text{WQA}}}} * (1 - \sigma_{\Delta T, \text{GN}} - \sigma_{\Delta T, \text{WQA}}) = \quad (14) \\
 &= \underbrace{\frac{Q_h}{E_{\text{Kompr}}}}_{JAZ_0} * \frac{(1 - \sigma_w) * (1 - \sigma_w)}{1 + \sigma_p + \sigma_{\text{WQA}}} = JAZ_0 * \left[\frac{(1 - \sigma_w) * (1 - \sigma_{\Delta T, \text{GN}} - \sigma_{\Delta T, \text{WQA}})}{1 + \sigma_p + \sigma_{\text{WQA}}} \right]
 \end{aligned}$$

Hier bedeuten:

JAZ_0	Jahresarbeitszahl, berechnet aus Nettowärmeproduktion und elektrischer Energieaufnahme des Kompressors
JAZ	Effektive Anlagenleistungszahl unter Berücksichtigung aller Verluste
Q_h	Heizwärme
ΔQ_w	Wärmeverluste des Nahwärmenetzes
E_{Kompr}	Elektrische Energieaufnahme des Kompressors
E_{UP}	Elektrische Energieaufnahme der Nahwärmenetzpumpe
E_{WQA}	Elektrische Energieaufnahme der Wärmequellenanlage
ΔT_{GN}	Temperaturabfall im Trennwärmetauscher der Hausstation und längs der Leitungen des Nahwärmenetzes
ΔT_{WQA}	Temperaturabfall im Trennwärmetauscher der Wärmequellenanlage
σ_w	Verhältnis von Wärmeverlust zu Wärmeproduktion
σ_p	Verhältnis von elektrischer Energieaufnahme der Nahwärmenetzpumpe zur elektrischen Energieaufnahme des Kompressors
σ_{WQA}	Verhältnis von elektrischer Energieaufnahme der Wärmequellenanlage zur elektrischen Energieaufnahme des Kompressors
$\sigma_{\Delta T, \text{GN}}$	Relative JAZ-Minderung durch Grädigkeiten im Nahwärmenetz
$\sigma_{\Delta T, \text{WQA}}$	Relative JAZ-Minderung durch Grädigkeiten in der Wärmequellenanlage

Sofern der Betrag im Klammerausdruck kleiner als etwa 0.1 ist, kann die Klammer linearisiert werden und man erhält:

$$JAZ = JAZ_0 - [\sigma_p + \sigma_w + \sigma_{\text{WQA}} + \sigma_{\Delta T, \text{GN}} + \sigma_{\Delta T, \text{WQA}}] * JAZ_0 \quad (15)$$

Es zeigt sich deutlich, dass die zentrale Wärmeversorgung einem Versorgungsnetz einen grundsätzlichen Nachteil aufweist, indem das Versorgungsnetz gegenüber dezentraler Wärmeerzeugung zusätzlich Verluste generiert. I.a. werden die Leistungszahlen einer Wärmepumpe mit steigender Leistungsgrösse tendenziell besser. Da zentrale Heizanlagen naturgemäss eine grössere Leistung als die entsprechenden dezentralen Anlagen aufweisen, kann der Nachteil der Netzverluste teilweise oder ganz kompensiert werden.

ANHANG C

Verluste in Warmwassernetzen

Zwischen der zentralen Wärmepumpe und der Warmwasserunterstation in jedem Objekt bestehen Fernleitungen. Diese Leitungen verlieren im erwärmten Zustand Wärme an die Umgebung, die durch die Wärmepumpe nachgeladen werden muss. Bei der Berechnung der Wärmeverluste spielt die durchschnittliche Temperatur des Wassers in der Leitung eine Rolle. Die mittlere Temperatur des Wassers in der Leitung variiert je nach Konzept über den Tag. Dabei müssen zwei Versorgungskonzepte unterschieden werden:

- die Unterstation in den Objekten besteht aus einem Speicher. Dieser wird pro Tag zwei- bis dreimal geladen. Dazwischen sinkt die Wassertemperatur in den Fernleitungen infolge der Wärmeverluste der Leitungen wieder ab.
- Die Unterstation besteht lediglich aus einem hausinternen Verteiler (ohne Speicher). In diesem Fall muss entweder eine Zirkulationsleitung oder eine Begleitheizung vorhanden sein.

Im ersten Fall ergibt sich folgendes Wärmeflussbild:

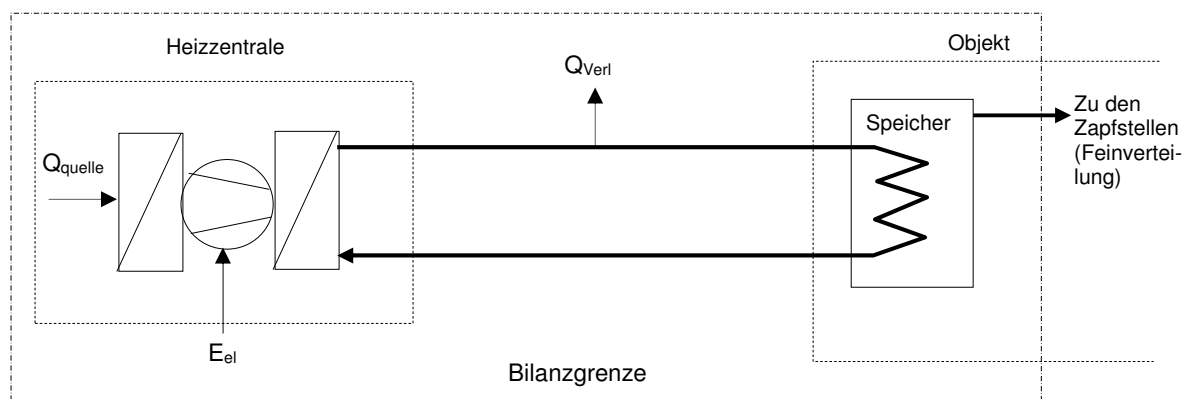


Abb. C1: Schema der Warmwasserfernleitung nach Konzept a)

Mit Hilfe von Abb. C1 kann nun das Energieflussdiagramm erstellt werden:

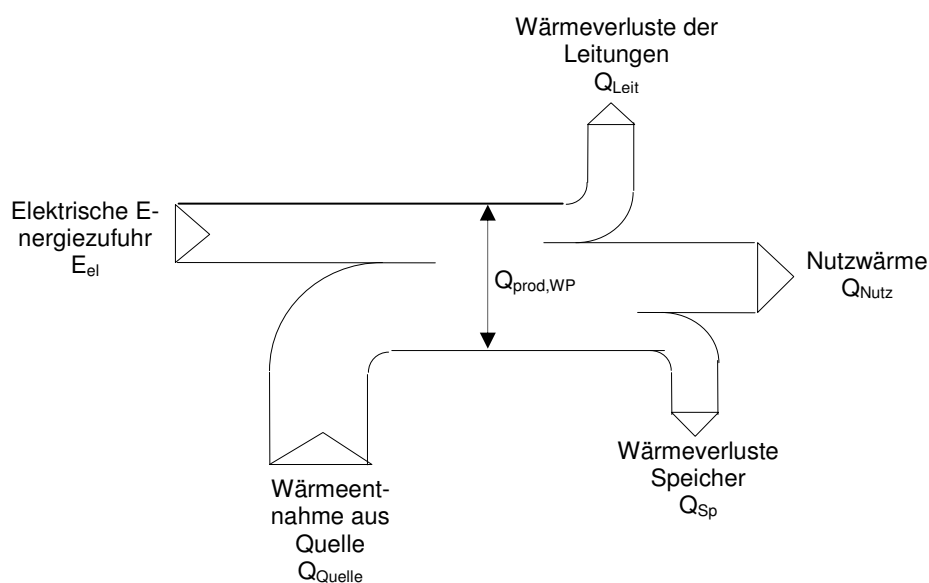


Abb. C2: Energieflussbild für das Schema Abb. C1

Die Leitungsverluste ergeben sich aus der mittleren Wassertemperatur in den Leitungen. In Abb. C3 ist ein möglicher Temperaturverlauf während eines Tages dargestellt.

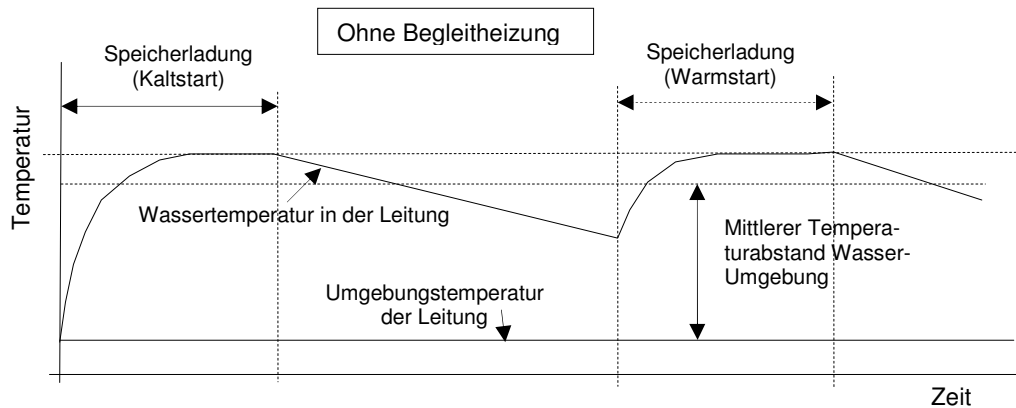


Abb. C3: Zeitlicher Verlauf der Wassertemperatur in den Fernleitungen der Grobverteilung. „Kaltstart“ bedeutet, dass die Leitung vorher ganz ausgekühlt, d.h. auf Umgebungstemperaturniveau abgesunken ist. „Warmstart“ hingegen bedeutet, dass die Leitung nicht vollständig abgekühlt ist.

Die Abkühlung des Wassers in den Ladepausen lässt sich einfach berechnen (Annahme Druck im System konstant).

$$dQ_{\text{Leit}} = -k \cdot A \cdot (T_{\text{Leit}} - T_u) \cdot dt = m \cdot c_p \cdot dT_{\text{Leit}} = m \cdot c_p \cdot d(T_{\text{Leit}} - T_u) \quad (1)$$

Hier bedeuten:

k	der k-Wert der Leitung (mit guter Näherung gilt $k=\lambda/\delta$)
A	Oberfläche des Rohres
T_{Leit}	Temperatur des Wassers in der Leitung
$T_{\text{Leit},\alpha}$	Temperatur des Wassers in der Leitung nach dem Ladevorgang
T_u	Temperatur der Rohrumgebung (meist Erdreichtemperatur)
m	Masse der Leitung (mit guter Näherung ist dies gleich der Wassermasse)
c_p	spezifische Wärme der Leitung
λ	Wärmeleitfähigkeit Isolation
δ	Dicke der Isolation

Der Term ganz rechts folgt aus der Annahme, dass die Umgebungstemperatur konstant ist. Integriert folgt nun aus (1)

$$T_{\text{Leit}} - T_u = (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u) \cdot e^{-\frac{k \cdot A \cdot t}{m \cdot c}} \quad (2)$$

Um ein Gefühl für die Größenordnung zu geben, sei ein Beispiel durchgerechnet. Wir nehmen an, dass der Rohrdurchmesser 50 mm, die Isolationsstärke 30 mm und der k-Wert 1.5 W/(m²*K) betragen. Für die Abkühlungszeit von 1 Stunde folgt dann:

$$\underbrace{\frac{k \cdot A}{m \cdot c_p}}_{\approx B} \cdot t = \frac{k \cdot d \cdot \pi \cdot L}{\rho \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot c_p} \cdot t = \frac{4 \cdot k}{\rho \cdot d \cdot c} \cdot t = \frac{4 \cdot 1.5 \cdot 3600}{1000 \cdot 0.05 \cdot 4187} = 0.103$$

$$\Rightarrow e^{-0.103} = 0.902$$

Nach einer Stunde Auskühlzeit reduziert sich die Temperaturdifferenz $T_{\text{Leit}} - T_u$ auf 0.902 des Anfangswertes.

Wenn wir von drei Ladezyklen à 1 Stunde pro Tag ausgehen, so lässt sich die mittlere Wassertemperatur in der Leitung berechnen. Die Abkühlphasen betragen dann je 7 Stunden. Die mittlere Wassertemperatur ist dann:

$$\bar{T}_{\text{Leit}} = T_u + \Delta \bar{T} = T_u + \frac{1}{t} \int_0^t e^{-\frac{k \cdot A \cdot t}{m \cdot c_p}} \cdot dt = T_u + (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u) \cdot \left[\frac{e^{-\frac{k \cdot A \cdot t}{m \cdot c_p}} - e^{-\frac{k \cdot A \cdot 0}{m \cdot c_p}}}{t \cdot \left(-\frac{k \cdot A}{m \cdot c_p}\right)} \right] = T_u + 0.712 \cdot (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u) \quad (3)$$

Die mittlere Wassertemperatur der Leitung während eines Tages lautet dann mit $T_{\text{Leit},\alpha} = 55 \text{ [}^\circ\text{C]}$ und $T_u = 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$:

$$\bar{T}_{\text{Leit}} = \frac{3 \cdot (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u) + 21 \cdot 0.712 \cdot (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u)}{24} + T_u = 0.748 \cdot (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u) + T_u = 43.2 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4)$$

Der Wärmeverlust pro Laufmeter Leitung für einen vollen Tag beträgt dann:

$$Q_{\text{Leit,Lfm}} = k \cdot A \cdot (\bar{T}_{\text{Leit}} - T_u) \cdot \Delta t = 1.5 \cdot 1 \cdot 0.05 \cdot \pi \cdot (43.2 - 8) \cdot 24 \cdot 3600 = 0.20 \text{ [kWh]} \quad (5)$$

Diese Wärme muss als verloren betrachtet werden, da die Leitungen im Gegensatz zur Feinverteilung nicht in einem beheizten Gebäude verlaufen. Man kann anstelle des aufsummierten Wärmeverlustes auch den Wärmestrom pro Laufmeter Leitung berechnen:

$$\bar{Q}_{\text{Leit,Lfm}} = k \cdot A \cdot (\bar{T}_{\text{Leit}} - T_u) = k \cdot d \cdot \pi \cdot L \cdot (\bar{T}_{\text{Leit}} - T_u) = 1.5 \cdot 0.05 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0.748 \cdot (55 - 8) = 8.3 \text{ [W/Lfm]} \quad (6)$$

In jenen Fällen, in denen das zentral erzeugte Warmwasser direkt auf die Verbraucher feinverteilt wird, wo also in der Unterstation kein Speicher dazwischen geschaltet ist²⁶, wird man eine Begleitheizung oder ein Zirkulationssystem einbauen.

Wenn eine **Begleitheizung** zur Hochhaltung der Wassertemperatur verwendet wird, so sollte deren Leistung dem Ansatz (6) entsprechen. Der Wärmeverlust mit Begleitheizung ist höher, sofern man die Wassertemperatur auf $55 \text{ }^\circ\text{C}$ hält (11.1 [W/Lfm]). Senkt man jedoch die Wassertemperatur im Stand-by-Modus auf $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ²⁷, so würde sich im gerechneten Beispiel der Wärmeverlust im Mittel auf 8.7 [W/Lfm] belaufen. Die Begleitheizung benötigt in beiden Fällen etwa die dreifache Menge an elektrischer Energie, da die Wärmeverluste im ersten Fall durch die Wärmepumpe mit der Wärmepumpe und im zweiten Fall durch elektrische Widerstandheizung gedeckt wird.

Diese Betrachtung lässt sich noch an einem anderen Beispiel festmachen. Man kann die Warmwassermenge berechnen, die mit den Leitungsverlusten erwärmt werden könnte.

$$\Delta m_{\text{BWW}} = \frac{\bar{Q}_{\text{Leit,Lfm}}}{c \cdot (T_{\text{sp}} - T_{\text{KW}})} \approx \frac{\bar{Q}_{\text{Leit,Lfm}}}{c \cdot (T_{\text{Leit},\alpha} - T_u)} = \frac{0.20 \text{ [kWh]}}{4187 \cdot (55 - 8)} = 3.66 \text{ [dm}^3\text{/Lfm]}$$

²⁶ z.B. Anlagen 4005 oder 4009

²⁷ Dieser Wert ist aus Sicht der Legionellenbildung problematisch

Im Falle der Begleitheizung sieht das Energieflussdiagramm wie folgt aus:

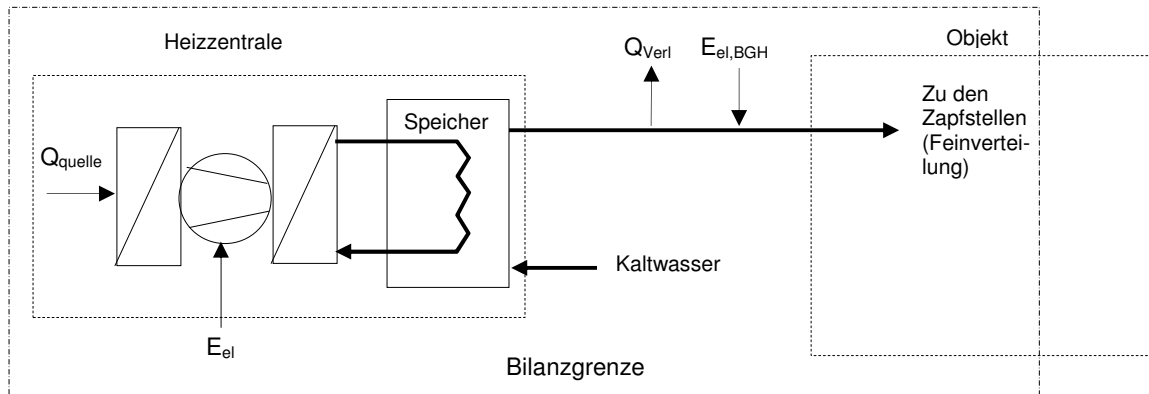


Abb. C4: Energieflussdiagramm mit Begleitheizung

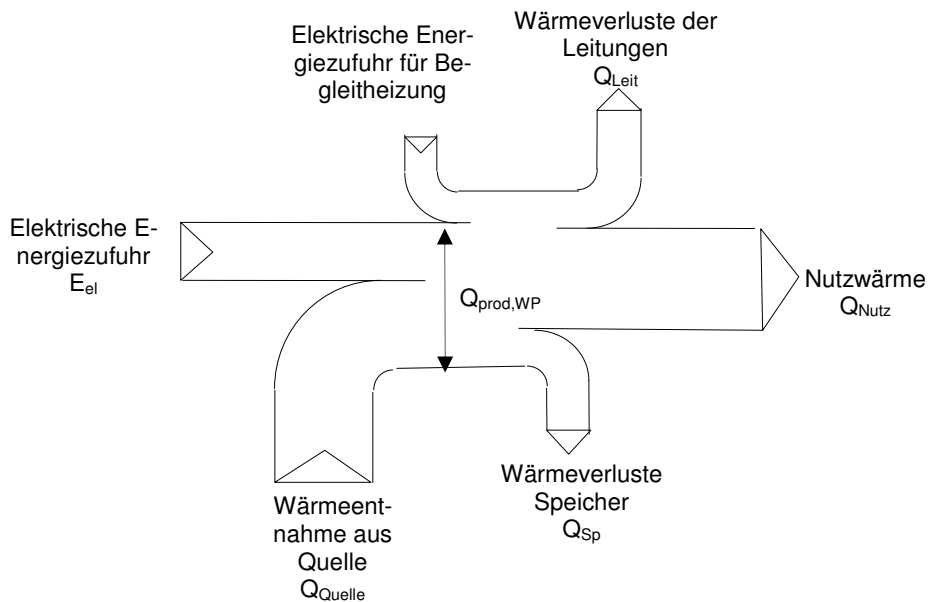


Abb. C5: Energieflussdiagramm mit Begleitheizung

Wenn ein **Zirkulationssystem** für die Hochhaltung der Wassertemperatur in der Fernleitung verwendet wird, so liegen die Wärmeverluste wegen der doppelten Leitung zwar ungefähr doppelt so hoch wie im Falle der Begleitheizung. Trotzdem ist der elektrische Energieverbrauch geringer, weil die Wärmeverluste wieder mit der Wärmepumpe gedeckt werden. Energetisch liegt die Zirkulation etwa in der Mitte zwischen dem ersten und dem zweiten Fall.

Anhang D

Analyse von BWW-Anlagen mit Wärmepumpen

D1: Anlage 4002

Bei dieser Anlage wird das Brauchwarmwasser mittels einer separaten Wärmepumpe pro Gebäude erzeugt. Sie stellt für uns sozusagen das Referenzmodell für die dezentrale BWW-Aufbereitung dar. Als Wärmequelle dient eine Erdwärmesondenanlage, die mit Wasser als Wärmeträger arbeitet. Auf Grund der protokollierten Ablesungen des Betreibers ergeben sich folgende Daten:

Tabelle D1: Erfasste Betriebsdaten des Betreibers

Merkmal	Wert	Einheit	Bemerkungen
Ableseperiode	31.1.05 bis 27.9.05		
Strombezug für BWW	20'329	[kWh]	
Wärmebezug	61'190	[kWh]	Inkl. Leitungsverluste von 25'408 [kWh]
Wärmebezug ohne interne Leistungsverluste	35'782	[kWh]	
Arbeitszahl	3.05		
Warmwasserverbrauch	647.7	[m ³]	
Warmwassertemperatur effektiv	57.5	[°C]	
Elektrischer Energieverbrauch pro m ³ Warmwasser, hochgerechnet auf 60 °C Warmwassertemperatur	19.1	[kWh/m ³]	Ohne interne Leitungsverluste

Da wir bei allen untersuchten Anlagen nur die Wärmeverluste des Nahverteilnetzes in die Bilanz eingerechnet haben, wurden hier die (recht grossen) internen Leitungsverluste herausgerechnet. Zusammenfassend erhalten wir:

Elektrischer Energieaufwand für BWW = 19.1 kWh/m³
CO₂-Anteil für BWW = 9.1 [kg/m³]

D2: Anlage 4003

Die Wohnanlage 4003 wird zentral durch eine Wärmepumpe und einen ölgefeuerten Heizkessel beheizt. Die Warmwasserversorgung folgt einem Mischkonzept, indem ein Gebäude direkt von der zentralen Heizwärmepumpe mit Warmwasser versorgt wird, während die Satellitengebäude eigene Wärmepumpen für die Warmwassererwärmung haben. Als Wärmequelle dient bei den dezentralen BWW-Wärmepumpen sommers wie winters der Heizungsrücklauf. Die Satelliten-Wärmepumpen stellen zusammen mit der zentralen Wärmepumpe eine zweistufige Wärmepumpenkaskade dar. Die Energieflüsse sind in Abb. D5 dargestellt.

Während die Satelliten-Wärmepumpen nur für die BWW-Versorgung eingesetzt werden, deckt die zentrale Heizwärmepumpe sowohl den Heizwärmebedarf als auch den BWW-Bedarf des direkt angeschlossenen Gebäudes. Dies wird so vollzogen, dass bei aktiver BWW-Versorgung die BWW-Ladung durch den Unterkühler und den Heissgasenthitzer vorgenommen wird, während der Kondensator seine Wärme im Wesentlichen an das Heizungsnetz abgibt. Die Brauchwarmwasserversorgung des direkt angeschlossenen Gebäudes ist also im Gegensatz zu den Satelliten einstufig.

Im *Sommerbetrieb* liegen die Verhältnisse etwas komplizierter. Für die Warmwasserversorgung des direkt angeschlossenen Gebäudes wird weiterhin die zentrale Heizwärmepumpe eingesetzt, wobei die Kondensatorwärme an die Fernleitung abgegeben wird und diese als Wärmequelle für die dezentralen BWW-Wärmepumpen dient.

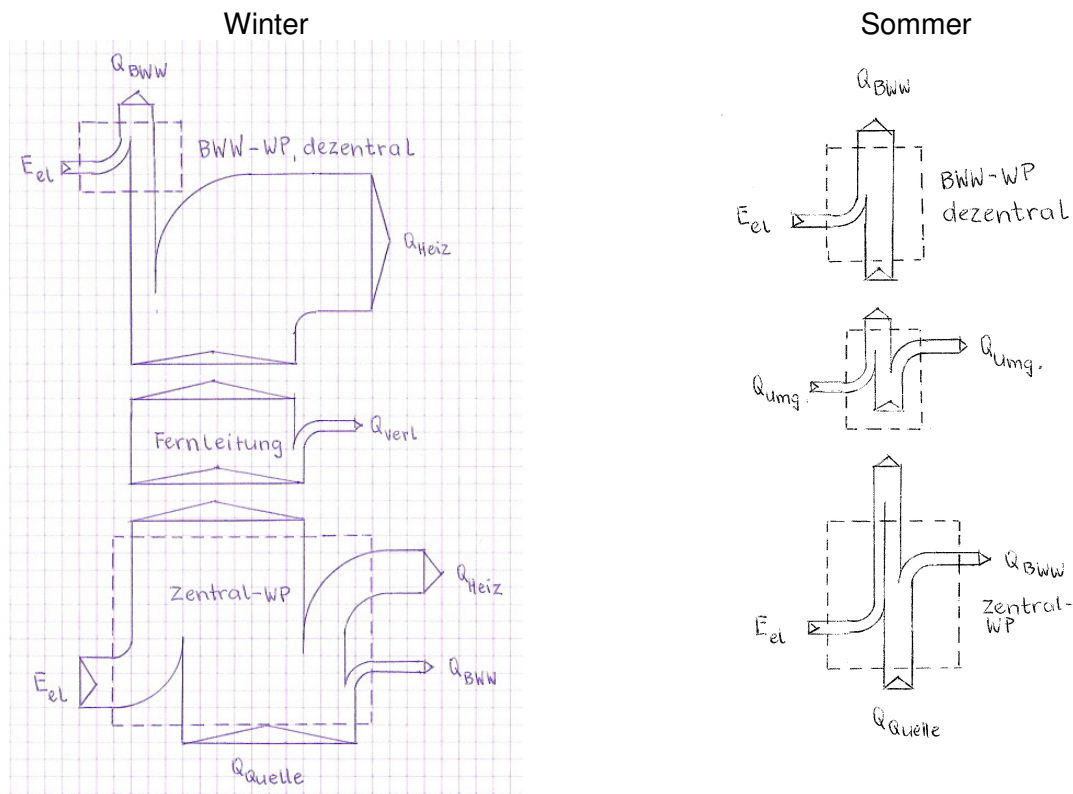


Abb. D5: Energieflussdiagramm für die Brauchwarmwasserversorgung für die dezentralen BWW-Wärmepumpen

Der Betreiber der Anlage führt eine detaillierte Aufzeichnung aller betrieblich relevanten Grössen. Die Auswertung dieser Daten ergibt folgendes Bild:

Tab. D5: Energiedaten für die Brauchwarmwasseraufbereitung der Anlage BEP am Beispiel einiger ausgewählter Monate

Messperiode	Merkmal	Zentrale gesamt	Zentrale Anteil BWW	Unterstation II	Unterstation III	Unterstation IV	BWW total	
27.12.04-2.3.05 (Winterbetrieb)	Enthitzer	35.9	18.7				18.7	[MWh]
	Kondensator	657.6		4.40	55.0	57.10	116.5	[MWh]
	Unterkühler	31.2	19.8				19.8	[MWh]
	Verdampfer	448.4		3.10	44.50	44.10		[MWh]
	Stromverbrauch WP	276.3	14.4	1.32	14.83	11.14	28.9	[MWh]
	Stromverbrauch UP	40.0	2.1	0.08 ²⁸	3.29	3.68	9.2	[MWh]
	Stromverbrauchsanteil 1. Stufe ²⁹	0	0	1.35	19.43	19.29	40.1	[MWh]
	Arbeitszahl	2.29	2.29	1.60	1.46	1.67	1.98	
30.5.05-2.8.05 (Sommerbetrieb)	Enthitzer	31.5	31.5				31.5	[MWh]
	Kondensator	83.6	83.6	4.3	43.6	47.5	179.0	[MWh]
	Unterkühler	6.1 ³⁰	6.1				6.1	[MWh]
	Verdampfer			3.0	33.2	35.4		[MWh]
	Stromverbrauch WP	33.96	33.96	1.31	12.90	9.89	58.08	[MWh]
	Stromverbrauch UP	10.28	10.28	0.09 ³¹	2.03	1.07	13.47	[MWh]
	Stromverbrauchsanteil 1. Stufe	0	0	1.08	12.09	12.92	26.09	[MWh]
	Arbeitszahl	2.74	2.74	1.73	1.61	1.99	2.21	

²⁸ Der Elektrozähler der Umwälzpumpen erfasste auch noch andere Verbraucher. Daher wurde der Stromverbrauch aus der Laufzeit und der elektrischen Nennleistung der Umwälzpumpen berechnet.

²⁹ Die Quellenwärme der dezentralen BWW-Wärmepumpen enthält den Stromanteil der zentralen Wärmepumpe

³⁰ Auffallend ist der anteilmässig sehr viel kleinere Beitrag des Unterkühlers im Sommerbetrieb gegenüber dem Winterbetrieb. Wir hätten das Umgekehrte erwartet.

³¹ Der Elektrozähler der Umwälzpumpen erfasste auch noch andere Verbraucher. Daher wurde der Stromverbrauch aus der Laufzeit und der elektrischen Nennleistung der Umwälzpumpen berechnet.

Da die Zählerdisposition in der Anlage anderen Abgrenzungskriterien folgen, mussten die für unsere Auswertung notwendigen Daten entsprechend umgerechnet werden. Interessant ist die Wärmebilanz der Fernleitung im Sommer:

Tab. D6: Wärmebilanz der Fernleitung im Sommerbetrieb (ohne Heizung)

Messperiode	Wärmeabgabe zentrale WP an Fernleitung [MWh]	Wärmebezug der Satelliten-WP aus Fernleitung [MWh]	Differenz „+“ = Wärmeabgabe grösser als Wärmezufuhr [MWh]
30.5.05-2.8.05	83.6	71.6	+12.0

Die Fernleitung spielt offensichtlich den Puffer für die ein- und ausgebrachten Wärmemengen. Die in Tabelle D6 aufgeführten Differenzen sind allerdings *integrierte* Differenzen. Wenn die Satelliten-Wärmepumpen nicht synchron mit der zentralen Wärmepumpe arbeiten (der Betreiber bestätigt, dass dies nicht der Fall ist), so ist davon auszugehen, dass während des Laufs der zentralen Wärmepumpe die Fernleitung „aufgeladen“ wird und Wärme an die Umgebung abgibt, während beim Lauf der Satelliten-Wärmepumpen Wärme aus der Fernleitung bezogen wird und diese u.U. soweit abgekühlt, dass Wärme aus der Umgebung zufließt. Da die Fernleitung im Mittel Wärme an die Umgebung abgibt, ist sie durchschnittlich wärmer als die Umgebung.

Die Arbeitszahlen sind eher tief. Im Sommerbetrieb geht ein beträchtlicher Teil der in der Zentralwärmepumpe erzeugten Wärme an die Fernleitung, die als Wärmequelle für die Satelliten-Wärmepumpen dient. Die Wärmeerzeugung stellt mit Ausnahme der Zentraleinheit eine zweistufige Kaskade dar. Die Quellenwärme der Satelliten-Wärmepumpe stammt aus der zentralen Wärmepumpe und ist damit „strombeladen“. Auch die Pumpenleistungen sind recht hoch. Dies führt insgesamt zu einem hohen Stromverbrauch.

Energetisch günstiger wäre die Anlage, wenn man im Sommerbetrieb die Fernleitung via einen Wärmetauscher mit Grundwasser „beheizen“ würde (so genannte kalte Fernwärme) und die zentrale Wärmepumpe mit einem zweiten Kondensator für das Brauchwarmwasser versehen würde.

Da bei dieser Anlage keine Warmwasserverbrauchszahlen erhältlich sind, muss auf die Angabe spezifischer Verbrauchswerte verzichtet werden.

D2: Anlage 4004

Das hydraulische Schema dieser Anlage ist im Kap. 2, Abschnitt 2.2.3 dargestellt. Im Gegensatz zur Anlage 4007 ist der BWW-Speicher in den Unterstationen der Gebäude aufgestellt. Die dezentralen BWW-Speicher werden periodisch aufgeladen, wobei die Aufladung dann gestartet wird, wenn einer der Speicher den unteren Ladezustand erreicht hat. Wir gehen von drei Nachladungen pro Tag aus.

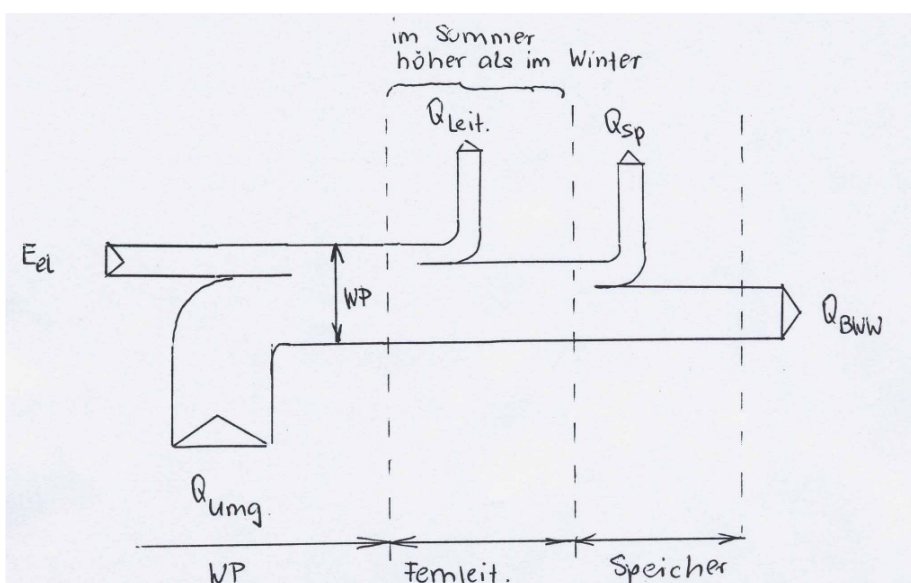


Abb. D3: Energieflussdiagramm der BWW-Bereitung in Anlage 4004

Tab. D3: Daten zur Bestimmung des spezifischen Energieverbrauchs der Warmwassererzeugung mit Zirkulation

Gegenstand	Wert	Einheit
Messperiode	365	(Tg)
Warmwasserverbrauch (Nutzzapfmenge, 65°C)	4'269	[m3]
Warmwassertemperatur	60	[°C]
Warmwasser Zapfmenge (normiert auf 60°C)	4'671	[m3]
Wärmebedarf für Warmwassererwärmung	271'631	[kWh]
Wärmebedarf für Wärmeverluste Leitungen	17'458	[kWh]
Wärmebedarf für Ausstossverluste	0	[kWh]
Gesamtwärmebedarf BWW	289'089	[kWh]
Wärmedeckung durch WP (Annahme 100% WP)	289'089	[kWh]
Wärmedeckung durch Begleitheizung	-----	[kWh]
Energieverbrauch Wärmepumpe elektrisch (JAZ 2.75)	105'123	[kWh]
Energieverbrauch Begleitheizung elektrisch	-----	[kWh]
Gesamtverbrauch elektrische Energie für BWW	105'123	[kWh]
Energieverbrauch pro m3 Zapfwasser(Nutzwassermenge)	22.5	[kWh/m3]
Leitungslänge	344	[m]
Leitungsvolumen	1'102	[dm3]
Isolationsstärke	30-40	[mm]
Leitungsdurchmesser	38-89	[mm]
Speichervolumen BWW	12100	[dm3]

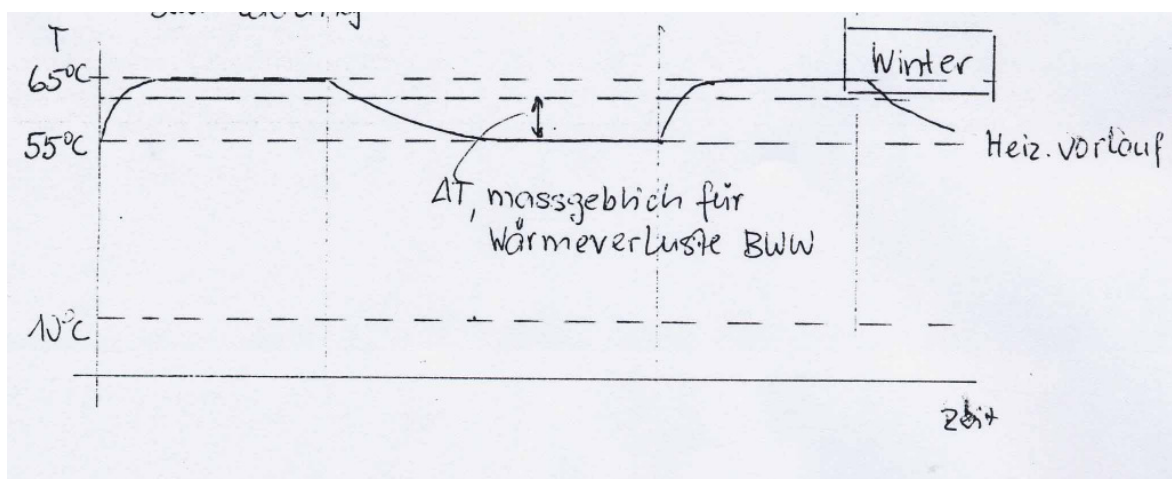
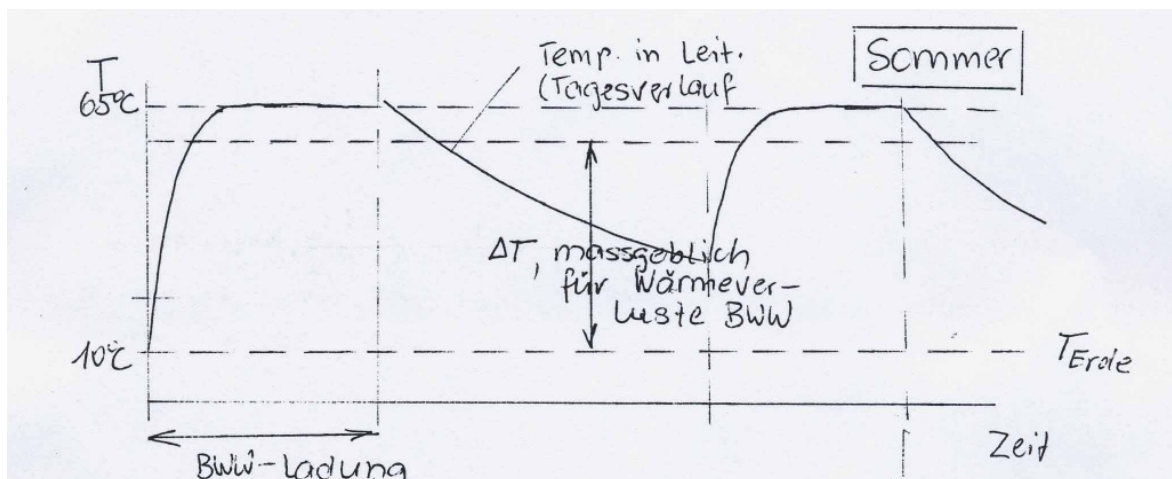


Abb. D4: Verlauf der Wassertemperatur in den Fernleitungen

Tab. D4: Bilanz BWB – Aufbereitung (Anlage 4004)

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	271'631	0	
Leitungs- und Speicherverluste	17'458	0	
Ausstossverluste		0	
Wärmepumpe	0	289'089	105'123
Begleitheizung	0	0	0
Umweltwärme	0	0	183'966
Total	289'089	289'089	289'089

Elektrischer Energieaufwand für BWW = 22.5 kWh/m³

CO₂-Anteil für BWW = 10.7 [kg/m³]

D4: Anlage 4005

Bei dieser Anlage ist sowohl ein zentraler als auch dezentrale BWW-Speicher vorhanden

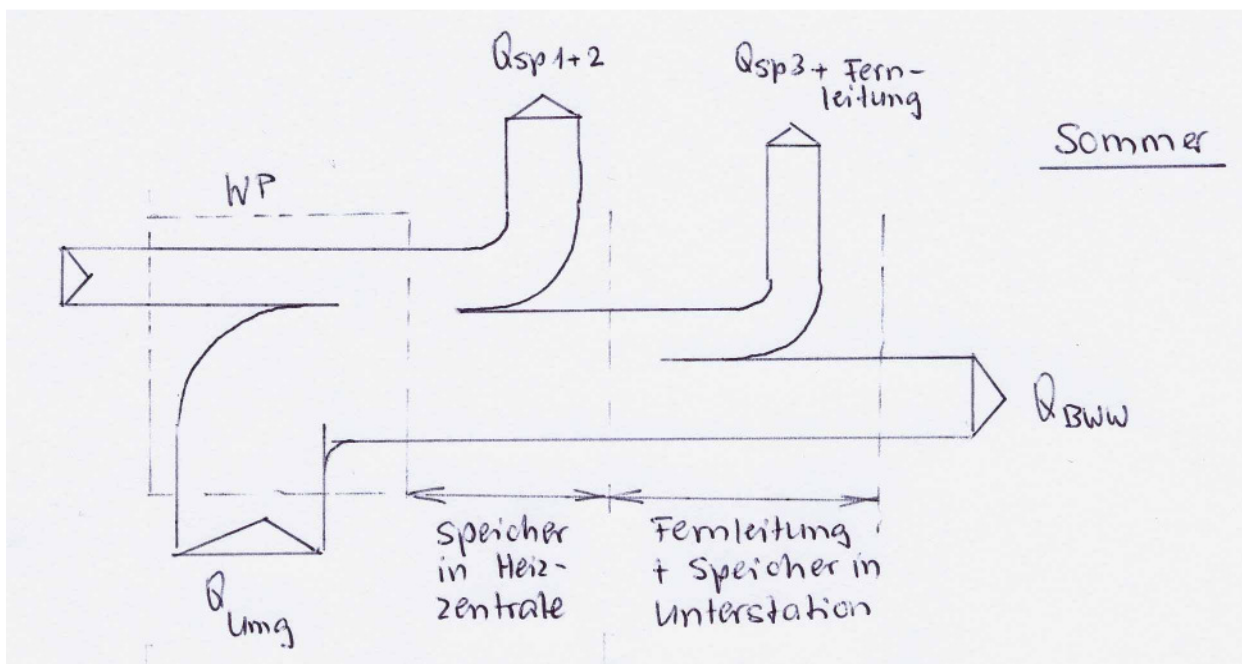


Abb. D6: Energieflussdiagramm der BWW-Bereitung für Sommerbetrieb

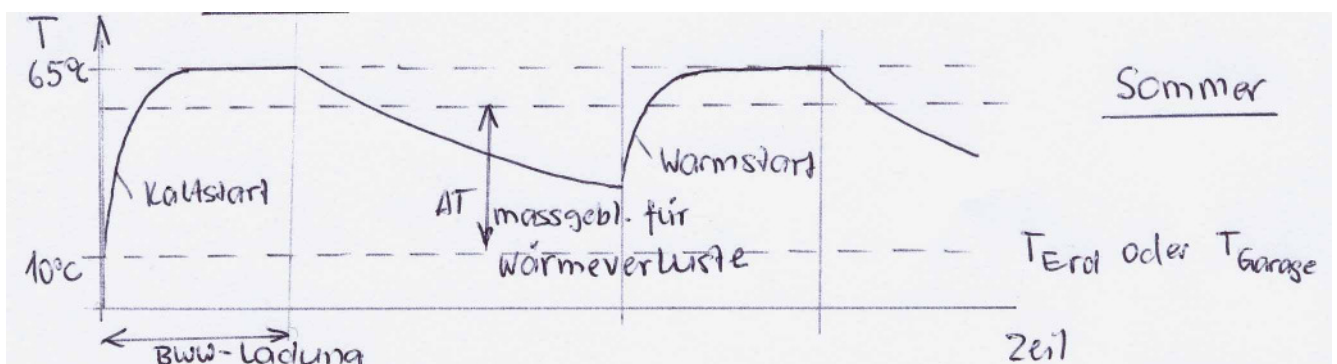


Abb. D7: Temperaturverlauf in den Fernleitungen im Sommerbetrieb.

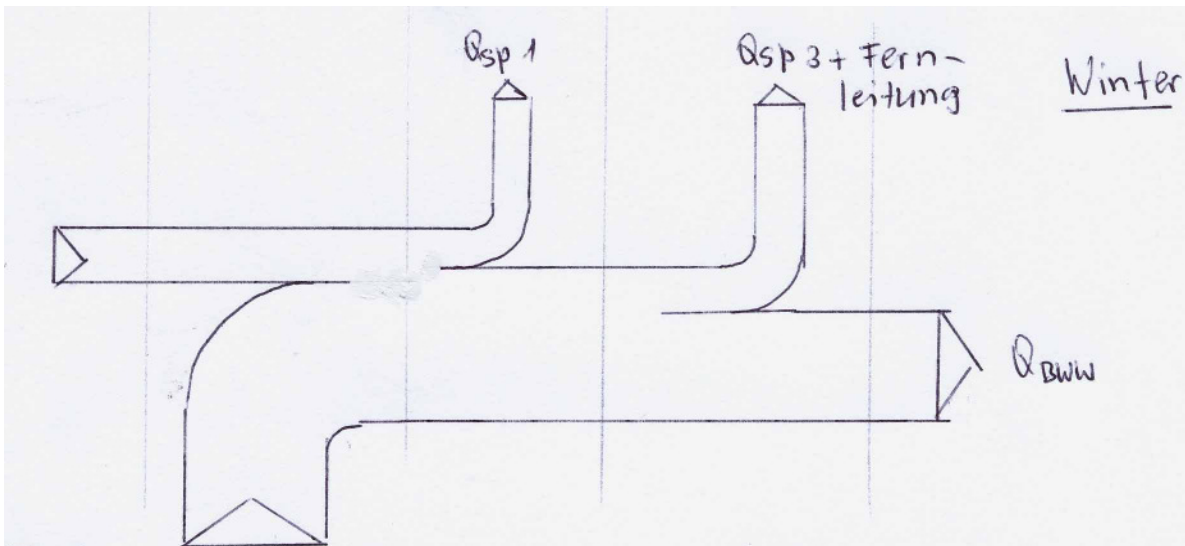


Abb. D8: Energieflussdiagramm für BWW-Bereitung im Winterbetrieb

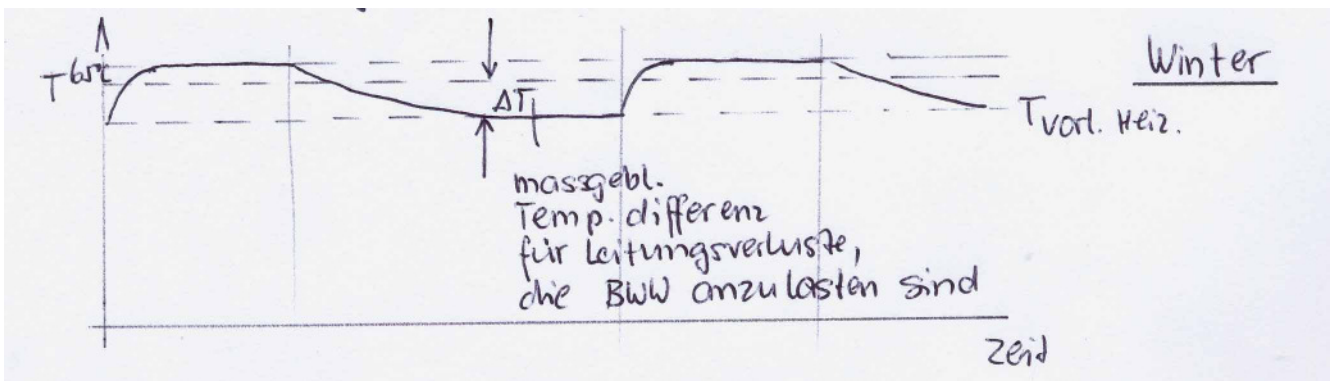


Abb. D9: Temperaturverlauf in den Fernleitungen im Winterbetrieb

Tab. 9: Daten zur Bestimmung des spezifischen Energieverbrauchs der Warmwassererzeugung mit Zirkulation

Gegenstand	Wert	Einheit
Messperiode	166	(Tg)
Warmwasserverbrauch	466.4	[m ³]
Warmwassertemperatur, effektiv	60	[°C]
Wärmebedarf für Warmwassererwärmung	27'116	[kWh]
Wärmebedarf für Wärmeverluste Leitungen	1'959	[kWh]
Gesamtwärmebedarf BWW	29'074	[kWh]
Wärmedeckung durch WP (Annahme 100%)	29'074	[kWh]
Wärmedeckung durch Begleitheizung	-----	[kWh]
Energieverbrauch Wärmepumpe elektrisch (JAZ 3.05)	9'532	[kWh]
Energieverbrauch Begleitheizung elektrisch	-----	[kWh]
Gesamtverbrauch elektrische Energie für BWW	9'532	[kWh]
Energieverbrauch pro m ³ Zapfwasser (Nutzwassermenge)	20.4	[kWh/m ³]
Leitungslänge	178	[m]
Leitungsvolumen	685	[m ³]
Isolationsstärke	30-40	[mm]
Leitungsdurchmesser	38-89	[mm]
Speichervolumen BWW	12.1	[m ³]

Tab. 9: Bilanz BWW - Aufbereitung

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	27'116.3	0	
Leitungs- und Speicherverluste	1'958.8	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		29'074	9'532
Begleitheizung	0	0	0
Umweltwärme			19'542
Total	20'074	29'074	29'074

Elektrischer Energieaufwand für BWW = 20.4 kWh/m³

CO₂-Anteil für BWW = 9.7 [kg/m³]

D5: Anlage 4007

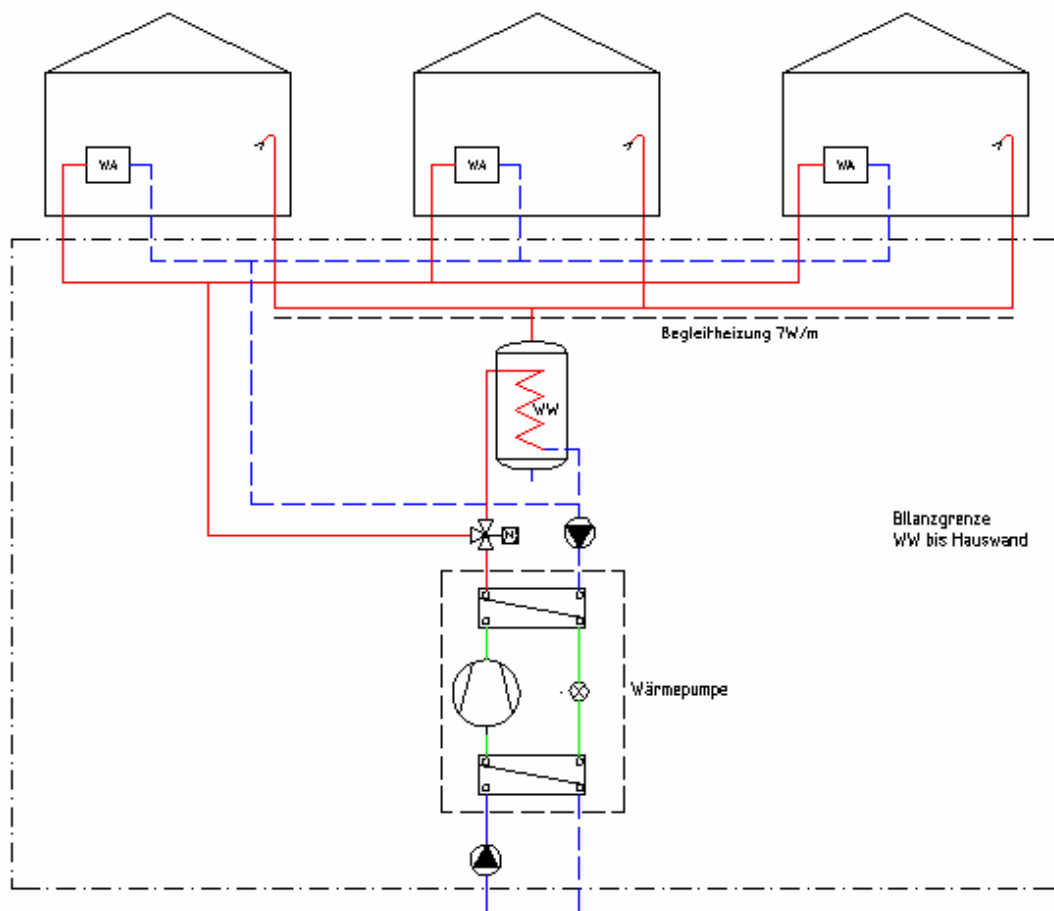


Abb. D1: Schema der Heizanlage 4007.

Bei dieser Anlage wird das Warmwasser mit der Heizungswärmepumpe zentral erzeugt und einem ebenfalls zentralen Warmwasserspeicher gespeichert. Von dort gelangt das Warmwasser zu den Zapfstellen, die sich bis zu 100 m vom Warmwasserspeicher entfernt befinden. Eine Begleitheizung hält das Wasser auf einer Stand-by-Temperatur. Wie uns die Bauherrschaft mitteilte, liegen die Wassertemperaturen der Begleitheizung relativ tief, so dass vor allem bei erstmaligen Bezug (etwa am Morgen) sehr lange Wasser bezogen werden muss, bis die gewünschte Temperatur die Zapfstelle erreicht. Dadurch entstehen Ausstossverluste. Obwohl im Energieflussdiagramm aufgezeigt, wurden die Ausstossverluste in Tabelle D1 nicht berücksichtigt, da keine zuverlässigen Anhaltspunkte über das Benutzerverhalten vorliegen.

Der Energieverbrauch pro m³ Zapfwasser gemäss Definition zu Beginn dieses Abschnitts beträgt:

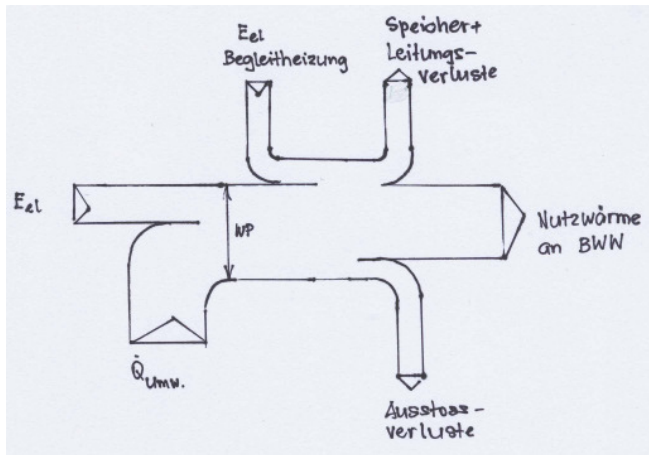


Abb. D2: Energieflussschema der BWV-Versorgung der Anlage 4007

Tab. 7: Daten zur Bestimmung des spezifischen Energieverbrauchs der Warmwassererzeugung

Gegenstand	Wert	Einheit
Messperiode	4.06.04-31.5.5	(361 Tg)
Warmwasserverbrauch (gemessen)	189	[m ³]
Warmwassertemperatur	60	[°C]
Warmwasser-Zapfmenge (normiert auf 60°C)	189	[m ³]
Wärmebedarf für Warmwassererwärmung	10'991	[kWh]
Wärmebedarf für Wärmeverluste Leitungen und Speicher	3'393	[kWh]
Wärmebedarf für Ausstossverluste	-----	[kWh]
Gesamtwärmebedarf BWV	14'384	[kWh]
Wärmedeckung durch WP	10'994	[kWh]
Wärmedeckung durch Begleitheizung	3'390	[kWh]
Energieverbrauch Wärmepumpe elektrisch (JAZ 3.0)	3'665	[kWh]
Energieverbrauch Begleitheizung elektrisch	3'390	[kWh]
Gesamtverbrauch elektrische Energie für BWV	7'055	[kWh]
Energieverbrauch pro m ³ Zapfwasser (Nutzwassermenge)	37.3	[kWh/m ³]
Leitungslänge	93	[m]
Leitungsvolumen	91	[dm ³]
Isolationsstärke	30	[mm]
Leitungsdurchmesser	38	[mm]
Speichervolumen BWV	2000	[dm ³]

Wie oben erwähnt, werden die Ausstossverluste nicht berücksichtigt. In diesem Sinne sind die oben aufgeführten Kennzahlen für den elektrischen Energieaufwand und die damit gekoppelte CO₂-Produktion zu optimistisch eingeschätzt.

Tab. D2: Bilanz BWV – Aufbereitung (Anlage 4007)

	Wärmeverbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt kWh
Warmwassererwärmung	10'991	0	
Leitungs- und Speicherverluste	3'393	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		10'994	3'665
Begleitheizung		3'390	3'390
Umweltwärme			7'329
Total	14'384	14'384	14'384

Elektrischer Energieaufwand für BWV = 37.3 kWh/m³
CO₂-Anteil für BWV = 17.8[kg/m³]

D6: Anlage 4009

Bei dieser Anlage ist hervorzuheben, dass die BWW-Wärme im Sommer zu etwa 50 % und im Winter zu etwa 15 % im Unterkühler erzeugt wird und damit energetisch sehr günstig vollzogen wird.

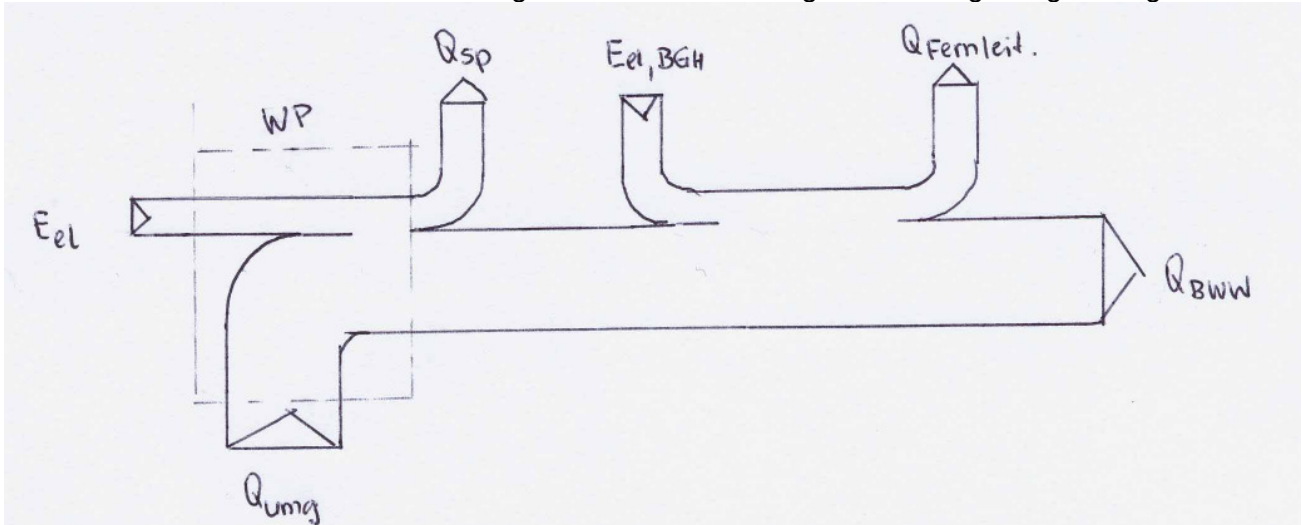


Abb. D10: Energieflussdiagramm der BWW-Bereitung in Anlage 4009

Tab. 10: Daten zur Bestimmung des spezifischen Energieverbrauchs der Warmwassererzeugung mit Zirkulation

Gegenstand	Wert	Einheit
Messperiode	365	(Tg)
Warmwasserverbrauch	621	[m3]
Warmwassertemperatur	60 (45)	[°C]
Warmwassermenge-Zapfmenge (60 °C)	621	[m3]
Wärmebedarf für Warmwassererwärmung	36'105	[kWh]
Wärmebedarf für Wärmeverluste Leitungen	5'531	[kWh]
Wärmebedarf für Ausstossverluste	-----	[kWh]
Gesamtwärmebedarf BWW	41'636	[kWh]
Wärmedeckung durch WP (* 50% Unterkühler)	20'818	[kWh]
Wärmedeckung durch Begleitheizung	18'636	[kWh]
Energieverbrauch Wärmepumpe elektrisch (JAZ 3.2)	2'912	[kWh]
Energieverbrauch Begleitheizung elektrisch	23'000	[kWh]
Gesamtverbrauch elektrische Energie für BWW	25'912	[kWh]
Energieverbrauch pro m3 Zapfwasser (Nutzwassermenge)	41.7	[kWh/m3]
Leitungslänge	335	[m]
Leitungsvolumen	285	[dm3]
Isolationsstärke	30-40	[mm]
Leitungsdurchmesser	28-38	[mm]
Speichervolumen BWW	1.6	[m3]

* siehe Erläuterung weiter unten

(funktioniert jedoch im vorliegenden System nicht wegen Verkalkung)

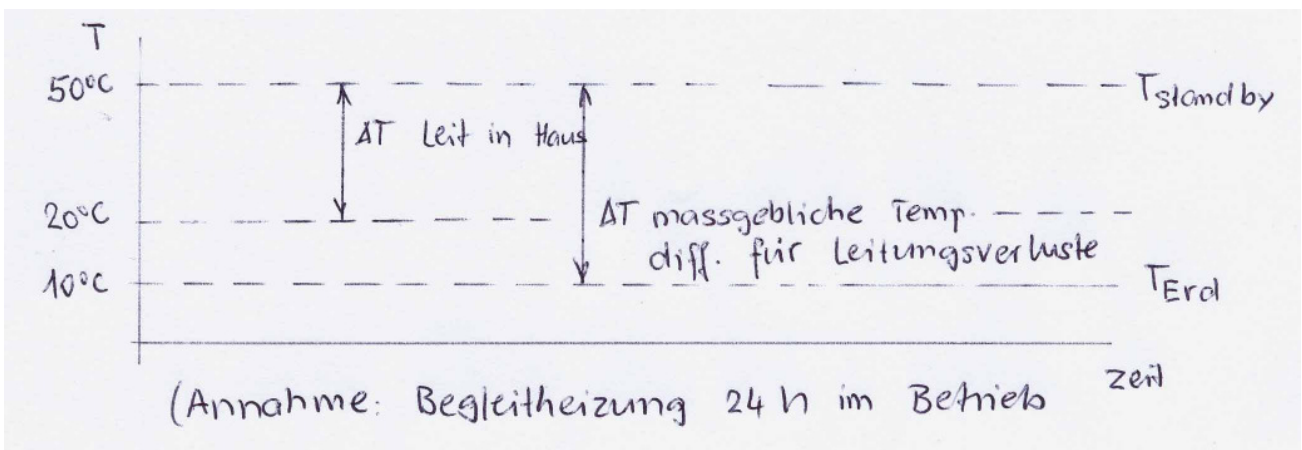


Abb. D11: Temperaturverlauf in den Fernleitungen

Tab. D11: Bilanz BWW – Aufbereitung (Winter- zu Sommerbetrieb 2:1)

	Nutzenergie- verbrauch kWh	Wärmedeckung kWh	Energiezufuhr Strom und Umwelt JAZ = 3.20 kWh
Warmwassererwärmung	36'105	0	
Leitungs- und Speicherverluste	5'531	0	
Ausstossverluste	0	0	
Wärmepumpe		18'636*	3'883
Begleitheizung		23'000	23'000
Unterkühler			0
Umweltwärme			14'753
Total	41'636	41'636	41'636

* ca. 1/3 Anteil davon aus Unterkühler (Wi)

Auffallend ist der grosse Anteil der Begleitheizung an der Wärmebedarfsdeckung für die BWW-Erwärmung und den Leitungsverlusten. Dies rührt daher, dass die Wassertemperaturen im Leitungssystem sehr tief liegen, sodass ein Teil der Beleitheizung für die Erwärmung des Warmwassers abgezweigt wird.

Die Erwärmung des Warmwassers erfolgt zweistufig. Einerseits wird das Kaltwasser durch Ausnutzung der Unterkühlung vorgewärmt, andererseits wird das vorgewärmte Wasser durch den Heissgasenthitzer auf die gewünschte Endtemperatur gebracht. Im Winterbetrieb machen die beiden Anteile je etwa 50 % aus. Die Wärmeausnutzung der Unterkühlung erfolgt praktisch ohne zusätzlichen elektrischen Energieaufwand des Kompressors, kann also als „geschenkt“ betrachtet werden. Im Sommerbetrieb gibt der Kondensator die ganze Wärme an die BWW-Erwärmung ab, womit der Anteil des Unterkühlers auf etwa 15 % sinkt. Wenn man einen Drittel Sommerbetrieb und zwei Drittel Winterbetrieb annimmt, so entfallen auf den Unterkühler etwa 27 % der BWW-Wärme.

Elektrischer Energieaufwand für BWW = 41.7 kWh/m³-BWW
CO₂-Anteil für BWW = 19.9 [kg/m³-BWW]

ANHANG E

CO₂-Produktion und Strom-Mix

Im Kapitel 5 wird u.a. die Frage des CO₂-Ausstosses angesprochen. Dieser Sachverhalt ist vor dem Hintergrund der sogenannten Kyoto-Verträge von Bedeutung. Wenn in einem Neubau oder bei einer Heizungssanierung eine fossil befeuerte Heizanlage ganz oder teilweise durch eine elektrisch angetriebene Wärmepumpe ersetzt wird, wird zwar fossiler Brennstoff eingespart, dafür aber mehr Strom benötigt. Da die zusätzliche Stromerzeugung ganz oder teilweise ebenfalls aus fossilen Kraftwerken stammt, muss die CO₂-Beladung des Stroms in die Rechnung einbezogen werden.

Referenzszenario

Für die Bezifferung der CO₂-Einsparung der in dieser Arbeit untersuchten Heizanlagen müssen wir uns auf ein Referenzszenario einigen. Als Referenzanlage dient ein ölgefeuerter Heizkessel mit einem Wirkungsgrad von 90 %. Die CO₂-Produktion eines Heizkessels mit Heizöl EL und einem Wirkungsgrad von 90 % beträgt 0.294 [kg/kWh_{th}].

CO₂-Beladung des Stroms

Schwieriger ist die Ermittlung der CO₂-Beladung des zusätzlich benötigten Stroms. Da jede neu installierte Wärmepumpen zusätzlichen Strombedarf bewirkt, nehmen wir nicht den bestehenden Kraftwerkspark, sondern den Zubau an Kraftwerken zur Basis der CO₂-Bilanz. Es stehen viele Technologien zur Stromerzeugung zur Verfügung. Welche Anteile die einzelnen Technologien haben werden, ist schwer abzuschätzen. Einer Studie aus Deutschland folgend sind dort derzeit etwa 16-18 GW an Kraftwerksleistung in Planung. Bei den fossilen Kraftwerken sind je etwa die Hälfte GUD-Kraftwerke, resp. Steinkohlekraftwerke und Braunkohlekraftwerke neuester Technologie. Diese beiden machen zusammen schätzungsweise 90 % der geplanten Neubauleistung aus. Den Rest bilden vor allem erneuerbare Energien. Wir gehen davon aus, dass auch in der Schweiz der Mehrverbrauch an Strom teils durch fossile, teils durch erneuerbare Energien gedeckt werden wird. Kernkraftwerke werden nicht berücksichtigt, da deren Errichtung stark von politischen Randbedingungen abhängig ist. Die erneuerbaren Energien werden an Bedeutung gewinnen, jedoch in den kommenden 10 bis 15 Jahren auch bei den Zubauten weiterhin einen relativ bescheidenen Anteil zur Gesamtstromproduktion beitragen.

Es ist davon auszugehen, dass die zukünftige Stromerzeugung einen Mix aus verschiedenen Kraftwerkstypen und Primärenergien darstellen wird. Unter dem Strom-Mix wird die Zusammensetzung der Stromproduktion verstanden. Je nach Strom-Mix ist die CO₂-Produktion pro kWh erzeugter elektrischer Energie höher oder tiefer. Wasserkraftwerke, Kernkraftwerke, Photovoltaik- und Windanlagen haben keinen direkten CO₂-Ausstoss. Hingegen haben alle fossil befeuerten Kraftwerke (Gas, Öl, Kohle) einen bedeutenden Anteil an der CO₂-Produktion³². Derzeit lautet der Strom-Mix für den bestehenden Kraftwerkspark in der Schweiz:

Tabelle E1: aktuelle CO₂-Produktion für den Strom-Mix Schweiz (Gesamtenergiestatistik CH)

Massnahme	Wirkungsgrad der Stromerzeugung η_{el} [%]	η Übertragungsverluste [%]	Anteil am bestehenden Kraftwerkspark [%]	CO ₂ -Produktion pro kWh-el (inkl. Netzverluste) [kg/kWh-el]	Anteil CO ₂ -Ausstoss (ohne graue Anteile) [kg/kWh-el]
Wasserkraftwerke	90	92.5	56	0	0
Photovoltaik	10	98.5	2	0	0
Windenergie	20	92.5	1	0	0
KKW	33	92.5	40	0	0
Fossile Kraftwerke (Schweröl)	40	92.5	1	0.846	0.008
Summe			100		0.008

³² Neuerdings werden Kohlekraftwerke mit CO₂-Abscheidung geplant, bei denen zwar CO₂ produziert, dieses aber nicht an die Atmosphäre abgegeben wird. Ein erstes Null-CO₂-Kraftwerk mit 30 MW geht 2008 in Betrieb. Kraftwerke dieser Konzeption in der wirtschaftlich interessanten Leistungsgrösse von 1000 MW werden für 2020 erwartet (siehe www.vattenfall.de, April 2006)

Für die Berechnung der CO₂-Produktion haben wir folgende Werte zugrunde gelegt:

Tabelle E2: CO₂-Produktion verschiedener fossiler Brennstoffe

Brennstoff	CO ₂ -Produktion pro kg Brennstoff [kg/kg]	Heizwert Hu [kWh/kg]	CO ₂ -Produktion pro kWh Heizwert [kg/kWh-th]
Gas (Methan)	2.774	13.92	0.199
Heizöl EL	3.142	11.86	0.265
Steinkohle (Mittelwert)	3.206	8.33	0.385
Braunkohle	2.523	5.36	0.471

Welcher Strom-Mix soll nun in dieser Arbeit unterlegt werden? Die Beantwortung dieser Frage hat auf die Berechnung der CO₂-Reduktion durch Wärmepumpen einen erheblichen Einfluss. Grundsätzlich sind für die Schweiz vier Szenarien denkbar:

- Strom-Mix Schweiz (Zusammensetzung des derzeit installierten Kraftwerksparks)
- Strom-Mix Europa (Zusammensetzung des Kraftwerksparks in Europa)
- Grenzstrom-Mix Schweiz (Strom-Mix der *zusätzlich* erzeugten kWh in der Schweiz)
- Grenzstrom-Mix Europa (Strom-Mix der *zusätzlich* erzeugten kWh in Europa)

Mit Blick auf die Kyoto-Protokolle scheint es uns sinnvoll, die Reduktionsszenarien mit Bilanzgrenze Schweiz zu erstellen, da die Reduktionsziele ja den einzelnen Ländern auferlegt sind. Danach wäre ein *Netto*stromexport mit der CO₂-Beladung aus schweizerischer Produktion und ein *Netto*energieimport mit demjenigen des Importstroms zu belasten. Der Kraftwerksbau in der Schweiz ist vielen politischen Restriktionen unterworfen. Aus diesem Grund, aber auch aus Kostengründen dürften in Zukunft vermehrt Kraftwerke im Ausland gebaut werden. Da könnte auch die Kernenergie wieder an Boden gewinnen (z.B. UdSSR).

Der Mehrbedarf an Strom für die Wärmepumpen wird nicht mit dem schon vorhandenen Kraftwerkspark erzeugt, sondern mehrheitlich mit neu zu bauenden Kraftwerken. „Mehrheitlich“ meint, dass ein Teil des zusätzlich benötigten Stroms für Wärmepumpen beispielsweise durch Stilllegungen von Elektrowiderstandheizungen stammen kann. Dieser Teil wäre mit dem Strom-Mix des bestehenden Kraftwerksparks zu belasten.

Der für Wärmepumpen zusätzlich benötigte Strom kann kaum mehr durch den Ausbau der Wasserkraft gedeckt werden.

Hauptsächlich werden fossile Kraftwerke von Typ GUD, BHKW's und erneuerbare Energien zum Zuge kommen. Aus derzeitiger Sicht ist anzunehmen, dass Schweizer Stromproduzenten aus Kosten- und Auflagegründen ins Ausland ausweichen und dort fossil gefeuerte Kraftwerke und eventuell Kernkraftwerke installieren oder sich daran beteiligen.

Es ist zu vermuten, dass neu zu bauende Kraftwerke in der Schweiz in Zukunft als sogenannte GuD-Kraftwerke³³ gebaut werden. Das sind gas- oder ölbetriebene Gasturbinen mit nachgeschaltetem Dampfprozess. Die heissen Abgase aus der Gasturbine heizen den Dampferzeuger, der wiederum die Dampfturbinen speist. Mit dieser Konfiguration lassen sich heute Umwandlungswirkungsgrade in elektrische Energie von 60 % erreichen. Wenn man noch den Übertragungswirkungsgrad der Stromnetze von 7.5 % abzieht, erhält man einen Gesamtwirkungsgrad von 55.5 % bis zum Endverbraucher. Vor allem in Deutschland setzt man stark auf solche GuD-Kraftwerke. Die im Januar 2006 gemachte Erfahrung, dass auch die Gaslieferungen aus „sicheren“ Ländern sich aus politischen Gründen rasch ändern können, könnte hier allerdings zu einer Neubeurteilung der Gasnutzung führen.

Ebenfalls aktuell ist die Nachrüstung von kohlebefeuelten Kraftwerken. Hier sind Steigerungen des Wirkungsgrades von 30 auf 45 % möglich. Neue Kohlkraftwerke erreichen Wirkungsgrade von gegen 50 %. Neu sind auch fossil befeuerte Null-CO₂-Kraftwerke im Bau, bei denen der CO₂-Ausstoss an

³³ GUD =Gas- und Dampfkraftwerk

die Atmosphäre auf null reduziert wird [19], [20]. Der Umwandlungswirkungsgrad in Strom wird dadurch allerdings um etwa 20 % reduziert. Fossiler Energieverbrauch und CO₂-Ausstoss in die Atmosphäre laufen in diesem Fall nicht mehr parallel.

Tabelle E4: CO₂-Produktion von verschiedenen Kraftwerkstypen (JAZ = Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe)

Massnahme	CO ₂ -Produktion pro kWh-th	η_{el} , KW	η Übertragung	CO ₂ -Produktion pro kWh-el inkl. Übertragungsverluste	CO ₂ -Ausstoss pro kWh-Nutzwärme JAZel=3.0 JAZ-mech=4.0	CO ₂ -Ausstoss pro kWh-Nutzwärme JAZel=4.0 JAZ-mech=5.33
	[kg/kWh-th]	[%]	[%]	[kg/kWh-el]	[kg/kWh-nutz]	[kg/kWh-nutz]
Heizkessel Oel EL	0.265				0.294	0.294
GUD-Kraftwerk (Gas)	0.199	60	92.5	0.359	0.120	0.090
GUD-Kraftwerk (Oel)	0.265	60	92.5	0.477	0.159	0.120
Kohlekraftwerk (Steinkohle) neu	0.385	50	92.5	0.832	0.277	0.208
Kohlekraftwerk (Braunkohle) neu	0.471	43	92.5	1.184	0.395	0.296
BHKW ³⁴ (Diesel)	0.265	40	97.5		0.164	0.132
BHKW ³⁵ (Gas)	0.199	35	97.5		0.140	0.107
WP mit Dieselmotor	0.265				0.128	0.103
WP mit Gasmotor	0.199				0.105	0.084
Photovoltaik	0	10	97.5	0	0	0
Windenergie	0	20	92.5	0	0	
Null-CO ₂ Kraftwerke (Steinkohle)(Steinkohle)	0.385	42	92.5	0	0	
Einsparung Bestand ³⁶				0.008		

Parallel zu den konventionellen Kraftwerken gewinnen auch die erneuerbaren Energien, d.h. die Photovoltaik und die Windenergie, an Bedeutung. Schliesslich wird in den kommenden Jahren in Europa der bestehende fossile Kraftwerkspark erneuert werden müssen. Wegen diverser Moratorien und Ausstiegszenarien wird die Kernkraft nach derzeitiger Einschätzung eher an Boden verlieren, sodass diese durch fossile Kraftwerke ersetzt werden müssen.

Die Einsparungen an Strom müssen mit dem Strom-Mix aus dem bestehenden Kraftwerkspark eingesetzt werden. Man beachte, dass kohlegefeuerte Kraftwerke gegenüber dem in der Schweiz dominierenden ölgefeuerten Heizkessel erst bei höheren Jahresarbeitszahlen zur CO₂-Einsparung beitragen.

Abb. E1 zeigt deutlich, dass mit der Kombination Kohlekraftwerk und Wärmepumpe der CO₂-Ausstoss nur dann geringer als beim ölgefeuerten Heizkessel ausfällt, wenn die Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpen hoch sind. Bei der Stromerzeugung in einem modernen Steinkohlekraftwerk muss die Jahresarbeitszahl über 2.831 und bei einem modernen Braunkohlekraftwerk sogar über 4.028 liegen, damit überhaupt CO₂ eingespart werden kann. Für die Schweiz ergibt sich aus dieser Tatsache die Erkenntnis, dass erstens zukünftiger Strom nicht aus kohlegefeuerten Kraftwerken stammen darf, wenn man die Kyoto-Ziele erreichen will und zweitens die Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen nachhaltig anzuheben sind.

Für die Schweiz wäre somit aus Sicht des Kyoto-Abkommens eine Lösung im Bereich BHKW+WP (lokale Systeme) oder GUD+WP (grosse Verbünde) und einem hohem Anteil an Elektrizität aus erneuerbaren Energie zu suchen. Noch besser wäre (solange Öl und Gas noch einigermaßen erhältlich sind) die mechanisch angetriebene Wärmepumpe. Die Jahresarbeitszahl einer mechanisch angetriebenen Wärmepumpe (nur die Wärmepumpe allein!) liegt etwa 30 % höher als bei einer elektrisch angetriebenen Wärmepumpen mit identischen Randbedingungen.

³⁴ Es ist zu beachten, dass BHKW's auch direkt Nutzwärme liefern. Daher wird die elektrische Stromerzeugung mit der gleichen CO₂-Fracht beladen wie die direkte Nutzwärme (Nutzungsgrad 85 %).

³⁵ Es ist zu beachten, dass BHKW's auch direkt Nutzwärme liefern. Daher wird die elektrische Stromerzeugung mit der gleichen CO₂-Fracht beladen wie die direkte Nutzwärme (Nutzungsgrad 85 %).

³⁶ z.B. Ersatz von Widerstandsheizungen durch Wärmepumpen, andere Sparanstrengungen für den Stromverbrauch

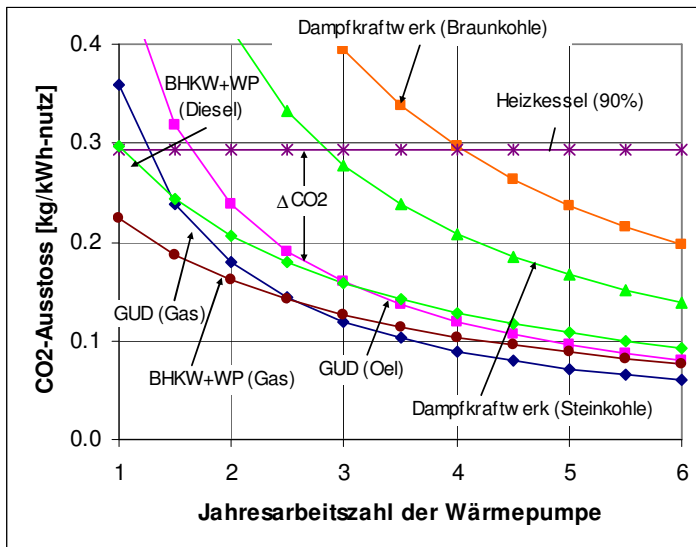


Abb. E1: Zusammenhang zwischen der Arbeitszahl der Wärmepumpe und dem CO₂-Ausstoss für verschiedene Kraftwerkstypen

Unser Referenzmodell für die CO₂-Einsparrechnung

Für unsere CO₂-Einsparrechnungen gehen wir von der Philosophie aus, dass Ersatzkonzepte auf den bisherigen Primärenergieträgern basieren, also ein ölbefuerter Heizkessel durch eine ölbetriebene Stromerzeugung und ein gasbefuerter Kessel durch eine gasbetriebene Stromversorgung ersetzt werden. Damit kommen entweder ölbefeuerte GUD+WP oder BHKW+WP-Konzepte in Frage. Dies ist gleichzeitig bezüglich der CO₂-Einsparung ein eher pessimistisches Szenario.

Wenn bei der Stromproduktion Gas und vor allem erneuerbare Energien Marktanteile hinzu gewinnen, wird die CO₂-Einsparung noch grösser. Dies würde auch beim Einsatz von Kernkraftwerken gelten.

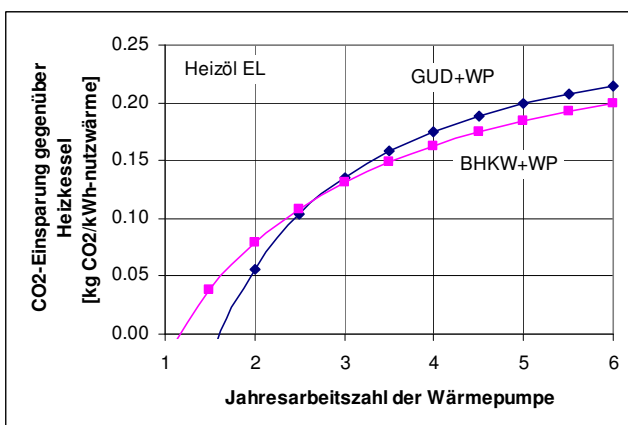


Abb. E2: CO₂-Einsparung durch Ersatz eines ölbefeuerten Heizkessels durch das Konzept GUD+WP resp. BHKW+WP

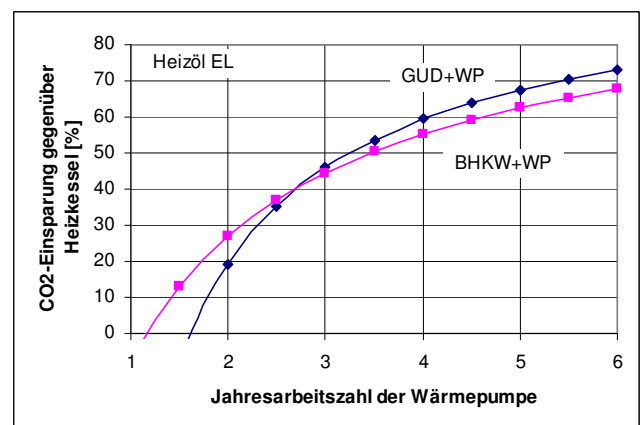


Abb. E3: Prozentuale CO₂-Einsparung einer ölbefeuerten GUD+WP- resp. BHKW+WP-Anlage gegenüber einem Heizkessel

Die CO₂-Reduktion von GUD+WP- resp. BHKW+WP-Konzepten unterscheidet sich ab einer Jahresarbeitszahl von 2.5 nur unwesentlich. Moderne Wärmepumpenanlagen sollten deutlich oberhalb dieser Jahresarbeitszahl liegen. Wir legen unseren Berechnungen daher das Mittel dieser beiden Konzepte zu Grunde. Noch aussagekräftiger ist die prozentuale Einsparung an CO₂ gegenüber einem Heizkessel.

Abb. E3 gibt auch die Einsparung an Heizöl EL gegenüber dem Kesselbetrieb an.

ANHANG F

CO₂-Emissionen pro kWh Nutzwärme mit BHKW+Wärmepumpe

Ein geringerer CO₂-Ausstoss lässt sich auch mit der Kombination BHKW und Wärmepumpe erreichen. Für die Durchrechnung dieses Falls setzen wir folgende Randbedingungen:

Nutzungsgrad BHKW	85	[%]
Wirkungsgrad Gasmotor	35	[%]
Wirkungsgrad Dieselmotor	40	[%]
Stromtransport (Übertragungswirkungsgrad)	97.5	[%]
CO ₂ -Produktion pro kWh th Gas	0.199	[kg/kWh th]
CO ₂ -Produktion pro kWh th Diesel	0.265	[kg/kWh th]

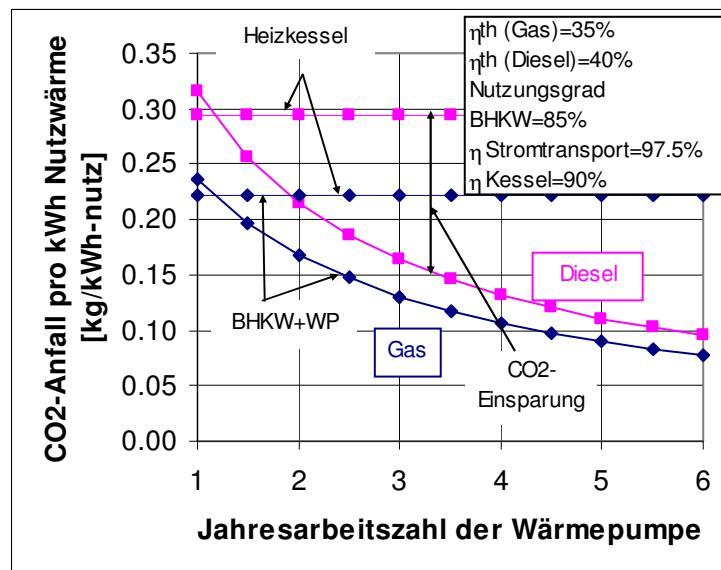


Abb. F1: Verlauf der CO₂-Emissionen in Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe bei BHKW+WP-Kombination

Wärmepumpen, die direkt mit einem Gas- oder Dieselmotor angetrieben werden, erreichen noch deutlich höhere Leistungszahlen, da die Verluste im Generator und Elektromotor bei mechanischer Kopplung wegfallen.

ANHANG G

Methodik zur Bestimmung von JAZ_o

Für die Bestimmung der JAZ-Minderung von Quellenanlage und Nahversorgungsnetz wird als Referenz die Jahresarbeitszahl JAZ_o der reinen Wärmepumpe, d.h. der Quotient aus Wärmeproduktion und elektrischer Energieaufnahme des Kompressors, verwendet. Die Jahresarbeitszahl der reinen Wärmepumpe ergibt sich als Quotient aus Wärmeproduktion und elektrischer Energieaufnahme des Kompressors.

Die Wärmeproduktion und die elektrische Energieaufnahme hängen auch von den Randbedingungen, sprich der Vorlauftemperatur ab Kondensator und der Quelleneintemperatur zum Verdampfer ab. Hier ergibt sich nun eine Schwierigkeit. Wenn in der Quellenanlage ein Zwischenkreislauf eingebaut ist, so wird die Eintrittstemperatur zum Verdampfer gegenüber der eigentlichen Quellentemperatur abgesenkt, was sich in einer schlechteren Arbeitszahl äussert. Das gleiche gilt für die Senkenseite, wenn in den Unterstationen die Wärme via Wärmetauscher an die Hausnetze abgegeben wird. In diesem Fall liegt die Vorlauftemperatur ab Kondensator höher als die verlangte Vorlauftemperatur im Hausnetz. Beide Effekte haben ihre Ursache in der Quellenanlage resp. dem Nahversorgungsnetz. Die daraus resultierende Verschlechterung der Jahresarbeitszahl soll daher der Quellenanlage resp. der Nahversorgungsnetz angelastet werden. Dies bedeutet aber, dass diese Effekte bei der JAZ_o herausgerechnet werden müssen. Wir greifen bei allen Anlagen auf Datenaufschriebe (Messungen) der Anlagenbetreiber zurück. In diesen Messungen sind die Absenkungen der Quellentemperatur resp. die Anhebung der Vorlauftemperatur inbegriffen und müssen nach unserer Definition also herausgerechnet werden. Wir machen dies so, dass wir auf eine pauschale, für unsere Untersuchung jedoch völlig ausreichende Näherung zurückgreifen, um diese Korrektur vorzunehmen. Für die Quellenseite rechnen wir pro Kelvin niedriger Quelleneintrittstemperatur zum Verdampfer mit einer Absenkung der JAZ um 1.25 %, und auf der Senkenseite mit einer Absenkung von 2 % pro Kelvin höherer Vorlauftemperatur ab Kondensator.

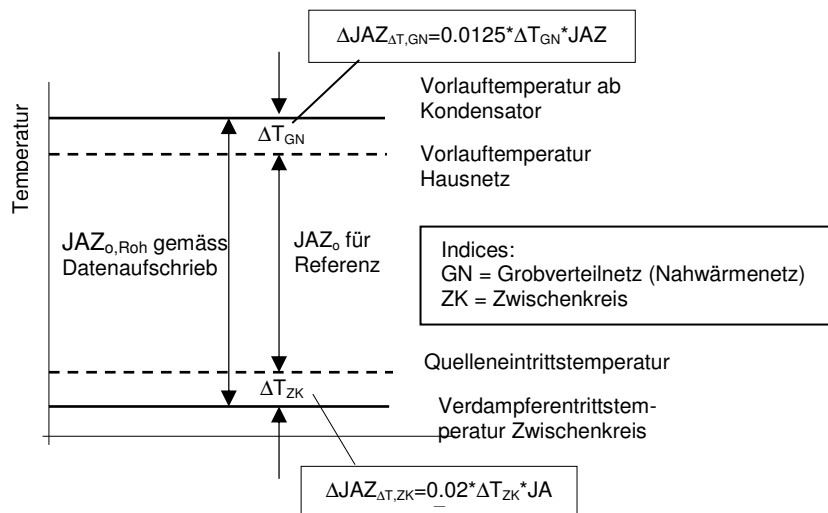


Abb. G1: Darstellung der Temperaturverhältnisse zwischen Quellen- und Verdampfereintrittstemperatur resp. Vorlauftemperatur ab Kondensator und Hausnetz.

Man bestimmt aus den Datenaufschrieben des Betreibers zuerst die Wärmeproduktion und die elektrische Energieaufnahme des Kompressors (JAZ_{o,roh}). Zu dieser Arbeitszahl addieren wir für die Senkenseite $0.0125 \cdot \Delta T_{GN} \cdot JAZ_o$ und für die Quellenseite $0.02 \cdot \Delta T_{ZK} \cdot JAZ_o$. Hier steht der Index „GN“ für den Temperaturabstand im Trenn-Wärmetauchers des Senkenkreises und „ZK“ für denjenigen des Quellenkreises (sofern vorhanden). Da die gesuchte Jahresarbeitszahl JAZ_o berechnet sich dann wie folgt:

$$JAZ_o = \frac{JAZ_{o,roh}}{1 - 0.0125 \cdot \Delta T_{GN} + 0.02 \cdot \Delta T_{ZK}} \quad (1)$$

Die Jahresarbeitszahl JAZ_{Anlage} der Gesamtanlage, also von Wärmepumpe, Quellenanlage und Nahwärmernetz wird wie folgt ermittelt (siehe Abb. G2):

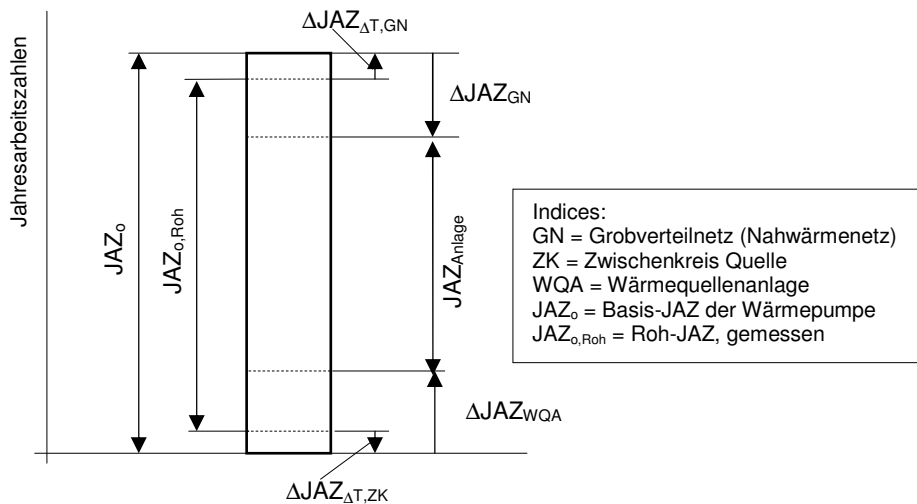


Abb. G2: Darstellung des Berechnungsganges für die Ermittlung der verschiedenen Jahresarbeitszahlen

Die JAZ-Minderungen durch das Nahverteilnetz und die Wärmequellenanlage (WQA) werden in den Kapiteln 3 und 4 dieses Schlussberichtes behandelt.

Als letztes sei noch die apparative Abgrenzung der oben benutzten JAZ-Definitionen dargestellt.

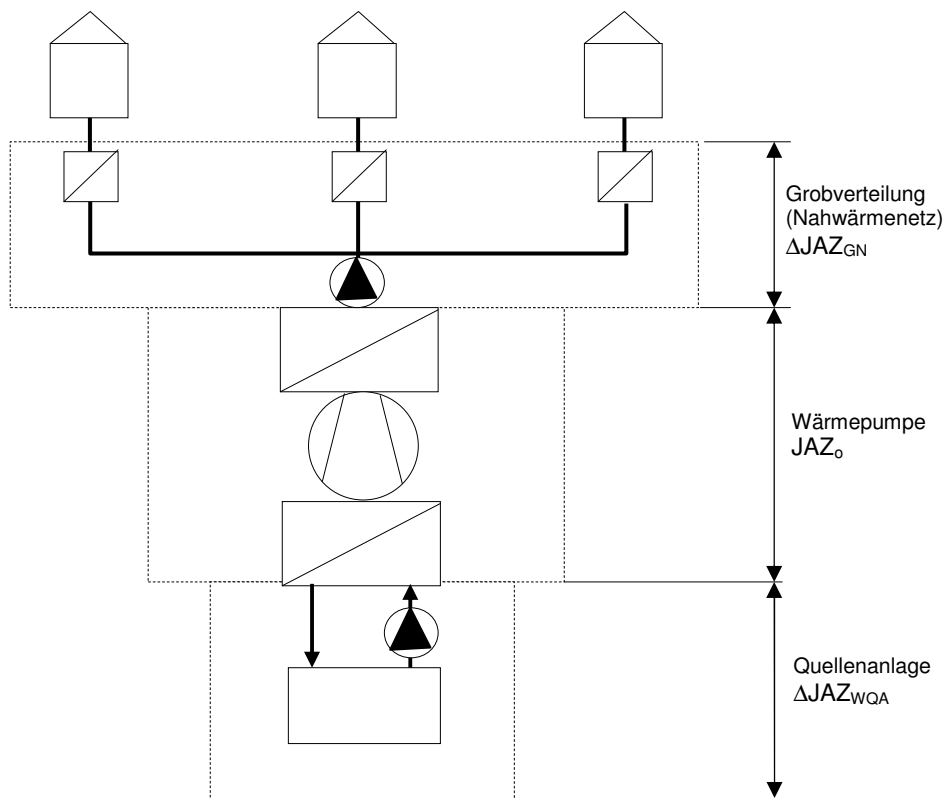


Abb. G3: Bilanzgrenzen für die verschiedenen Jahresarbeitszahlen

Auswertung zu JAZ_o

Ausgangspunkt für die Ermittlung der JAZ sind die Ablesungen von Wärmezähler und Elektrozähler der Betreiber und teilweise auch die P+D-Berichte jener Anlagen, die als P+D-Projekt gefördert wurden. Es erfolgten in jedem Falle Plausibilitätskontrollen. Es war nicht immer einfach, herauszufinden, welche Verbraucher etwa an einem Elektrozähler angeschlossen sind. Nachfragen beim Betreiber und Plausibilitätsüberlegungen führten dann zur notwendigen Abgrenzung. Die Aufrechnung der Grädigkeiten des Grobverteilnetzes und der Quellenanlage erfolgten nach den in Abb. 1 dargestellten Formalismen. Da in den meisten Fällen keine Angaben über die Grädigkeit der Wärmetauscher vorlagen, wurde ein Erfahrungswert von 3 K für den Temperaturabstand der beteiligten Medien eingesetzt. Die Temperaturabfälle im Grobverteilnetz sind im Allgemeinen im Bereich von 1 bis 2 Zehntel-Kelvin und wurden daher vernachlässigt.

Tab. 1: Basis-Jahresarbeitszahlen JAZ_o der untersuchten Anlagen. Es handelt sich um die Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe allein, ohne Nebenantriebe und mit Berücksichtigung der Grädigkeiten in den Trenn-Wärmetauschern von Grobverteilnetz und Quellenanlage (sofern vorhanden). GN = Grobverteilnetz (Nahwärmenetz), ZK = Zwischenkreis Wärmequellenanlage. JAZ_{o,roh} enthält auch die Grädigkeiten der Trenn-Wärmetauscher.

Anlage	JAZ _{o,roh}	□ T _{GN}	□ T _{ZK}	JAZ _o	Bemerkungen
		[K]	[K]		
4000	3.69	3	0	3.83	
4001	3.84	0	3	4.07	
4002	4.46	0	0	4.46	
4003	3.12	3	3	3.46	
4004	2.94	3	0	3.05	
4005	3.59	0	0	3.55	
4006	3.45	3	0	3.58	
4007	5.82	3	0	6.04	Extrem gute Voraussetzungen. Vorlauf <40 °C, Grundwassertemperaturspreizung nur etwa 1 K.
4009	3.12	0	0	3.12	
4010	3.24	3	3	3.59	