



**Bundesamt für Energie**  
**Office fédéral de l'énergie**  
**Ufficio federale dell'energia**  
**Uffizi federal d'energia**

---

**Forschungsprogramm**  
**Umgebungs- und Abwärme,**  
**Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)**

# **Gekoppelte Kälte- und Wärme- erzeugung mit Erdwärmesonden**

## **Handbuch zur Systemauslegung**

ausgearbeitet durch

**Jürgen Good**, Ingenieurbüro Verenum, 8006 Zürich, verenum@access.ch

**Arthur Huber**, Huber Energietechnik, 8032 Zürich, huber@igjzh.com

**Petra Widmer**, Huber Energietechnik, 8032 Zürich, widmer@igjzh.com

**Thomas Nussbaumer**, Ingenieurbüro Verenum, 8006 Zürich, verenum@access.ch

unter Mitarbeit von

**Daniel Trüssel**, Kälte-Wärme-Technik AG, 3123 Belp, trd@kwt.ch

**Christoph Schmid**, Büro für Energietechnik, 8400 Winterthur, ch.h.schmid@bluewin.ch

im Auftrag des

**Bundesamtes für Energie**

Juni 2000

Zwischenbericht

---

## Zusammenfassung

Für Gewerbebetriebe wie Gastwirtschaften, Bäckereien, Metzgereien oder Verkaufslokale ist charakteristisch, dass in der Regel sowohl Wärmebedarf als auch Kältebedarf vorhanden ist. Bis anhin wurden in solchen Betrieben neben einer klassischen Wärmeerzeugung eine (oder mehrere) separate Kältemaschinen installiert, meist mit einer klassischen Rückkühlung ohne Abwärmenutzung auf dem Dach. Diese Lösung ist zwar einfach, aber aus energetischer und auch aus ökonomischer Sicht nicht optimal.

Bei gleichzeitigem Kälte- und Wärmebedarf ist eine gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit einer Wärmepumpe prüfenswert. Bei den möglichen Systemvarianten schneiden dabei Anlagen mit Direktverdampfung und Direktkondensation gegenüber den indirekten Systemen mit einem Zwischenkreislauf energetisch eindeutig besser ab, sind aber anspruchsvoller in der Planung. Da keine Serien-Wärmepumpen eingesetzt werden können, ist der Kälteanlagenbauer in die Planung mit einzubeziehen.

Eine Kernfrage bei gekoppelten Systemen ist die Gleichzeitigkeit von Kälte- und Wärmebedarf. Eine Verschiebung im Tagesverlauf kann mit klassischen Wärme- und Kältespeichern gelöst werden (Warmwasserspeicher, Heizungs-Wärmespeicher). Für saisonale Ungleichgewichte sind klassische Speicher dagegen ungeeignet. Gut geeignet sind hingegen Erdwärmesonden oder kleine Erdwärmesondenfelder. Auf die Dimensionierung dieser Erdwärmesonden wird besonders eingegangen.

Der vorliegende Zwischenbericht ist der Entwurf eines Planungshandbuches für Gewerbe- und Klimakälte mit Erdwärmesonden, wobei die Optimierung der Anlage erst teilweise berücksichtigt ist.

In einem ersten Teil wird mit der Kältewärmezahl KWZ eine Kenngrösse definiert, die geeignet ist, ein gekoppeltes Anlagenkonzept energetisch zu bewerten und mit einer getrennten Kälte- und Wärmeerzeugung zu vergleichen. Dabei wird offensichtlich, dass selbst bei einer eher bescheidenen Leistungszahl die gekoppelte Anlage energetisch besser abschneidet als zwei sehr gute Einzelgeräte für Kälte- und Wärmeproduktion.

Im zweiten Abschnitt wird die Systemwahl und Systemkonfiguration behandelt. Getrennte Systeme und Systeme mit direkter und indirekter Verdampfung und Kondensation werden einander gegenübergestellt und beurteilt.

Im dritten und vierten Abschnitt wird das Planungsvorgehen einer gekoppelten Anlage erläutert. Zunächst wird auf die Lastberechnung eingegangen und daraus die Dimensionierung der Komponenten abgeleitet. Ein Schwerpunkt wird dabei auf die Dimensionierung der Erdwärmesonden und der Sondenpumpe gelegt.

Anhand von zwei Beispielen der Firma KWT in Belp wird das Planungsvorgehen dargestellt. Dabei handelt es sich einerseits um die Autobahnraststätte Grauholz bei Bern und andererseits um einen Bäckereibetrieb.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation	1
1.2 Gewerbekälte / Klimakälte	1
1.3 Erdwärmesonden	2
1.4 Wärmepumpe / Kältemaschine	2
1.5 Kennzahlen	4
<b>2 Systemwahl</b>	<b>5</b>
2.1 Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung	5
2.2 Einbindung der Erdwärmesonde in die Haustechnik	6
2.2.1 Erdwärmesonde zum Kühlen ohne Wärmepumpe	6
2.2.2 Erdwärmesonde zum Kühlen und Heizen mit Wärmepumpe	7
2.3 Systemauswahl	9
<b>3 Lastverhalten</b>	<b>10</b>
3.1 Planungsvorgehen	10
3.2 Bestimmung von Wärme- und Kühlleistungsbedarf	11
3.2.1 Wärmeleistungsbedarf Gebäude	11
3.2.2 Wärmeleistungsbedarf Warmwasser	11
3.2.3 Kühlleistungsbedarf Gebäude	11
3.2.4 Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte	12
3.2.5 Kennwerte einer Beispielanlage	14
3.2.6 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur	14
3.3 Energiebilanz der Erdwärmesonde	15
<b>4 Komponentenauslegung</b>	<b>19</b>
4.1 Wärmepumpe	19
4.2 Erdwärmesonden	19
4.3 Warmwasserspeicher	26
4.4 Heizungsspeicher	27
4.5 Wärmeübertrager	27
4.6 Umwälzpumpen	28
<b>5 Beispiele</b>	<b>31</b>
5.1 Autobahnraststätte Grauholz	31
5.1.1 Anlagedaten	31
5.1.2 Planungsvorgehen	33
5.2 Bäckerei	34
5.2.1 Anlagedaten	34
5.2.2 Planungsvorgehen	34
<b>6 Symbolverzeichnis</b>	<b>36</b>
<b>7 Literatur</b>	<b>38</b>
<b>8 Anhang</b>	<b>40</b>
8.1 Simulationstools	40
8.2 Warmwasserbedarf	42
8.3 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung	43
8.4 Temperatur-Sprungantworten	46

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Das Erdreich als Wärmequelle für Heizsysteme ist mittlerweile eine bekannte Anwendung. Dass das Erdreich jedoch auch zur Gebäude- und Objektkühlung genutzt werden kann, ist allgemein eher unbekannt. Dabei ist es aber einleuchtend, dass die Wärme, die dem Erdreich zum Heizen entzogen wird, bestenfalls in gleicher Menge durch die Wärme, die beispielsweise in Kühlanwendungen anfällt, dem Erdreich wieder zugeführt werden sollte. Auf diese Weise findet lediglich eine minimale Änderung der Erdreichtemperatur statt, die eine langfristige Nutzung beider Anwendungsgebiete – Heizen und Kühlen – garantiert.

Das vorliegende Handbuch setzt einen Schwerpunkt auf die Anwendung von Gewerbe- und Klimakälte mit Erdwärmesonden. Dabei soll die Planung der Kühlanwendung nicht für sich allein betrachtet, sondern mit der ebenfalls notwendigen Bereitstellung der Wärme in Zusammenhang gebracht werden. Die erforderlichen Kälte- und Heizleistungen sollten sorgfältig berechnet und mögliche Synergien abgeklärt werden. So kann es sich beispielsweise lohnen, die Kälte und die Wärme mit derselben Wärmepumpe, resp. Kältemaschine zu erzeugen. Damit dieses System funktioniert, ist eine sorgfältige Dimensionierung der Wärmepumpe / Kältemaschine und der Erdwärmesonde unerlässlich. In den folgenden Kapiteln werden die verschiedenen Komponenten erklärt und eine Systemauswahl gegeben. Die Berechnungen der Anlagedaten werden aufgezeigt und durch einfache Kennzahlen können verschiedene Systemtypen miteinander verglichen werden. Mit Hilfe von zwei Beispielanlagen wird die Vorgehensweise der Planung und Dimensionierung konkret angewendet. Ein umfangreicher Anhang mit Angaben zu Computersimulationsprogrammen, verschiedenen Kältemitteln, gebräuchlichen Warmwasserbedarfsmengen etc. rundet das Handbuch ab.

## 1.2 Gewerbe- / Klimakälte

### Gewerbekälte

Der Begriff Gewerbekälte umfasst im vorliegenden Handbuch den Einsatz von Kühlräumen und Kühlmöbeln in gewerblichen Betrieben, beispielsweise in Lebensmittelgeschäften wie Metzgereien, Bäckereien und Konditoreien. Je nach Temperaturniveau spricht man von Kühlobjekten (Kühlräume und -möbel bei 20° / 10° / 5° C) oder Tiefkühlobjekten (Tiefkühlräume und -möbel bei 0° / -5° / -10° / -20° C). Der Bedarf an Gewerbekälte ist in der Regel ganzjährig und kaum beeinflusst von der Aussentemperatur.

### Klimakälte

Die Klimakälte umfasst die drei Bereiche Luftkühlung (Kühlung der Aussenluft), Raumkühlung mit Kühldecken und Struktur- oder Kernkühlung (nächtliche Bauteil- oder Maschinenkühlung durch Wärmeabfuhr via Kühldecken oder via Bodenheizung). Der Bedarf an Klimakälte besteht in der Regel nur im Sommer und ist direkt von der Aussentemperatur beeinflusst.

#### ☛ Gewerbekälte

- Kühlobjekte (10° / 5° C) (Kühlräume, -möbel); Pluskühlung
- Tiefkühlobjekte (0° / -5° / -10° / -20° C) (Tiefkühlräume, -möbel); Minuskühlung

#### ☛ Klimakälte

- Luftkühlung; Kühlung der Aussenluft (Zuluft) im Sommer, adiabate Kühlung
- Raumkühlung mit Kühldecken
- Strukturkühlung (Kernkühlung); Bauteilkühlung im Sommer, Betonkernkühlung, Bodenheizung oder Geräte- / Maschinenkühlung (Maschinen mit Abwärme, z. B. Computer, Webmaschinen etc.)

### 1.3 Erdwärmesonden

Erdwärmesonden nutzen die Speicherfähigkeit des Bodens in Tiefen von 70 m – 250 m. Dabei wird Wasser durch ein erdverlegtes Leitungssystem bestehend aus einem oder mehreren in bis zu 250 m tiefe Bohrlöcher versenkte Doppelrohre gepumpt.

Erdwärmesonden sind besonders interessant, weil sie zum Kühlen und Heizen eingesetzt werden können. Je nach Saison wird dabei Wärme an das Erdreich abgegeben oder Wärme vom Erdreich aufgenommen.

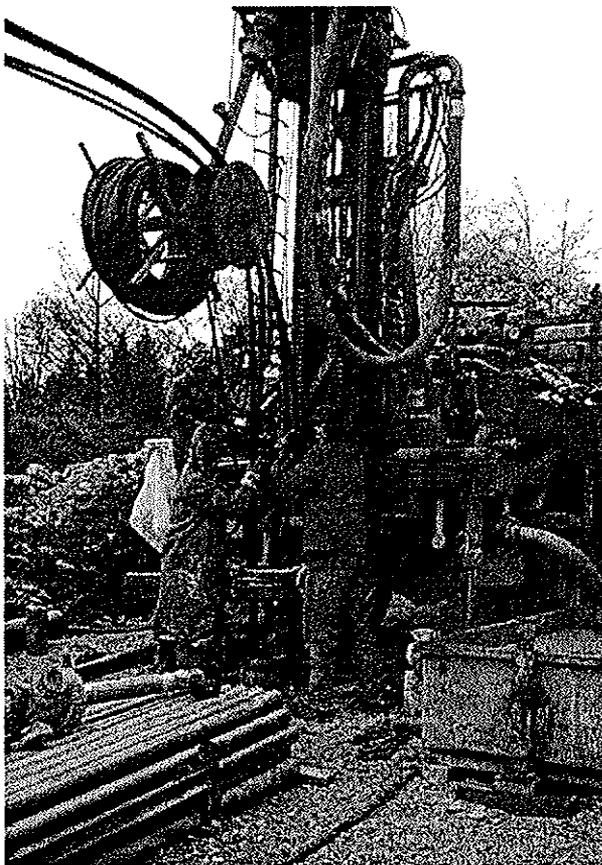


Bild 1.1 Einbau einer Erdwärmesonde (Foto: Grundag AG, Gossau).

Im Sommer ist eine direkte Nutzung der Erdwärmesonde zur Raum- und Strukturkühlung möglich, indem das Erdreich als Wärmesenke resp. Kältequelle wirkt. Die Kühlung erfolgt dabei normalerweise über einen direkten Kreislauf zwischen Erdwärmesonde und Kühlregister. Im Sommer kann die Erdwärmesonde auch zur Erzeugung von Gewerbekälte eingesetzt werden, indem sie die Abwärme einer Wärmepumpe bzw. Kältemaschine ins Erdreich abführt. Im Winter dienen Erd-

wärmesonden entweder als Wärmequellen für monovalent betriebene Wärmepumpen, die mit einem Wasser/Glykolgemisch gefüllt sind, damit keine Frostgefahr besteht, oder für eine Aussenluftvorwärmung, bei der Luftregister mit einem Wasser/Glykolgemisch betrieben werden. Die Erdwärmesonden können im Winter gleichzeitig auch als Wärmesenke bzw. Kältequelle zur Erzeugung von Gewerbekälte eingesetzt werden.

#### Ausgeglichene Bilanz beachten

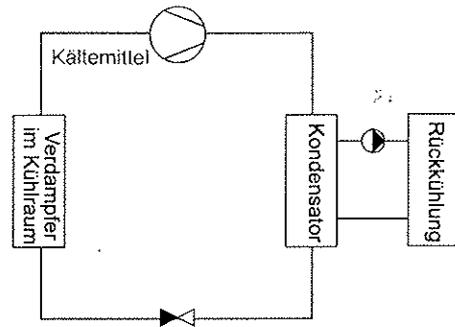
Bei Erdwärmesondenfeldern sollte die Bilanz von Wärmeeintrag bei Kühlbedarf im Sommer und von Wärmeentzug bei Heizbedarf im Winter möglichst ausgeglichen sein. Ist dies nicht der Fall, verändert sich langfristig die Temperatur im Erdreich. Dadurch kann die Kühl- bzw. Heizleistung des Erdwärmesondenfeldes abnehmen und/oder es kann Frostgefahr für das Erdwärmesondenmedium auftreten.

### 1.4 Wärmepumpe / Kältemaschine

Die Wärmepumpe (WP) ist eine Maschine, die einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur aufnimmt und mittels Zufuhr hochwertigerer Energie (z.B. Strom) bei höherer Temperatur wieder abgibt. Umwelt- oder Abwärme kann dadurch auf einem höheren Temperaturniveau zum Heizen verwendet werden. Die häufigste Bauart ist die Kompressionswärmepumpe. In dieser Maschine zirkuliert ein Arbeitsmedium, das Kältemittel, in einem Kreisprozess, in dem es seinen Aggregatzustand ändert. Durch Verdampfung des Kältemittels wird im Verdampfer bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur der Wärmequelle Wärme entzogen. Der dabei entstehende Dampf wird vom Kompressor auf hohen Druck und hohe Temperatur verdichtet und in den Kondensator befördert. Dort kondensiert das Kältemittel und gibt dabei die Nutzwärme an einen Heizkreis ab. Das flüssige Kältemittel gelangt nun via Expansionsventil wieder in den Verdampfer (Bild 1.2).

Dieselbe Maschine mit demselben Kreisprozess kann sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen eingesetzt werden. Kältemaschinen (KM) und Wärmepumpen sind identische Geräte. Bei Wärmepumpen wird die Nutzleistung (Heizleistung) vom Kondensator ans Heiznetz abgegeben. Bei Kältemaschinen hingegen wird die Nutzleistung (Kühlleistung) vom Verdampfer aus dem Kühlraum zugeführt (Bild 1.3 und Bild 1.4).

Bei Bedarf an Wärme- und Kühlleistung genügt je nach Gleichzeitigkeit von Wärme- und Kühlbedarf eine einzige Maschine. Die Erdwärmesonde liefert dabei Umweltwärme im Heizbetrieb oder nimmt Überschusswärme im Kühlbetrieb auf (Bild 1.5).



Wärmequelle zum Kühlen      Wärmesenke

Bild 1.3 Kältemaschinenanwendung mit direkter Kühlung.

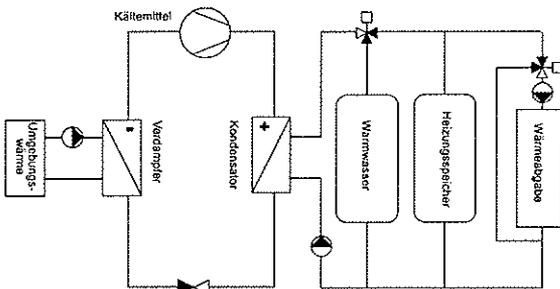


Bild 1.2 Wärmepumpenanwendung.

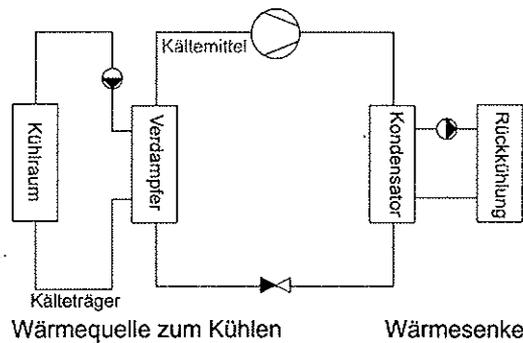
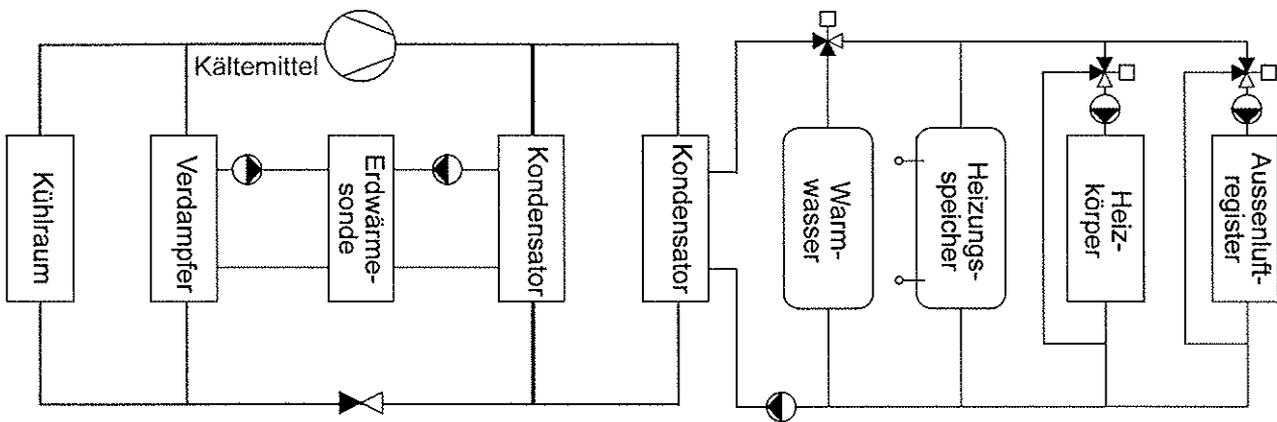


Bild 1.4 Kältemaschinenanwendung mit indirekter Kühlung.



Wärmequelle zum Kühlen

Wärmesenke zum Heizen

Bild 1.5 Gekoppelte Wärme- und Kältemaschinenanwendung: Nutzleistung wird bei Wärmesenke zum Heizen und bei Wärmequelle zum Kühlen erbracht.

### 1.5 Kennzahlen

Mit Hilfe einer einfachen Berechnung von einigen typischen Kennzahlen können verschiedene Wärmepumpen- und Kältemaschinensysteme miteinander verglichen werden. Klassischerweise werden zu diesem Vergleich die Leistungszahlen COP (Coefficient of Performance) bei der Wärmepumpe und EER (Energy Efficiency Ratio) bei der Kältemaschine verwendet. Damit die Vergleichbarkeit aber bei Einzel- und Kombimaschinen gegeben ist, muss eine zusätzliche Kältewärmezahl KWZ definiert werden.

Die vereinfachte Leistungsbilanz einer Wärmepumpe lautet

$$\dot{Q}_{Kühlen} + P_{el} = \dot{Q}_{Heizen} \tag{Gl. 1.1}$$

wenn die Verdampferleistung als Kühlleistung und die Kondensatorleistung als Heizleistung bezeichnet werden. Durch kürzen mit  $P_{el}$  folgt:

$$\frac{\dot{Q}_{Kühlen}}{P_{el}} + 1 = \frac{\dot{Q}_{Heizen}}{P_{el}} \tag{Gl. 1.2}$$

Mit den als gemittelte Momentanwerte definierten Kennzahlen COP für die Heizleistung und EER für die Kühlleistung

$$\text{Def.: } COP = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{Heizen}}{P_{el}} \tag{Gl. 1.3}$$

$$\text{Def.: } EER = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{Kühlen}}{P_{el}} \tag{Gl. 1.4}$$

lässt sich Gl. 1.2 wie folgt schreiben

$$EER + 1 = COP \tag{Gl. 1.5}$$

Bei einer Anwendung mit gleichzeitigem Wärme- und Kühlleistungsbedarf kann die Heizleistung mit einer Wärmepumpe und die Kühlleistung mit einer separaten Kältemaschine erbracht werden (Zwei-Maschinen-Lösung). Die Nutzleistung warm- und kaltseitig kann aber auch mit einer einzelnen Maschine gleichzeitig erbracht werden (Einzel-Maschinen-Lösung). Für diesen Fall müssen die Kennzahlen erweitert werden. Analog COP und EER wird ein gemittelter Momentanwert KWZ (Kältewärmezahl) definiert:

$$\text{Def.: } KWZ = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{Heizen} + \dot{Q}_{Kühlen}}{P_{el}} \tag{Gl. 1.6}$$

Somit ergibt sich für die KWZ bei gleichzeitigem Wärme- und Kühlleistungsbedarf, der mit einer separaten Wärmepumpe und Kältemaschine (Zwei-Maschinen-Lösung) gedeckt wird:

$$KWZ = \frac{\dot{Q}_{Heizen} + \dot{Q}_{Kühlen}}{P_{WP} + P_{KM}} \tag{Gl. 1.7}$$

Für den Fall, dass  $\dot{Q}_{Kühlen} \approx \dot{Q}_{Heizen}$  ist, gilt

$$KWZ = \frac{2\dot{Q}}{\frac{\dot{Q}}{COP} + \frac{\dot{Q}}{EER}} = \frac{2COP \cdot EER}{COP + EER} \tag{Gl. 1.8}$$

Die KWZ für einen gleichzeitigen Wärme- und Kühlleistungsbedarf, der nur mit einer Wärmepumpe (Einzel-Maschinen-Lösung) gedeckt wird, beträgt:

$$KWZ = \frac{\dot{Q}_{Heizen} + \dot{Q}_{Kühlen}}{P_{WP}} \tag{Gl. 1.9}$$

#### Beispiel: Einzel-Maschinen- vs. Zwei-Maschinen-Lösung

	Maschine WP/KM	Maschine		WP+KM
		WP	KM	
Jahresheizwärmeverbrauch kWh	140'000	140'000		140'000
Jahreskühlenergieverbrauch kWh	140'000		140'000	140'000
Nutzenergieverbrauch kWh	280'000			280'000
Jahresstromverbrauch kWh	80'000	35'000	70'000	105'000
COP (Jahresmittel)	2.75	4.00		4.00
EER (Jahresmittel)	1.75		2.00	2.00
KWZ (Jahresmittel)	3.50			2.67

Bei gleichem Jahreswärme- und Jahreskälteenergieverbrauch ist die Kältewärmezahl KWZ einer durchschnittlichen Einzelmaschine höher als bei einer Zwei-Maschinen-Lösung mit sehr guter Wärmepumpe und Kältemaschine.

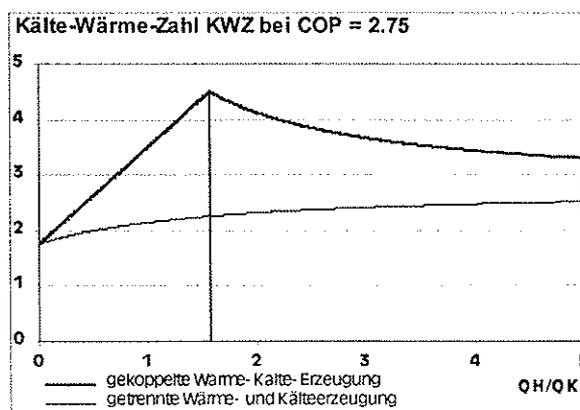


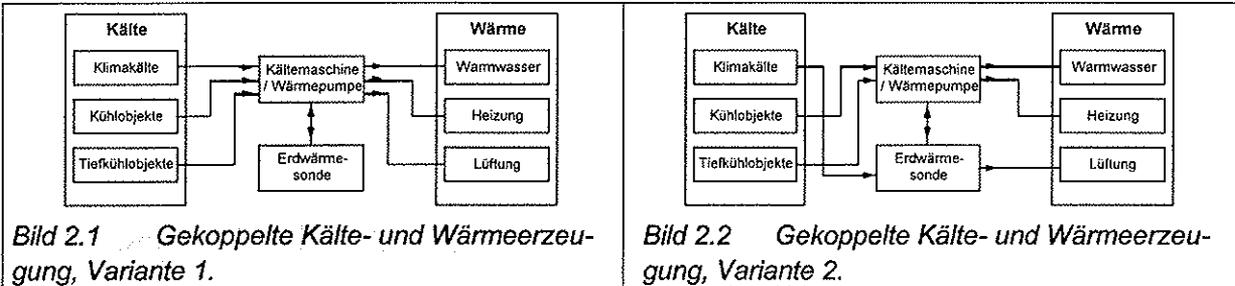
Bild 1.6: Vergleich der KWZ für gekoppelte und getrennte Erzeugung bei einem COP = 2.75

## 2 Systemwahl

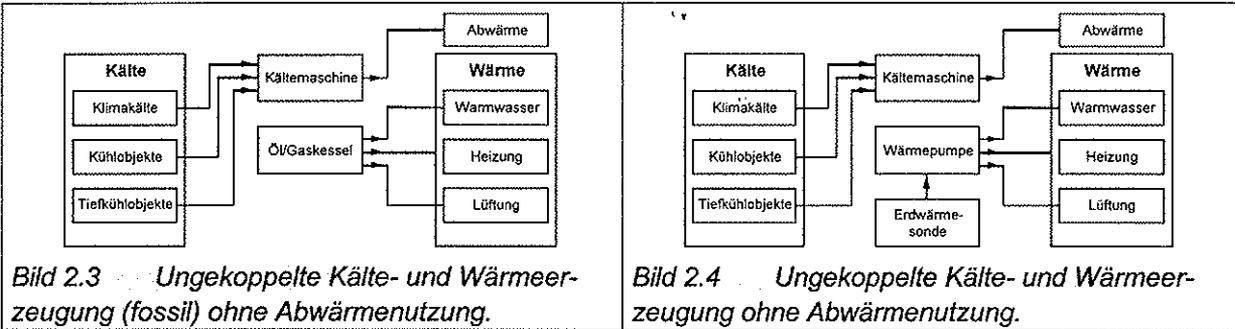
### 2.1 Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung

Die folgende Übersicht zeigt grundsätzliche Möglichkeiten der Kälteerzeugung für Gewerbe- und Klimakälte. Die Kälte- und Wärmeerzeugung, die bisher in der Regel nicht gekoppelt waren, werden sinnvollerweise gekoppelt.

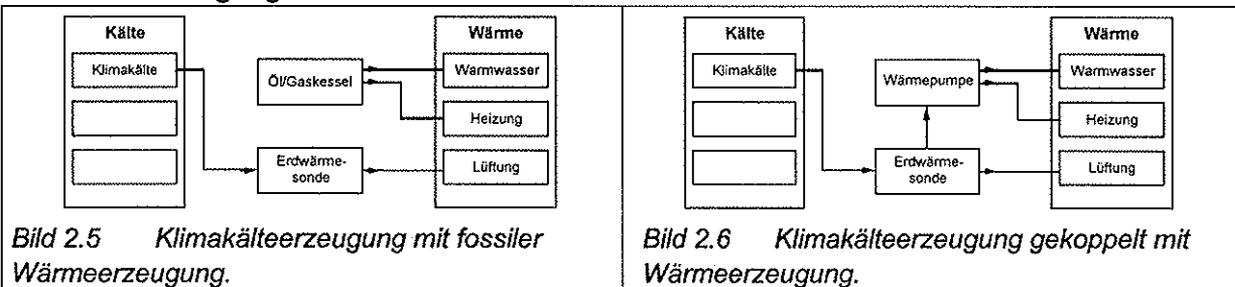
#### Klima- und Gewerbekälteerzeugung mit Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung



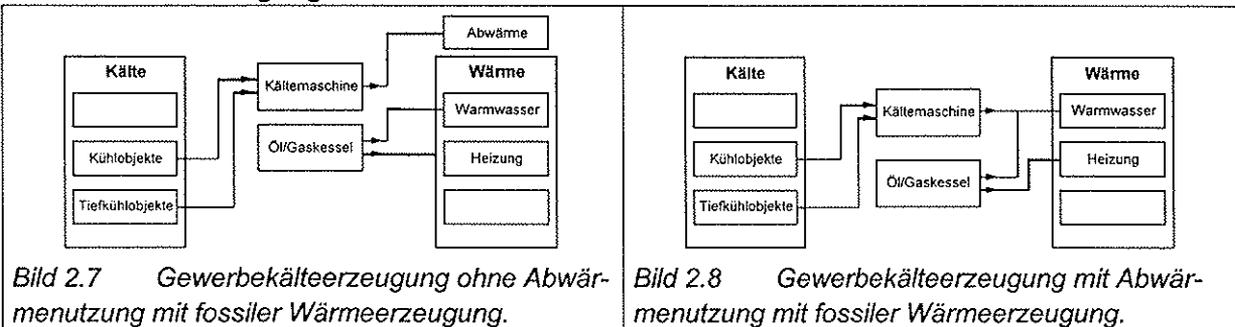
#### Klima- und Gewerbekälteerzeugung ohne Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung



#### Klimakälteerzeugung



#### Gewerbekälteerzeugung



Die gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung nach Bild 2.1 und Bild 2.2 bietet einige Vorteile:

- Hohe Kältezahl KWZ
- Geringer Platzbedarf (kein Tankraum)
- Geringe Investitionskosten (kein Rückkühler auf dem Dach notwendig, da Abwärme genutzt wird)
- Geringe Betriebskosten

Auch im Sanierungsfall ergeben sich Vorteile, weil das Ersetzen von alten Kältemitteln (R12, R502) meist eine neue Kältemaschine bedingt:

- Geringer Platzbedarf (Tankraum kann als Lagerraum genutzt werden)
- Geringe Kosten (kein neuer Heizkessel notwendig)

## 2.2 Einbindung der Erdwärmesonde in die Haustechnik

### 2.2.1 Erdwärmesonde zum Kühlen ohne Wärmepumpe

Für die sommerliche Gebäudekühlung ist es von Bedeutung, wie und bei welchem Temperaturniveau die Wärme aus dem Gebäude abgeführt wird. Die Erfahrung zeigt, dass eine optimale Wärmeabfuhr dann erreicht wird, wenn sowohl über die Lüftung als auch über die Struktur gekühlt wird. Wegen der grossen Trägheit der Bauteilkühlung, über die kurzfristig sehr viel Wärme abgeführt werden kann, kann auf eine zusätzliche Spitzenkühlung verzichtet werden. Der gesamte Sondenkreislauf kann mit Wasser geführt werden (Bild 2.9). Auf der Lüftungsseite hingegen muss wegen Frostgefahr im Winter ein Wasser/Glykolkreislauf eingefügt werden. Das Kältenetz der Bauteilkühlung kann vom Sondenkreislauf getrennt werden, so dass ein möglicher Sauerstoffeintrag über die Erdwärmesonden im Gebäude nicht zu Korrosion oder Verschlämmung führt.

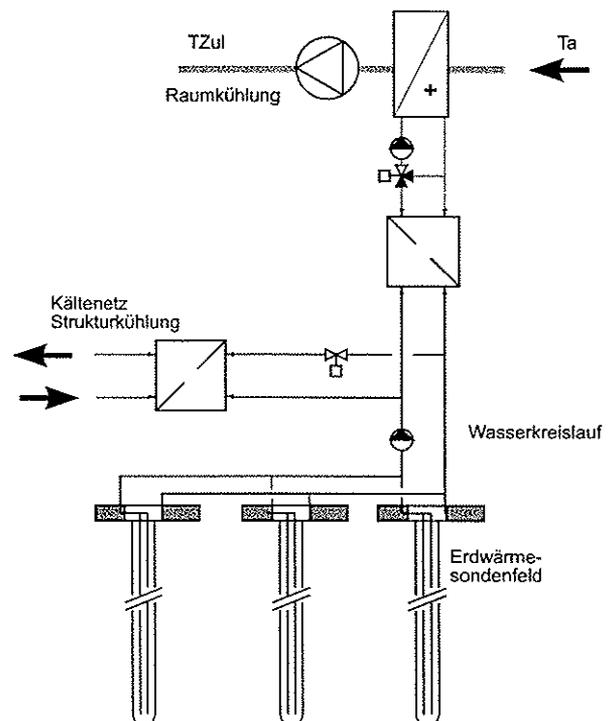


Bild 2.9 Einbindung der Erdwärmesonde für Klimakälte (Raum- und Strukturkühlung ohne Wärmepumpe).

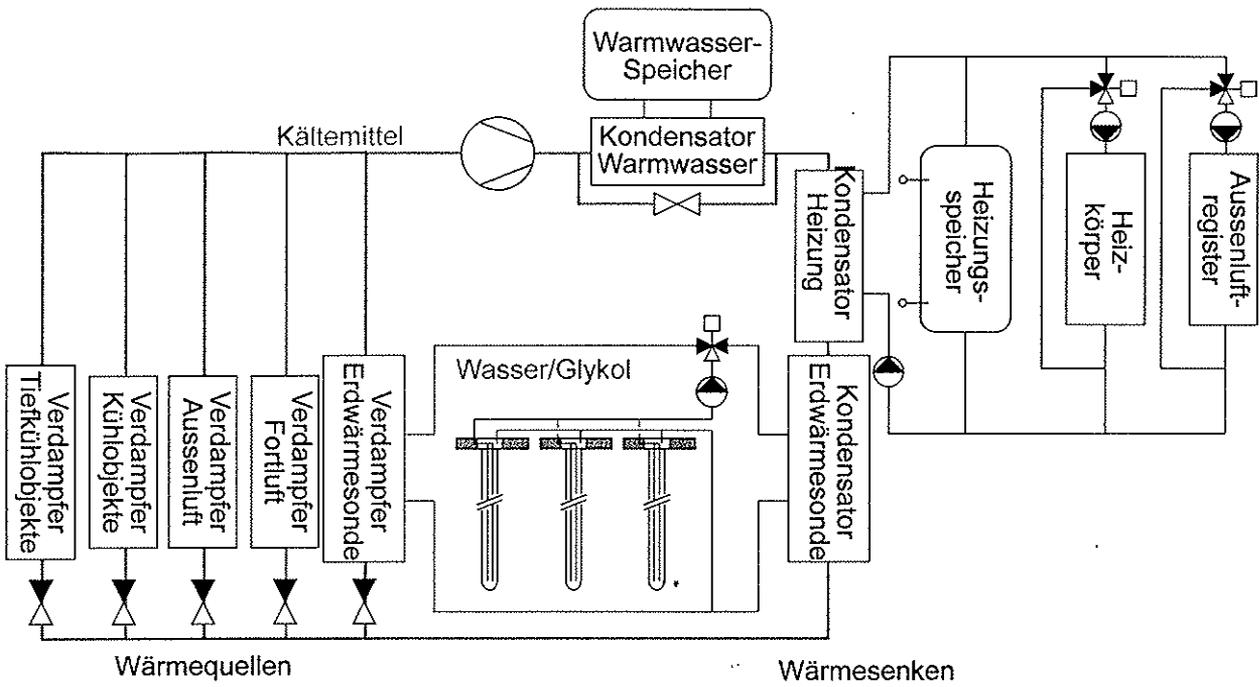


Bild 2.12 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit Direktverdampfung (Kompressor für jedes Temperaturniveau).

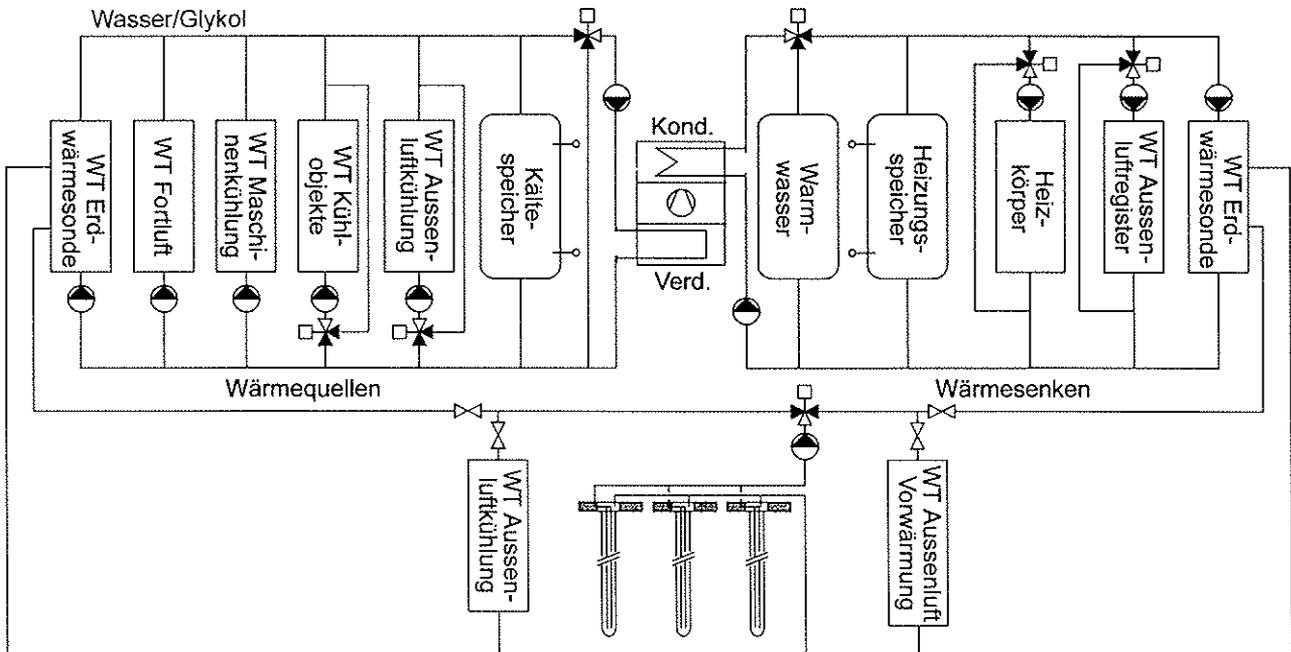


Bild 2.13 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit indirekter Verdampfung.

## 2.3 Systemauswahl

Die folgende Übersicht zeigt Vor- und Nachteile von vier typischen Anwendungsfällen, welche die Systemauswahl beeinflussen.

Systemkonfiguration	Vorteile	Nachteile
System 1: Konventionelle, nicht gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung ohne Abwärmenutzung gemäss Bild 2.3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Planung</li> <li>• Unabhängige Kälte- und Wärmeplanung</li> <li>• Standardprodukte verwendbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Energiebedarf</li> <li>• Grosser Raumbedarf</li> <li>• Rückkühlung erforderlich</li> <li>• Fossile Wärmeerzeugung</li> </ul>
System 2: Konventionelle Klimakälteerzeugung gemäss Bild 2.5	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Energiebedarf für Kälteerzeugung</li> <li>• Keine Rückkühlung erforderlich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Keine Gewerbekälte möglich</li> <li>• Exakte Dimensionierung der Erdwärmesonde notwendig</li> <li>• Kälteleistung durch Temperaturniveau eingeschränkt</li> <li>• Strukturkühlung in der Regel erforderlich</li> </ul>
System 3: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Indirekte Verdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.13	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Konventioneller Planungsablauf</li> <li>• Standardprodukte verwendbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Niedrigstes Nutz-Temperaturniveau bestimmt die Systemtemperatur des Kältenetzes und damit des Wirkungsgrades</li> <li>• Hohe Verteilverluste (Kälte)</li> </ul>
System 4: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Direktverdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.12	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Energiebedarf</li> <li>• Keine Rückkühlung erforderlich</li> <li>• geringe Verteilverluste (Kälte) wegen direkter Verdampfung beim Kälteverbraucher</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sorgfältige Kälteplanung</li> <li>• Grosse Kältemittelmengen</li> </ul>

### 3 Lastverhalten

#### 3.1 Planungsvorgehen

Zur Dimensionierung von Wärmepumpe, Erdwärmesondenfeld, Speicher für Warmwasser und Heizung, Wärmeübertrager und Umwälzpumpen müssen folgende Anlagedaten bekannt sein:

- Wärmeleistungsbedarf Gebäude
- Heizwärmebedarf Gebäude
- Kühlleistungsbedarf Gebäude

- Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte
- Temperaturniveau
- Gleichzeitigkeitsfaktor

Dabei sind im Begriff "Heizen" die Prozesse Heizung und Warmwasseraufbereitung enthalten, im Begriff "Kühlen" die Prozesse Klimatisierung des Gebäudes und Kühlung, resp. Tiefkühlung sämtlicher Kühlmöbel. Bild 3.1 stellt den Planungsablauf schematisch dar, auf den in diesem Kapitel näher eingegangen wird.

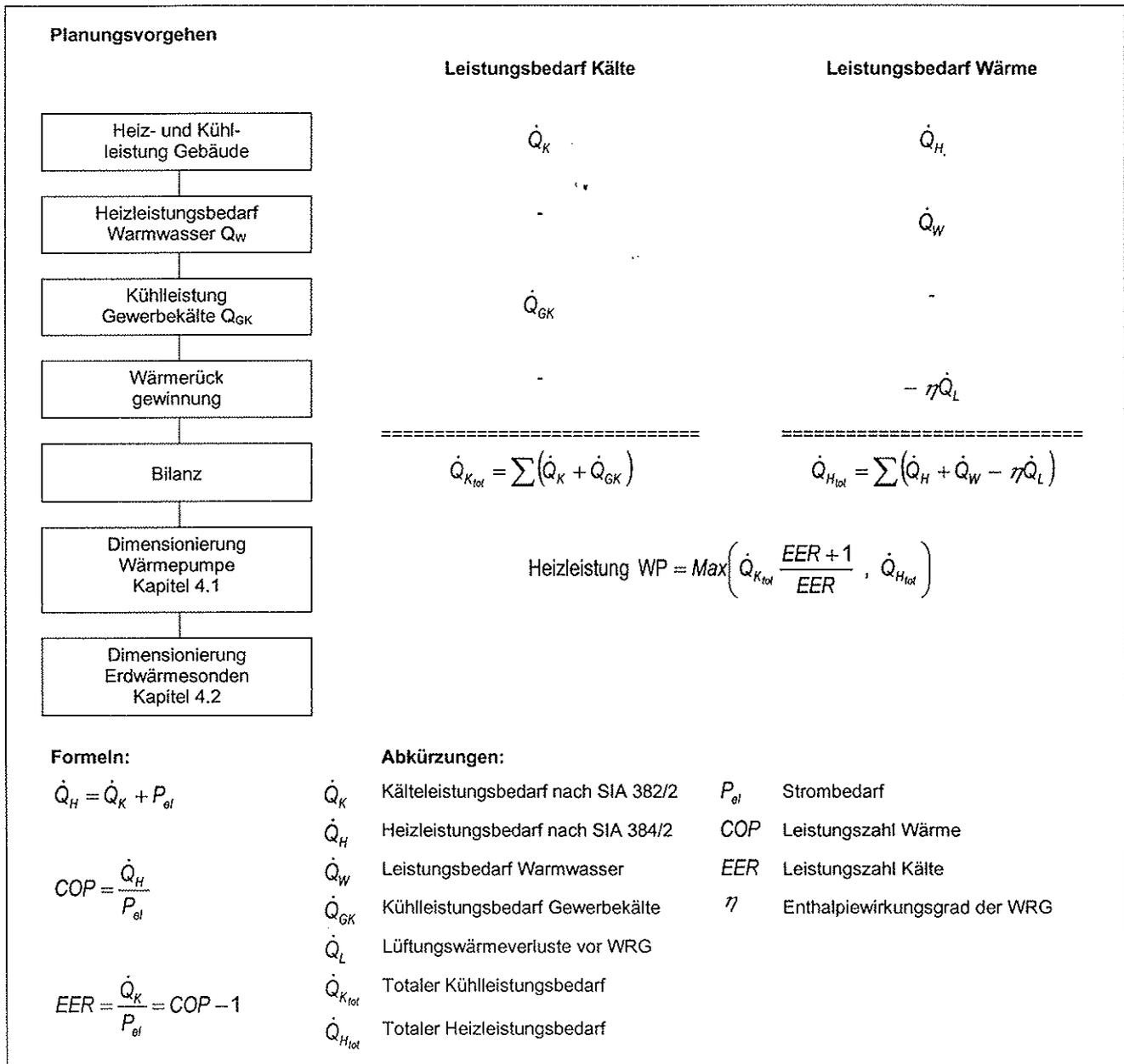


Bild 3.1 Planungsvorgehen

## 3.2 Bestimmung von Wärme- und Kühlleistungsbedarf

### 3.2.1 Wärmeleistungsbedarf Gebäude

#### ☞ Wärmeleistungsbedarf Gebäude

- Wärmeleistungsbedarf: SIA 384/2
- Heizwärmebedarf: SIA 380/1

Der Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_H$  für das Gebäude lässt sich mit Hilfe der SIA-Norm 384/2 berechnen, der Heizwärmebedarf mit der SIA-Norm 380/1. Der Wärmeleistungsbedarf des Gebäudes  $\dot{Q}_H$  beträgt:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{Q}_T \quad \text{Gl. 3.1}$$

bzw.

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{LWRG} + \dot{Q}_T \quad \text{Gl. 3.2}$$

#### Lüftungswärmeleistungsbedarf $\dot{Q}_L$

Der Wärmeleistungsbedarf für Lüftung  $\dot{Q}_L$  berechnet sich aus:

$$\dot{Q}_L = \dot{V}_L \Delta T_L c_{pL} \rho \quad \text{Gl. 3.3}$$

Durch den Einsatz einer Wärmerückgewinnungsanlage (WRG) wird der Wärmeleistungsbedarf und dadurch auch die Länge der Erdwärmesonden massgeblich vermindert, weil die Fortluft zum Vorwärmen der Aussenluft verwendet wird. Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung (AWN) sind im Anhang 8.3 beschrieben. Der Wirkungsgrad einer Wärmerückgewinnungsanlage beträgt in der Regel 60% – 70%. Der Lüftungswärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung  $\dot{Q}_{LWRG}$  beträgt somit:

$$\dot{Q}_{LWRG} = (1 - \eta_{WRG}) \dot{Q}_L \quad \text{Gl. 3.4}$$

#### Transmissionswärmeleistungsbedarf $\dot{Q}_T$

Der Wärmeleistungsbedarf für Transmission  $\dot{Q}_T$  berechnet sich aus:

$$\dot{Q}_T = \sum A U \Delta T_T \quad \text{Gl. 3.5}$$

### 3.2.2 Wärmeleistungsbedarf Warmwasser

Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser  $\dot{Q}_W$  ist abhängig vom Warmwasserverbrauch. Der Warmwasserverbrauch in einem Gebäude muss abgeschätzt werden. Im Anhang 8.1 befindet sich eine Zusammenstellung über typische Warmwasserverbräuche. In einer ersten Näherung genügt die Annahme, dass sowohl die Aufbereitung als auch der Verbrauch über das Jahr gesehen konstant sind. Daraus können die erforderliche Leistung und der Energiebedarf berechnet werden.

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_W \Delta T_W c_{pW} \quad \text{Gl. 3.6}$$

Auf der warmen Seite fällt die erforderliche Heizleistung  $\dot{Q}_W$  an. Bei der Aufbereitung des Warmwassers entsteht eine Wärmequelle, die auf der kalten Seite mit einem hohen Wirkungsgrad genutzt werden kann. Es empfiehlt sich, diese Wärmequelle bei der Gewerkekälte, also für Kühl- und Tiefkühlmöbel einzusetzen, weil diese Kühlmöbel ebenfalls im Jahresverlauf konstant in Betrieb sind. Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser entspricht auf der kalten Seite einer Kühlleistung von

$$\dot{Q}_W = \frac{\dot{Q}_W}{COP} \quad \text{Gl. 3.7}$$

die idealerweise den Kühlleistungsbedarf für Gewerkekälte decken soll.

### 3.2.3 Kühlleistungsbedarf Gebäude

#### ☞ Kühlleistungsbedarf Gebäude

- Kühlleistungsbedarf: SIA 382/2
- Kühlenergiebedarf: keine SIA-Norm vorhanden

Der Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_K$  für das Gebäude lässt sich mit Hilfe der SIA-Norm 382/2 berechnen. Falls der Kühlleistungsbedarf nur über die Lüftung gedeckt werden soll, so ergibt sich daraus die folgende Bilanzgleichung:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K &= \dot{V}_L \Delta T_{KL} c_{pL} \rho \\ &= n V \Delta T_{KL} c_{pL} \rho \end{aligned} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Für die Bestimmung des Kühlenergiebedarfs eines Gebäudes existiert keine SIA-Norm. Der Energiebedarf für die Klimatisierung bei einer Lüftung mit Raumtemperaturregelung lässt sich aber mit einer dynamischen Simulation wie TRNSYS, DOE-2 oder Helios oder bei einer Lüftung mit Zulufttemperaturregelung vereinfacht mit einem Energieverbrauch berechnen, der stündlich über ein Normjahr ermittelt und anschliessend summiert wird.

### 3.2.4 Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte

#### ☞ Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte

- Kühlleistungsbedarf: Herstellerangaben zu Kühlmöbeln
- Kühlenergiebedarf: Herstellerangaben zu Kühlmöbeln

Der Kühlleistungsbedarf von Kühl- und Tiefkühlmöbeln ist auf den Herstellerlisten angegeben. Der erforderliche Leistungsbedarf aller Kühlmöbel muss mit einem benutzerabhängigen Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$  multipliziert werden. Dieser Faktor liegt zwischen 0.4 und 0.8. Der Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte  $\dot{Q}_{GK}$  beträgt somit

$$\dot{Q}_{GK} = f_{GI} \sum \text{KühlleistungKühl- und Tiefkühlobjekte} \quad \text{Gl. 3.9}$$

$f_{GI}$  Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte 0.4 ... 0.8

Für die Berechnung der Leistungsspitzen wird üblicherweise  $f_{GI} = 0.8$  gesetzt (Maximalwert), für alle energetischen Betrachtungen muss der zeitgemittelte Gleichzeitigkeitsfaktor  $\overline{f_{GI}}$  genommen werden, der in der Regel zwischen 0.4 und 0.6 liegt.

Somit fällt auf der kalten Seite die Leistung  $\dot{Q}_{GK}$  an. Ein Teil der Abwärme dieses Prozesses erlaubt seinerseits das Aufheizen des Warmwassers. Die entsprechende Rückkühlleistung auf der warmen Seite  $\dot{Q}_{RGK}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{RGK} = \dot{Q}_{GK} \frac{EER + 1}{EER} \quad \text{Gl. 3.10}$$

#### ☞ Abwärme der Gewerbekälte

In der Regel wird versucht, die Abwärme der Gewerbekälte primär zur Warmwasserproduktion zu nutzen und damit den Energiebedarf für Warmwasser zu reduzieren.

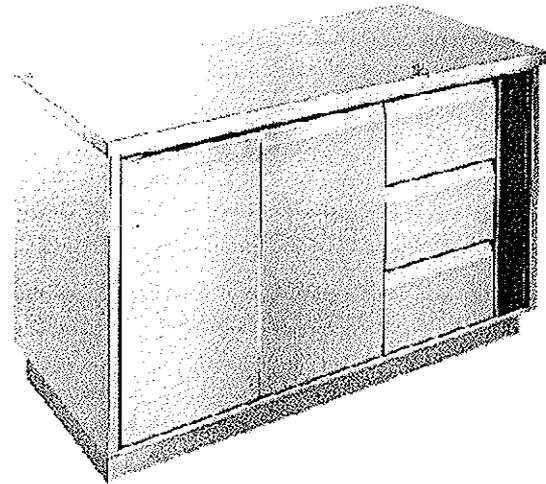


Bild 3.2: Kühlunterbauten (Foto: Electrolux Professional AG, Aarau)

Der Kühlenergieverbrauch von Kühlmöbeln lässt sich durch die Angabe der Laufzeiten berechnen: Dies ist notwendig, weil der Energieverbrauch beispielsweise in der Nacht, wenn die Geräte nicht geöffnet und keine zimmerwarme Waren hineingebracht werden, tiefer ist als am Tag. Durch eine Verkürzung der täglichen Laufzeit lassen sich diese Differenzen ausgleichen.

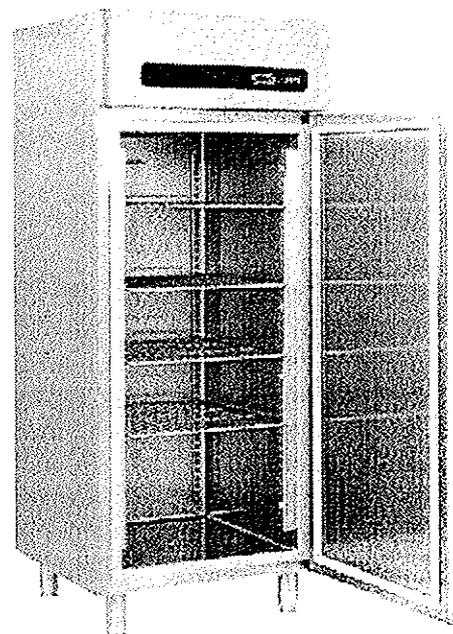


Bild 3.3: Tiefkühlschrank (Foto: Electrolux Professional AG, Aarau)

Die tägliche Laufzeit der Kühl- und Tiefkühlmöbel liegt zwischen 6 bis 10 Stunden. In der folgenden Zusammenstellung wurde der Energieverbrauch ausgehend von einer Laufzeit von 8 Stunden pro Tag berechnet.

Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Kühl- und Tiefkühlmöbeln sind in Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 aufgeführt.

*Tabelle 3.1: Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Kühlmöbeln (Quellen: Electrolux Professional AG, Aarau; Franke AG, Aarburg)*

Bezeichnung	Inhalt [l]	Betriebstemperatur [°C]	Kühlleistung [W]	Energieverbrauch pro Tag [MJ/d] *
Kühlschrank	650	-2/+10	378	10.9
Kühlschrank	1400	-2/+10	512	14.7
Kühlschrank	600	+2/+8	380	10.9
Kühlschrank	1300	+2/+8	560	16.1
Kühlschrank	580	-2/+8	760	21.9
Kombischrank	650	-2/+10; -2/+10	500	14.4
Kombischrank	580	-2/+8; -18/-24	860	24.8
Glastürschrank	650	+0/+10	445	12.8
Glastürschrank	1400	+0/+10	640	18.4
Einfachschrank	750	+2/+14	490	14.1
Kühlunterbau	145	+2/+8	155	4.5
Kühlunterbau	295	+2/+8	195	5.6
Kühlunterbau	445	+2/+8	295	8.5
Kühlunterbau	255	+2/+8	180	5.2
Kühlunterbau	525	+2/+8	350	10.1
Kühlunterbau	220	+2/+6	290	8.4

\* bei einer täglichen Laufzeit von 8 Stunden

*Tabelle 3.2: Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Tiefkühlmöbeln (Quellen: Electrolux Professional AG, Aarau; Franke AG, Aarburg)*

Bezeichnung	Inhalt [l]	Betriebstemperatur [°C]	Kühlleistung [W]	Energieverbrauch pro Tag [MJ/d] *
Kombischrank	650	-2/+10; -15/-24	840	24.2
Tiefkühlschrank	650	-15/-24	780	22.5
Tiefkühlschrank	1400	-15/-24	1150	33.1
Tiefkühlschrank	600	-18/-24	735	21.2
Glastürschrank	650	-15/-20	980	28.2
Tiefkühlunterbau	145	-10/-20	210	6.0
Tiefkühlunterbau	295	-10/-20	290	8.4
Tiefkühlunterbau	255	-10/-20	250	7.2

\* bei einer täglichen Laufzeit von 8 Stunden

### ☞ Kühl- und Tiefkühlgeräte

- Kühlleistungsbedarf = Angaben aus Herstellerlisten · Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$
- Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI} \approx 0.4$  bis  $0.8$
- Kühlenergiebedarf = Kühlleistung · tägliche Laufzeit
- Beispiel: Tägliche Laufzeit  $\approx 6 - 10$  h/Tag

### ☞ Kühlleistungs- und Kühlenergiebedarf eines Verkaufsraums

Bild 3.4 stellt schematisch einen Verkaufsraum mit drei verschiedenen Kühlmöbeln dar.

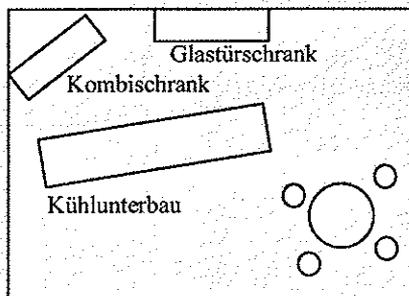


Bild 3.4: Schematische Darstellung eines Verkaufsraumes mit drei verschiedenen Kühlmöbeln

In diesem Verkaufsraum stehen folgende Geräte:

- Glastürschrank mit 650 l Inhalt und der Betriebstemperatur  $0/+10$  °C
- Kombischrank mit 650 l Inhalt und den Betriebstemperaturen  $-2/+10$  und  $-15/-24$  °C
- Kühlunterbau mit 445 l Inhalt und der Betriebstemperatur  $+2/+8$  °C

Der totale Kühlleistungsbedarf berechnet sich aus der Summe der Kühlleistungsbedarfe der einzelnen Geräte multipliziert mit dem Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$ . Die Kühlleistungsbedarfe können aus Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 herausgelesen werden:

$$\dot{Q}_{GK} = 445 + 295 + 840W = 1580W$$

Multipliziert mit einem Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$  von 0.5 ergibt sich für den Kühlleistungsbedarf:

$$\dot{Q}_{GK_{total}} = 1580 \cdot 0.5 = 790W$$

Der totale Kühlenergiebedarf ergibt sich aus der Summe der Kühlenergiebedarfe der einzelnen Geräte. Diese können aus Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 herausgelesen werden, wenn mit einer täglichen Laufzeit von 8 h/d gerechnet wird:

$$Q_{GK} = 12.8 + 8.5 + 24.2 \text{ MJ/d} = 45.5 \text{ MJ/d}$$

### 3.2.5 Kennwerte einer Beispielanlage

Im weiteren Verlauf des vorliegenden Handbuchs werden in einzelnen Kapiteln Beispiele aufgezeigt. Oftmals sind diese Beispiele als Beispielanlage gekennzeichnet und weisen dabei folgende Kennwerte und Annahmen auf:

#### ☞ Beispielanlage (siehe Kap. 5.1)

Anlage mit Heiz- und Warmwasserbedarf sowie Kühl-, Tiefkühl- und Klimakältebedarf. Die Lüftung enthält eine Wärmerückgewinnung. Der Bedarf an Warmwasser, Kühl- und Tiefkühlkälte ist konstant. Der Bedarf an Wärme und Klimakälte ist von der Aussentemperatur abhängig.

EBF:	1600 m <sup>2</sup>
Klimaregion:	Schweizerisches Mittelland
Auslegungstemperatur:	-8 °C
Heizgrenze:	12 °C
Kühlgrenzegrenze:	20 °C
COP:	3.4
Wirkungsgrad WRG:	0.7
Gleichzeitigkeit Kälte:	0.6
Kälteleistung Tiefkühlkälte:	6.5 kW
Kälteleistung Kühlkälte:	25 kW
Kälteleistung Klimakälte:	62 kW
Wärmeleistung Warmwasser:	5 kW
Wärmeleistung Heizung:	40 kW

### 3.2.6 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur

Der gesamte Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H_{tot}}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{H_{tot}} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_W \quad \text{Gl. 3.11}$$

Der gesamte Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{K_{tot}} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{GK} \quad \text{Gl. 3.12}$$

Der Lüftungswärmeleistungsbedarf, der Transmissionswärmeleistungsbedarf sowie der Kühlleistungsbedarf für Klimakälte sind von der Aussentemperatur abhängig. Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser und der Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte sind in erster Näherung unabhängig von der Aussentemperatur. Bild 3.5 zeigt einen typischen Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur.

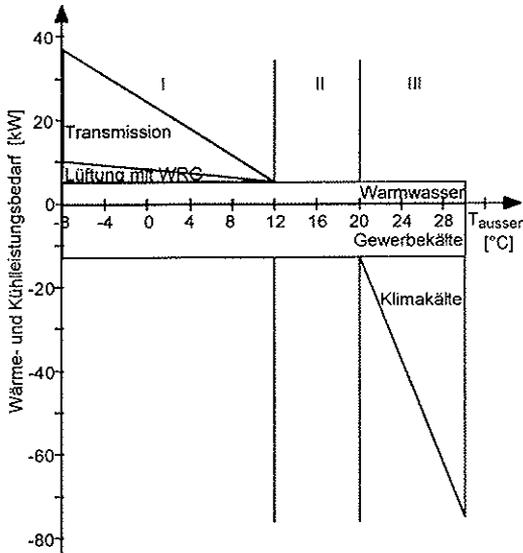


Bild 3.5 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur (24h-Mittelwert, Beispielanlage).

Bereich I: Wärmeleistungsbedarf übersteigt den Kühlleistungsbedarf

Bereich II: Wärmeleistungsbedarf und Kühlleistungsbedarf ausgeglichen

Bereich III: Kühlleistungsbedarf übersteigt den Wärmeleistungsbedarf

### 3.3 Energiebilanz der Erdwärmesonde

Beim Einsatz einer gekoppelten Wärme- und Kälteerzeugung wird immer gleichzeitig Kälte und Wärme produziert. Übersteigt dabei die Rückkühlleistung der Kälteerzeugung den momentanen Wärmebedarf für Heizung und Warmwasser, so muss diese Differenz über die Erdwärmesonden ins Erdreich gespeichert werden. Ist andererseits die Rückkühlleistung der Kälteerzeugung geringer als der momentane Wärmebedarf, so kann die noch fehlende Wärme mit der Wärmepumpe wieder aus den Erdwärmesonden geholt werden. Dabei ist zu beachten, dass in diesem Fall nicht die ganze fehlende Wärme aus den Erdwärmesonden gezogen werden muss, weil in der Energiebilanz der grösste Teil der zusätzlichen, elektrischen Antriebsleistung ( $P_{el} - P_{elR}$ ) ebenfalls auf der Wärme-seite bilanziert werden kann.

Formelmässig kann die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  der Kälteproduktion geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{elR} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} \quad \text{Gl. 3.13}$$

Ersetzt man in dieser Beziehung EER durch die Leistungszahl COP, so erhält man:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP - 1} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Die Energiebilanz ergibt einen Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde, wenn der Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H_{tot}}$  die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  übersteigt. Überwiegt die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$ , erfolgt ein Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde (Bild 3.6).

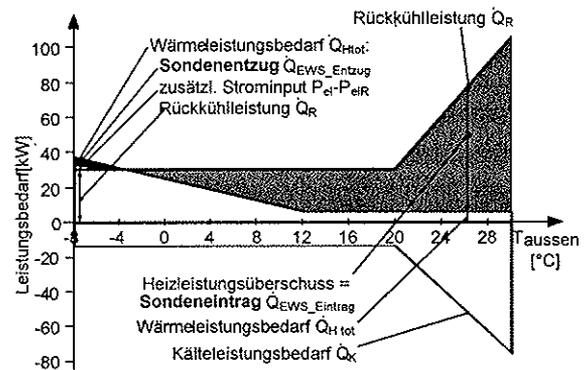


Bild 3.6 Entzugs- und Eintragsleistung der Erdwärmesonde in Funktion der Aussentemperatur (Beispielanlage).

#### Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde

Bei einem Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde, also für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$  lautet die Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{H_{tot}} = \dot{Q}_R + (P_{el} - P_{elR}) + \dot{Q}_{EWS\_Entzug} \quad \text{Gl. 3.15}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Entzugsleistung  $\dot{Q}_{EWS\_Entzug}$  ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R - (P_{el} - P_{elR}) \quad \text{Gl. 3.16}$$

Ersetzt man nun die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{eIR}$  zur Kälteproduktion  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  und die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  zur Bereitstellung des Wärmebedarfs  $\dot{Q}_{H_{tot}}$ , so erhält man daraus:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER+1}{EER} - \left( \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} - \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER} \right) \quad \text{Gl. 3.17}$$

Für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$  kann der Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde mit Gl. 3.13, Gl. 3.14 und Gl. 3.17 somit auch geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{EER}{EER+1} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.18}$$

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{COP-1}{COP} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.19}$$

### Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde

Bei einem Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde, also für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$  lautet die Energiebilanz:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{EWS\_Eintrag} \quad \text{Gl. 3.20}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Entzugsleistung  $\dot{Q}_{EWS\_Eintrag}$  ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.21}$$

Ersetzt man nun die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  der Kälteproduktion  $\dot{Q}_{K_{tot}}$ , so erhält man daraus für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$ :

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER+1}{EER} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.22}$$

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP-1} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.23}$$

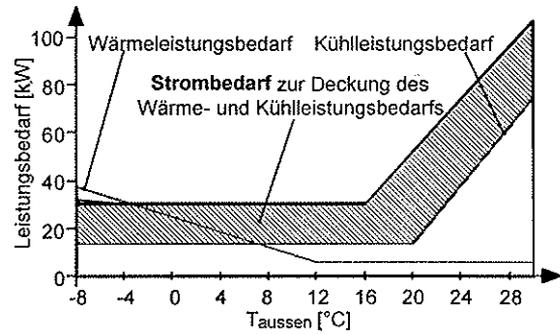


Bild 3.7 Strombedarf in Funktion der Aussen-temperatur (Beispielanlage).

Bei Energiebilanzen stellt sich nun generell die Frage, über welchen Zeitraum zweckmässigerweise zu bilanzieren ist. Die Formeln Gl. 3.18 und Gl. 3.22 zeigen klar, dass man bei einem ausgeglichenen Heiz- und Kühlenergiebedarf netto immer einen Wärmeeintrag in die Erdwärmesonden erhält. Es ist somit aus der Sicht der Erdwärmesonden nicht zulässig, einfach mit Tages- oder Monatsmitteln des Heiz- oder Kühlbedarfs zu rechnen. Man muss vielmehr stündlich bilanzieren und den Wärmeeintrag und den Wärmeentzug separat aufsummieren.

Zur Bestimmung der Energiebilanz der Erdwärmesonde müssen somit die Lastprofile für Heizen und Kühlen des Gebäudes als Stundenmittelwerte für ein ganzes Jahr erstellt werden. Dies kann aus den Meteodaten (z. B. aus Meteonorm: Remund, Salvisberg, Kunz, 1995) eines Normjahres mittels Simulationswerkzeugen oder entsprechenden statistischen Methoden (Markovketten) erfolgen. Bild 3.8 zeigt berechnete Lastprofile für Heizen und Kühlen für verschiedene typische Tage unter Bezug der effektiven Heizgradtage eines Normjahres. Daraus können Jahres-, Monats- oder Wochenenergiebilanzen des Heizwärme- und Kühlenergiebedarfs für das Gebäude und die Erdwärmesonden berechnet werden.

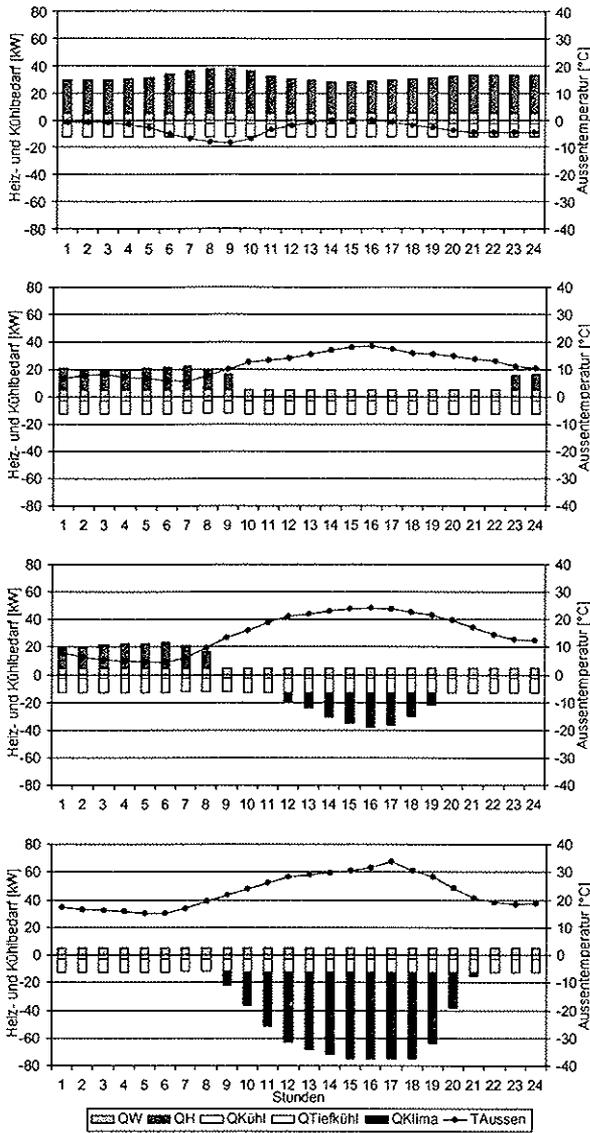


Bild 3.8 Berechnete Tagesgänge von Wärme- und Kühlleistungsbedarf (Beispielanlage).

Von oben nach unten:

- 7.1. kalter Tag
- 26.3. Übergangszeit
- 6.5. Übergangszeit
- 28.7. heissester Tag

Die Jahresenergiebilanz des Gebäudes ist im vorliegenden Fall nicht ausgeglichen (siehe Bild 3.9), sondern ergibt einen Überschuss beim Heizenergiebedarf von 53 MJ/m<sup>2</sup>. Dies entspricht einem Heizleistungsüberschuss von ca. 2.7 kW.

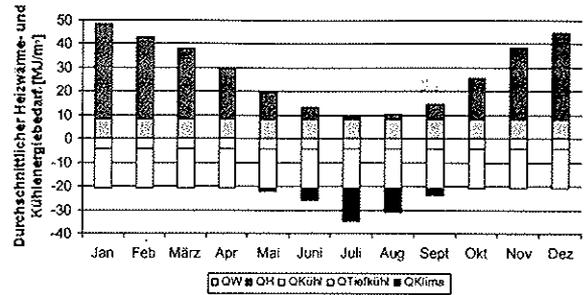


Bild 3.9 Durchschnittlicher Heizwärme- und Kühlergiebedarf in MJ pro m<sup>2</sup> EBF (Beispielanlage).

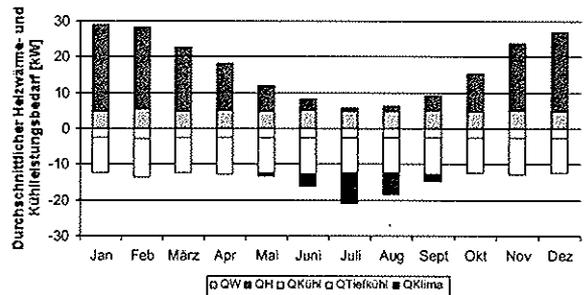


Bild 3.10 Durchschnittlicher Heizwärme- und Kühlleistungsbedarf des Gebäudes (Beispielanlage).

### Energiebilanz der Erdwärmesonde

Ausgehend von den berechneten Stundenmittelwerten für ein ganzes Jahr wird die Energiebilanz der Erdwärmesonde bestimmt. Im vorliegenden Fall zeigt sich ein deutlicher Wärmeeintragsüberschuss in die Erdwärmesonde (Bild 3.11). Der jährliche Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde beträgt ca. 39 MWh, was einer durchschnittlichen Eintragsleistung von 4.5 kW entspricht.

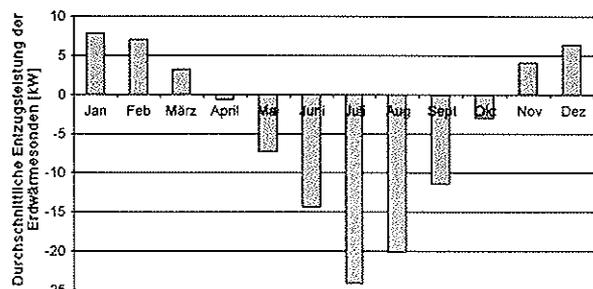


Bild 3.11 Durchschnittliche Entzugsleistung der Erdwärmesonden (Beispielanlage).

**Schlussfolgerung**

Selbst bei annähernd ausgeglichener Energiebilanz von Heizwärme- und Kälteenergiebedarf eines Gebäudes (Bild 3.9) zeigt die Energiebilanz der Erdwärmesonde einen deutlichen Eintrags-

überschuss während des Kühlbetriebs im Sommer (Bild 3.11). Dies bedeutet, dass die Erdwärmesonde in diesem Beispiel auf den Kühlfall im Sommerbetrieb ausgelegt werden muss.

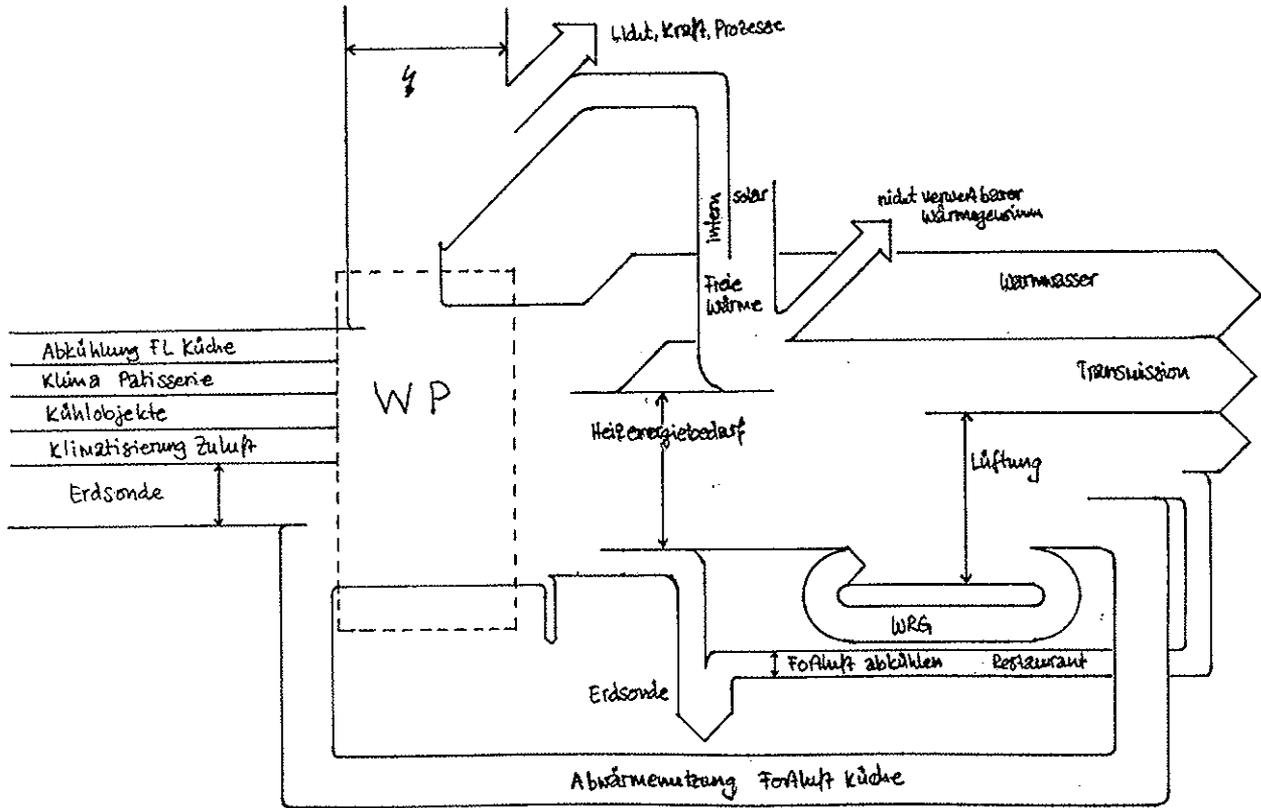


Bild 3.12 Energieflussdiagramm der Beispielanlage.

## 4 Komponentenauslegung

### 4.1 Wärmepumpe

Eine Wärmeübertragung allein mit einem Wärmeübertrager ist nur dann möglich, wenn die Temperatur der Wärmequelle höher ist als diejenige der Wärmeabgabe. Aber auch die Energie einer niederwertigen Wärmequelle kann genutzt werden, indem diese mit Hilfe einer Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau angehoben wird.

#### Leistungszahl (COP) in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle

Bild 4.1 stellt die Leistungszahl von verschiedenen Wärmepumpen in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle dar. Die schwarze Linie zeigt den Mittelwert, das graue Band umfasst den Streubereich der Messwerte. Die Daten stammen aus (WPZ-Bulletin 2000) und beinhalten alle in diesem Bulletin veröffentlichten Wärmepumpen.

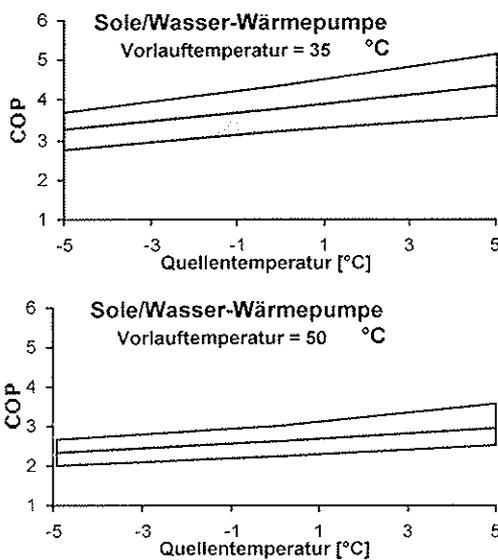


Bild 4.1: Leistungszahl von Sole/Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Quelltemperatur. Schwarze Linie: Mittelwert, graues Band: Streubreich (Quelle: WPZ-Bulletin, 2000)

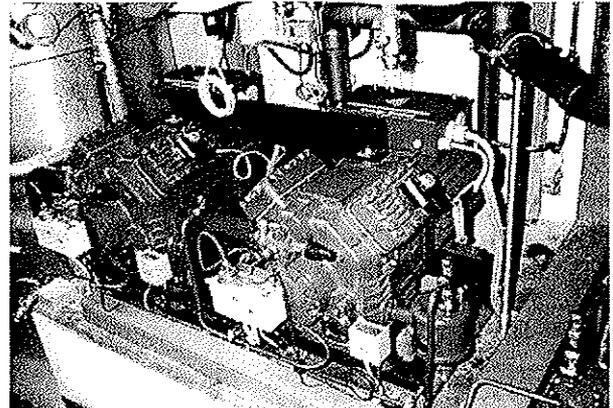


Bild 4.2 Kompressoren einer Kältemaschine/ Wärmepumpe (KWT AG, Foto: Verenum)

### 4.2 Erdwärmesonden

#### Bezeichnungen

In der Folge wird die Berechnung der Erdwärmesondengleichung dargestellt. Bild 4.3 stellt einen Querschnitt durch eine Doppel-U-Sonde dar.

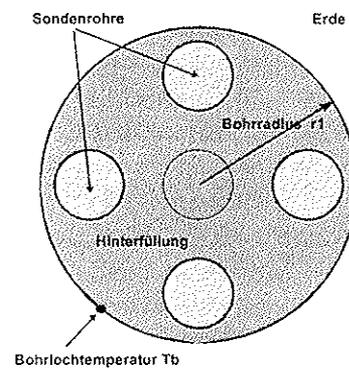


Bild 4.3: Sondenquerschnitt (Huber, 1999)

Bei diesem Sondentyp wird zunächst eine Bohrung mit dem Radius  $r_1$  erstellt. Darin werden vier Sondenrohre eingeführt und mit einer Zement-Bentonit-Mischung hinterfüllt. In zwei dieser Sondenrohre fließt das Sondenfluid hinunter und in den anderen beiden wieder hinauf. Die Rohre sind am unteren Ende verbunden, es existiert also ein geschlossener Sondenkreislauf, siehe Bild 4.4. Am Rand dieser Bohrung, also auf dem Radius  $r_1$ , ist die Bohrlochtemperatur  $T_b$  definiert. Wenn das Sondenfluid die Sonde verlässt, besitzt es eine Quelltemperatur von  $T_{Quelle}$ .

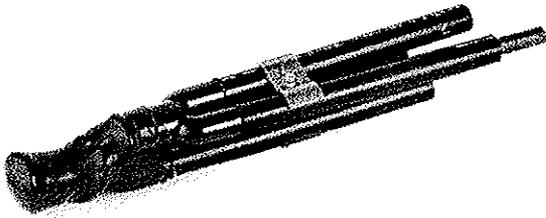


Bild 4.4: Endstück einer Doppel-U-Sonde  
(Foto: HAKA-GERODUR AG)

Die analytische Erdwärmesondengleichung wird mit der Methode der Antwortfunktion gelöst. Konkret wird die dimensionslose Temperatursprungantwort "g-function" von Eskilson eingesetzt, die als dimensionslose Zeit für Sondenfelder und Einzelsonden betrachtet werden kann. Dabei ist die g-function einzig eine Funktion der dimensionslosen Zeit und des dimensionslosen Sondenabstandes (Eskilson 1987). Der spezifische Wärmeentzug pro Sondenlänge ist bei dieser Berechnungsmethode konstant.

#### Quellen- und Rücklauftemperaturen

Bei der Planung von Erdwärmesonden interessieren vor allem die Quellen- und Rücklauftemperaturen. Diese können mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung simuliert werden: Wenn die Temperatur-Sprungantwort (g-function) bekannt ist, kann die zeitliche Entwicklung der durchschnittlichen Bohrlochtemperatur  $T_b$  berechnet werden. Mit Hilfe dieser Bohrlochtemperatur lässt sich die Quellentemperatur  $T_{\text{Quelle}}$ , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen. Bei der Berechnung zeigt sich, dass für die Bestimmung der Quellenmitteltemperatur der Solemassenstrom nicht benötigt wird. Bei der Berechnung der Sonden-Rücklauf-temperatur, die massgebend für die Frostsicherheit ist, muss der Solemassenstrom allerdings wieder miteinbezogen werden.

Für die Verdampfungstemperatur (und somit für die Leistungszahl der Wärmepumpe) ist im wesentlichen die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  massgebend. Für einen maximalen Wirkungsgrad der Wärmepumpe (COP) muss der Solemassenstrom hoch gewählt werden. Dies ist auch der Grund, weshalb die meisten Wärmepumpen in den Herstellerangaben einen (physikalisch nicht begründ-

baren) hohen Solemassenstrom fordern. Das Ziel sollte es aber nicht sein, den Wärmepumpenwirkungsgrad (COP), sondern die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Gesamtanlage, die auch den Strombedarf der Solepumpe beinhaltet, zu maximieren. Bei dieser Betrachtungsweise liegt das Optimum in der Regel bei weit geringeren Solemassenströmen. Für die Bestimmung des minimal nötigen Solemassenstroms müssen die folgenden Bedingungen eingehalten werden:

- Die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  muss über der Frostgrenze des Sondenfluids sein
- Die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  muss in jedem Fall über der minimalen Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe liegen
- Die Quellentemperatur  $T_{\text{Quelle}}$  kann nicht über der Temperatur des ungestörten Erdreiches  $T_m$  liegen.

#### Ähnlichkeitsgesetze von Erdwärmesonden

Sowohl Einzelsonden als auch Sondenfelder weisen bei geometrischer Ähnlichkeit auch ähnliche Temperatur-Sprungantworten auf (Claesson und Eskilson 1987). Der Zeitmassstab muss dabei mit dem Quadrat der Erdwärmesondenlänge  $H$  und der Temperaturleitfähigkeit  $a$  dimensionsbefreit werden. Die Sondenzeitkonstante  $t_s$  ist definiert als:

$$t_s = \frac{H^2}{9a} \quad \text{Gl. 4.1}$$

Die dimensionslose Zahl  $Es$  von Eskilson

$$Es = \frac{t}{t_s} = \frac{9a}{H^2} t \quad \text{Gl. 4.2}$$

kann somit als dimensionslose Zeit für Sondenfelder und Einzelsonden betrachtet werden.

Die Kenntnis der Zeitkonstanten ist vor allem bei nicht ausgeglichener jährlicher Entzugsbilanz wesentlich. Bis zum Zeitpunkt  $Es = 0.1$  muss mit einer merklichen Abkühlung bzw. Erwärmung des Erdreiches gerechnet werden. Danach erfolgt nur noch eine sehr geringe Temperaturänderung im Erdreich. Der Gleichgewichtszustand zwischen Wärmeentzug und nachhaltigem Nachfließen der Wärme ist dann ab ca.  $Es = 10$  erreicht.

**Zeithorizont**

Der Zeithorizont für die Dimensionierung einer Erdwärmesonde bzw. eines Erdwärmesondenfeldes muss mindestens  $E_s = 0.1$  betragen.

Zahlenbeispiel:

- Bohrtiefe der Erdwärmesonden  $H = 180$  m
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Erde} = 2.4$  W/mK
- Wärmekapazität  $c_{p, Erde} = 900$  J/kgK
- Dichte  $\rho_{Erde} = 2500$  kg/m<sup>3</sup>

Mit Gl. 4.1 erhält man eine Zeitkonstante von

$$t_s = \frac{H^2}{9a} = \frac{H^2 c_{p, Erde} \rho_{Erde}}{9 \lambda_{Erde}} = 3.375 \cdot 10^9 [s] = 107 [\text{Jahre}]$$

Der Zeithorizont für die Dimensionierung der vorliegenden Erdwärmesonden muss somit auf 11 Jahre ( $E_s = 0.1$ ) angesetzt werden.

Im Gleichgewichtszustand fließt im Jahresdurchschnitt die gleiche Energiemenge, die mit der Sonde dem Erdreich entzogen wird, zusätzlich von der Erdoberfläche wieder nach. Es findet somit keine weitere Auskühlung bzw. Erwärmung mehr statt.

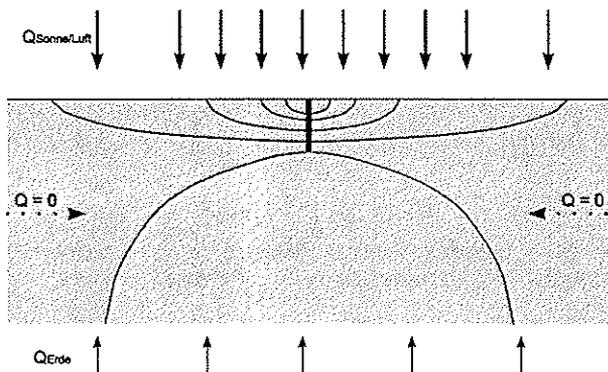


Bild 4.5: Wärmeflusslinien für Einzelsonden im Gleichgewichtszustand (ohne Jahreszeiten-Transitenten).

Die Dimensionsbefreiung der Temperaturabsenkung  $\Delta T$  erfolgt mit  $\dot{q}$ , der Wärmeleitfähigkeit der Erde  $\lambda_{Erde}$  und der Sondenlänge  $H$ . Damit kann die dimensionslose Temperaturabsenkung  $g$  definiert werden als

$$g(E_s, r_b/H) = \frac{\Delta T \cdot 2 \pi \lambda_{Erde}}{\dot{q} H} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Die dimensionslose Temperatursprungantwort  $g$  (= "g-function") ist nach Eskilson (1987) sowohl für

Einzelsonden als auch für Sondenfelder einzig eine Funktion der dimensionslosen Zeit  $E_s$  und des dimensionslosen Sondenabstandes  $r_b/H$ . Man geht dabei von einem konstanten, spezifischen Wärmeentzug pro Sondenlänge  $\dot{q}$  aus.

Für eine Einzelsonde im Bereich  $5r_b^2/a < t < t_s$  kann die Funktion  $g$  bei einem maximalen Fehler von 7 % angenähert werden mit

$$g(E_s, r_b/H) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) + 0.5 \ln(E_s) \quad \text{Gl. 4.4}$$

Für Zeiten grösser als  $t_s$  strebt die Einzelsonde dem folgenden Gleichgewichtszustand zu:

$$g(r_b/H) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) \quad \text{Gl. 4.5}$$

In Bild 4.6 sind als Beispiel die dimensionslosen Temperatur-Sprungantworten ("g-function") von zwei Erdwärmesonden im Abstand  $B$  eingezeichnet. Im Vergleich dazu ist gestrichelt die g-function einer Einzelsonde dargestellt. Weitere Temperatur-Sprungantworten für verschiedene Erdwärmesondenfelder sind in Anhang 8.4 zu finden.

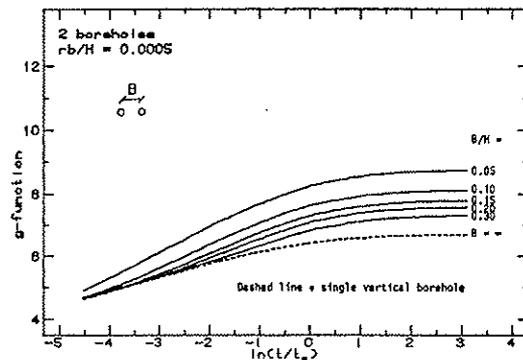


Bild 4.6: Dimensionslose Sprungantwort "g-function" für zwei Erdwärmesonden mit dem Abstand  $B$  nach Eskilson (1987).

Um die absolute Temperatur im Erdreich zu erhalten, kann nun die Sprungantwort  $\Delta T$  von der ungestörten Anfangstemperatur  $T_m$  abgezählt werden (Superpositionsprinzip). Die Bohrlochtemperatur  $T_b$  kann beispielsweise aus  $g$  und  $T_m$  wie folgt berechnet werden:

$$T_b = T_m + \frac{\dot{q}}{2 \pi \lambda_{Erde}} g(E_s, r_b/H) \quad \text{Gl. 4.6}$$

$T_m$  ist die mittlere Erdreichtemperatur im ungestörten Zustand in halber Sondentiefe. Sie berechnet

sich aus der durchschnittlichen Jahres-Erdoberflächentemperatur  $T_{mo}$  und dem Temperaturgradienten  $T_{Grad}$ :

$$T_m = T_{mo} - T_{Grad} \frac{H}{2} \quad \text{Gl. 4.7}$$

Die durchschnittliche Jahres-Erdoberflächentemperatur  $T_{mo}$  ist gleich der durchschnittlichen Jahres-Lufttemperatur plus einer mittleren Bodenerwärmung von 0.8 ° bis 2 °C, der Temperaturgradient  $T_{Grad}$  schwankt von 0.03 bis 0.04 K/m.

### Bodeneigenschaften

Böden besitzen sehr unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten. Bei den Erdwärmesonden kommt der Widerstand der Hinterfüllung (Füllmaterial zwischen den Sondenrohren und dem Bohrloch) hinzu. Diese Hinterfüllung besteht in der Regel aus Bentonit, das eine bedeutend kleinere Wärmeleitfähigkeit als das Erdreich besitzt (ca. 0.81 W/mK). Bild 4.7 zeigt die Quellentemperaturen bei Böden mit unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten.

### Ungestörte Erdreichtemperaturen

Die jahreszeitlichen Temperaturschwankungen im ungestörten Erdreich sind bis in Tiefen von 10 – 15 m messbar, darunter herrschen konstante

Temperaturen. In 10 m Tiefe ist das Erdreich etwa 1 °C wärmer als die Lufttemperaturen im Jahresdurchschnitt. In städtischen Gebieten liegt dieser Wert bei 2 °C, in schneereichen Gegenden beträgt er bis 4 °C. Die Temperaturen nehmen um 2.5 – 4 °C pro 100 m Tiefe zu.

Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die Temperaturverhältnisse in verschiedenen Gegenden.

*Tabelle 4.1: Ungestörte Erdreichtemperaturen in verschiedenen Tiefen und Gegenden (Huber 1999)*

Tiefe [m]	freie Lage Mittelland	Zürich Basel	Davos (mit Schnee)
-25	11.3	12.5	8.0
-50	12.0	13.5	8.7
-75	12.8	14.5	9.5
-100	13.5	15.5	10.2
-125	14.3	16.5	11.0
-150	15.0	17.5	11.7
-175	15.8	18.5	12.5
-200	16.5	19.5	13.2

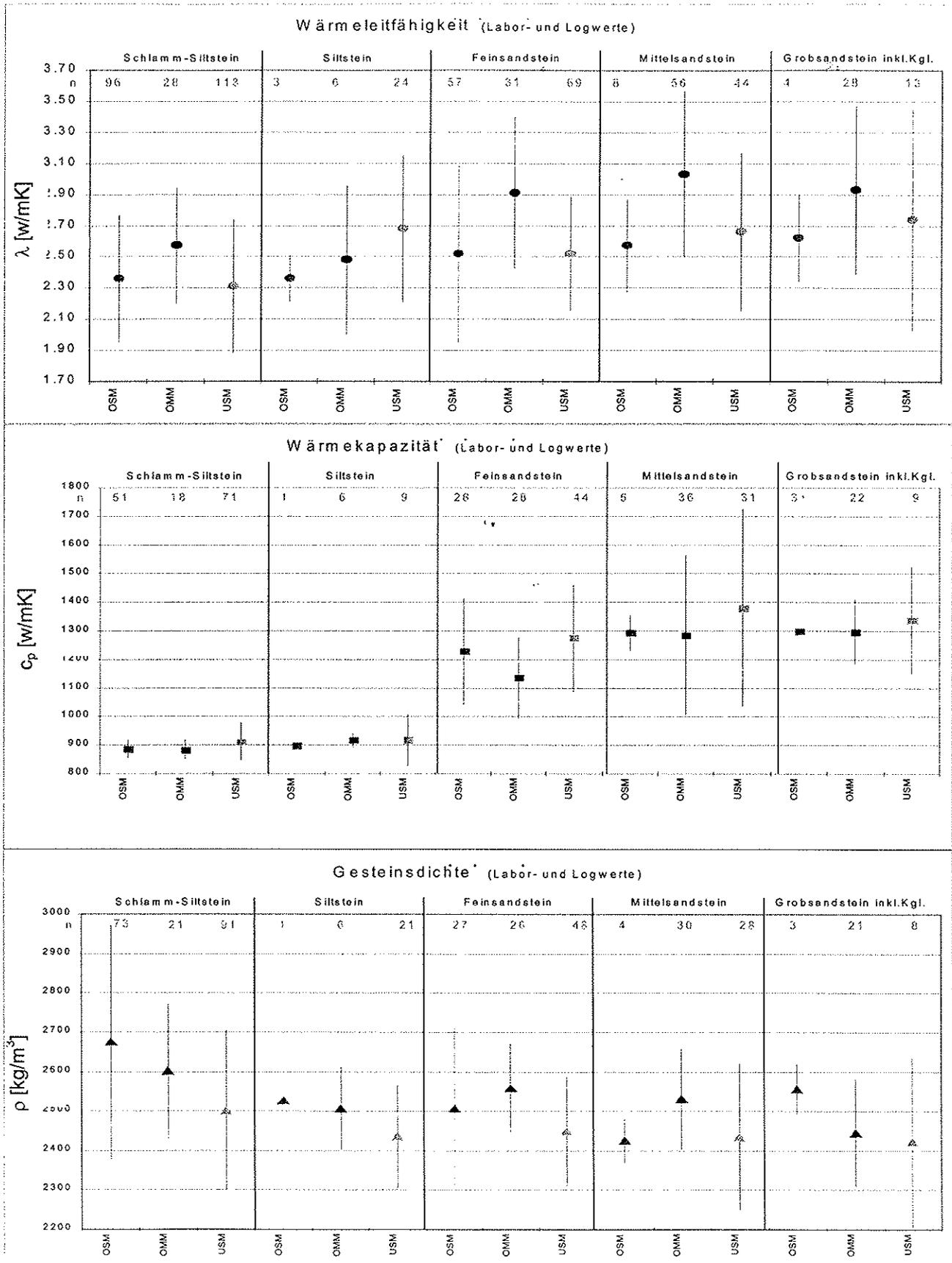


Bild 4.7: Arithmetischer Mittelwert und Standardabweichung der Stoffwerte des Bodens im Molasseecken des Schweizerischen Mittellandes nach Leu et al. (1999).

OSM: Obere Süßwassermolasse, OMM: Obere Meeresmolasse, USM: Untere Süßwassermolasse

**Der radiale Temperatur-Trichter**

Für die Abhängigkeit der g-Funktion vom Sondenabstand  $r_1$  gilt nach Eskilson der folgende, logarithmische Zusammenhang:

$$g(Es, r_1/H) = g(Es, r_b/H) - \ln(r_1/r_b) \quad \text{Gl. 4.8}$$

Diese Formel ist im Sonden-Nahbereich gültig und erlaubt es, mit einer einzigen Sprungantwort  $g$  das Temperaturverhalten im ganzen Sonden-Nahbereich zu bestimmen.

**Berechnung der Quelltemperatur mit der Erdwärmesondengleichung**

Mit Gl. 4.6 kann die zeitliche Entwicklung der durchschnittlichen Bohrlochtemperatur berechnet werden, sofern die Temperatur-Sprungantwort  $g$  bekannt ist. In diesem Abschnitt wird nun gezeigt, wie sich damit die Quelltemperatur  $T_{\text{Quelle}}$ , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen lässt.

Mit der mittleren Fluidtemperatur  $T_f$  in der Sonde und der Bohrlochtemperatur  $T_b$  kann der Bohrlochwiderstand  $R_b$  definiert werden als

$$R_b = \frac{T_b - T_f}{\dot{q}} \quad \text{Gl. 4.9}$$

Der Bohrlochwiderstand  $R_b$  setzt sich zusammen aus dem Bohrloch-Hinterfüllungswiderstand  $R_c$  (typischer Wert 0.08 Km/W) und dem Wärmeübergangswiderstand  $R_\alpha$  von der Hinterfüllung ans Sondenfluid:

$$R_b = R_\alpha + R_c \quad \text{Gl. 4.10}$$

Bei Doppel-U-Sonden kann der Wärmeübergangswiderstand  $R_\alpha$  berechnet werden mit

$$R_\alpha = \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} \quad \text{Gl. 4.11}$$

Ansätze für die Berechnung von  $R_b$  sind zum Beispiel bei Hellström (1991) oder Huber und Schuler (1997) zu finden. Vereinfachend wird angenommen, dass die mittlere Fluidtemperatur  $T_f$  in der Sonde dem arithmetischen Mittel der Quelltemperatur  $T_{\text{Quelle}}$  und der Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  entspricht

$$T_f \cong \frac{T_{\text{Quelle}} + T_{\text{Rücklauf}}}{2} \quad \text{Gl. 4.12}$$

Mit der Rücklauftemperatur

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_{\text{Quelle}} - \frac{\dot{q} H}{c_{p\text{Sole}} \dot{m}_{\text{Sole}}} \quad \text{Gl. 4.13}$$

kann damit die Quelltemperatur berechnet werden

$$T_{\text{Quelle}} = T_b - \left[ R_b \frac{H}{2 \dot{m}_{\text{Sole}} c_{p\text{Sole}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.14}$$

Der thermische Widerstand  $R_b$  kann aufgeteilt werden in den Wärmeübergangswiderstand zwischen Sole und Sonde und den thermischen Widerstand  $R_c$  bis zum Bohrlochradius:

$$T_{\text{Quelle}} = T_m - \left[ \frac{g(t, H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c - \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.15}$$

Für die Sonden-Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  (massgebend für die Frostsicherheit) gilt damit:

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_m - \left[ \frac{g(t, H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c + \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.16}$$

**Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern**

In Kapitel 3.3 wurde gezeigt, wie die Sondenbelastung im Stundenschritt berechnet und dann zu Monatsbilanzen und kurzzeitigen Leistungsspitzen zusammengefasst wird. Nachfolgend soll nun daraus mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung (Gl. 4.15) das thermische Verhalten der Erdwärmesonden aufgezeigt werden.

Dazu muss zuerst das langfristige Verhalten des Erdreiches untersucht werden. Die Jahresbilanz zeigt, ob dem Boden durchschnittlich mehr Wärme entzogen oder zugeführt wird. Je nach Resultat erfolgt eine langsame Abkühlung oder Erwärmung des Erdreiches. Als nächstes wird mit Gl. 4.2 die zu beachtende Zeitkonstante des Sondenfeldes aus der Bohrtiefe und der Temperaturleitfähigkeit der Erde bestimmt. Mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung Gl. 4.15 kann dann das zu erwartende, nachhaltige Temperaturniveau berechnet werden. Bild 4.8 zeigt ein Beispiel, bei dem bei einer durchschnittlichen Rückkühlleistung von 15 W pro Meter Sondenlänge nach fünf Jahren mit einer nachhaltigen Erwärmung des Erdreiches um ca. 5 °C zu rechnen ist. Bei einer entsprechenden Entzugsleistung ändert sich einzig das Vorzeichen, d. h. es wäre mit einer nachhaltigen Abkühlung von 5 °C zu rechnen.

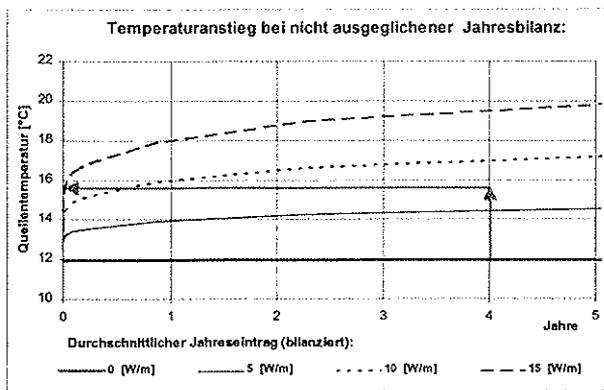


Bild 4.8: Temperaturanstieg über 5 Jahre für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand,  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/mK}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sonden-durchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Wie stark dieses Resultat von der Wärmeleitfähigkeit der Erde abhängt, zeigt Bild 4.9 am Beispiel einer durchschnittlichen Sondenbelastung von 10 W/m.

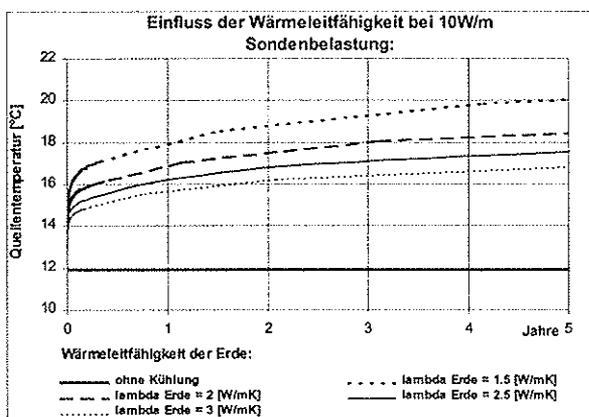


Bild 4.9: Langfristige Erhöhung der Quellentemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand, Einspeisleistung 10 W/m im Jahres-durchschnitt, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sonden-durchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Saisonal kann die Sondenbelastung ein Mehr-faches der Jahresbelastung betragen. Das Super-positionsprinzip erlaubt es, neben der durch-schnittlichen Jahresbelastung die saisonalen Schwankungen für sich alleine zu berechnen und die Resultate zu überlagern.

Beispiel: Monatliche Sondenbelastungen

	Absolute Belastung	Saisonale Belastung	
Januar	12.5 W/m	+7.4	= 19.9 W/m
Februar	11 W/m	+7.4	= 18.4 W/m
März	6 W/m	+7.4	= 13.4 W/m
April	-1 W/m	+7.4	= 6.4 W/m
Mai	-12 W/m	+7.4	= -4.6 W/m
Juni	-23 W/m	+7.4	= -15.6 W/m
Juli	-40 W/m	+7.4	= -32.6 W/m
August	-34 W/m	+7.4	= -26.6 W/m
September	-20 W/m	+7.4	= -12.6 W/m
Oktober	-5 W/m	+7.4	= 2.4 W/m
November	7 W/m	+7.4	= 14.4 W/m
Dezember	10 W/m	+7.4	= 17.4 W/m
<b>Durchschnitt:</b>	<b>-7.4 W/m</b>	<b>+7.4</b>	<b>= 0 W/m</b>

Im obigen Beispiel beträgt die Rückkühlleistung der Sonde bzw. die Eintragsleistung ins Erdreich im Jahresdurchschnitt 7.4 W/m. Mit diesem Wert wird das nachhaltige, langfristige Temperaturniveau im Erdreich bestimmt. Um die saisonalen Schwankungen zu erhalten, wird die Jahresdurchschnittsleistung von der monatlichen Durchschnitts-Rückkühlleistung der Erdwärmesonden subtrahiert. Damit wird das saisonale Verhalten der Erdwärmesonden bestimmt (cf. Bild 4.10) und dazu das nachhaltige, langfristige Temperaturniveau addiert.

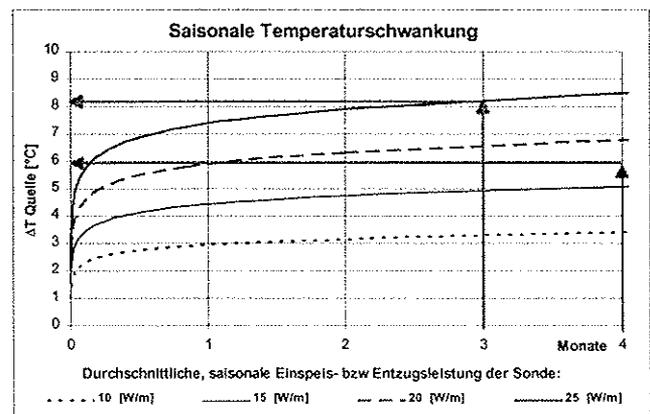
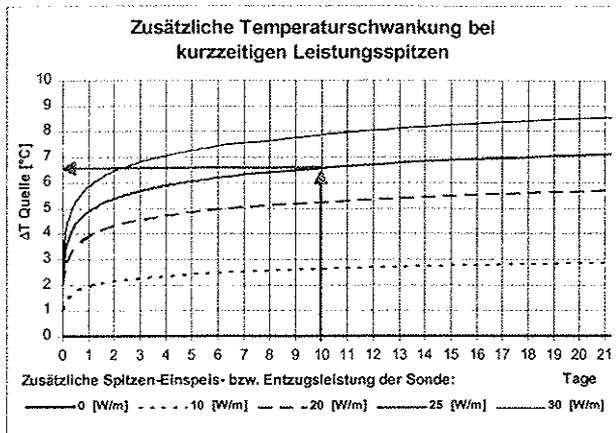


Bild 4.10: Mittelfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quellentemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand,  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/mK}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sonden-durchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.



**Bild 4.11:** Kurzfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quellentemperatur für eine beliebige Sondenanordnung,  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/mK}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Das gleiche Vorgehen wählt man auch für die kurzzeitigen Leistungsspitzen (Bild 4.11), wobei bei diesen keine Rücksicht mehr auf die Sondenkonfiguration genommen werden muss, weil sich die kurzzeitigen Leistungsspitzen nur noch im Sondennahbereich auswirken.

**Beispiel: Abschätzung der Quellentemperatur im Sommer und Winter**

Für ein Erdwärmesondenfeld von 4 Erdwärmesonden (Anordnung 2 x 2 im Quadrat) mit 80 m Bohrtiefe und einem Sondenabstand von 8 m im Erdreich mit einer Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/mK}$  bei einem Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde soll bei folgendem Entzugsprofil die Quellentemperatur der Erdwärmesonden berechnet werden:

**Sommerbetrieb:**

- Durchschnittliche Jahresentzugsleistung: - 7.5 W/m
- Zusätzliche saisonale Belastung (Durchschnitt Juni – August): - 25.0 W/m
- Zusätzliche 10-Tages-Spitze: - 25.0 W/m
- Sommer-Leistungsspitze total: - 57.5 W/m

**Quellentemperatur im vierten Betriebsjahr**

- Jahresdurchschnitt (Bild 4.8): 15.6 °C
- Saisonale Temperaturerhöhung (Juni – August, Bild 4.10): + 8.2 °C
- 10-Tages-Spitze (Bild 4.11): + 6.7 °C
- Sommer-Temperaturspitze (Max.): 30.5 °C

**Winterbetrieb:**

- Durchschnittliche Jahresentzugsleistung: - 7.5 W/m
- Zusätzliche saisonale Belastung (Durchschnitt Nov – Feb): + 17.5 W/m
- Zusätzliche 10-Tages-Spitze: + 25.0 W/m
- Winter-Leistungsspitze total: + 35.0 W/m

**Quellentemperatur im vierten Betriebsjahr**

- Jahresdurchschnitt (Bild 4.8): 15.6 °C
- Saisonale Temperaturerhöhung (Nov – Feb, Bild 4.10): - 6.0 °C
- 10-Tages-Spitze (Bild 4.11): - 6.7 °C
- Winter-Temperaturspitze (Min.): + 2.9 °C

Bis anhin wurde gezeigt, wie das Temperaturniveau in der Erdwärmesonde berechnet werden kann. Etwas aufwendiger ist eine Aussage über den anzustrebenden Zielwert für die Dimensionierung. Dazu müssen die folgenden Randbedingungen eingehalten werden:

- ☞ Die Frostgrenze des Sondenfluids darf nicht unterschritten werden
- ☞ Die Rückkühlspitzen dürfen nicht zu unzulässigen Druckspitzen in der Wärmepumpe führen ("Hochdruck")
- ☞ Der Sondendurchsatz sollte nicht so hoch gewählt werden, dass mehr als 10 % der benötigten Energie in die Umwälzpumpen gesteckt wird.

Neben diesen Randbedingungen ist ein klassisches Optimierungsproblem zwischen Investitionskosten (Sondeniänge) und Betriebskosten (COP/EER der Wärmepumpe) zu lösen.

**4.3 Warmwasserspeicher**

Das Volumen des Warmwasserspeichers lässt sich aus dem täglichen Warmwasserverbrauch und der Rückkühlleistung der Gewerbekälte ermitteln. Im Anhang 8.2 befindet sich eine Zusammenstellung über typische Warmwasserverbräuche.

## 4.4 Heizungsspeicher

### Speichertyp

Ein Heizungsspeicher ist aus zwei Gründen notwendig: Einerseits weil auf der Wärmepumpenseite und auf der Verbraucherseite Kreisläufe mit unterschiedlichen Durchflüssen bestehen. Diese müssen voneinander entkoppelt werden. Andererseits, weil der Kondensator in der Wärmepumpe nur einen sehr kleinen Wasserinhalt hat. Seine Verhaltensweise gleicht einem Durchlauferhitzer und würde, wegen Überleistung während der meisten Zeit der Heizperiode, zu einer viel zu hohen Schalthäufigkeit führen. Dies verkürzt einerseits die Lebensdauer des Verdichters, andererseits stellen die Elektrizitätswerke bestimmte Anforderungen an die maximal zulässige Schalthäufigkeit pro Stunde. Durch einen technischen Speicher, der eine maximal zulässige Schalthäufigkeit gewährleistet, lässt sich dieses Problem lösen. Dabei handelt es sich um kleine Wasserspeicher, die mit der zeitweise vorhandenen Überschusswärme aufgeheizt werden. Fallen betrieblich bedingte Unterbrüche (Sperrzeiten der Wärmepumpe) an, so ist eine grössere Speicherfähigkeit in Form eines Wärmespeichers notwendig.

### ☞ Technischer Speicher:

- Hydraulische Entkopplung
- Reduzierte Schalthäufigkeit (Max.  $n = 2...3$  / Stunde)
- Min. Laufzeit

### ☞ Wärmespeicher (zusätzlicher Nutzen):

- Grösserer Anteil Niedertarifstrom
- Überbrückung längerer Sperrzeiten
- Max. Schalthäufigkeit  $n < 2$  pro Stunde

### Speicherladung

Neben der Wahl des Speichertyps muss auch nach der Art der Speicherladung unterschieden werden. Es existieren Stufen- und Schichtladung mit unterschiedlichen Vor- und Nachteilen (weitere Informationen bei: RAVEL 1993a).

## 4.5 Wärmeübertrager

Im Anhang 8.3 befindet sich ein ausführliches Kapitel über Wärmerückgewinnung und Abwärmennutzung. An dieser Stelle wird nur kurz auf die wichtigsten Grundlagen und Erkenntnisse eingegangen.

An der Grenze zweier Systeme mit verschiedenen Temperaturen findet ein Wärmeaustausch statt, den man sich zu Nutze machen kann. Denn bei diesem Austausch wird keine Arbeit verrichtet. Die Grösse des Wärmestromes ist proportional der wärmeübertragenden Fläche und dem Temperaturunterschied. Der Wärmerückgewinn ist das Verhältnis von ausgetauschter Wärme zur Differenz der Wärmeströme vor dem Wärmeübertrager. Unterschieden wird zwischen drei Stromführungen: Gleichstrom, Gegenstrom und Kreuzstrom.

Die Überwindung der Druckverluste in Wärmeübertragern, Leitungen, Formstücken, Filtern usw. fordert zusätzliche elektrische Energie. Somit muss bei der Auslegung einer Anlage zwischen Wärmeübergang und Druckverlust optimiert werden (Ravel 1993c).

### ☞ Auslegung Wärmeübertrager

Die Grösse eines Wärmeübertragers sollte vor allem auf die Temperaturdifferenz und nicht auf die Leistung ausgelegt werden.

### 4.6 Umwälzpumpen

Der Energiebedarf für die Umwälzpumpen wird gern unterschätzt. Es ist nicht selten, dass weit mehr als 10 % des gesamten Strombedarfs zur Bereitstellung des Wärme- und Kältebedarfs dafür aufgewendet wird. Es wurden sogar schon Anlagen angetroffen, bei denen der Strombedarf für die Umwälzpumpen gleich hoch war wie der Strombedarf für die Kompressoren in der Wärmepumpe.

Um den Strombedarf für Umwälzpumpen niedrig zu halten, müssen der Pumpenwirkungsgrad  $\eta$  und die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Rohren beachtet werden. Dazu werden in der Folge Zusammenhänge in Rohrnetzen aufgezeigt:

Die hydraulische Förderleistung  $P_h$  ist die physikalisch minimale Leistung, die zur Förderung des Volumenstroms  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s] bei einem Druckabfall  $\Delta p$  [Pa] aufgebracht werden muss:

$$P_h = \Delta p \dot{V} = \Delta p v A \quad [W] \quad \text{Gl. 4.17}$$

Die Stromaufnahmeleistung  $P_{el}$  ergibt sich dann mit dem Wirkungsgrad  $\eta$  der Umwälzpumpe aus

$$P_{el} = \eta \Delta p \dot{V} \quad [W] \quad \text{Gl. 4.18}$$

Der Druckabfall  $\Delta p$  wird durch die Auslegung der Umwälzpumpe bestimmt. Er ist bei vollturbulenter Strömung proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Rohren:

$$\Delta p \sim v^2 \sim \frac{\dot{V}^2}{A^2} \quad [Pa] \quad \text{Gl. 4.19}$$

und somit primär von der gewählten Rohrquerschnittsfläche  $A$  abhängig. Aus den beiden Formeln Gl. 4.19 und Gl. 4.20 ist ersichtlich, dass die Aufnahmeleistung der Pumpe proportional zur dritten Potenz der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  ist:

$$P_{el} \sim \eta v^3 \quad [W] \quad \text{Gl. 4.20}$$

#### Wirkungsgrade von Umwälzpumpen

Werden die Umwälzpumpen im optimalen Betriebspunkt eingesetzt, kann man zur Zeit mit den Wirkungsgraden gemäss Bild 4.12 rechnen (Füglister und Sigg 1991). Für kleine Förderleistungen stehen momentan Stromspar-Umwälz-

pumpen vor der Markteinführung, die auch bei hydraulischen Förderleistungen von nur 10 W Wirkungsgrade bis 40 % erreichen.

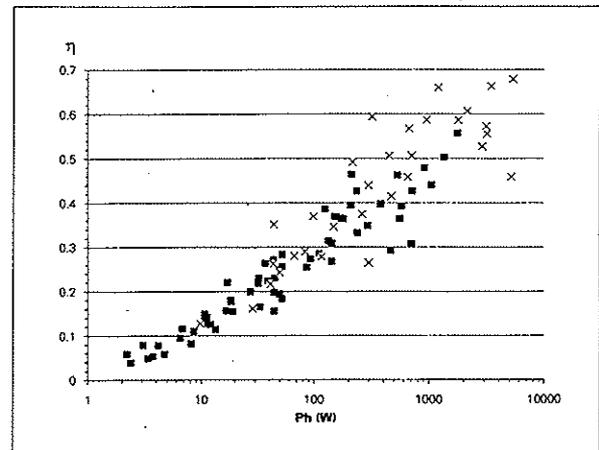


Bild 4.12 Wirkungsgrade von Umwälzpumpen in Abhängigkeit der hydraulischen Förderleistung nach Füglister und Sigg (1991).

#### Förderstrom der Umwälzpumpen

Die neben der Rohrquerschnittsfläche  $A$  zweite, wichtige Planungsgrösse ist der Förderstrom  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s]. Einerseits sollte der Förderstrom möglichst niedrig sein, damit auch bei kleinen Rohrquerschnitten ein geringer Druckabfall und somit niedrige Stromaufnahmeleistungen in den Umwälzpumpen erreicht werden. Andererseits verlangt die Forderung nach kleinen Temperaturdifferenzen  $\Delta T$  einen hohen Förderstrom, damit die Leistungsziffer von Wärmepumpen hoch ist und die Wärmeübertrager klein und günstig bleiben.

Die Auslegung des Förderstroms ist somit immer eine Systemoptimierung, die über die folgende Beziehung mit der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  gekoppelt ist

$$\dot{Q} = \Delta T \dot{m} c_p = \Delta T \dot{V} \rho c_p \quad [W] \quad \text{Gl. 4.21}$$

wobei  $\dot{Q}$  die zu liefernde Wärme- oder Kälteleistung ist. Bei vorgegebener thermischer Leistung bedeutet eine Halbierung des Förderstroms somit immer auch eine Verdoppelung der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen Vor- und Rücklauf!

**Umwälzpumpe der Erdwärmesonden**

Für die im vorliegenden Handbuch beschriebenen Anlagen hat die Umwälzpumpe des Erdwärmesondenkreislaufs den grössten Strombedarf. Deshalb wird die Dimensionierung dieser Pumpe näher betrachtet.

Generell wird bei den vorgestellten Anlagentypen bei korrekt funktionierender Steuerung nie gleichzeitig Wärme ins Erdreich abgegeben und Wärme aus der Erde entzogen. Es ist somit immer möglich, nur mit einer einzigen Sondenpumpe und einem Umschaltventil die Erdwärmesonden zu laden und zu entladen (Bild 4.13). In diesem Abschnitt wird somit generell von einer Sondenpumpe gesprochen, auch wenn aus praktischen Gründen oft je eine separate Pumpe für den Ladekreislauf und den Entladekreislauf installiert wird (Bild 4.14).

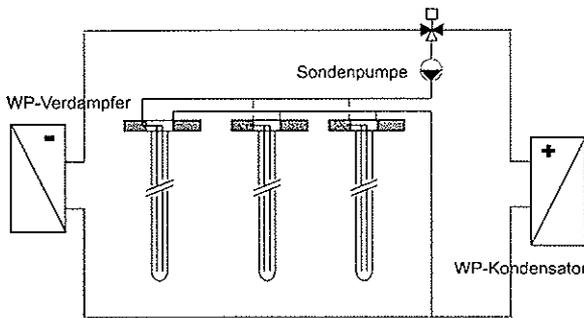


Bild 4.13 Erdwärmesondenkreislauf mit einer einzigen Sondenpumpe.

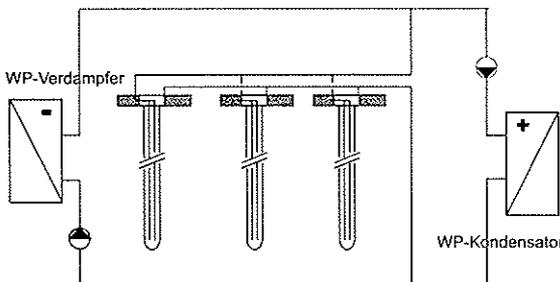


Bild 4.14 Erdwärmesondenkreislauf mit separater Lade- und Entladepumpe.

**Druckabfall**

Der Druckabfall des Erdwärmesondenkreislaufs wird durch Addition des Druckabfalls in den folgenden Teilabschnitten berechnet:

- Druckabfall in den Erdwärmesonden
- Druckabfall in den Sondenzuleitungen
- Druckabfall in den beiden Sondenverteiltern
- Druckabfall im Kondensator bzw. Verdampfer
- Druckabfall in ev. vorhandenen Messgeräten.

Messungen an ausgeführten Anlagen haben gezeigt, dass der Druckabfall in den Erdwärmesonden selbst oft nur 50 % des gesamten Druckabfalls im Erdwärmesondenkreislauf ausmacht (Huber 1999).

**Grob-Abschätzung des Druckabfalls**

$$\text{Druckabfall Erdwärmesondenkreislauf} = 2 \times \text{Druckabfall Erdwärmesonden}$$

Der Druckabfall in den Erdwärmesonden hängt davon ab, ob laminare Strömung in den Rohren vorherrscht. Huber (1999) und Afjei et al. (1998) haben gezeigt, dass es nicht nötig ist, immer turbulente Strömung anzustreben, weil der Flaschenhals bei länger dauernder Einspeisung und längerdauerndem Entzug nicht der Wärmeübergang vom Sondenfluid zum Sondenrohr, sondern das Nachfliessen der Wärme aus dem Erdreich limitierend ist. Der Förderstrom  $\dot{V}$  hängt somit primär davon ab, welche Temperaturpreizung  $\Delta T$  im Verdampfer bzw. Kondensator noch zugelassen wird und ob eine Frostbedingung eingehalten werden muss. Bei  $n$  Erdwärmesonden ergibt sich somit pro Sonde ein Förderstrom von

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{n \Delta T \rho c_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \text{Gl. 4.22}$$

Üblicherweise wird mit der spezifischen Entzugs- bzw. Einspeisleistung pro Meter Sonde  $q$  [W/m] gerechnet. Somit kann mit der Bohrtiefe  $H$  der Förderstrom pro Sonde auch geschrieben werden als

$$\dot{V} = \frac{q}{H n \Delta T \rho c_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \text{Gl. 4.23}$$

Soll die Temperaturpreizung  $\Delta T$  konstant gehalten werden, so muss folglich bei längeren Erdwärmesonden der Förderstrom erhöht werden. Dies ist der Grund, warum längere Erdwärmesonden (> 100 m) in der Regel turbulente Strömung, kürzere aber laminare Strömung aufweisen.

Um herauszufinden, ob die Strömung bei gegebenem Sondenquerschnitt und Förderstrom laminar oder turbulent ist, muss zunächst die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Sondenrohren berechnet und daraus die Reynoldszahl  $Re$  bestimmt werden.

Die Strömungsgeschwindigkeit in einer üblichen Doppel-U-Sonde berechnet sich aus dem Förderstrom  $\dot{V}$  wie folgt:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{2\dot{V}}{\pi D_i^2} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Gl. 4.24}$$

Dabei ist  $D_i$  der Innendurchmesser der Sondenrohre. Meist werden die folgenden Sondendimensionen eingesetzt:

*Tabelle 4.2 Typische Dimensionen von Sondenrohren*

Neendurchmesser	Innendurchmesser $D_i$
25 mm Doppel-U-Sonde	0.0204 m
32 mm Doppel-U-Sonde	0.026 m
40 mm Doppel-U-Sonde	0.0326 m

Damit kann die Reynoldszahl  $Re$  aus der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  [m/s] und der kinematischen Viskosität der Sondenfüllung  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] bestimmt werden

$$Re = vD / \nu \quad \text{Gl. 4.25}$$

Damit kann nun der Druckverlustkoeffizient  $\xi$  berechnet werden. Er ist definiert als

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \xi \frac{\rho_{\text{Sole}} v^2}{2D_i} \quad [\text{Pa/m}] \quad \text{Gl. 4.26}$$

Im laminaren Bereich ( $Re < 2320$ ) gilt:

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad \text{Gl. 4.27}$$

Im turbulenten Bereich ( $2320 < Re < 100'000$ ) kann bei hydraulisch glatten Rohren der folgende Ansatz verwendet werden:

$$\xi = \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \quad \text{Gl. 4.28}$$

Für  $Re > 100'000$  gilt bei hydraulisch glatten Rohren:

$$\xi = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad \text{Gl. 4.29}$$

Um der Turbulenzproduktion in der Umwälzpumpe Rechnung zu tragen, wird von einem minimalen Wert des Druckverlustkoeffizienten ausgegangen:

$$\xi_{\text{Min}} = 0.0455 \quad \text{Gl. 4.30}$$

Daraus berechnet sich der Druckabfall in der Erdwärmesonde mit:

$$\Delta p = \xi \frac{H \rho_{\text{Sole}} v^2}{D_i} \quad [\text{Pa}] \quad \text{Gl. 4.31}$$

Der oben beschriebene Rechnungsgang setzt voraus, dass die optimale Temperaturspreizung  $\Delta T$  bereits bekannt ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall und hängt von den folgenden Faktoren ab:

- Frostgrenze Sondenfluid
- Stoffeigenschaften Sondenfluid
- Bodeneigenschaften ( $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ )
- Klimabedingungen Standort
- Sondenbelastung (Durchschnitt, Spitze)
- Bohrtiefe
- Anzahl Sonden
- Sonden geometrie
- Sonden anordnung
- Hinterfüllung der Bohrung
- Kennlinie Wärmepumpe

Um trotzdem sehr schnell zu einer vernünftigen Auslegung der Sondenpumpe zu gelangen, wurden zwei Hilfsprogramme EWSDRUCK und EWS erstellt (siehe Anhang 8.1).

## 5 Beispiele

### 5.1 Autobahnraststätte Grauholz

#### 5.1.1 Anlagedaten

Tabelle 5.1 Anlagedaten Grauholz:

<b>Energie</b>			
Energiebezugsfläche EBF	1600 m <sup>2</sup>		
Wärmebedarf nach Sanierung	340 MJ/m <sup>2</sup> a		
Kältebedarf nach Sanierung	281 MJ/m <sup>2</sup> a		
Heizgrenze	T <sub>a</sub> = 12 °C		
Kühlgrenze Klimakälte	T <sub>a</sub> = 20 °C		
Zulufttemperaturregelung	T <sub>zul</sub> = 20 °C		
<b>Leistung</b>			
Transmission Q <sub>T</sub>	26.7 kW		
Lüftung Q <sub>L</sub>	13.3 kW		
Heizung Q <sub>H</sub> (SIA 384/2)	40.0 kW		
Wirkungsgrad η der WRG	0.6		
Lüftung mit WRG Q <sub>LWRG</sub>	5.3 kW		
Heizleistungsbedarf Q <sub>HWRG</sub>	32.0 kW	32.0 kW	
Warmwasser Q <sub>W</sub>	5.0 kW	5.0 kW	
<b>Wärmeleistungsbedarf Q<sub>Htot</sub></b>		<b>37.0 kW</b>	
<b>Kälteleistungen</b>			
Tiefkühlstellen Q <sub>TK</sub>	6.5 kW		
Kühlstellen Q <sub>K</sub>	25 kW		
Gewerbekälte total:	31.5 kW		
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte f <sub>Gl</sub>	0.8	25 kW	
Klimakälte (SIA 382/2) bei T <sub>a</sub> =30°C	62 kW	62 kW	
<b>Kühlleistungsbedarf Q<sub>Ktot</sub></b>		<b>87 kW</b>	
<b>Installierte Wärmepumpe</b>			
Installierte Heizleistung		137 kW	
Installierte Kühlleistung		87 kW	
COP nur Heizbetrieb (ohne Warmwasser)	3.7		
EER nur Klimakälte (ohne Gewerbekälte)	2.2		
COP (Jahresmittel)	2.75		
EER (Jahresmittel)	1.75		
KWZ (Jahresmittel)	3.5		
<b>Speicher</b>			
Heizungsspeicher			
Wasserenwärmer			
<b>Erdwärmesonden</b>			
Anzahl 32 mm Doppel-U-Sonde	6		
Bohrtiefe	100 m		

Bis 1998 erfolgte die Wärme- und Kälteerzeugung in der Autobahnraststätte Grauholz mit einem Ölkessel für Warmwasser, Heizung und Lüftung und einer Kältemaschine für Klima- und Gewerbekälte (Kühl- und Tiefkühlräume). Die Abwärme der Kältemaschine wurde dabei ungenutzt an die Umgebungsluft abgegeben. Einige Kühl- und Tiefkühlmöbel im Einkaufsbereich verfügten ausserdem über integrierte Kältemaschinen, deren Abwärme teilweise in die klimatisierten Räume gelangte. Mangel an Lagerraum und eine bevorstehende Sanierung der Ölkessels und der Kältemaschine drängten 1998 nach einer neuen Lösung. Zwei Varianten standen zur Diskussion:

- Konventionelle Sanierung mit Ersatz der Kälte- und Wärmeerzeugung sowie Einbau einer Wärmerückgewinnungsanlage (WRG) bei der Lüftungsanlage,
- Sanierung ohne Ölkessel durch Erneuerung der Kälte- und Wärmeerzeugung mittels Wärmepumpe und Erdwärmesonden sowie Einbau einer WRG-Anlage.

Der Entscheid fiel zugunsten der zweiten Variante. Zwei Kostenargumente spielten dabei eine wesentliche Rolle: Die innovative Lösung wurde aus dem Investitionsprogramm des Bundes gefördert, und der bestehende Tankraum konnte zum Lageraum umgenutzt werden.

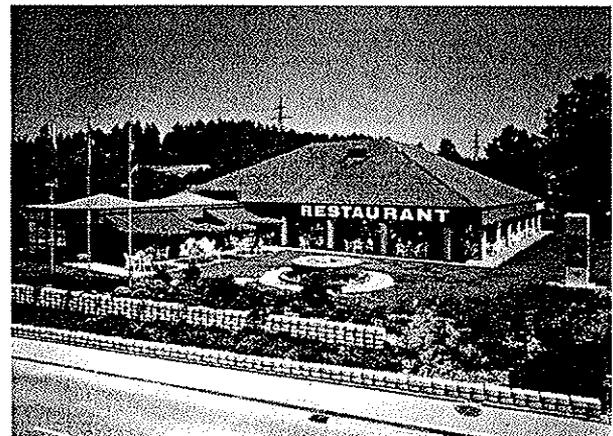


Bild 5.1 Autobahnraststätte Grauholz.

Der entscheidende Ansatz beim gewählten System liegt darin, die bei der Kälteerzeugung anfallende Abwärme als Nutzwärme zu gewinnen. Die Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung wird ermöglicht durch den Einsatz einer Wärmepumpe. Reicht die Abwärme der Kälte- und Klimaanlage

zur Beheizung und Wassererwärmung nicht aus (unterhalb von rund 8 °C Aussentemperatur), wird als zusätzliche Wärmequelle eine Erdwärmesonde zugeschaltet. Im Sommer dient diese Sonde dazu, die Überschusswärme der Kälteanlagen ans Erdreich abzugeben. Zur Erhöhung der Effizienz weist die Wärmepumpe/Kältemaschine drei Besonderheiten auf: Erstens kann die Leistung der Anlage variiert werden. Dafür stehen insgesamt 6 Kompressoren zur Verfügung – je zwei pro Kälteniveau. Zweitens erfolgt die Wärmeentnahme mehrstufig. Das höchste Druckniveau (Überhitzung) dient der Wassererwärmung, das mittlere (Kondensation) der Raumheizung und das tiefste (Unterkühlung) der Abgabe der Überschusswärme. Und drittens erfolgt die Verdampfung des Kältemittels direkt in den Kühlobjekten. Während die Qualität einer Wärmepumpe üblicherweise durch das Verhältnis von Wärmenutzen zu Elektrizitätseinsatz definiert wird (Jahresarbeitszahl), muss für die gekoppelte Erzeugung von Wärme und Kälte die Summe von Wärme- und Kältenutzen ins Verhältnis zum Stromeinsatz gesetzt werden. Die so bestimmte Kältewärmezahl (KWZ) erreicht für die vorgestellte Anlage im Jahresmittel einen Wert von rund 3.5. Im Vergleich zu einer konventionellen Anlage, bei der die Wärmepumpe

und die Kältemaschine getrennt funktionieren, kann die Energieeffizienz damit massgeblich verbessert werden.

Wenn Erdwärmesonden für Kühl- und Heizzwecke eingesetzt werden, müssen sie anhand der grösseren der beiden Lasten dimensioniert werden. Im Grauholz ist dies der Kühlleistungsbedarf. Er beträgt rund 87 kW. Massgebend für die Sondenbemessung war aber nicht der volle Kälteleistungsbedarf, sondern nur derjenige Anteil, der nicht zur Wassererwärmung verwendet wird. Die Raststätte weist einen hohen Verbrauch an Warmwasser auf, zu dessen Bereitstellung permanent Energie benötigt wird.

Vergleicht man nun den Wärmeeintrag ins Erdreich im Sommer mit der Wärmeentnahme im Winter, so ergibt sich ein Eintragsüberschuss von 144 GJ/a. Dies entspricht immerhin einer Dauerleistung von 4.5 kW, mit der das Erdreich erwärmt wird. Langfristig könnte dies die Kühlfunktion des Erdreiches beeinträchtigen. Aus diesem Grund verfügt die Anlage über ein System zur Regeneration des Erdreichspeichers: In der Nacht wird den Erdwärmesonden im Sommer Wärme entnommen und mittels eines Wärmeübertragers über die Gebäudefortluft abgeführt.

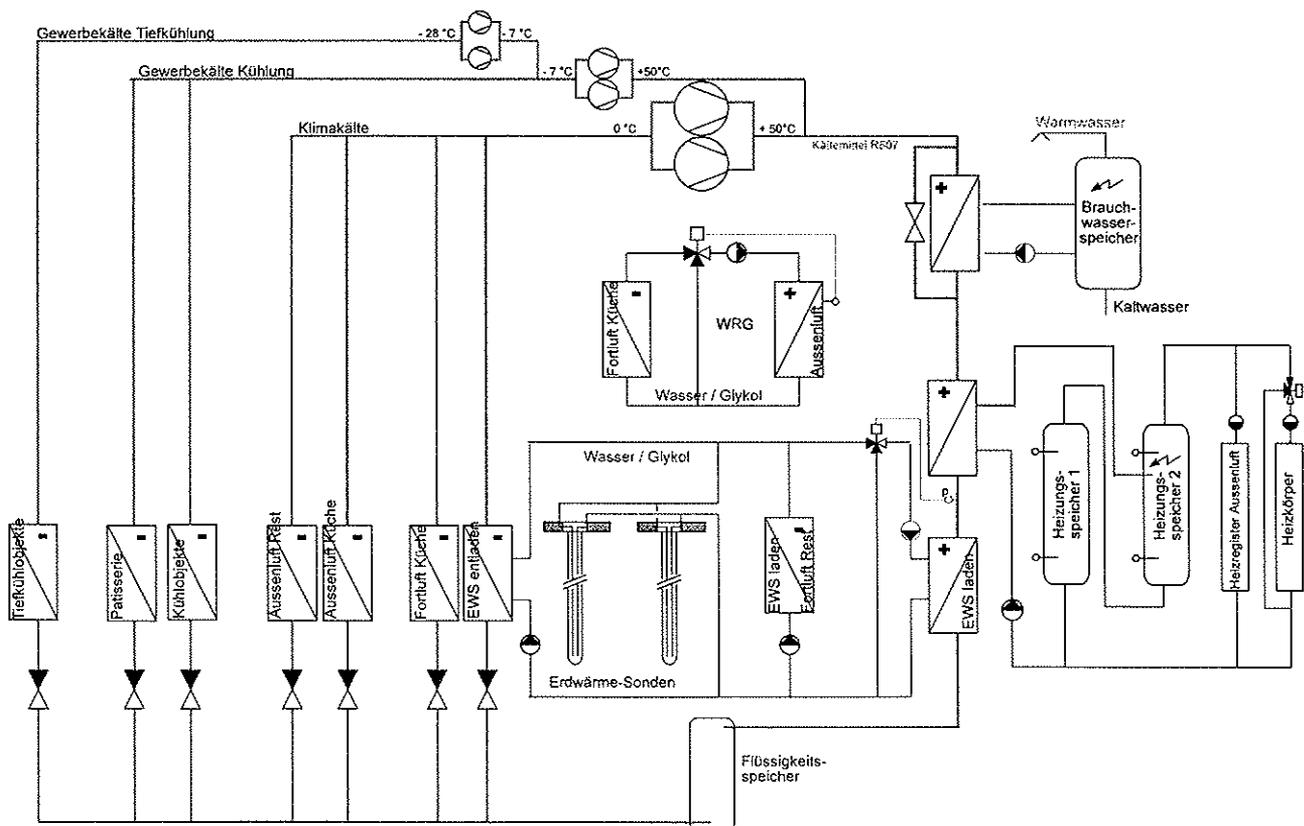


Bild 5.2 Autobahnraststätte Grauholz (Planung KWT)

### 5.1.2 Planungsvorgehen

Mit Hilfe von Tabelle 5.1 und dem Planungsablauf in Bild 3.1 kann die Wärmepumpe dimensioniert werden. Zur Berechnung des Erdwärmesondenfeldes sind zusätzlich noch Computerprogramme notwendig. Im Folgenden wird der Rechengang Schritt für Schritt aufgeführt:

#### Leistungsbedarf Kälte

Zuerst wird der Leistungsbedarf Kälte bestimmt. Die Kühlleistung der Autobahnraststätte Grauholz (Klimakälte) beträgt:

$$\dot{Q}_K = 62 \text{ kW}$$

Unter Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit  $f_{G1}=0.8$  erhält man einen Gewerbekältebedarf von:

$$\dot{Q}_{GK} = 31.5 \text{ kW} \times 0.8 = 25 \text{ kW}$$

Der totale Kälte-Leistungsbedarf der Raststätte Grauholz nimmt somit einen Wert an von:

$$\dot{Q}_{K_{\text{tot}}} = 62 \text{ kW} + 25 \text{ kW} = 87 \text{ kW}$$

#### Leistungsbedarf Wärme

Zur Bestimmung des Leistungsbedarfes Wärme muss der Heizleistungsbedarf des Gebäudes bekannt sein. Im Grauholz beträgt dieser (Transmission und Lüftung ohne WRG):

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_T + \dot{Q}_L = 26.7 \text{ kW} + 13.3 \text{ kW} = 40 \text{ kW}$$

Für Warmwasser wird zusätzlich benötigt

$$\dot{Q}_W = 5 \text{ kW}$$

In diesem Wert ist der Warmwasserspeicher bereits berücksichtigt, so dass von einem Durchschnittswert ausgegangen werden kann.

Die Lüftung in der Autobahnraststätte Grauholz ist mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet, die einen Wirkungsgrad von 0.6 aufweist. Die Lüftung mit WRG nimmt einen Wert an von:

$$\dot{Q}_{L_{\text{WRG}}} = (1 - 0.6) \cdot 13.3 \text{ kW} = 5.3 \text{ kW}$$

Somit ergibt sich für den Leistungsbedarf Wärme:

$$\dot{Q}_{H_{\text{tot}}} = 40 \text{ kW} - 0.6 \cdot 13.3 \text{ kW} + 5 \text{ kW} = 37 \text{ kW}$$

#### Dimensionierung Wärmepumpe

Für COP und EER werden die Mittelwerte den Heiz- und Kühlbetrieb verwendet, also 2.75 für COP und 1.75 für EER. Daraus ergibt sich die minimal nötige Wärmepumpenleistung:

$$\dot{Q}_{WP} = \text{Max} \left( 87 \text{ kW} \cdot \frac{2.75}{1.75}, 37 \text{ kW} \right) = 137 \text{ kW}$$

Die Heizleistung der Wärmepumpe in der Anlage Grauholz muss demnach nach dem Kälte-Leistungsbedarf ausgelegt werden.

#### Dimensionierung Erdwärmesonde

Zur Berechnung der Anzahl und Länge der erforderlichen Erdwärmesonden sind Computerprogramme hilfreich. Mit Hilfe des Programms EWSDRUCK kann der Auslegungsmassenstrom der Wärmepumpe berechnet werden. In der Anlage Grauholz nimmt dieser einen Wert von 4.4 kg/s an. Im Programm EWS können dann die Quellen- und Rücklauftemperaturen bei verschiedener Sondenanzahl simuliert werden (Tabelle 5.2):

Tabelle 5.2: Rücklauftemperaturen bei verschiedenen Sondenlängen in der Anlage Grauholz

Anzahl Sonden à 100 m	T <sub>max</sub> (Rücklauf) [°C]	T <sub>min</sub> (Rücklauf) [°C]
6	28.3	9.7
5	31.6	9.7
4	36.3	9.4

Als Randbedingungen gelten folgende Werte:

- Auslegungsmassenstrom: 4.4 kg/s
- $\lambda_{\text{Erde}}$ : 2.4 W/mK
- Sondenabstand: 5 m
- SONDENDURCHMESSER: 32 mm
- Simulationszeit: 10 Jahre

Die Anlage ist so gesteuert, dass das Warmwasser immer mit der Rückkühlung für die Gewerbekälte erzeugt werden kann. Für die Sonden-dimensionierung kann somit in diesem Fall die Gewerbekälte und die Warmwasserproduktion vernachlässigt werden. Es folgt also

- Max. Entzugsleistung:  $32 \cdot \frac{2.7}{3.7} = 23.4 \text{ kW}$
- Max Eintragsleistung:  $62 \cdot \frac{3.2}{2.2} = 90 \text{ kW}$

Das Entzugsprofil der Erdwärmesonde muss über ein Normjahr im Stundenschritt bilanziert werden. Setzt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 30 °C und minimal 0 °C an, so sind in der Anlage Grauholz 6 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

## 5.2 Bäckerei

### 5.2.1 Anlagedaten

In einem Bäckerei-/Konditoreibetrieb wurden die Ölheizung und Kälteanlage saniert. Die Wärme- und Kälteerzeugung erfolgt neu durch eine Wärmepumpe/Kälteanlage. Sämtliche Kühlräume und -stellen sind durch Direktverdampfung des Kältemittels an die Kälteanlage angeschlossen. Die Minuskühlung (Tiefkühlräume, -schränke und -vitrinen) erfolgt durch eine separate, zweistufige Kältemaschine, deren Rückkühlung als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient. Die dreistufige Wärmepumpe dient einerseits der Pluskühlung (Kühlräume, -schränke und -vitrinen) und erzeugt andererseits die notwendige Heizleistung für Heizung und Warmwasser.

Tabelle 5.3 Anlagedaten Bäckereibetrieb

<b>Energie</b>		
Energiebezugsfläche EBF		940 m <sup>2</sup>
Ölbedarf vor Sanierung (nur Heizen)		6'800 t/a
Jahreswirkungsgrad Ölkessel		80%
Wärmebedarf (nur Heizen)		205 MJ/m <sup>2</sup> a
<b>Leistung</b>		
Heizung Q <sub>H</sub> (SIA 384/2)		27.2 kW
Warmwasser Q <sub>W</sub>		4 kW
<b>Wärmeleistungsbedarf Q<sub>Htot</sub></b>		<b>31.2 kW</b>
<b>Kühlleistung</b>		
Tiefkühlstellen Q <sub>TK</sub>	8.0 kW	
Kühlstellen Q <sub>K</sub>	8.9 kW	
Gewerbekälte total:	16.9 kW	
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte f <sub>GI</sub>	0.6	10.1 kW
Klimakälte (SIA 382/2)	0 kW	0 kW
<b>Kühlleistungsbedarf Q<sub>Ktot</sub></b>		<b>10.1 kW</b>
<b>Installierte Wärmepumpe</b>		
Installierte Heizleistung (3-stufig)		33 kW
COP Heizbetrieb	3.0	
COP Kühlbetrieb	2.8	
Gewichteter, mittlerer COP		2.9
<b>Speicher</b>		
Heizungsspeicher		4'000 lt
Wassererwärmer		1'000 lt
<b>Erdwärmesonden</b>		
Anzahl 32 mm doppel-U-Sonden		3
Bohrtiefe		100 m

### 5.2.2 Planungsvorgehen

Wie im Beispiel der Autobahnraststätte Grauholz können hier die Wärmepumpe und die Erdwärmesonden dimensioniert werden. Dazu sind Bild 3.1 und Tabelle 5.3 notwendig sowie zusätzlich Computerprogramme für die Berechnung der Erdwärmesonden.

#### Leistungsbedarf Kälte

Die Bäckerei besitzt keine Klimakälte, somit ist:

$$\dot{Q}_K = 0$$

Unter Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit f<sub>GI</sub> = 0.6 erhält man einen Gewerbekältebedarf von:

$$\dot{Q}_{GK} = 16.9 \text{ kW} \times 0.6 = 10.1 \text{ kW}$$

Der totale Kälte-Leistungsbedarf der Bäckerei nimmt somit einen Wert an von:

$$\dot{Q}_{Ktot} = 10.1 \text{ kW}$$

#### Leistungsbedarf Wärme

Der Heizleistungsbedarf (Transmission und Lüftung ohne WRG) beträgt in der Bäckerei:

$$\dot{Q}_H = 27.2 \text{ kW}$$

Für Warmwasser benötigt man zusätzlich

$$\dot{Q}_W = 4 \text{ kW}$$

In diesem Wert ist der Warmwasserspeicher bereits berücksichtigt, so dass von einem Durchschnittswert ausgegangen werden kann. In der Bäckerei ist keine Wärmerückgewinnung installiert, also gilt:

$$\dot{Q}_{LWRG} = 0$$

Somit ergibt sich für den Leistungsbedarf Wärme:

$$\dot{Q}_{Htot} = 27.2 \text{ kW} + 4 \text{ kW} = 31.2 \text{ kW}$$

#### Dimensionierung Wärmepumpe

Für COP und EER werden die Mittelwerte des Heiz- und Kühlbetriebes verwendet, also 2.9 für COP und 1.9 für EER. Daraus ergibt sich die minimal nötige Wärmepumpenleistung:

$$\dot{Q}_{WP} = \text{Max} \left( 10.1 \text{ kW} \cdot \frac{2.9}{1.9}, 31.2 \text{ kW} \right) = 31.2 \text{ kW}$$

Die Heizleistung der Wärmepumpe in dem Bäckereibetrieb muss demnach nach dem Wärme-Leistungsbedarf ausgelegt werden.

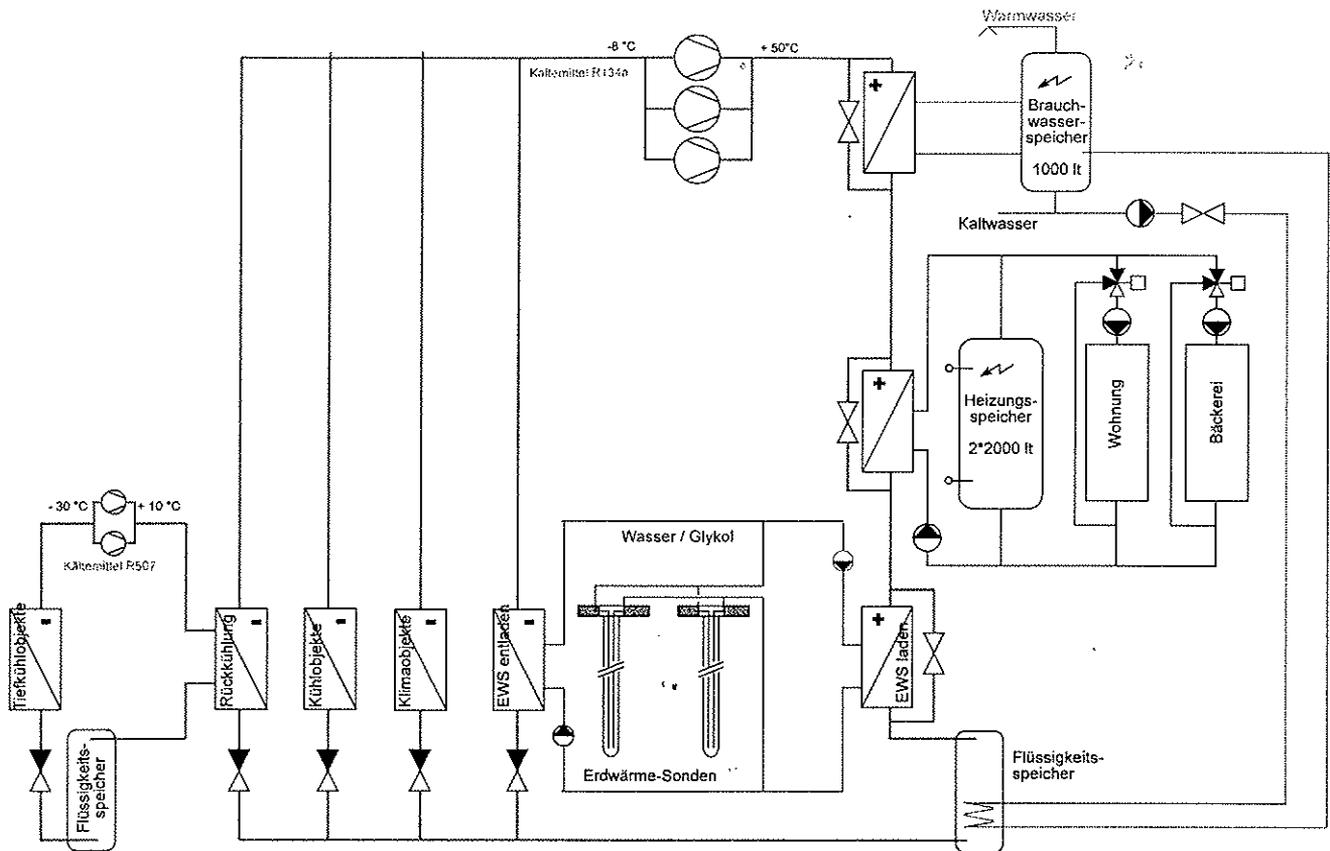


Bild 5.3 Bäckereibetrieb.

**Dimensionierung Erdwärmesonde**

Zu einer Berechnung der Anzahl und Länge der erforderlichen Erdwärmesonden sind auch in diesem Beispiel Computerprogramme notwendig. Mit Hilfe des Programms EWSDRUCK wird der Auslegungsmassenstrom der Wärmepumpe in der Bäckerei berechnet und ergibt einen Wert von 1.85 kg/s. Im Programm EWS werden die Quellen- und Rücklauftemperaturen bei verschiedener Sondenzahl simuliert (Tabelle 5.4):

Tabelle 5.4: Rücklauftemperaturen bei verschiedenen Sondenzahlen in der Bäckerei

Anzahl Sonden à 100 m	T <sub>max</sub> (Rücklauf) [°C]	T <sub>min</sub> (Rücklauf) [°C]
3	28.0	14.2
2	34.8	15.1

Als Randbedingungen wurden folgende Werte gewählt:

- Auslegungsmassenstrom: 1.85 kg/s
- λ<sub>Erde</sub>: 2.4 W/mK
- Sondenabstand: 10 m
- Sondendurchmesser: 32 mm
- Simulationszeit: 10 Jahre

Rückkühlleistung Kühlbetrieb:

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintreg} = \dot{Q}_R = 10.1 \text{ kW} \cdot \frac{2.9}{1.9} = 15.4 \text{ kW}$$

Entzugsleistung Heizbetrieb:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = 31.2 \text{ kW} \cdot \frac{1.9}{2.9} = 20.4 \text{ kW}$$

Das Entzugsprofil der Erdwärmesonde muss über ein Normjahr im Stundenschnitt berechnet werden (Bild 5.4). Nimmt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 30 °C und minimal 0 °C an, so sind in der betrachteten Bäckerei 3 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

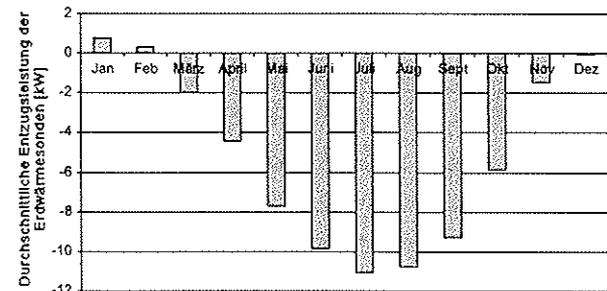


Bild 5.4 Durchschnittliche Entzugsleistung der Erdwärmesonden.

## 6 Symbolverzeichnis

### Griechische Symbole

$\rho_L$	Dichte von Luft	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$\xi$	dimensionsloser Druckverlustkoeffizient	[ - ]
$\nu$	kinematische Viskosität der Sondenfüllung	[ m <sup>2</sup> /s ]
$\lambda_{\text{Erde}}$	Wärmeleitfähigkeit der Erde	[ W/mK ]
$\eta$	Wirkungsgrad	[ - ]

### Symbole

$A$	Aussenwände, Rohrquerschnittsfläche	[ m <sup>2</sup> ]
$a$	Temperaturleitfähigkeit	[ m ]/s
$c_{pL}$	spez. Wärmekapazität von Luft	[ kJ/kg K ]
$c_{pW}$	spez. Wärmekapazität von Wasser	[ kJ/kg K ]
$D_i$	Innendurchmesser der Sondenrohre	[ m ]
$E_s$	dimensionslose Zeit von Eskilson	[ - ]
$f_{Gl}$	Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte 0.4 ... 0.8	[ - ]
$H$	Erdwärmesondenlänge, Bohrtiefe	[ m ]
$\dot{m}$	Massenstrom	[ kg/s ]
$n$	Luftwechselrate	[ 1/s ]
$\Delta p$	Druckabfall	[ Pa ]
$P_{el}$	elektrische Leistungsaufnahme	[ W ]
$P_{elR}$	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe für Rückkühlung der Kälteleistung	[ W ]
$P_h$	hydraulische Förderleistung	[ W ]
$P_{tot}$	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe	[ W ]
$\dot{q}$	Spezifische Wärmeentzugsleistung der Erdwärmesonde pro Länge	[ W/m ]
$\dot{Q}$	Leistung	[ W ]
$\dot{Q}_{EWS\_Entzug}$	Entzugsleistung aus Erdwärmesonde	[ W ]
$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag}$	Eintragsleistung in Erdwärmesonde	[ W ]
$\dot{Q}_H$	Wärmeleistungsbedarf für Lüftung und Transmission	[ W ]
$\dot{Q}_{HWRG}$	Wärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung	[ W ]
$\dot{Q}_K$	Kühlleistungsbedarf für Klima- und Gewerbekälte	[ W ]
$\dot{Q}_{GK}$	Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte	[ W ]
$\dot{Q}_{KK}$	Kühlleistungsbedarf für Klimakälte	[ W ]
$\dot{Q}_L$	Lüftungswärmeleistungsbedarf	[ W ]
$\dot{Q}_{LWRG}$	Lüftungswärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung	[ W ]
$\dot{Q}_R$	Rückkühlleistung	[ W ]
$\dot{Q}_T$	Transmissionswärmeleistungsbedarf	[ W ]
$\dot{Q}_w$	Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser	[ W ]
$r_1$	Bohrradius	[ m ]
$r_b$	radialer Abstand von der Sondenachse	[ m ]
$R_\alpha$	Wärmeübergangswiderstand (vom Fluid zum Sondenrohr)	[ Km/W ]
$R_a$	interner Sondenwiderstand (von hinauf- zu hinabströmendem Fluid)	[ Km/W ]
$R_b$	thermischer Bohrlochwiderstand (von Fluid - bis Bohrradius)	[ Km/W ]
$R_c$	thermischer Sondenwiderstand (von Sondenrohr- bis Bohrradius)	[ Km/W ]
$T_b$	Bohrlochtemperatur	[ °C ]

$T_{Grad}$	Temperaturgradient im Erdreich	[°C]
$T_f$	Fluidtemperatur	[°C]
$T_m$	ungestörte Erdreichmitteltemperatur (in der Tiefe $\hat{=}$ H/2)	[°C]
$T_{mo}$	Jahresmitteltemperatur der Erdoberfläche	[°C]
$T_{Quelle}$	Quellentemperatur (Temperatur des ausströmenden Sondenfluids)	[°C]
$T_{Rücklauf}$	Rücklauftemperatur (Temperatur des einströmenden Sondenfluids)	[°C]
$t$	Zeit	[s]
$t_s$	Sondenzeitkonstante	[s]
$\Delta T_L = T_{Zuluft} - T_{ausssen}$	Temperaturdifferenz Zuluft – Aussenluft (z.B. 23° - 0° C)	[°C]
$\Delta T_{KL} = T_{ausssen} - T_{Zuluft}$	Temperaturdifferenz Aussentemperatur – Zulufttemperatur (z.B. 0° - 20° C)	[°C]
$\Delta T_T = T_{ausssen} - T_{Raum}$	Temperaturdifferenz Aussentemperatur – Raumtemperatur (z.B. 0° - 20° C)	[°C]
$\Delta T_w = T_{WW} - T_{KW}$	Temperaturdifferenz Warmwasser – Kaltwasser (z.B. 60° - 10° C)	[°C]
$U$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$v$	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$V$	beheiztes Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_L$	Volumenstrom Lüftung	[m <sup>3</sup> /s]

**Abkürzungen und Indices**

COP	Coefficient of Performance, Leistungszahl	[-]
EER	Energy Efficiency Ratio	[-]
el	elektrisch	
Erde	Erde	
EWS	Erdwärmesonde	
g-function	dimensionslose Temperatursprungantwort	
H	Heizwärme	
h	hydraulisch	
i	innen	
K	Kühl	
KL	Klimakälte	
KM	Kältemaschine	
KWZ	Kältewärmezahl	[-]
L	Luft	
Nutz	Nutzleistung	
R	Rückkühlung	
Re	Reynoldszahl	
S	Sonde	
Sole	Sole, Sondenfluid	
T	Transmission	
tot	total	
W	Warmwasser	
WP	Wärmepumpe	
WRG	Wärmerückgewinnungsanlage	

## 7 Literatur

- Afjei, Th.; Betschart, W.; Bircher, R.; Geering, H. P.; Ginsburg, S.; Hässig, W.; Wetter, M.; Wittwer, D.; Zweifel, G. (1996):** Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 1: Machbarkeitsanalyse, Problemanalyse und Vorbereitung zum Bau eines Funktionsmusters. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9655701/1
- Afjei, Th.; Betschart, W.; Bircher, R.; Doka, G.; Geering, H. P.; Giger, Th.; Ginsburg, S.; Glass, A.; Huber, A.; Shafai, E.; Wetter, M.; Wittwer, D.; Zweifel, G. (1998):** Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 2: Ökologischer und ökonomischer Vergleich, Systemoptimierung, intelligente Regelung, Versuche. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9655701/6
- Afjei, Th.; Betschart, W.; Bircher, R.; Doka, G.; Geering, H. P.; Giger, Th.; Ginsburg, S.; Glass, A.; Huber, A.; Shafai, E.; Wetter, M.; Wittwer, D.; Zweifel, G. (1998):** Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 2: Ökologischer und ökonomischer Vergleich, Systemoptimierung, intelligente Regelung, Versuche. Anhang zum Schlussbericht. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9655701/7
- Claesson, J.; Eskilson, P. (1987):** Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole. Analytical Studies. Dep. of Mathematical Physics, University of Lund.
- Eskilson, P. (1987):** Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden. ISBN 91-7900-298-6
- Füglister, E.; Sigg, R. (1991):** Umwälzpumpen. Auslegung und Betriebsoptimierung. Impulsprogramm RAVEL. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern. EDMZ 724.330
- Hässig, W.; Sutter, D.; Bigler, R.; Huber, A.; (1998):** Regeneration von Erdwärmesonden. Phase I: Potentialabschätzung. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9722601/1
- Hellström, G. (1991):** Ground Heat Storage. Thermal Analyses of Duct Storage Systems. Theory. Dep. of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden. ISBN 91-628-0290-9
- Huber, A.; Mösch, H. (1995):** Umweltwärme effizient nutzen: Heizen mit Elektro-Wärmepumpen. Impulsprogramm PACER, Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern. ISBN 3-905232-65-0
- Huber, A.; Müller, Ch.; Berchtold, O.; Eggenberger, H. (1996):** Luftvorwärmung für Wärmepumpen in Erdregistern. Phase 1, Kosten-Nutzen-Analyse. Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm UAW, Bern. ENET-Nr. 9554499 / 1
- Huber, A.; Schuler, O. (1997):** Berechnungsmodul für Erdwärmesonden. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9658807/1
- Huber, A.; Schuler, O. (1997):** Programm-Modul EWS. 3. Symposium Erdgekoppelte Wärmepumpen. Systeme zum Heizen und Kühlen. IZW-Bericht 2/97. Informationszentrum Wärmepumpen+Kältetechnik. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen. ISSN 0940-3442. Seite 213.
- Huber, A.; Remund, S.; Bürgler, A. (1998):** WKM. Programm zur Auslegung von Luft-Erdregistern. 10. Schweizerisches Status-Seminar 1998. Energieforschung im Hochbau. EMPA-KWH, CH-8600 Dübendorf. S. 323.
- Huber, A.; Pahud, D. (1999):** Untiefe Geothermie: Woher kommt die Energie? Forschungsprogramm Geothermie. Bundesamt für Energie (BFE), Bern.
- Huber, A.; Pahud, D. (1999):** Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9658807-2, gratisdownload ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- Huber, A. (1999):** Hydraulische Auslegung von Erdwärmesondenkreisläufen. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9658807-2, gratisdownload ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- Kaufmann, F. (1999):** Pumpen-Auslegungsprogramm für Erdsonden. Diplomarbeit Nr. DV-99-08, Hochschule für Technik+Architektur Luzern, Abteilung Heizung-Lüftung-Klima.

- Klein, S.; Duffie, J.; Mitchell, J.; Kummer, J.; Thornton, J.; Beckman, W.; Duffie, N.; Braun, J.; Urban, R.; Blair, N.; Mitchell, J.; Freeman, T.; Evans, B.; Fiksel, A. (1996):** TRNSYS 14.2. A Transient System Simulation Program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, USA.
- Leu, W.; Keller, G.; Mégel, Th.; Schärli, U.; Rybach, L. (1999):** Programm SwEWS-99. Berechnungsprogramm für geothermische Eigenschaften der Schweizer Molasse (0-500m). Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm UAW, Bern. ENET-Nr. 9723763
- Leu, W.; Keller, G.; Matter, A.; Schärli, U.; Rybach, L. (1999):** Geothermische Eigenschaften Schweizer Molassebecken (Tiefenbereich 0-500m). Bundesamt für Energie, Programm Geothermie, Bern.
- Matthey, B.; Pahud, D. (1994):** Recherche des paramètres permettant d'élever la température moyenne des fluides circulant dans des sondes en terre verticales. Bundesamt für Energie, Bern.
- Merker, G. (1987):** Konvektive Wärmeübertragung. Berlin, Springer-Verlag. ISBN 3-540-16995-4
- Pahud, D.; Fromentin, A.; Hadorn J. (1996):** The Superposition Borehole Model for TRNSYS (TRNSBM). User Manual for the November 1996 Version. Internal Report. LASEN - DGC - EPFL, Lausanne.
- Pahud, D.; Fromentin, A. (1998):** Pieux échangeurs: outils de simulation, KWH - Energieforschung im Hochbau, Status-Seminar ETH Zürich.
- Pahud, D.; Hubbuch, M. (1998):** Response-Test für die Energiepfahlanlage Dock Midfield, Zürich Flughafen. Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmespeicherung, Bern.
- Ravel (1993a):** Wärmepumpen. Planung, Bau und Betrieb von Elektrowärmepumpen-Anlagen. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel (1993b):** Elektrizität und Wärme. Grundlagen und Zusammenhänge. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel (1993c):** Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung. Planung, Bau und Betrieb von Wärmerückgewinnungs- und Abwärmenutzungsanlagen. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel (1995):** Elektrische Wassererwärmung. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Remund, J.; Salvisberg, E.; Kunz, S. (1995):** METEONORM. Bundesamt für Energie, Bern.
- Sanner, B. (1992):** Erdgekoppelte Wärmepumpen, Geschichte, Systeme, Auslegung, Installation. In: IZW-Berichte 2/92. Karlsruhe: Fachinformationszentrum.
- Schmid, Chr.; Nipkow, J.; Vogt, Chr. (1999):** Heizung, Lüftung, Elektrizität. Bau und Energie, Bd. 5, vdf, Zürich.
- SIA (1996):** Grundlagen zur Nutzung der untiefen Erdwärme für Heizsysteme. SIA Dok D0136.
- Wetter, M.; Huber A. (1997):** TRNSYS Type: Vertical Borehole Heat Exchanger, EWS Model. Zentralschweizerisches Technikum ZTL, Luzern.
- WPZ-Bulletin (2000):** Mitteilungsblatt des Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrums Winterthur-Töss. Nr. 22, Januar 2000.
- Widmer, P.; Huber, A. (2000):** Passiv kühlen mit Erdwärmesonden. Gebäudetechnik 3/00. AZ Fachverlage AG, Aarau.
- Zimmermann, M. (1999):** Handbuch der passiven Kühlung. EMPA (ZEN)/ Bundesamt für Energie BFE, Bern. ISBN 3-905594-06-4
- Zweifel, G.; Hess, S.; Schütz, B. (1998):** IDEA Haustechnik – Programm zur Bedarfsermittlung SIA 382/3. 10. Schweizerisches Status-Seminar 1998. Energieforschung im Hochbau. EMPA-KWH, CH-8600 Dübendorf. S. 331.

## 8 Anhang

### 8.1 Simulationstools

#### Übersicht

Problem	Programm-Name	Kurzbeschreibung	Bezugsquelle
Wetter- und Klimadatenätze zur Sonnenenergienutzung	Meteonorm	Berechnung der Sonnen-Strahlung auf beliebig orientierte Flächen für beliebige Standorte in der Schweiz und ausgewählte Standorte in Europa	INFOENERGIE, c/o Nova Energie Schachenallee 29, 5000 Aarau Tel: 062 / 834 03 00, Fax: 062 / 834 03 23
Heizenergiebedarf nach SIA 380/1	ENTECH 380/1	Berechnung des Heizenergiebedarfs für eine Baubewilligung nach SIA 380/1 mit Excel	Huber Energietechnik Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 01 / 422 79 78, Fax: 01 / 422 79 53 www.igzh.com/huber
Heizleistungsbedarf SIA 384/2 Kühlleistungsbedarf SIA 382/2	IDEA SIA38X	Heizleistungsbedarf von Gebäuden Kühlleistungsbedarf (Klimakälte)	Download von www.pinbord.ch (Hochschule Technik + Architektur Luzern)
Dimensionierung der Erdwärmesondenpumpen	EWSDRUCK	Druckabfallberechnung im Erdwärmesonden-Kreislauf	Download von www.waermepumpe.ch/fe (Forschungsprogramm UAW des BFE, Bern)
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EWS	Berechnung der Vor- und Rücklauftemperaturen sowie der Leistungen von Erdwärmesonden Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern	Huber Energietechnik Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 01 / 422 79 78, Fax: 01 / 422 79 53 www.igzh.com/huber
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EED	Berechnung der Rücklauftemperaturen von Erdwärmesonden und Erdwärmesondenfeldern	Prof. Dr. Knoblich & Partner GmbH Virchowstrasse 4, D-35578 Wetzlar
Geothermische Eigenschaften im Schweizerischen Mittelland	SwEWS-99	Abschätzungen der Wärmeleitfähigkeiten der Schweizer Molasse (0 – 500 m)	INFOENERGIE, c/o Nova Energie Schachenallee 29, 5000 Aarau Tel: 062 / 834 03 00, Fax: 062 / 834 03 23
Systemverhalten von Haustechnikanlagen	TRNSYS	Modulares, transientes Systemsimulationsprogramm mit offenen Schnittstellen in FORTRAN	Transsolar Energietechnik GmbH Nobelstrasse 15, D-70569 Stuttgart Tel. 0049 / 711 677 12 00
Erdwärmesondenfelder	TRNSBM	TRNSYS-Modul für Erdwärmesondenfelder, geeignet für die Berechnung der g-functions	Dr. Daniel Pahud, LEEE-SUPSI 6952 Canobbio, Email: pahud@dct.supsi.ch
Erdwärmesondenmodul	Type 250	TRNSYS-Modul für Erdwärmesonden	Transsolar Energietechnik GmbH
Wärmepumpenmodul	Type 204	TRNSYS-Modul für Wärmepumpen	Transsolar Energietechnik GmbH
Luft - Erdregister	WKM	Dimensionierung von Luft-Erdregistern zur Luftvorwärmung und Kühlung der Frischluft	Huber Energietechnik, Zürich oder INFOENERGIE, c/o Nova Energie, Aarau
Expansionsventile und Kühlräume	DANVEN	Dimensionierung von Expansionsventilen und Leistungsbedarfsberechnung von Kühlräumen	Download von www.wernerkuster.ch

#### PC-Programme zur Sondendimensionierung

##### Programm SwEWS

Für die korrekte Berechnung des thermischen Verhaltens von Erdwärmesonden und Sondenfeldern sind die Stoffeigenschaften (Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Erde}}$ , Wärmekapazität  $c_{p, \text{Erde}}$ , Dichte  $\rho_{\text{Erde}}$ ) und die Temperaturen des ungestörten Erdreiches von entscheidender Bedeutung. Im Auftrag des Bundesamtes für Energie wurde deshalb das Programm SwEWS entwickelt, das auf der Basis von 230 Messungen im Schweizer Molassebecken Vorschlagswerte für diese Stoffeigenschaften in

verschiedenen Schichten bis 500 m Tiefe generiert (Leu et al. 1999). Als Eingabeparameter wird die geografische Länge und Breite, die Schichtdicke und die Zuordnung zu einer geologischen Schicht des Molassebeckens verlangt. Diese Angaben sind oft aus Bohrprofilaufnahmen von Erdwärmesonden in der Nähe abschätzbar. Diese sind erhältlich bei den kantonalen Bewilligungsbehörden, bei den Bohrfirmen oder den lokalen Geologiebüros.

**Programm EWS**

Etwas einfacher als mit der Handrechenmethode kann die optimale Sondenlänge mit dem Dimensionierungsprogramm EWS gefunden werden (Bild 8.1):

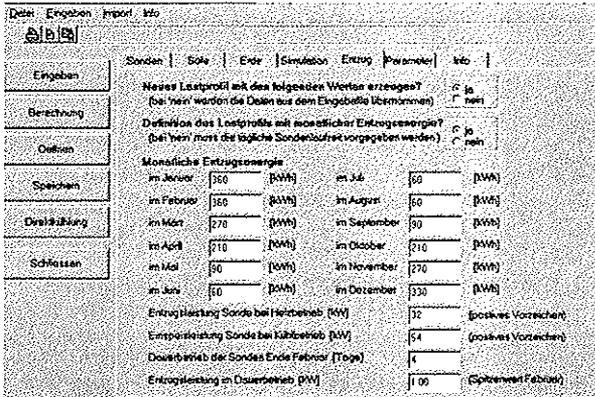


Bild 8.1: Eingabemaske des Programms EWS mit monatlicher Entzugsenergie und unterschiedlicher Leistung für Entzug und Rückkühlung.

Das Programm EWS (Huber, Schuler 1997 / Huber, Pahud, 1999) berechnet aus einem vorgegebenen Lastprofil die resultierenden Quellentemperaturen der Erdwärmesonden. Das Lastprofil basiert auf einer monatlichen Energiebilanz für die Erdwärmesonden und berücksichtigt die Tatsache, dass bei der gekoppelten Kühl- und Heizwärmepumpe die Kälteleistung der Sonde in der Regel kleiner ist als die Rückkühlleistung im Kühlbetrieb. Es berücksichtigt ausserdem die gegenseitige Beeinflussung mehrerer Erdwärmesonden. Informationen dazu sind auf der Internetseite <http://www.igjzh.com/huber> zu finden.

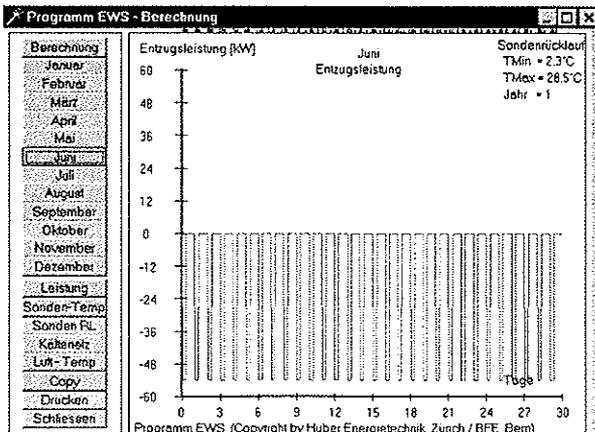


Bild 8.2: Das Programm EWS erzeugt auf der Basis der monatlichen Entzugsenergie und der installierten Leistung ein Lastprofil, woraus dann die Quellentemperaturen berechnet werden können.

**Programm EWSDRUCK**

Das Programm EWSDRUCK (Huber, 1999) ist ein einfaches Excel-Blatt, das auf der Internet-Seite des Forschungsprogramms Umgebungs- und Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des Bundesamtes für Energie heruntergeladen werden kann (<http://www.waermepumpe.ch/fe>).

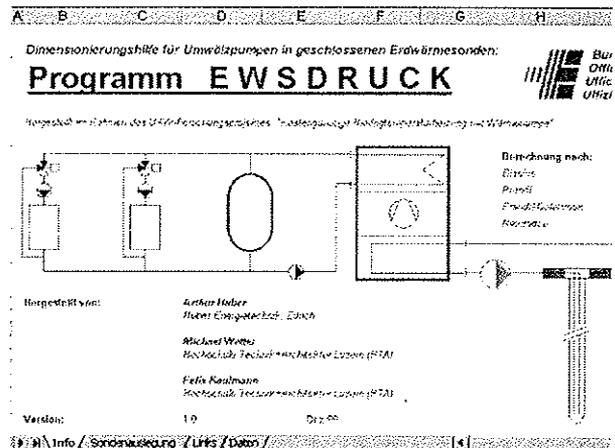


Bild 8.3 Programm EWSDRUCK zur Optimierung der Sondenpumpe.

Das Programm EWSDRUCK berücksichtigt neben der Erdwärmesonde selbst auch den Sondenverteiler, den Verdampfer / Kondensator und die Sondenzuleitungen. Das Entzugsprofil und die Bodeneigenschaften sind stark vereinfacht abgebildet. Nicht berücksichtigt ist die gegenseitige Beeinflussung mehrerer Erdwärmesonden.

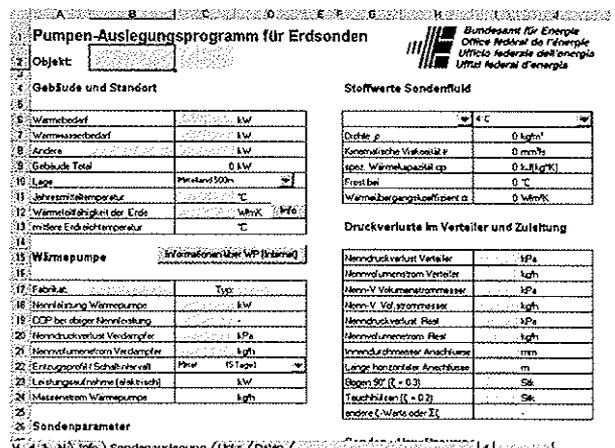


Bild 8.4 Eingabebblatt des Programms EWSDRUCK.

## 8.2 Warmwasserbedarf

Tabelle 8.1 Warmwasserbedarfstabelle (aus SIA 385/3 1991)

Einheit	Gebäudeart	Zweckbestimmung	Warmwasserbedarf in Liter von 60 °C/Tag [dm <sup>3</sup> /d] Durchschnittswerte pro Einheit **			
			Einheit	1	2	3
personenbezogene Einheit	<b>Wohn- und analoge Gebäude</b>					
	Einfamilienhaus	einfacher Standard	P	30	35-40	
	Eigentumswohnungen	mittlerer Standard	P	35	40-50	
		gehobener Standard	P	40	50-60	
	Mehrfamilienhaus	allgem. Wohnungsbau	P	30	35-45	
		gehobener Wohnungsbau	P	35	40-50	
	<b>Gewerbeküchen</b>	Kochen, Spülen, Geschirrabwaschen				
	Caféstuben	Besetzung mässig	S	15	20-30	
	Tea Rooms	Besetzung stark	S	20	30-40	
	Gaststätten	Besetzung mässig	S	10	15-25	
	Restaurants	Besetzung mittel	S	20	25-35	
		Besetzung stark	S	25	30-45	
		Standard (ohne Küche und Waschküche)				
	Gasthöfe	einfach	B	30	40-50	
	Hotels	2. Klasse	B	40	50-70	
Appartementhäuser	1. Klasse	B	60	80	100	
	Luxus	B	80	100	150	
Kinderheime	einfacher Standard	B	40	50-60		
Altersheime	einfacher Standard	B	30	40-50		
Krankenhäuser	medizinische Einrichtungen:					
Kliniken	einfach	B	50	60-80		
	durchschnittlich	B	70	80	100	
	umfangreich	B	100	120	150	
sachbezogene Einheit	Speiserestaurant	Essen einfach, Tellergerichte	E / M	6	8-10	
		Essen bis 3 Gänge	E / M	8	10-12	
		Essen 4 und mehr Gänge	E / M	12	15-20	
	Duschenbad	Annahme Mischtemp. 45 °C an der Entnahmestelle				
		Schüler	D / P	30	35-40	
		Sportler	D / P	35	40-50	
		Fabrikarbeit:				
	schwach schmutzig	D / P	45	50-60		
	stark schmutzig	D / P	50	60-70		
Wannenbad	Normale Wannen	B / P	120	150	180	
	Grosswannen	B / P	150	180	200	
	Hydrotherapiewannen	B / P	250	300	400	
	Grossraumwannen	B / P	400	500	600	

### Legende:

Personenbezogene Einheiten:

P = Person

B = Bett

S = Sitzplatz

Sachbezogene Einheiten:

E / M = Essen pro Mahlzeit

D / P = Duschenbad \*

B / P = Wannenbad\*

\* pro einmalige

Benützung

- 1 Mindestwert, der bei der Bemessung von Wassererwärmungsanlagen keinesfalls zu unterschreiten ist
- 2 Durchschnittswert als Grundlage für die Berechnung des Jahresgesamtbedarfs an Wasser und Wärmeenergie
- 3 Spitzenbedarf als Grundlage für die Berechnung von Wassererwärmervolumen und Erwärmerleistungen

\*\* Je nach der konkret bestimmten, von 60 °C abweichenden Warmwassertemperatur sind die Liter-Werte (L/d) mit dem entsprechenden Korrekturfaktor zu ermitteln.

### 8.3 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung

Wärmerückgewinnung (WRG) und Abwärmenutzung (AWN) erlauben Prozesse wirtschaftlicher zu führen und tragen zur Umweltschonung bei. WRG und Awn unterscheiden sich durch die Führung des Abwärmestroms bezüglich der Systemgrenzen. Die Abwärme kann innerhalb eines Systems oder die Systemgrenzen überschreitend genutzt werden. Im ersten Fall wird von Wärmerückgewinnung, im zweiten Fall von Abwärmenutzung gesprochen.

#### Wärmerückgewinnung (WRG)

Die bei einem Prozess anfallende unvermeidbare Abwärme wird dem gleichen Prozess ohne wesentliche Zeitverschiebung wieder als Nutzwärme zugeführt (siehe Bild 8.5). Mit dieser Massnahme wird ein höherer Anlagenutzungsgrad erreicht. Ideal bei dieser Anwendung ist, dass der zeitliche und mengenmässige Anfall der Abwärme mit dem entsprechenden Wärmebedarf weitgehend übereinstimmt (Ravel 1993c).

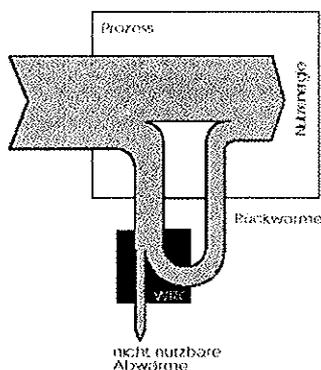


Bild 8.5: Funktionsweise der Wärmerückgewinnung (WRG) (Bild: Ravel 1993b)

#### Abwärmenutzung (AWN)

Die bei einem Prozess anfallende unvermeidbare Abwärme wird bei anderen Prozessen gleichzeitig oder zeitverschoben weiter genutzt (siehe Bild 8.6). Besondere Aufmerksamkeit ist der Anpassung von Wärmeangebot und Wärmebedarf zu widmen; oft sind Wärmespeicher notwendig. Die Wärmequelle muss während der gesamten Dauer der Wärmeabnahme zur Verfügung stehen, damit die Investitionen amortisiert werden können. Die Gesamtenergienutzung wird durch die Verbundbildung verbessert, der Einzel-Anlagenutzungsgrad bleibt aber unangetastet. Hinsichtlich dem

Verwendungsort der Abwärme ist zu unterscheiden zwischen der Nutzung betriebsintern in einem anderen Prozess (interne Awn) und der Nutzung durch Dritte ausserhalb des Betriebes (externe Awn) (Ravel 1993c).

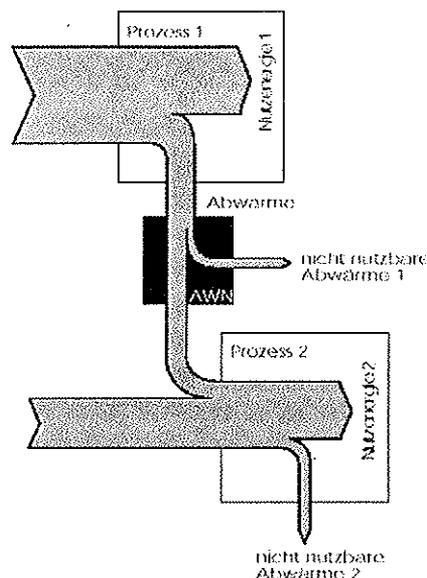


Bild 8.6: Funktionsweise der Abwärmenutzung (AWN) (Bild: Ravel 1993b).

#### Wärmerückgewinnung WRG:

- Abwärme eines Prozesses wird dem gleichen Prozess wieder zugeführt
- Keine wesentliche Zeitverschiebung
- Ergibt höheren Anlagenutzungsgrad

#### Abwärmenutzung Awn:

- Abwärme eines Prozesses wird anderen Prozessen zugeführt
- Gleichzeitige oder zeitverschobene Nutzung möglich
- Nutzungsgrad der Einzelanlagen bleibt gleich
- Verbesserung der Gesamtenergienutzung aller beteiligten Anlagen

#### Kenngrossen

Die Wirkungsgrade von Temperatur und Enthalpie dienen der vergleichenden Bewertung im entsprechenden Auslegungsfall und zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit. Mit der Elektro-Thermo-Verstärkung wird der Einsatz der Elektrizität in der WRG/Awn-Anlage beurteilt.

Die Wirkungsgrade sind immer auf den wärmeaufnehmenden Massenstrom, also auf die Zuluft, zu beziehen. Für den Temperaturwirkungsgrad ergibt sich:

$$\eta_{t,2} = \frac{U_{Zuluft} - U_{Aussenluft}}{U_{Abluft} - U_{Aussenluft}} \quad \text{Gl. 8.1}$$

Für den Enthalpiewirkungsgrad ergibt sich:

$$\eta_{h,2} = \frac{h_{Zuluft} - h_{Aussenluft}}{h_{Abluft} - h_{Aussenluft}} \quad \text{Gl. 8.2}$$

**Verfahren zur Wärmerückgewinnung**

Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung bedienen sich prinzipiell der gleichen Komponenten. Liegt die Temperatur der Wärmequelle über der Temperatur des Verbrauchers, so werden Wärmeübertrager oder Wärmeübertragersysteme eingesetzt. Liegen die Temperaturverhältnisse umgekehrt, so kommen Wärmepumpen zum Einsatz. Die Wärmeübertrager werden von Wärmeträgern (gasförmig oder flüssig) durchströmt. Dabei sind die physikalischen Vorgänge "Wärmeübertragung durch Leitung" und "Wärmeübertragung durch Konvektion" beteiligt. Treten Phasenänderungen auf, so wird latente Wärme frei bzw. sensible Wärme gebunden. Der Wärmetausch kann direkt (Rekuperator) oder durch Zwischenspeicherung in einem Medium erfolgen (Regenerator).

Beim Wärmeaustausch können drei Stromführungen unterschieden werden:

- Gleichstrom
- Gegenstrom
- Kreuzstrom

Für den Gleichstrom gilt immer, dass die Austrittstemperatur des warmen Mediums höher ist als die Austrittstemperatur des kalten Mediums. Bei Gegenstrombedingungen kann unter günstigen Bedingungen erreicht werden, dass die Austrittstemperatur des kalten Mediums höher als die Austrittstemperatur des warmen Mediums ist. Der Wärmerückgewinn besteht aus dem Verhältnis von ausgetauschter Wärme zur Differenz der Wärmeströme vor dem Wärmeübertrager (Ravel 1993b).

Bild 8.7 zeigt schematisch einen Rekuperator in Form eines Plattenwärmeübertragers.

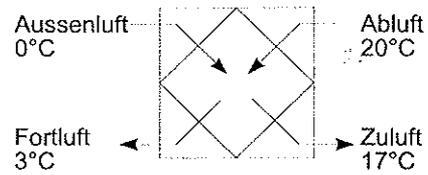


Bild 8.7: Schema Plattenwärmeübertrager mit einem Zulufttemperatur-Wirkungsgrad von 85 %.

Bei dieser Funktionsweise kreuzen sich die Luftströme und geben auf diese Weise Wärme ab, resp. nehmen Wärme auf: Warme und kalte Luftströme, getrennt durch Metallplatten, werden feingefächert aneinander vorbeigeführt. Eine Übertragung von Verunreinigungen, Gerüchen, Bakterien und Feuchtigkeit findet in der Regel nicht statt, ist aber bei extremen Druckverhältnissen oder schadhafte Wärmeübertrager möglich. Die Leistungsregelung erfolgt über Massenstromänderungen mittels Bypass und entsprechender Regelklappe.

Durch den Kreuzstrom ist die Vereisungsgefahr relativ hoch. Die Steuerung des Luftstromes mit einer Bypassklappe ist daher notwendig. Der Temperaturwirkungsgrad liegt zwischen 0.5 bis 0.9. Bei einem Plattenwärmeübertrager wird keine Hilfsenergie benötigt. Bild 8.8 zeigt einen Plattenwärmeübertrager.

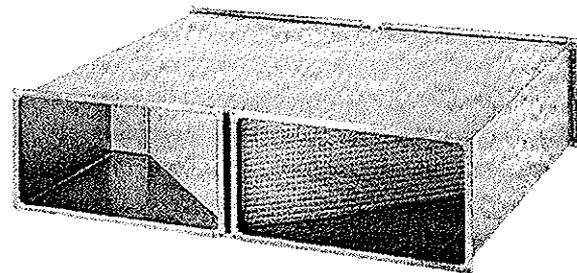


Bild 8.8: Plattenwärmeübertrager (Foto: Maico Ventilatoren).

Als Gegensatz dazu stellt Bild 8.9 schematisch einen Regenerator in Form eines Kreislaufverbundes dar.

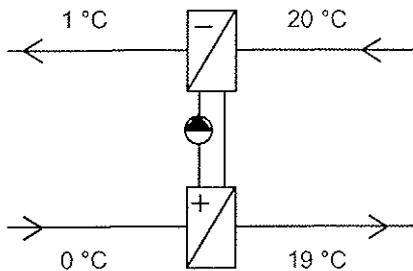


Bild 8.9: Schema Kreislaufverbund, unregelt.

Die indirekte Wärmeverschiebung mittels Kreislaufverbund ist mit anderen Systemen in verschiedener Weise kombinierbar. Die Überschusswärme kann zu mehreren Abnahmestellen unterschiedlicher Distanz gebracht werden. Typisch für das Arbeitsprinzip dieses Systems ist der Zwischenkreislauf für den Transport der Wärme von der kalten zu der warmen Seite. Über Wärmeübertrager werden die zwei Wärmeströme an den Zwischenkreislauf rekuperativ angekoppelt. Der umgewälzte Wärmeträger im Zwischenkreis bewirkt ein regeneratives Verhalten. Er speichert und transportiert Wärme. Der Kreislaufverbund benötigt Hilfsenergie in Form einer Pumpe. Die Regelung erfolgt durch Änderung des Wärmeträgerstroms (Veränderung der Drehzahl der Umwälzpumpen, Steuerung mit Dreiwegventil). Die übertragene Leistung ändert ebenfalls mit der Grösse des Luftstroms (z. B. bei Anlagen mit variablem Volumenstrom). Der Durchfluss im Zwischenkreis muss bezüglich der übertragenen Leistung optimiert werden (Ravel 1993c). Der Temperaturwirkungsgrad liegt zwischen 0.4 bis 0.7. Beim Prinzip eines Gegenstromtauschers kann der Wirkungsgrad erhöht werden ( $> 90\%$ ), wenn genügend Rohrreihen installiert sind. Bild 8.10 zeigt die Anordnung solcher Rohrreihen in einem Kreislaufverbund.

WRG- und AWN-Massnahmen sind – selbst bei hohen Investitionskosten – in vielen Fällen wirtschaftlich, so dass sowohl bei Neuanlagen als auch bei Sanierungen immer entsprechende Vorabklärungen notwendig sind.

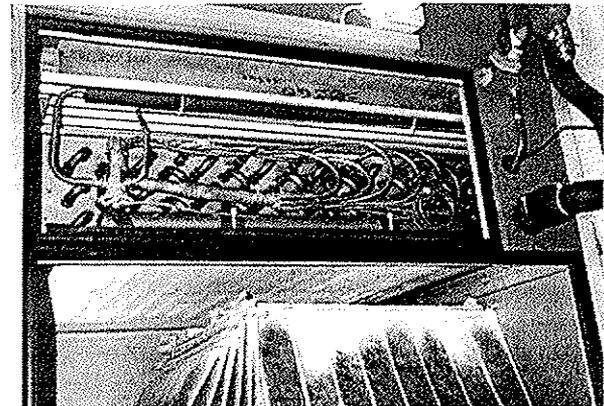


Bild 8.10: Kreislaufverbund mit 6 Rohrreihen (Anlage Grauholz).

#### ☞ Wärmeübertrager:

- Preisgünstig in der Anschaffung
- Integrierbar in Monoblocks
- Kompakte Bauweise
- Gefahr des Einfrierens bei tiefen Aussentemperaturen ( $< -5\text{ °C}$ )

#### ☞ Kreislaufverbund:

- Luft- oder Gasströme können auseinander liegen
- keine Kontaminationsgefahr
- keine Leckverluste
- Zusammenfassen mehrerer Anlagen möglich
- Periodische Überwachung des Zwischenkreislaufs notwendig

### 8.4 Temperatur-Sprungantworten

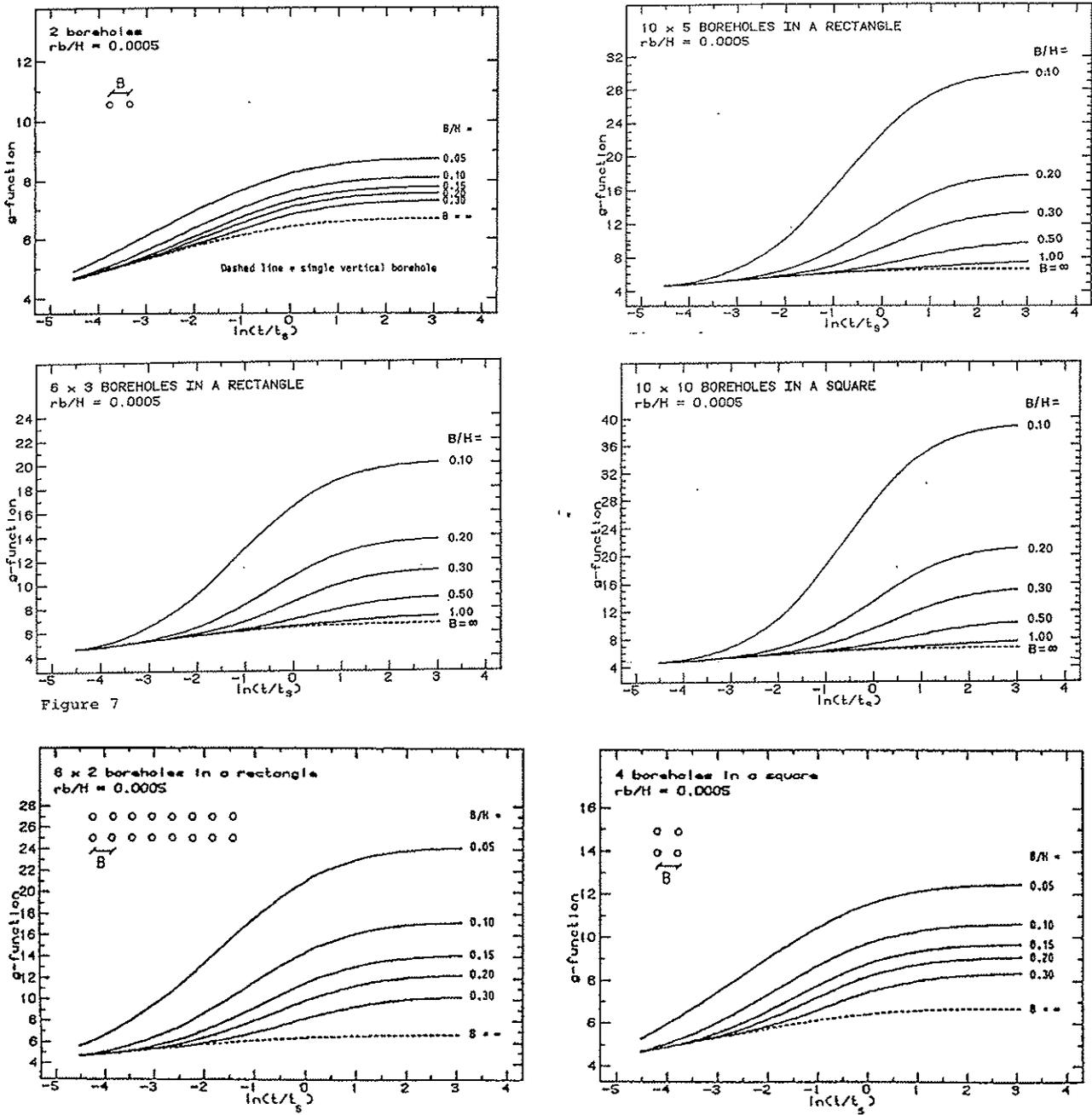


Figure 7

Bild 8.11 Ausgewählte Temperatursprungantworten (g-funktionen) für Erdwärmesondenfelder aus Eskilson (1987).