

Planung von gekoppelten Kälte- und Wärme- Erzeugungsanlagen mit Erdwärmesonden

Weiterbildungskurs 235 aus dem Angebot des
Zentrum für Interdisziplinäre Gebäudetechnik und
der Abteilung Heizung-Lüftung-Klima-Sanitär der
Hochschule für Technik+Architektur Luzern

**12. November 2008, HTA Luzern in Horw
Referent:
Arthur Huber**

**Hochschule für Technik+Architektur Luzern
Zentrum für Interdisziplinäre Gebäudetechnik
Abteilung Architektur/Bau- und Haustechnik**

Referent

Arthur Huber, dipl. Masch. Ing. ETH, Huber Energietechnik AG, Zürich

Arthur Huber studierte Maschinenbau an der ETH in Zürich. Am Institut für Energietechnik an der ETH war er anschliessend mit der Strömungssimulation in Gebäuden beschäftigt. Nach einem einjährigen Aufenthalt in den USA arbeitete er 3 Jahre in der Abteilung Energie einer grösseren Planungsfirma in Zürich und gründete anschliessend 1995 seine eigene Firma Huber Energietechnik AG in Zürich. Diese beschäftigt sich in der Forschung und Planung schwerpunktmässig mit dem rationellen Energieeinsatz in der Haustechnik, erneuerbaren Energiesystemen, geothermischen Wärmepumpensystemen und der Programmentwicklung.



Planungshandbuch

Grosse Teile der nachfolgenden Dokumentation sind aus dem Planungshandbuch „Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden“ von Good et al. (2001) des Bundesamtes für Energie in Bern entnommen. Der Referent war Projektleiter und Mitautor dieses Handbuches. Weitere Teile stammen aus dem Forschungsbericht „Erdwärmesonden für Direktheizung“ von Huber (2005) des Bundesamtes für Energie in Bern. Das Planungsbeispiel „Autobahn-raststätte Grauholz“ wurde von der Firma KWT in Belp geplant und ausgeführt. Für das zur Verfügung stellen der Daten sei an dieser Stelle Hr. D. Trüssel der Firma KWT herzlich gedankt.

Informationen zum Weiterbildungsangebot der HTA Luzern

Hochschule für Technik+Architektur Luzern	T: ++41 (0)41 349 34 81
Weiterbildung	F: ++41 (0)41 349 39 80
Ursula Vasconi, Kurssekretariat	E: Weiterbildung@hta.fhz.ch
Technikumstrasse 21	W: http://www.hta.fhz.ch
CH-6048 Horw	

Informationen zu erdgekoppelten Wärmepumpen & Software

Huber Energietechnik AG	T: ++41 (0)44 422 79 78
Arthur Huber	F: ++41 (0)44 422 79 53
Jupiterstrasse 26	E: huber@hetag.ch
CH-8032 Zürich	W: http://www.hetag.ch

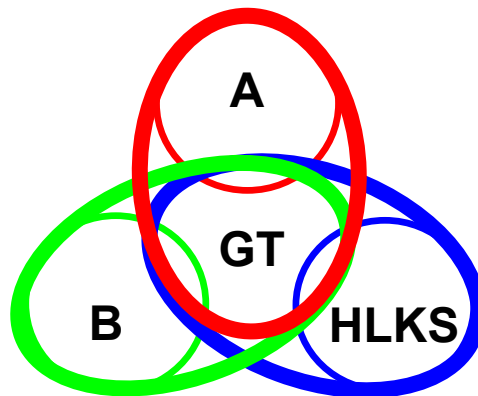
Erstellt: November 2008 / A. Huber

Gebäudetechnik und mehr...

Das **Zentrum für Interdisziplinäre Gebäudetechnik (ZIG)** der HTA Luzern bietet eine praxis- und marktorientierte Weiterbildung an. Dabei stehen die Kompetenzen der eigenen Belegschaft ebenso zur Verfügung, wie die der übrigen Abteilungen der HTA Luzern. Das ZIG vereint die Kompetenzen aus den drei Bauabteilungen. Es sind dies die Abteilungen Heizung-Lüftung-Klima-Sanitär, Architektur und Bautechnik.

Das Angebot ergänzt unsere Diplomstudien und die weiteren Angebote unserer Abteilungen. Basierend auf unser Leitbild stehen dabei die Gedanken der integralen Gebäudeplanung, der Ökologie und der rationellen Nutzung der Energie im Vordergrund.

Mit unserem Weiterbildungsangebot eröffnen wir Fachleuten aus dem Baubereich – schwergewichtig aus der HLKS- und Architektur-Branche – die Chance einer attraktiven, aktuellen und modularen Weiterbildung. Die TeilnehmerInnen können ihre Kenntnisse individuell in aktuellen Themen aus dem Gebäudetechnikbereich erweitern und vertiefen.



A:	Architektur
B:	Bautechnik
HLKS:	Heizung-Lüftung-Klima-Sanitär
GT:	Gebäudetechnik

...immer aktuell

Unsere Kursangebote werden den aktuellen Entwicklungen der Technik und den Bedürfnissen der TeilnehmerInnen angepasst. Das neueste Angebot entnehmen Sie unserer Web-Site www.hta.fhz.ch/wbk, oder aber Sie bestellen die aktuelle Kursübersicht.

Wir organisieren für Sie oder Ihre Firma auch gerne massgeschneiderte Weiterbildungsveranstaltungen (Kurse, Seminare, Workshops). Zögern Sie nicht, uns zu kontaktieren.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	8
1.1	Motivation.....	8
1.2	Gewerbekälte / Klimakälte	8
1.3	Wärmepumpe / Kältemaschine.....	9
1.4	Erdwärmesonde.....	11
1.5	Kennzahlen	12
1.5.1	<i>Definitionen</i>	<i>12</i>
1.5.2	<i>Getrennte Kälte- und Wärmeerzeugung (Zwei-Maschinen-Lösung)</i>	<i>13</i>
1.5.3	<i>Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung (Ein-Maschinen-Lösung)</i>	<i>13</i>
1.5.4	<i>Systemoptimierung</i>	<i>15</i>
1.6	Energetischer Systemvergleich	16
2.	Systemwahl	17
2.1	Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung.....	17
2.2	Einbindung der Erdwärmesonde in die Haustechnik.....	19
2.2.1	<i>Erdwärmesonde zum Kühlen ohne Wärmepumpe</i>	<i>19</i>
2.2.2	<i>Erdwärmesonden zur passiven Kühlung mit Wärmepumpe.....</i>	<i>20</i>
2.2.3	<i>Erdwärmesonde zum aktiven Kühlen und Heizen mit Wärmepumpe.....</i>	<i>21</i>
2.3	Systemauswahl.....	23
2.4	Planungsvorgehen.....	25
3.	Wärme- und Kältebedarf	27
3.1	Wärmebedarf	27
3.1.1	<i>Wärmeleistungsbedarf Gebäude</i>	<i>27</i>
3.1.2	<i>Wärmeleistungsbedarf Warmwasser.....</i>	<i>27</i>
3.1.3	<i>Gesamter Wärmeleistungsbedarf</i>	<i>27</i>
3.2	Kältebedarf.....	28
3.2.1	<i>Kühlleistungsbedarf Gebäude.....</i>	<i>28</i>
3.2.2	<i>Kühlenergiebedarf Gebäude.....</i>	<i>28</i>
3.2.3	<i>Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte</i>	<i>28</i>
3.2.4	<i>Abwärmeleistung Gewerbekälte</i>	<i>29</i>
3.2.5	<i>Kühlenergiebedarf Gewerbekälte</i>	<i>29</i>
3.2.6	<i>Gesamter Kühlleistungsbedarf.....</i>	<i>30</i>
3.2.7	<i>Heiz- und Kühlenergiebedarf</i>	<i>30</i>
3.3	Bilanz der Erdwärmesonde.....	32
3.3.1	<i>Leistungsbilanz der Erdwärmesonde.....</i>	<i>32</i>
3.3.2	<i>Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde</i>	<i>32</i>
3.3.3	<i>Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde</i>	<i>33</i>
3.3.4	<i>Energiebilanz der Erdwärmesonde.....</i>	<i>34</i>

4.	Komponentenauslegung.....	36
4.1	Wärmepumpe	36
4.2	Erdwärmesonden.....	38
	4.2.1 <i>Quellen- und Rücklauftemperaturen</i>	38
	4.2.2 <i>Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern</i>	39
4.3	Warmwasser- und Heizungsspeicher	45
	4.3.1 <i>Warmwasserspeicher</i>	45
	4.3.2 <i>Heizungsspeicher</i>	46
4.4	Wärmeübertrager	48
4.5	Umwälzpumpe	49
	4.5.1 <i>Umwälzpumpe der Erdwärmesonden</i>	49
	4.5.2 <i>Druckabfall</i>	49
5.	Beispiel Autobahnraststätte Grauholz	51
5.1	Anlagedaten.....	51
5.2	Zusammenfassung des Planungsvorgehens.....	54
6.	Beispiel 2: Sonden-Freecooling	56
6.1	Eingabe in Hilfstool „Erdsondengleichung.xls“	57
6.2	Lastanalyse und Resultate	58
	6.2.1 <i>Heizfall</i>	58
	6.2.2 <i>Kühlfall mit Sonden-Freecooling</i>	59
7.	Referenzen.....	60
8.	Symbolverzeichnis	61
9.	Anhang.....	62
9.1	Wärmeleitungsgleichung und Sprungantwort g	62
	9.1.1 <i>Der radiale Temperatur-Trichter</i>	62
	9.1.2 <i>Dimensionslose Sprungantwort g</i>	63
9.2	Die Bohrlochtemperatur T_b und die Fluidtemperatur T_f	64
	9.2.1 <i>Die Fluidtemperatur T_f</i>	65
9.3	Thermische Widerstände R_a / R_b an der Doppel-U-Sonde	66
	9.3.1 <i>Internen Bohrlochwiderstandes R_a nach Hellström (1991)</i>	67
	9.3.2 <i>Bohrlochwiderstandes R_b nach Hellström (1991)</i>	67
9.4	Erdwärmesondengleichung für Doppel-U-Sonden	68
	9.4.1 <i>Analytische Berechnung der Quelltemperatur</i>	68
	9.4.2 <i>Berechnung der Fluidtemperaturen in der Erdwärmesonde</i>	69
9.5	Stoffwerte der Schweizer Molasse	70
9.6	Dimensionslose Temperatursprungantworten g	71
9.7	Modell für die Kühlung mit der Bodenheizung	72
	9.7.1 <i>Modelle und Ansätze</i>	72
	9.7.2 <i>Fussbodenheizungsmodell der EMPA</i>	72
9.8	Simulationstools	76
	9.8.1 <i>Übersicht</i>	76
	9.8.2 <i>PC-Programme zur Sondendimensionierung</i>	77

Kursinhalt

Begrüssung

Einführung

9⁰⁰ bis 9³⁰ Uhr

- Einführungsbeispiel Autobahnraststätte Grauholz

Systemwahl

9³⁰ bis 10³⁰ Uhr

- Übersicht über die möglichen Systeme
- Bewertung der Systeme mit der Gesamtarbeitszahl
- Systemwahl

10³⁰ bis 10⁴⁵ Uhr: Kaffeepause

Energiebilanz

10⁴⁵ bis 11¹⁵ Uhr

- Wärmebedarf
- Kältebedarf
- Energiebilanz der Erdwärmesonden

Komponentenauslegung

11¹⁵ bis 12¹⁵ Uhr

- Wärmepumpe
- Erdwärmesonden
- Speicher
- Sondenpumpe

12¹⁵ bis 13³⁰ Uhr: Mittagspause

Übungsbeispiele zur Auslegung der Erdwärmesonden

13³⁰ bis 16³⁰ Uhr

- Excel Auslegungstool als Hilfsmittel für Handrechenmethode
- Dimensionierung der Erdwärmesonden mit der Handrechenmethode
- Auslegung der Sondenpumpe mit dem Tool EWSDRUCK
- Auslegung der Erdwärmesonden mit dem Programm EWS

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 einer Beispielanlage wird die Vorgehensweise der Planung und Dimensionierung konkret angewendet.

1.2 Gewerbekälte / 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 °C / 10 °C / 5 °C) oder Tiefkühlobjekten (Tiefkühlräume und -möbel bei 0 °C / -5 °C / -10 °C / -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, Struktur- oder Kernkühlung und Maschinenkühlung. Der Bedarf an Klimakälte besteht in der Regel nur im Sommer und ist direkt von der Aussentemperatur beeinflusst.

1.3 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 1.1).

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 1.2 und Bild 1.3).

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 1.4).

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.

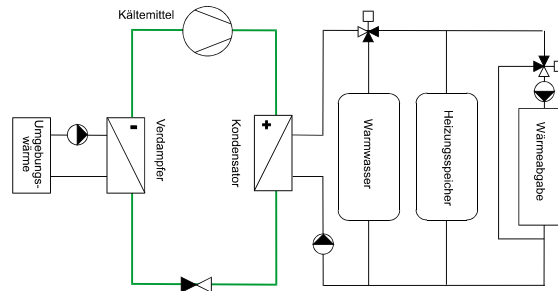
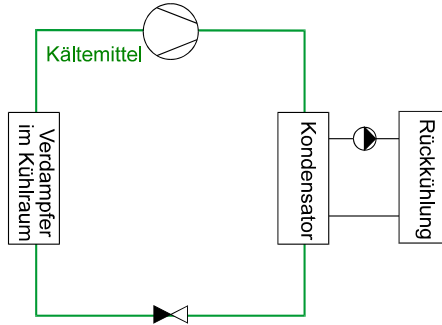
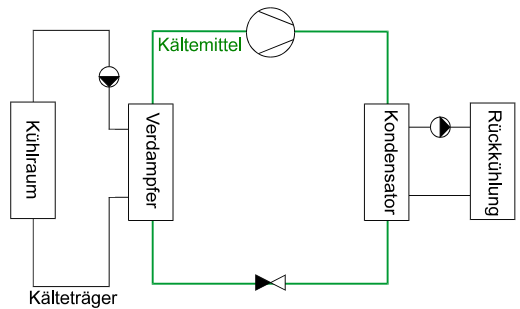


Bild 1.1 Wärmepumpenanwendung.



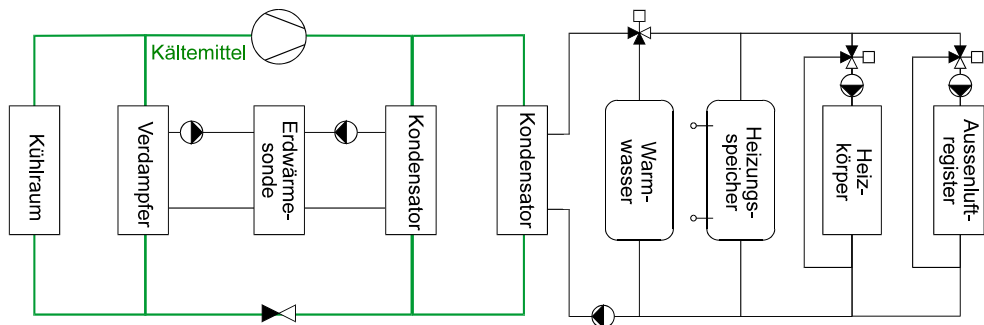
Wärmequelle zum Kühlen Wärmesenke

Bild 1.2 Kältemaschinenanwendung mit direkter Kühlung.



Wärmequelle zum Kühlen Wärmesenke

Bild 1.3 Kältemaschinenanwendung mit indirekter Kühlung.



Wärmequelle zum Kühlen Wärmesenke zum Heizen

Bild 1.4 Gekoppelte Wärme- und Kältemaschinenanwendung: Nutzleistung wird bei Wärmesenke zum Heizen und bei Wärmequelle zum Kühlen erbracht

1.4 Erdwärmesonde

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.

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 Erdwärmesonden als Wärmequellen für monovalent betriebene Wärmepumpen oder für Aussenluftvorwärmung. Die Erdwärmesonden können im Winter gleichzeitig auch als Wärmesenke bzw. Kältequelle zur Erzeugung von Gewerbekälte eingesetzt werden.

Bezeichnungen

Bild 1.5 stellt einen Querschnitt durch eine Doppel-U-Sonde dar.

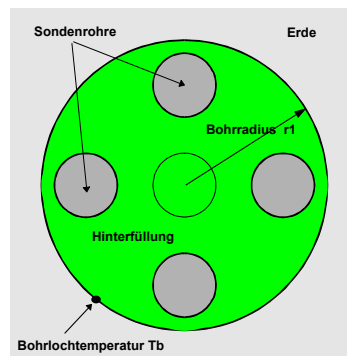


Bild 1.5: Sondenquerschnitt (Huber, 1999).

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 1.6. Die mittlere Temperatur am Rand der Bohrung, auf dem Radius r_1 , wird als Bohrlochtemperatur T_b bezeichnet. Die Temperatur, mit welcher das Sondenfluid die Sonde verlässt, ist die sogenannte Quelltemperatur T_{Quelle} .



Bild 1.6: Endstück einer Doppel-U-Sonde (Foto: HAKA-GERODUR AG).

1.5 Kennzahlen

1.5.1 Definitionen

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 Gesamtleistungszahl GLZ definiert werden.

Alle Kennzahlen sind definiert als gemittelte Nutzleistung zu elektrischer Leistungsaufnahme. Je höher der Wert der Kennzahl, um so geringer ist der Strombedarf P_{el} bei einer gegebenen Nutzleistung.

Wird als Nutzleistung der Wärmepumpe die Wärmeabgabeseite verwendet, muss also ein Heizleistungsbedarf $\dot{Q}_{H_{tot}}$ gedeckt werden, so wird die Kennzahl COP verwendet. Mit den zeitlich gemittelten Momentanwerten kann die Leistungszahl COP definiert werden als:

$$\text{Def: } COP = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.1}$$

Wird die Wärmepumpe andererseits als Kältemaschine verwendet, ist damit also ein Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ zu decken, so wird die Kennzahl EER verwendet:

$$\text{Def: } EER = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.2}$$

Anstelle EER wird häufig auch der Begriff $COP_{Kühlen}$ verwendet. 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 GLZ (Gesamtleistungszahl) definiert:

$$\text{Def: } GLZ = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.3}$$

Analog der üblichen Arbeitszahlen wird die Gesamtarbeitszahl GAZ definiert:

$$\text{Def: } GAZ = \frac{Q_{Nutz}}{W_{el}} = \frac{Q_{H_{tot}} + Q_{K_{tot}}}{W_{el}} \quad \text{Gl. 1.4}$$

Aus der Sicht der Wärmepumpe sieht die vereinfachte Leistungsbilanz so aus:

$$\dot{Q}_{\text{Kühlen}} + P_{el} = \dot{Q}_{\text{Heizen}} \quad \text{Gl. 1.5}$$

wenn die Verdampferleistung als $\dot{Q}_{\text{Kühlen}}$ und die Kondensatorleistung als \dot{Q}_{Heizen} bezeichnet werden. Durch Kürzen mit der elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} der Wärmepumpe folgt:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Kühlen}}}{P_{el}} + 1 = \frac{\dot{Q}_{\text{Heizen}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.6}$$

Sofern die gesamte Verdampfer- und Kondensatorleistung der Wärmepumpe auch genutzt werden kann, lässt sich die Leistungsbilanz Gl. 1.5 mit den Kennzahlen COP (Gl. 1.1) und EER (Gl. 1.2) auch wie folgt schreiben:

$$EER + 1 = COP \quad \text{Gl. 1.7}$$

1.5.2 Getrennte Kälte- und Wärmeerzeugung (Zwei-Maschinen-Lösung)

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

$$GLZ = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{WP} + P_{KM}} \quad \text{Gl. 1.8}$$

Ersetzt man in Gl. 1.8 die elektrische Leistungsaufnahme der Heizwärmepumpe P_{WP} durch Gl. 1.1 und der Kältemaschine P_{KM} durch Gl. 1.2, so erhält man für die Gesamtleistungszahl GLZ:

$$GLZ = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} + \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER}} = \frac{COP \cdot EER \left(1 + \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} \right)}{EER \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} + COP} \quad \text{Gl. 1.9}$$

In Bild 1.7 ist Gl. 1.9 in Abhängigkeit des Heizleistungsbedarfs $\dot{Q}_{H_{tot}}$ zum Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ für ein COP von 2.75 und ein EER von 1.75 dargestellt (untere Kurve).

1.5.3 Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung (Ein-Maschinen-Lösung)

Fall A): Die Antriebsleistung der Wärmepumpe P_{el} wird durch den Heizleistungsbedarf $\dot{Q}_{H_{tot}}$ bestimmt, d.h. $\dot{Q}_{H_{tot}} > \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{el}$. In diesem Fall gilt:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} \quad \text{Gl. 1.10}$$

Die Gesamtleistungszahl GLZ berechnet sich somit in diesem Fall aus Gl. 1.1 wie folgt:

$$GLZ = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP}} = COP \left(1 + \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{\dot{Q}_{H_{tot}}} \right) \quad \text{Gl. 1.11}$$

Fall B): Die Antriebsleistung der Wärmepumpe P_{el} wird durch den Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ bestimmt, d.h. $\dot{Q}_{H_{tot}} < \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{el}$. In diesem Fall gilt:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER} \quad \text{Gl. 1.12}$$

Die Gesamtleistungszahl GLZ berechnet sich somit in diesem Fall aus Gl. 1.3 wie folgt:

$$\underline{\underline{GLZ}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER}} = \underline{\underline{EER \left(1 + \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} \right)}} \quad \text{Gl. 1.13}$$

In Bild 1.7 sind Gl. 1.11 und Gl. 1.13 in Abhängigkeit des Heizleistungsbedarfs $\dot{Q}_{H_{tot}}$ zum Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ für ein COP von 2.75 und ein EER von 1.75 dargestellt (obere Kurve).

Fall C): Der optimale Betriebszustand – und damit die maximale GLZ – ist dann erreicht, wenn gleichzeitig der Heizleistungsbedarf $\dot{Q}_{H_{tot}}$ und Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ exakt gedeckt werden können, d. h. wenn

$$\dot{Q}_{H_{tot}} = \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{el} \quad \text{Gl. 1.14}$$

In diesem Fall gilt:

$$\underline{\underline{GLZ}}_{Max} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{P_{el}} + \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \underline{\underline{COP + EER}} \quad \text{Gl. 1.15}$$

Durch Kürzen mit dem Kühlleistungsbedarf $\dot{Q}_{K_{tot}}$ und Einsetzen von Gl. 1.7 folgt für den optimalen Betriebspunkt:

$$\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} = 1 + \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} = 1 + \frac{1}{EER} = \frac{COP}{EER} \quad \text{Gl. 1.16}$$

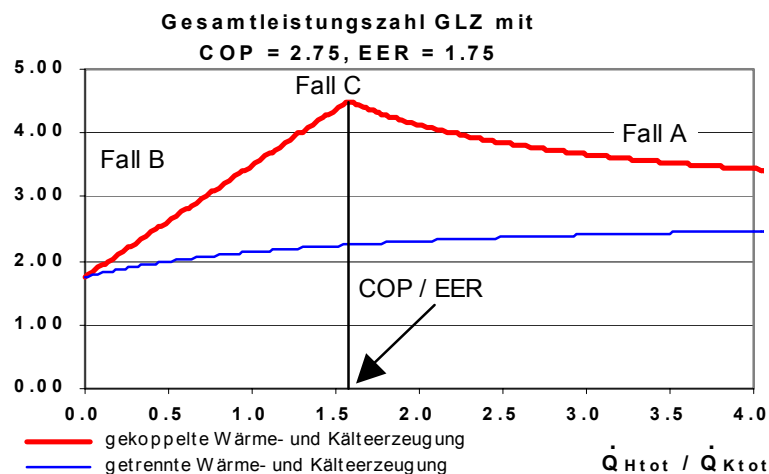


Bild 1.7: Vergleich der GLZ für gekoppelte und getrennte Erzeugung bei COP = 2.75 und EER = 1.75.

1.5.4 Systemoptimierung

Aus der Betrachtung der Kennlinie in Bild 1.7 wird sofort klar, dass es beim Betrieb einer gekoppelten Wärmepumpe einen optimalen Betriebspunkt gibt: Das Verhältnis der Heiz- zur Kühlleistung sollte so nah wie möglich beim Verhältnis von COP/EER der Wärmepumpe liegen. Je weiter weg man von diesem Betriebspunkt liegt, um so geringer ist der energetische Nutzen einer gekoppelten Anlage. Aber selbst im Tagesverlauf bewegt man sich in der Regel in einem breiten Bereich auf dieser Wärmepumpen-Kennlinie. Hier setzt die Systemoptimierung ein, indem mit Tagesspeichern (Wassertanks) diese Schwankungen aufgefangen werden können. Eine komplizierte Regelung der Anlage ist dabei meist nicht nötig: Wenn die ganze Wärme- und Kälteproduktion direkt benötigt wird oder in die Tagesspeicher abgegeben werden kann, befindet man sich aus der Sicht der Wärmepumpe im optimalen Betriebspunkt mit der maximalen GLZ. Ausserhalb dieses optimalen Betriebspunktes ist eine zusätzliche Wärmequellen- bzw. eine Rückkühlanlage mit den entsprechenden Verlusten notwendig.

Die Kennlinie in Bild 1.7 lässt einen weiteren Schluss zu: Speicher bringen nur dann einen energetischen Nutzen, wenn über eine gewisse Periode ein Verhältnis von Wärmebedarf zu Kältebedarf $\dot{Q}_{Htot}/\dot{Q}_{Ktot} = COP/EER$ erreicht werden kann. Oder anders formuliert:

☞ Nur wenn eine gekoppelte Wärmepumpe in einer Zeitperiode zwischen dem Betriebszustand Fall A ($\dot{Q}_{Htot}/\dot{Q}_{Ktot} > COP/EER$) und dem Betriebszustand Fall B ($\dot{Q}_{Htot}/\dot{Q}_{Ktot} < COP/EER$) wechselt, kann ein über den technischen Speicher hinausgehendes Speichervolumen eine energetische Einsparung bringen.

Ist dies nicht der Fall, so läuft die Wärmepumpe auf zwei Betriebszuständen:

- Speicher laden gemäss Fall C
- wenn der Speicher voll ist, produziert die Wärmepumpe nur Wärme ($\dot{Q}_{Htot}/\dot{Q}_{Ktot} = \infty$) oder nur Kälte ($\dot{Q}_{Htot}/\dot{Q}_{Ktot} = 0$).

Im Mittel resultiert aus diesen beiden Betriebszuständen keine Energieeinsparung.

☞ Die Grösse des Speichers ist so zu bemessen, dass ein Wechsel vom Betriebszustand Fall A zum Betriebszustand Fall B oder umgekehrt verhindert werden kann (meist sind dies Tagesspeicher).

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde von konstanten Leistungszahlen der Wärmepumpe ausgegangen, um das grundsätzliche Systemverhalten aufzuzeigen. In Realität schwanken die Leistungszahlen natürlich in Abhängigkeit der benötigten Systemtemperaturen. Zwei-Maschinen-Lösungen weisen in der Regel die besseren Leistungszahlen COP und EER auf als gekoppelte Systeme. Trotzdem wird das gekoppelte System in der Regel die bessere Gesamtleistungszahl GLZ aufweisen. Der Vorteil des gekoppelten Systems ist um so grösser, je näher der Betriebszustand dem Optimalpunkt C kommt.

1.6 Energetischer Systemvergleich

Im folgenden wird ein energetischer Vergleich zwischen einer konventionellen Anlage, einer ungekoppelten und einer gekoppelten Anlage mit Heiz- und Warmwasserbedarf sowie Kühl-, Tiefkühl- und Klimakältebedarf. Basis für die Berechnungen bilden die Kennwerte der Beispielanlage Grauholz. Der Gleichzeitigkeitsfaktor bei der Gewerbekälte beträgt 0.4.

	Nutzwärme [MJ]	Nutzkälte [MJ]	Summe [MJ]		Nutzwärme [MJ]	Nutzkälte [MJ]	Summe [MJ]
Januar	77'201	33'574	110'775	Juli	15'651	56'514	72'165
Februar	67'312	30'324	97'636	August	16'916	50'064	66'980
März	61'037	33'614	96'651	September	23'400	37'358	60'758
April	46'776	32'600	79'376	Oktober	41'201	33'915	75'116
Mai	31'929	35'926	67'855	November	61'676	32'490	94'167
Juni	20'970	41'044	62'013	Dezember	71'910	33'574	105'483
				Jahr	535'979	450'996	986'975

Bei der konventionellen Anlage nach werden die Heizwärme und das Warmwasser durch eine Ölheizung mit einem Wirkungsgrad von 80 % bereitgestellt. Die Klima- und die Gewerbekälte werden durch je eine Kältemaschine mit einem EER von 2 hergestellt. Die Abwärme wird jeweils über Dach fortgeführt. Für die Hilfsaggregate wird eine zusätzliche Leistung von 3 kW berücksichtigt.

Die ungekoppelte Anlage verfügt über eine Wärmepumpe mit einem COP von 3.0 für die Heizung und das Warmwasser sowie über eine Kältemaschine mit einem EER von 2 für die Klima- und die Gewerbekälte. Für Hilfsaggregate (Pumpen etc.) wird eine zusätzliche Leistung von 4 kW dazugezählt.

Bei der gekoppelten Anlage werden die Heizwärme, das Warmwasser, die Klima- sowie die Gewerbekälte durch eine einzige Wärmepumpe bereitgestellt. Für die Berechnung wurde ein energiemittelter COP von 2.47 bestimmt. Für die Hilfsaggregate (Erdwärmesondenpumpe etc.) wird eine zusätzliche Leistung von 4 kW berücksichtigt.

Aufgrund dieser Bedingungen liefern die drei Varianten den folgenden Bedarf:

	Öl/Strom für Wärme [MJ]	Strom-Bedarf Kälte [MJ]	Endenergie-bedarf [MJ]
Konventionell	669'974	225'498	990'080
Ungekoppelt	178'660	225'498	532'721
Gekoppelt			464'939

Die Gesamtarbeitszahlen der drei Varianten betragen somit:

	Gesamtarbeitszahl GAZ	
	ohne Hilfsaggregate	mit Hilfsaggregaten
Konventionell	1.1	1.0
Ungekoppelt	2.4	1.9
Gekoppelt	2.9	2.1

Aus diesen Werten ist ersichtlich, dass die gekoppelte Anlage, die mit einem eher schlechten COP von 2.47 läuft, die beste Gesamtarbeitszahl erreicht.

2. Systemwahl

2.1 Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung

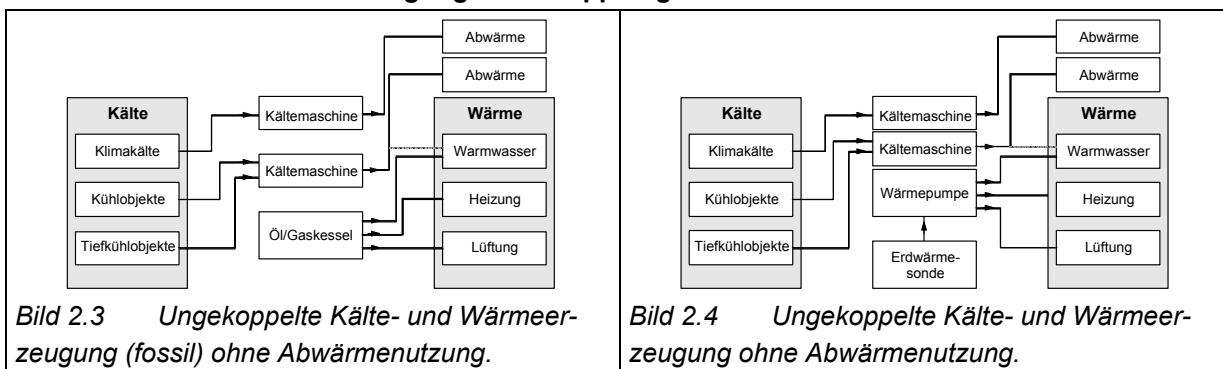
Die folgende Übersicht zeigt grundsätzliche Möglichkeiten der Kälteerzeugung für Gewerbe- und Klimakälte. Die Kälte- und Wärmeerzeugung, die bisher in der Regel nicht gekoppelt waren, werden neu gekoppelt.

Klima- und Gewerbekälteerzeugung mit Kopplung

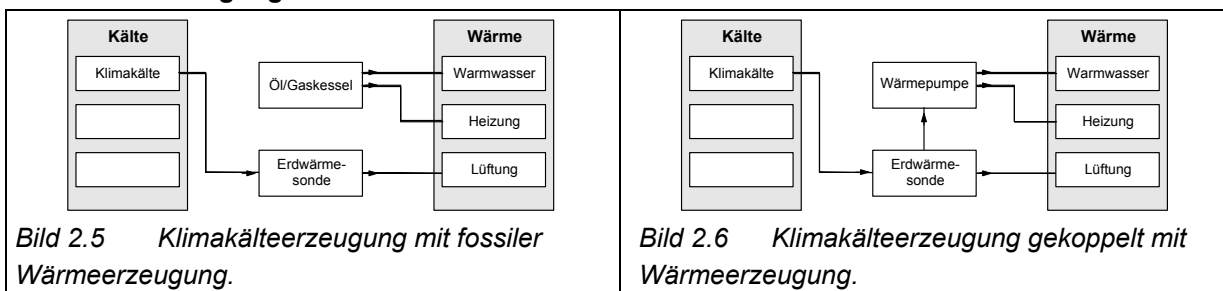


Bild 2.2 Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante 2.

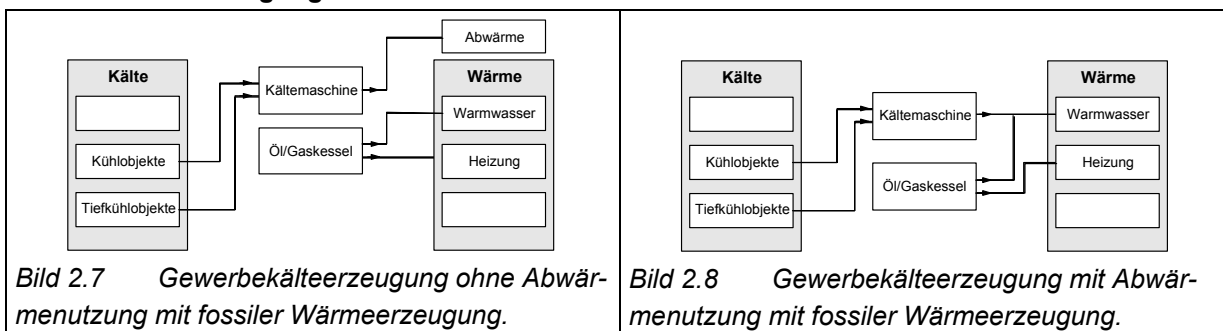
Klima- und Gewerbekälteerzeugung ohne Kopplung



Klimakälteerzeugung



Gewerbekälteerzeugung



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

- Hohe Gesamtleistungszahl GLZ
- Geringer Platzbedarf (kein Tankraum)
- Geringe Investitionskosten (kein Rückkühler auf dem Dach notwendig, weil 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 Sondenkreis getrennt werden, so dass ein möglicher Sauerstoffeintrag über die Erdwärmesonden im Gebäude nicht zu Korrosion oder Verschlammung führt.

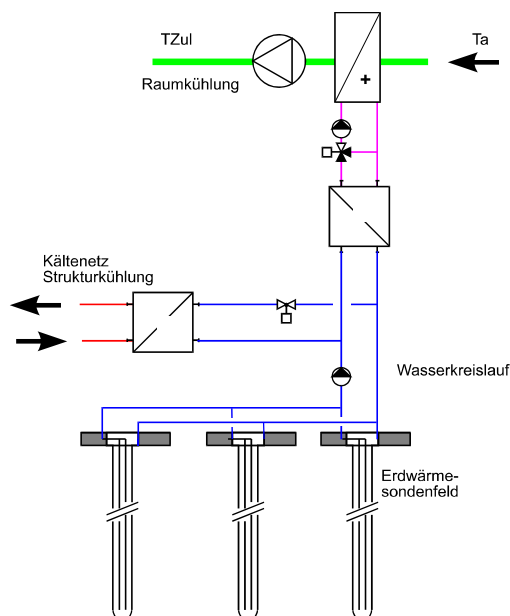


Bild 2.9 Einbindung der Erdwärmesonde für Klimakälte (Raum- und Strukturkühlung ohne Wärmepumpe).

2.2.2 Erdwärmesonden zur passiven Kühlung mit Wärmepumpe

Die sommerliche Kühlung von Gebäuden gewinnt zunehmend an Bedeutung. Hauptgründe sind höhere, innere, thermische Lasten in Verbindung mit modernen Bauweisen, die einen zunehmenden Anteil an transparenten Flächen aufweisen, bis hin zu den populären Glasfassaden. Dazu kommt ein gesteigerter Lebensstandard mit hohen Ansprüchen an die thermische Behaglichkeit.

Bei erdgekoppelten Wärmepumpensystemen mit Fussbodenheizungen können die Erdwärmesonden im Sommer auch zur passiven Kühlung („Sondenfrecocooling“) über die Fussbodenheizung eingesetzt werden.

Die erreichbare Kühlleistung der Sonden ist von den Rücklauftemperaturen und der Auslegung des Kühlwärmetauschers abhängig. In Kapitel 9.7 sind die Modelle zu finden, mit denen in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur die Kühlleistung von Fussbodenheizungen abgeschätzt werden kann. Daraus ergibt sich dann die Rücklauftemperatur des Heizungskreislaufs und mit der Grädigkeit (=Temperaturverlust) des Wärmetauschers die Sondenrücklauftemperatur.

Berechnungsprogramme für die Auslegung solcher Sonden müssen in der Lage sein, im Freecooling-Betrieb mit vorgegebenen Sonden-Rücklauftemperaturen zu rechnen (z.B. Programm EWS, nicht aber Programm EED).

In der Hydraulik ist darauf zu achten, dass der Wärmetauscher Kühlung (D in Bild 2.10:) am Austritt der Erdwärmesonde angeschlossen wird. Durch die Pufferwirkung der Erdsonde wird das Frostrisiko im Wärmetauscher für die Kühlung minimiert, wenn die Wärmepumpe läuft und die Wärme an den Warmwasserspeicher abgibt.

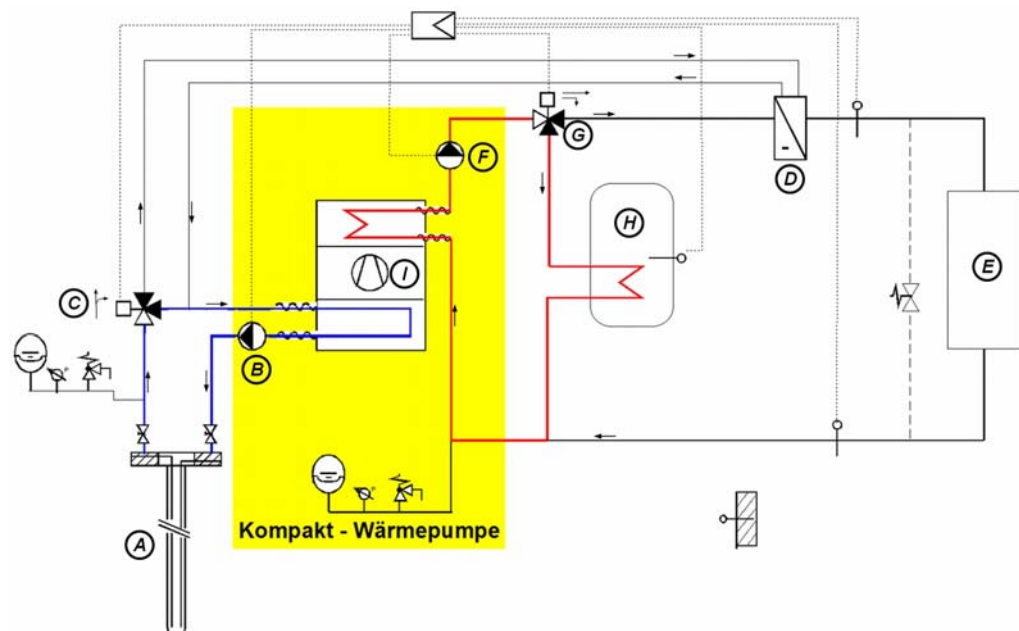


Bild 2.10 Empfohlene Hydraulikschaltung für die Kühlung mit erdgekoppelter Wärmepumpen nach Afjei, Th.; Dott, R.; Huber, A. (2007):

A - Erdwärmesonde; B - Sondenpumpe; C - 3-Wege-Mischventil Kühlung; D - Wärmetauscher Kühlung; E - Fussbodenheizung; F - Pumpe Heizkreis & Warmwasserladung; G - Umschaltventil Heizkreis ↔ Warmwasserspeicher; H - Warmwasserspeicher; I - Wärmepumpe

2.2.3 Erdwärmesonde zum aktiven Kühlen und Heizen mit Wärmepumpe

Die Erdwärmesonde kann entweder Wärme liefern oder aufnehmen. Im Kühlfall (Sommerbetrieb) entzieht die Wärmepumpe durch die Verdampfung des Kältemittels den zu kühlenden Aggregaten Wärme. Die Wärme sowie der Betriebsstrom der Wärmepumpe müssen auf der Warmseite wieder abgegeben werden. Die Wärmeabgabe erfolgt an das Warmwasser und bei Heizbetrieb an die Heizung. Wenn kein Heizbedarf vorhanden ist, nimmt die Erdwärmesonde die Restwärme auf (Bild 2.11). Im Heizfall (Winterbetrieb) dienen die zu kühlenden Aggregate wiederum als Wärmequellen für die Wärmepumpe. Wenn der Wärmeleistungsbedarf durch die Wärmequellen nicht gedeckt werden kann, gibt die Erdwärmesonde die erforderliche Wärme ab (Bild 2.12).

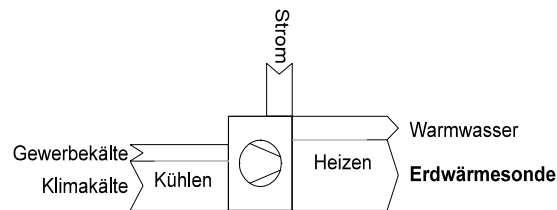


Bild 2.11 Wärmeeintrag in Erdwärmesonden im Sommerbetrieb.

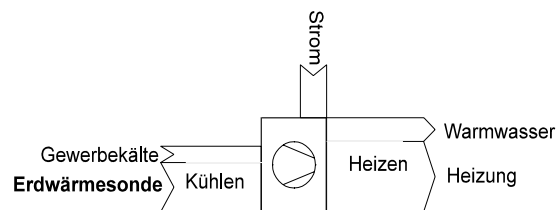


Bild 2.12 Wärmeentzug aus Erdwärmesonden im Winterbetrieb.

Die Verdampfung des Kältemittels zur Kühlung kann entweder direkt beim Kühlobjekt (Bild 2.13) oder indirekt über ein Kältenetz erfolgen (Bild 2.14).

Direkte Verdampfung

- Kältemittelleitungen zu allen Kühlobjekten; viel Kältemittel erforderlich
- Verdampfer in jedem Kühlobjekt
- Verdampfung nur bei Kühlbedarf
- geringe Verluste
- Kompressoren für jedes Temperaturniveau
- Leistungsanpassung durch mehrere Kompressoren pro Temperaturniveau

Indirekte Verdampfung über Kältenetz

- Verdampfer bei Kältemaschine / Wärmepumpe
- wenig Kältemittel
- Kältenetz ausgelegt auf niedrigste Temperatur oder mehrere Kältenetze für jedes Temperaturniveau

Kältenetze:

- 6 / 12 °C Klimakälte
- -8 / -5 °C Kühlobjekte
- -30 / -25 °C Tiefkühlobjekte
- gute Isolation notwendig
- Umwälzpumpe für Kälteträger
- Kältespeicher sofern notwendig, hydraulisch entkoppelt

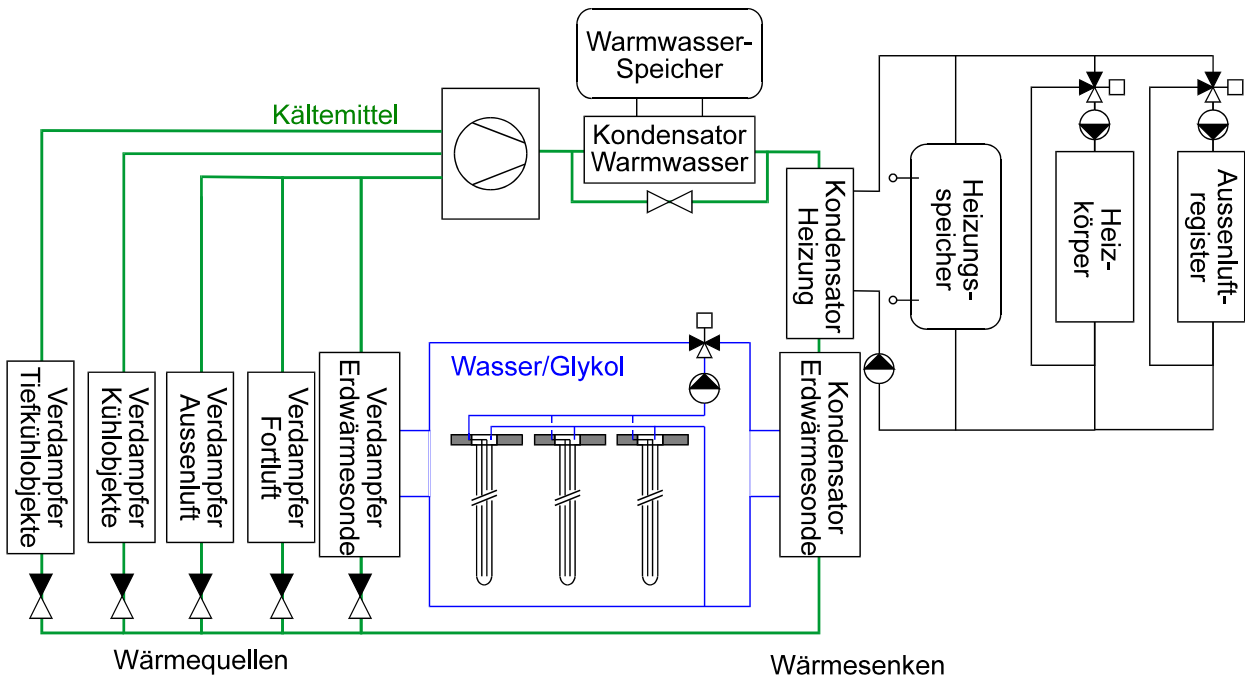


Bild 2.13 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit Direktverdampfung (Kompressor für jedes Temperaturniveau).

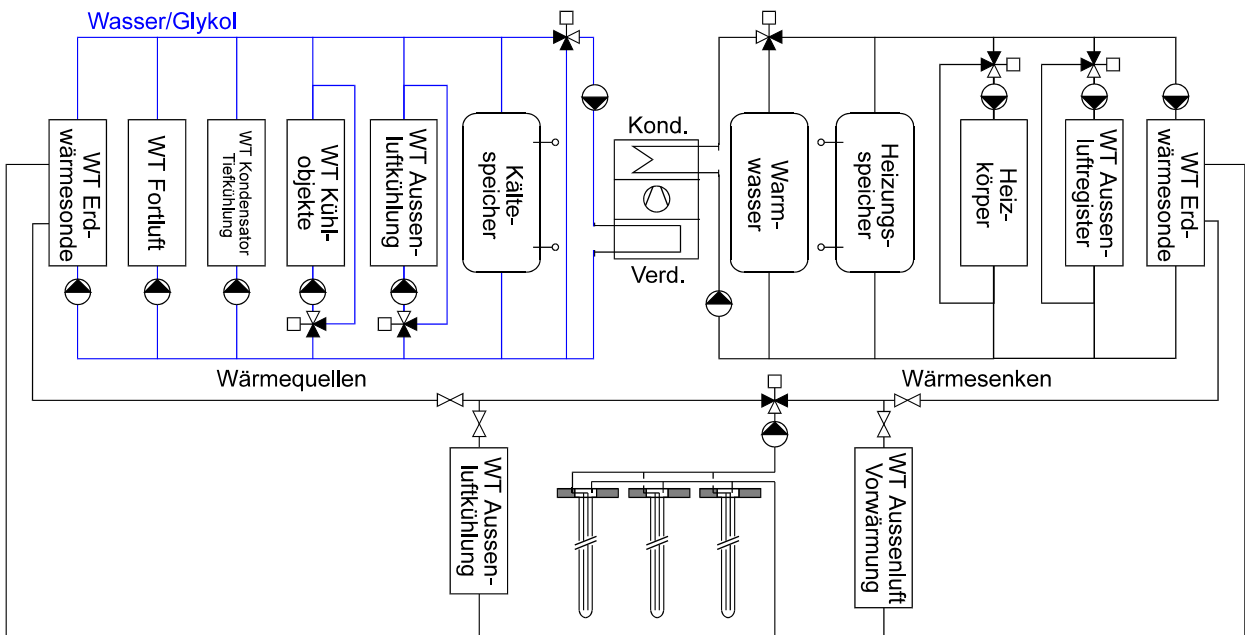
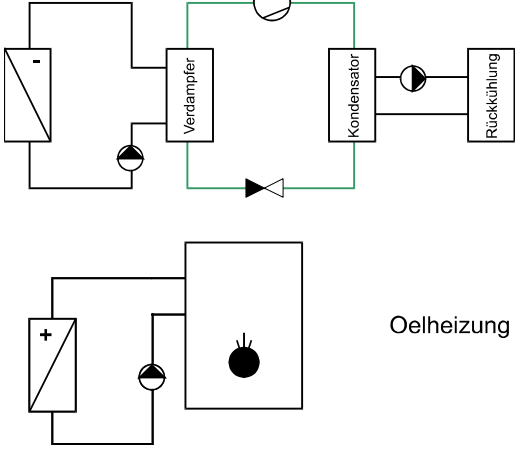
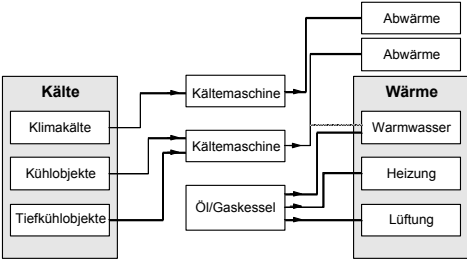
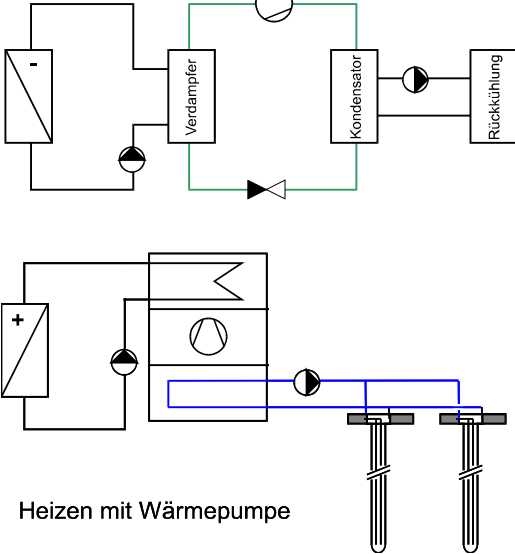
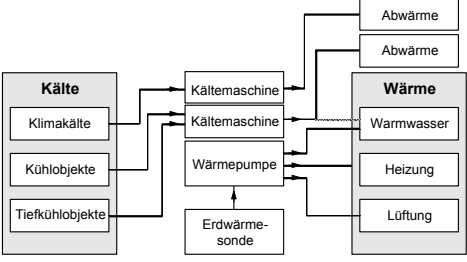
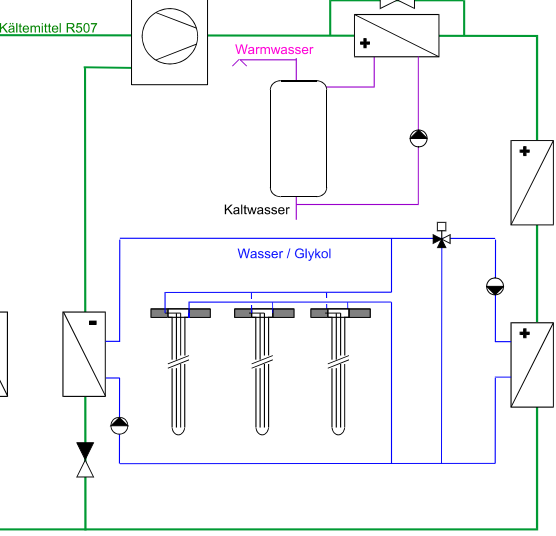
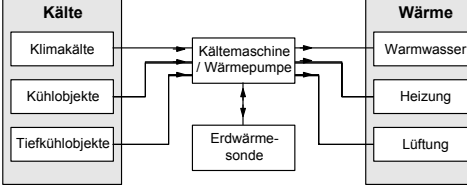


Bild 2.14 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit indirekter Verdampfung (WT: Wärmeübertrager).

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"> • Einfache Planung • Unabhängige Kälte- und Wärmeplanung • Standardprodukte verwendbar 	<ul style="list-style-type: none"> • Hoher Energiebedarf • Grosser Raumbedarf • Rückkühlung erforderlich • Fossile Wärmeerzeugung
System 2: Konventionelle Klimakälteerzeugung gemäss Bild 2.5	<ul style="list-style-type: none"> • Geringer Energiebedarf für Kälteerzeugung • Keine Rückkühlung erforderlich 	<ul style="list-style-type: none"> • Keine Gewerbekälte möglich • Exakte Dimensionierung der Erdwärmesonde notwendig • Kälteleistung durch Temperaturniveau eingeschränkt • Strukturkühlung in der Regel erforderlich
System 3: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Indirekte Verdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.14	<ul style="list-style-type: none"> • Konventioneller Planungsablauf • Standardprodukte verwendbar 	<ul style="list-style-type: none"> • Niedrigstes Nutz-Temperaturniveau bestimmt die Systemtemperatur des Kältenetzes und damit des Wirkungsgrades • Hohe Verteilverluste (Kälte)
System 4: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Direktverdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.13	<ul style="list-style-type: none"> • Geringer Energiebedarf • Keine Rückkühlung erforderlich • geringe Verteilverluste (Kälte) wegen direkter Verdampfung beim Kälteverbraucher 	<ul style="list-style-type: none"> • Sorgfältige Kälteplanung • Grosse Kältemittelmengen

<p>Konventionelle Anlage: Ölheizung für Warmwasser und Heizung, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte</p>	<p>Luftgekühlte Kälteanlage</p>  <p>Ölheizung</p>	 <p>Heizenergiebedarf: 536 GJ Kühlenergiebedarf: 451 GJ Ölbedarf (18'600 Liter): 670 GJ Strombedarf Kälte: 225 GJ Strombedarf Hilfsaggregate: 95 GJ Endenergiebedarf total: ** 990 GJ EER Kälteanlage: 2.0 Wirkungsgrad Ölheizung: 80% Gesamtarbeitszahl GAZ: 1.1 (GAZ mit Hilfsaggregaten: 1.0)</p>
<p>Ungekoppelte Anlage: separate Wärmepumpe für Heizen, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte</p>	<p>Luftgekühlte Kälteanlage</p>  <p>Heizen mit Wärmepumpe</p>	 <p>Heizenergiebedarf: 536 GJ Kühlenergiebedarf: 451 GJ Strombedarf Wärme: 179 GJ Strombedarf Kälte: 225 GJ Strombedarf Hilfsaggregate: 127 GJ Endenergiebedarf total: ** 531 GJ EER Kälteanlage: 2.0 COP Wärmepumpe: 3.0 Gesamtarbeitszahl GAZ: 2.4 (GAZ mit Hilfsaggregaten: 1.85)</p>
<p>Gekoppelte Anlage: Wärmepumpe mit Erdwärmesonde für Heizen und Kühlen</p>	 <p>Kältemittel R507</p> <p>Wärmepumpe</p> <p>Kaltwasser</p> <p>Wasser / Glykol</p>	 <p>Heizenergiebedarf: 536 GJ Kühlenergiebedarf: 451 GJ Strombedarf Wärme + Kälte: 339 GJ Strombedarf Hilfsaggregate: 127 GJ Endenergiebedarf total: ** 466 GJ EER Wärmepumpe: 1.5 COP Wärmepumpe: 2.5 Gesamtarbeitszahl GAZ: 2.9 (GAZ mit Hilfsaggregaten: 2.1)</p>

2.4 Planungsvorgehen

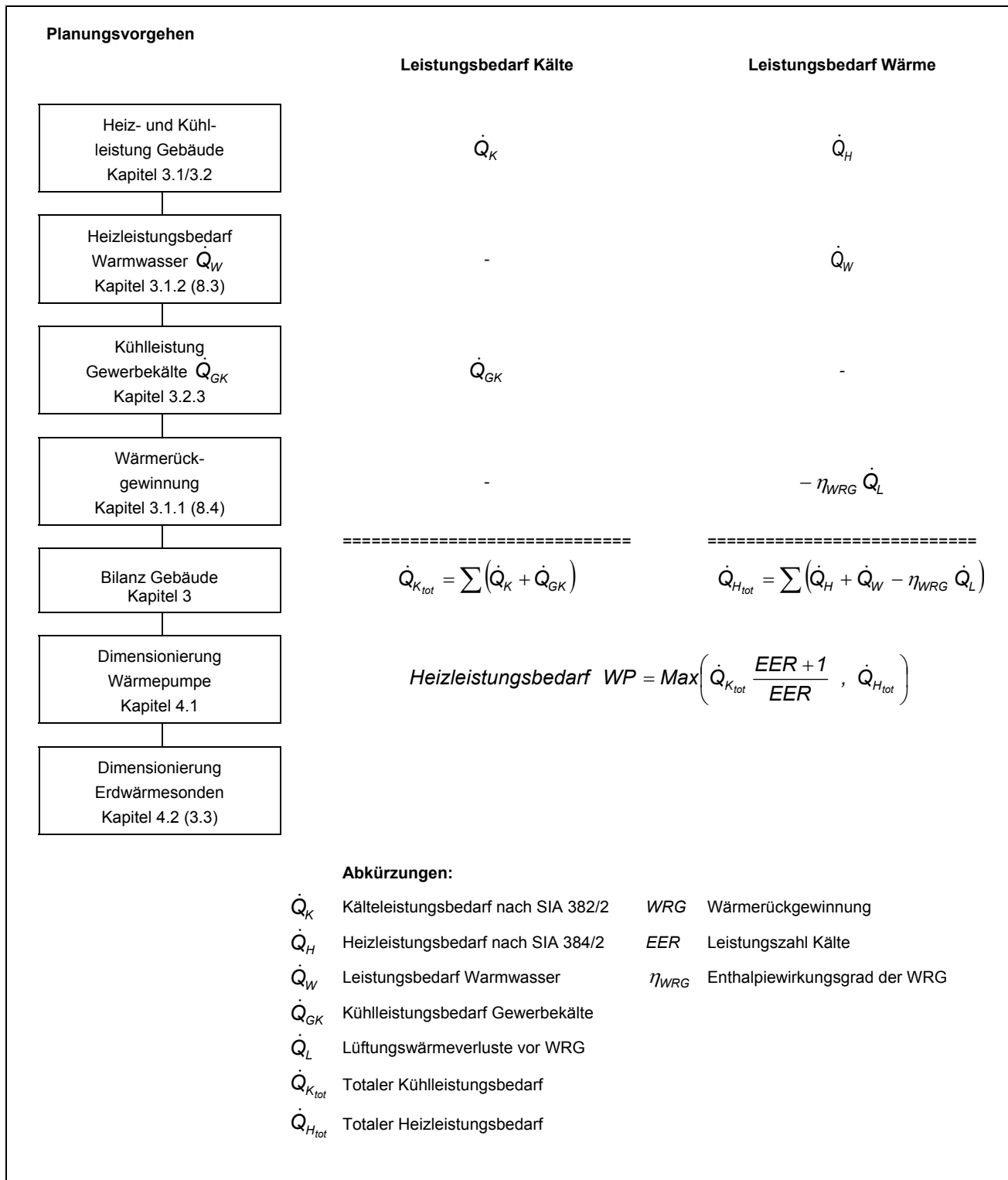


Bild 2.15 Planungsvorgehen (Zusammenfassung des Planungsvorgehens)

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 2.15 stellt den Planungsablauf schematisch dar, auf den in den folgenden Kapiteln näher eingegangen wird. Die Theorie wird ergänzt mit dem Berechnungsgang für eine Beispielanlage. Als Beispiel dient die Anlage in der Autobahnraststätte Grauholz.

Beispielanlage: Kennwerte (siehe auch Kap. 5)

Bei der Beispielanlage handelt es sich um eine Autobahnraststätte 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 hingegen ist von der Aussentemperatur abhängig.

Beheizte Geschossfläche EBF_0 :	1600 m ²
Klimaregion:	Schweizerisches Mittelland
Auslegungstemperatur:	-8 °C
Heizgrenze:	12 °C
Kühlgrenze:	20 °C
Wirkungsgrad WRG:	0.6
Gleichzeitigkeit Kälte:	0.4
Leistungsbedarf bei Auslegetemperatur:	
Kälteleistung Tiefkühlkälte:	6.5 kW
Kälteleistung Kühlkälte:	25 kW
Kälteleistung Klimakälte:	62 kW
Wärmeleistung Warmwasser:	5 kW
Wärmeleistung Heizung:	40 kW

3. Wärme- und Kältebedarf

3.1 Wärmebedarf

3.1.1 Wärmeleistungsbedarf Gebäude

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:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{L\text{ WRG}} + \dot{Q}_T \quad \text{Gl. 3.1}$$

mit

$$\dot{Q}_{L\text{ WRG}} = (1 - \eta_{\text{WRG}}) \dot{V}_L \cdot \Delta T_L \cdot c_{pL} \cdot \rho_L \quad \text{Gl. 3.2}$$

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

$$\dot{Q}_T = \sum A U \Delta T_T \quad \text{Gl. 3.3}$$

3.1.2 Wärmeleistungsbedarf Warmwasser

Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser \dot{Q}_W ist abhängig vom Warmwasserverbrauch. Da die gewerbliche Kälte im Tagesmittel häufig genügend Abwärme für die Warmwasserproduktion liefert, ist es meist sinnvoll, die Tagesschwankungen und die Bedarfsspitzen über Tagesspeicher abzufangen. In diesem Fall ist einzig der Tagesmittelwert \dot{m} des Warmwasserverbrauchs in die Leistungsberechnung einzubeziehen:

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_W \Delta T_W c_{pW} \quad \text{Gl. 3.4}$$

3.1.3 Gesamter Wärmeleistungsbedarf

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

$$\dot{Q}_{H\text{ tot}} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_W \quad \text{Gl. 3.5}$$

Beispielanlage im Auslegefall ($T_a = -8 \text{ °C}$):

$\dot{Q}_L =$	13.3 kW
$\dot{Q}_{L\text{ mit WRG}} = (1 - 0.6) \cdot 13.3 =$	5.3 kW
$\dot{Q}_T =$	26.7 kW
$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{L\text{ WRG}} + \dot{Q}_T =$	32.0 kW
$\dot{Q}_W =$	5.0 kW
Gesamter Wärmeleistungsbedarf	
$\dot{Q}_{H\text{ tot}} =$	37.0 kW

3.2 Kältebedarf

☞ Kältebedarf Gebäude

Kühlleistungsbedarf: SIA 382/2

Kühlenergiebedarf: keine SIA-Norm vorhanden

☞ Kältebedarf Gewerbekälte

Kühlleistungsbedarf: Herstellerangaben zu Kühlmöbeln

Kühlenergiebedarf: Herstellerangaben zu Kühlmöbeln

3.2.1 Kühlleistungsbedarf Gebäude

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:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \cdot \Delta T_{KL} \cdot c_{pL} \cdot \rho_L = n \cdot V \cdot \Delta T_{KL} \cdot c_{pL} \cdot \rho_L \quad \text{Gl. 3.6}$$

Beispielanlage:

$$\dot{Q}_K = \frac{18'600 \cdot 10 \cdot 1000 \cdot 1.2}{3600} = 62 \text{ kW}$$

3.2.2 Kühlenergiebedarf Gebäude

Die Berechnung des Kühlenergiebedarfs eines Gebäudes kann z.B. mit der SIA-Norm 380/4 bestimmt werden. Der Energiebedarf für die Klimatisierung bei einer Lüftung mit Raumtemperaturregelung lässt sich aber auch 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.

3.2.3 Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte

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

$$\dot{Q}_{GK} = f_{Gl} \cdot \sum \text{Kühlleistung Kühl- und Tiefkühlobjekte} \quad \text{Gl. 3.7}$$

f_{Gl} Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Leistung): 0.4 ... 0.8

Beispielanlage:

$$\dot{Q}_{GK} = 0.8 (25 + 6.5) = 25 \text{ kW}$$

Für die Berechnung der Leistungsspitzen wird üblicherweise $f_{Gl} = 0.8$ gesetzt (Maximalwert), für alle energetischen Betrachtungen muss der zeitgemittelte Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Energie) $\overline{f_{Gl}}$ genommen werden, der in der Regel zwischen 0.25 und 0.5 liegt.

3.2.4 Abwärmeleistung Gewerbekälte

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:

$$\dot{Q}_{RGK} = \dot{Q}_{GK} \cdot \frac{EER + 1}{EER} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Beispielanlage:

$$\dot{Q}_{RGK} = 25 \cdot \frac{1.75 + 1}{1.75} = 39 \text{ kW}$$

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.

3.2.5 Kühlenergiebedarf Gewerbekälte

Der Kühlenergieverbrauch von Kühlmöbeln lässt sich durch die Annahme der Laufzeiten berechnen: In der Nacht, wenn die Geräte nicht geöffnet und keine zimmerwarme Waren hineingebracht werden, ist der Energieverbrauch tiefer als am Tag.

Die tägliche Laufzeit der Kühl- und Tiefkühlmöbel liegt zwischen 6 bis 12 Stunden. Dies entspricht einem zeitlich gemittelten Gleichzeitigkeitsfaktor $\overline{f_{Gl}}$ zwischen 0.25 und 0.5.



Bild 3.1: Kühlmöbel in der Beispielanlage (Foto: KWT AG).

Kühl- und Tiefkühlgeräte

- Kühlleistungsbedarf = Angaben aus Herstellerlisten · Gleichzeitigkeitsfaktor f_{GI}
- Gleichzeitigkeitsfaktor (Leistung)
 $f_{GI} \approx 0.4$ bis 0.8
- Kühlenergiebedarf = Kühlleistung · tägliche Laufzeit
- Beispiel: Tägliche Laufzeit $\approx 6 - 12$ h/Tag entspricht Gleichzeitigkeitsfaktor (Energie)
 $\overline{f}_{GI} \approx 0.25$ bis 0.5

3.2.6 Gesamter Kühlleistungsbedarf

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

$$\dot{Q}_{K_{tot}} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{GK} \quad \text{Gl. 3.9}$$

Beispielanlage im Auslegefall ($T_a = -8 \text{ °C}$):
 Für die Beispielanlage ergeben sich somit folgende Werte:

$\dot{Q}_K = 62 \text{ kW}$	Klimakälte
$\dot{Q}_{GK} = 25 \text{ kW}$	Gewerbekälte
$\dot{Q}_{R_{GK}} = 39 \text{ kW}$	Rückkühlleistung der Gewerbekälte nach Gl. 3.8

-> Gesamter Kühlleistungsbedarf : $\dot{Q}_{K_{tot}} = 87 \text{ kW}$

3.2.7 Heiz- und Kühlenergiebedarf

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 3.2 zeigt einen typischen Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur.

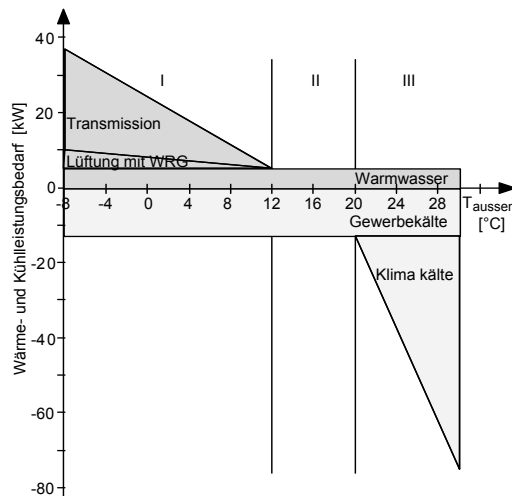


Bild 3.2 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur (24 h-Mittelwert, Beispielanlage).

Typisch ist, dass es einen Bereich I mit Heizleistungsbedarf, einen Bereich II ohne Heiz- und Klimaleistungsbedarf und einen Bereich III mit Klimaleistungsbedarf gibt.

Wurde der Zusammenhang zwischen Leistungsbedarf und Aussentemperatur einmal aufgestellt, so lässt sich mit Hilfe eines entsprechenden Wettersatzes (DRY-Datensatz) für ein Durchschnittsjahr eine Häufigkeitsverteilung der Temperaturwerte aufstellen. Durch die Multiplikation dieser Summenhäufigkeit mit den entsprechenden Leistungswerten erhält man so die benötigte Nutzenergie. In der Regel sind für diese Berechnung Tagesmittelwerte ausreichend. Dies ist auch deshalb sinnvoll, weil Tagesschwankungen in Speichern aufgefangen werden können. Zu beachten ist, dass Gewerbebetriebe in der Regel beträchtliche Mengen an freier Wärme anfallen (Sonneneinstrahlung auch im Winter, Abwärme in Küche etc.) und dass diese beim Wärmebedarf berücksichtigt werden sollten.

Beispielanlage:

Die Kennwerte für Bild 3.2 lauten:

	Aussentemperatur [°C]			
	-8	12	20	30
\dot{Q}_H	32 kW	0	0	0
\dot{Q}_W	5 kW	5 kW	5 kW	5 kW
\dot{Q}_K	0	0	0	62 kW
\dot{Q}_{GK}^*	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW
P_{el}	13.5 kW	7.2 kW	7.2 kW	42.6 kW

* Für die Gewerbekälte wurde der 24 h-Mittelwert verwendet für eine Laufzeit von 12 Stunden pro Tag. Ein Tagesspeicher ist vorhanden.

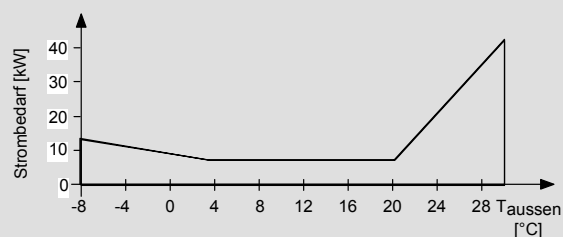


Bild 3.3 Strombedarf in Funktion der Aussentemperatur

Heiz- und Kühlenergien für die Beispielanlage:

Für die Beispielanlage gelten die folgenden Nutzenergiebezüge pro Jahr:

- Heizenergiebezug: 105'300 kWh = 379'100 MJ ~237 MJ/m²
- Warmwasserenergiebezug: 43'800 kWh = 157'700 MJ ~ 99 MJ/m²
- Klimakälteenergieverbrauch: 15'500 kWh = 55'800 MJ ~ 35 MJ/m²
- Gewerbekältebezug: 110'400 kWh = 397'400 MJ ~248 MJ/m²

3.3 Bilanz der Erdwärmesonde

3.3.1 Leistungsbilanz der Erdwärmesonde

Beim Einsatz einer gekoppelten Wärme- und Kälteerzeugung wird gleichzeitig Kälte und Wärme produziert. Übersteigt dabei die Rückkühlleistung der Kälteerzeugung den Wärmebedarf für Heizung und Warmwasser, so muss diese Differenz ins Erdreich gespeichert werden. Ist andererseits die Rückkühlleistung geringer als der Wärmebedarf, so kann die fehlende Wärme mit der Wärmepumpe wieder aus den Erdwärmesonden geholt werden. Dabei muss nicht die ganze Wärme aus den Erdwärmesonden gezogen werden, weil die elektrische Antriebsleistung ($P_{el} - P_{elR}$) ebenfalls auf der Wärmeseite bilanziert werden kann.

Die Rückkühlleistung \dot{Q}_R der Kälteproduktion kann geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{elR} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{EER} \quad \text{Gl. 3.10}$$

Ersetzt man EER durch die Leistungszahl COP, so erhält man:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP - 1} \quad \text{Gl. 3.11}$$

Die Leistungsbilanz 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.

3.3.2 Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde

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

$$\dot{Q}_{H_{tot}} = \dot{Q}_R + (P_{el} - P_{elR}) + \dot{Q}_{EWS_Entzug} \quad \text{Gl. 3.12}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Entzugsleistung \dot{Q}_{EWS_Entzug} ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R - (P_{el} - P_{elR}) \quad \text{Gl. 3.13}$$

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

$$\dot{Q}_{EWS_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} - \left(\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} - \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER} \right) \quad \text{Gl. 3.14}$$

Für $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$ kann der Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde mit Gl. 3.10, Gl. 3.11 und Gl. 3.14 somit auch geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_{EWS_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{EER}{EER + 1} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.15}$$

$$\dot{Q}_{EWS_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{COP - 1}{COP} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.16}$$

3.3.3 Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde

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

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{EWS_Eintrag} \quad \text{Gl. 3.17}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Eintragsleistung $\dot{Q}_{EWS_Eintrag}$ ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS_Eintrag} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.18}$$

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

$$\dot{Q}_{EWS_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER+1}{EER} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.19}$$

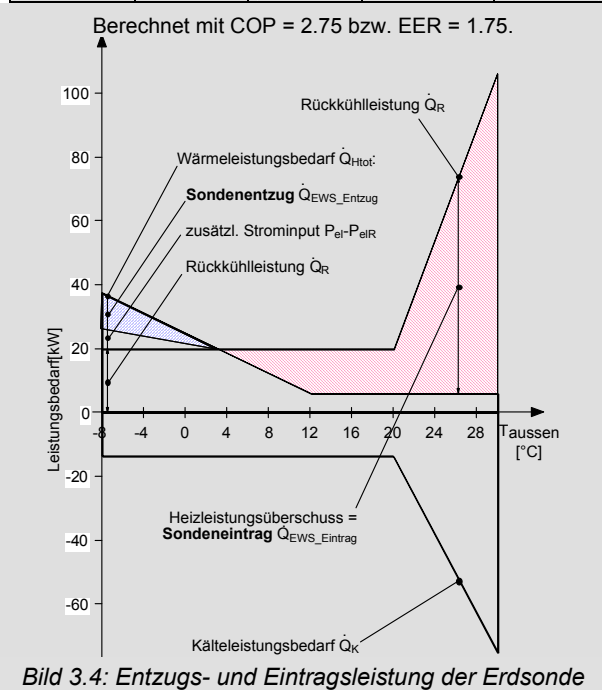
$$\dot{Q}_{EWS_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP-1} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.20}$$

Beispielanlage:

Wärmeentzug bei $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$.

Wärmeeintrag bei $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$.

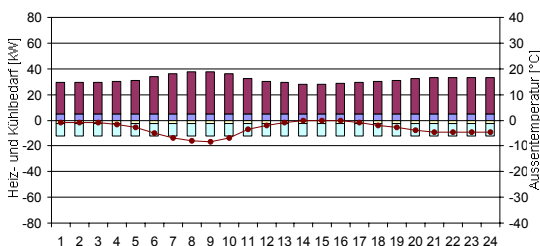
	Aussentemperatur [°C]			
	-8	12	20	30
\dot{Q}_R	20 kW	20 kW	20 kW	118 kW
$\dot{Q}_{H_{tot}}$	37 kW	5 kW	5 kW	5 kW
$\dot{Q}_{K_{tot}}$	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW	74.6 kW
\dot{Q}_{EWS_Entzug}	11 kW			
$\dot{Q}_{EWS_Eintrag}$		15 kW	15 kW	113 kW



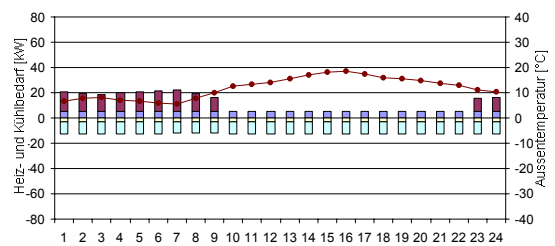
3.3.4 Energiebilanz der Erdwärmesonde

Bei Energiebilanzen stellt sich nun generell die Frage, über welchen Zeitraum zweckmässigerweise zu bilanzieren ist. Die Formeln Gl. 3.15 und Gl. 3.19 zeigen klar, dass man bei gleichem Heiz- und Kühlenergiebedarf 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. Sind Energiespeicher vorhanden, die die Tagesschwankungen ausgleichen können, so ist allerdings eine Tagesbilanzierung sinnvoll.

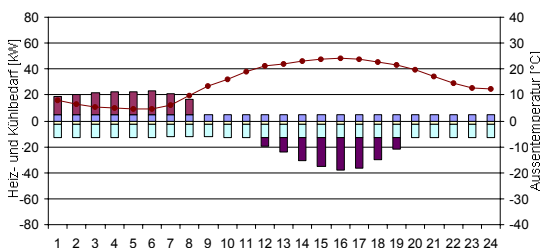
Zur Bestimmung der Energiebilanz der Erdwärmesonde müssen somit zuerst die Lastprofile für Heizen und Kühlen des Gebäudes als Stundenmittelwerte für ein ganzes Jahr erstellt werden. Dazu wird in einem ersten Schritt ein Lastdiagramm mit dem Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur bestimmt (cf. Bild 3.2). Vereinfacht muss bei diesem Vorgehen davon ausgegangen werden, dass sich auch die Wärmegewinne proportional zur Aussentemperatur verhalten. In einem zweiten Schritt wird mit Hilfe von Gl. 3.15 und Gl. 3.19 die Leistungsbilanz in Funktion der Aussentemperatur für die Erdwärmesonden aufgestellt (cf. Bild 3.4). Im dritten Arbeitsschritt wird der Jahresverlauf der Aussentemperaturen für den geplanten Anlagenstandort ermittelt. Dies kann beispielsweise aus den Metedaten eines Normjahres oder mit entsprechenden statistischen Methoden (Markovketten) erfolgen. Daraus kann der stündliche Wärmeeintrag bzw. Wärmeentzug der Erdwärmesonden berechnet werden.



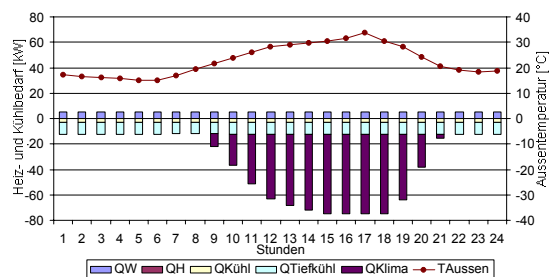
Bilanz am 7. Januar: kalter Tag



Bilanz am 26. März. Übergangszeit



Bilanz am 6. Mai: Übergangszeit



Bilanz am 28. Juli: Heisser Tag

Die Jahresenergiebilanz des Gebäudes ist im vorliegenden Fall nicht ausgeglichen (siehe Bild 3.5), sondern ergibt einen Überschuss beim Heizenergiebedarf von 53 MJ/m². Dies entspricht einem Heizleistungsüberschuss von ca. 2.7 kW.

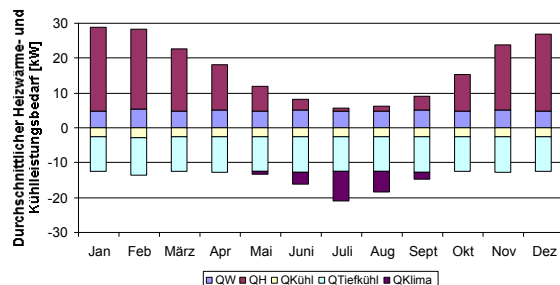


Bild 3.5 Durchschnittlicher Heizwärme- und Kühlleistungsbedarf

Energiebilanz Erdwärmesonde

Ausgehend von den für ein ganzes Jahr berechneten Stundenmittelwerten des Wärme- und Kälteleistungsbedarfs des Gebäudes wird die Energiebilanz der Erdwärmesonde bestimmt. Im Beispiel heben sich Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser und Kälteleistungsbedarf für Gewerbekälte auf und werden nicht berücksichtigt. Im vorliegenden Fall zeigt sich ein deutlicher Wärmeeintragsüberschuss in die Erdwärmesonde (Bild 3.6). Der jährliche Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde beträgt ca. 39 MWh, was einer durchschnittlichen Eintragsleistung von 4.5 kW entspricht.

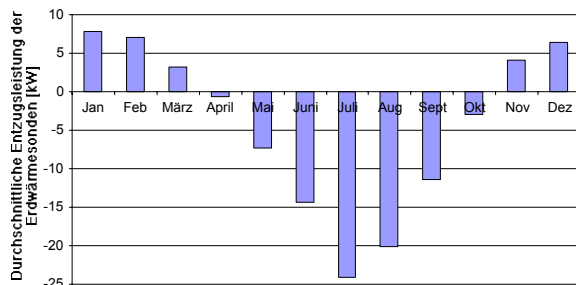


Bild 3.6 Durchschnittliche Entzugsleistung der Erdwärmesonden (Beispielanlage).



Schlussfolgerung

Selbst bei annähernd gleichem Heizwärme- und Kälteenergiebedarf eines Gebäudes (Bild 3.5) zeigt die Energiebilanz der Erdwärmesonde einen deutlichen Eintragsüberschuss während des Kühlbetriebs im Sommer (Bild 3.6). Dies bedeutet, dass die Erdwärmesonde in diesem Beispiel auf den Kühlfall im Sommerbetrieb ausgelegt werden muss.

4. Komponentenauslegung

4.1 Wärmepumpe

Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe muss zunächst abgeklärt werden, ob auf den Heizfall im Winter oder auf den Kühlfall im Sommer ausgelegt werden muss. Im Heizfall bedeutet dies, dass der Heizleistungsbedarf \dot{Q}_H nach SIA 384/2 und der mittlere Leistungsbedarf Warmwasser \dot{Q}_W zusammengezählt werden müssen. Tagesschwankungen im Warmwasserbedarf sind dabei im Brauchwasserspeicher aufzufangen. Beim Kühlfall wird die Klimakälte \dot{Q}_K nach SIA 382/2 zur Gewerbekälte \dot{Q}_{GK} addiert. Für die Berechnung des Leistungsbedarfs für die Gewerbekälte wird typischerweise von einem Gleichzeitigkeitsfaktor der einzelnen Kühl- und Tiefkühlgeräte von 0.8 ausgegangen.

Als nächster Schritt wird nun die Rückkühlleistung im Kühlfall (Gl. 3.8) mit dem maximalen Heizleistungsbedarf $\dot{Q}_{H_{tot}}$ (Gl. 3.5) verglichen:

$$\text{Heizleistung WP} = \text{Max} \left(\dot{Q}_{K_{tot}} \frac{\text{COP}}{\text{EER}}, \dot{Q}_{H_{tot}} \right) \quad \text{Gl. 4.1}$$

COP und EER sind keine Konstanten, sondern Grössen, die vom Temperaturniveau der Nutzwärme und der Gewerbekälte abhängig sind. Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe muss man vom Betriebszustand mit dem grössten Temperaturhub ausgehen. Dies ist in der Regel dann der Fall, wenn mit der Abwärme der Tiefkühlräume Warmwasser erzeugt werden soll. Bei mehrstufigen Wärmepumpen mit Direktverdampfung empfiehlt es sich jedoch, die einzelnen Stufen getrennt zu behandeln. Für jede Stufe muss somit in einem ersten Schritt der COP der geplanten Anlage geschätzt werden. Für diese Schätzung muss zunächst einmal ermittelt werden, wie hoch der thermodynamisch maximal mögliche Wirkungsgrad, der Carnot-Wirkungsgrad η_c ist. η_c berechnet sich mit

$$\eta_c = \frac{\Delta T}{T_H} \quad \text{Gl. 4.2}$$

In Gl. 4.2 ist ΔT die Temperaturerhöhung der jeweiligen Wärmepumpen-Stufe (Kondensationstemperatur minus Verdampfungstemperatur) und T_H die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe in [K]. Wie weit man vom maximal möglichen Wirkungsgrad einer Wärmepumpe entfernt ist, wird mit dem Gütegrad η_G bestimmt. Gute Wärmepumpen erreichen heute Gütegrade von 40 % - 50 %. Daraus lässt sich dann der COP für die jeweilige Wärmepumpenstufe abschätzen mit:

$$\text{COP} = \frac{\eta_G}{\eta_c} = \eta_G \cdot \frac{T_H}{\Delta T} \approx 0.45 \cdot \frac{T_H}{\Delta T} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Zu beachten ist, dass der Gütegrad mit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur gebildet wird und nicht mit der Quellen- und Senkentemperatur. Der durchschnittliche COP ist der mit den Heizleistungen gewichtete Durchschnitt aller parallel geschalteten Einzelstufen. Dieser durchschnittliche COP ist in Gl. 4.1 einzusetzen.

Beispielanlage Grauholz (cf. Bild 5.2)		
Transmission Q_T	26.7 kW	
Lüftung Q_L	13.3 kW	
Heizung Q_H (SIA 384/2)	40.0 kW	
Wirkungsgrad η der WRG	0.6	
Lüftung mit WRG Q_{LWRG}	5.3 kW	
Heizleistungsbedarf Q_{HWRG}	32.0 kW	32.0 kW
Warmwasser Q_W	5.0 kW	5.0 kW
Wärmeleistungsbedarf Q_{Htot}		37.0 kW
Tiefkühlstellen Q_{TK} bei -28 °C	6.5 kW	
Kühlstellen Q_K bei -7 °C	25 kW	
Gewerbekälte total:	31.5 kW	
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte f_{Gt}	0.8	25 kW
Klimakälte (SIA 382/2) bei $T_a=30\text{ °C}$	62 kW	62 kW
Kühlleistungsbedarf Q_{Ktot}		87 kW
Kondensationstemperatur T_H (50 °C)	323 K	
Temperaturhub ΔT Tiefkühlung ($-28 / 50\text{ °C}$)	78 K	
COP Tiefkühlung Gewerbekälte nach Gl. 4.3	1.86	
Temperaturhub ΔT Kühlung ($-7 / 50\text{ °C}$)	57 K	
COP Kühlung Gewerbekälte nach Gl. 4.3	2.55	
Temperaturhub ΔT Klimakälte ($0 / 50\text{ °C}$)	50 K	
COP Klimakälte nach Gl. 4.3	2.90	
Leistungsgemittelter COP	2.75	
Leistungsgemittelter EER (nach Gl. 4.3)	1.75	
Rückkühlleistung Q_R nach Gl. 3.10		137 kW
Heizleistung WP nach Gl. 4.1 Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.		137 kW

4.2 Erdwärmesonden

4.2.1 Quellen- und Rücklauftemperaturen

Bei der Planung von Erdwärmesonden interessieren vor allem die Quellen- und Rücklauftemperaturen. Diese können mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung (Gl. 4.4 und Gl. 4.5) berechnet werden: Wenn die Temperatur-Sprungantwort (g-function) bekannt ist, kann die zeitliche Entwicklung der durchschnittlichen Bohrlochtemperatur T_b (cf. Bild 1.5) berechnet werden. Ansätze für die Berechnung der Temperatur-Sprungantwort g sind im Anhang zu finden. Mit Hilfe der Bohrlochtemperatur lässt sich die Quelltemperatur T_{Quelle} , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen.

Für die Verdampfungstemperatur (und somit für die Leistungszahl der Wärmepumpe) ist im wesentlichen die Rücklauftemperatur $T_{\text{Rücklauf}}$ massgebend. Für eine maximale Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) muss der Solemassenstrom hoch gewählt werden. Dies ist auch der Grund, weshalb die meisten Wärmepumpen in den Herstellerangaben einen (physikalisch nicht begründbaren) hohen Solemassenstrom fordern. Das Ziel sollte es aber nicht sein, die Wärmepumpenleistungszahl (COP), sondern die Gesamtleistungszahl (GLZ) 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 Quelltemperatur T_{Quelle} kann nicht über der Temperatur des ungestörten Erdreiches T_m liegen.

Erdwärmesondengleichung

Ein Ansatz für die Berechnung der Quelltemperatur ist im Anhang zu finden.

Grundsätzlich ist die Quelltemperatur eine Funktion der spezifischen Entzugsleistung \dot{q} und von vier thermischen Widerständen (des Erdreiches, der Hinterfüllung in der Bohrung, des Wärmeübergangs ans Sondenfluid und des Transportes in der Erdwärmesonde). Zu Beginn eines Entzugszyklus ist der Wärmeübergang ans Sondenfluid dominant, aber bereits nach kurzer Entzugszeit wird der thermische Widerstand des Erdreiches grösser und somit zum eigentlichen Flaschenhals beim Wärmeentzug. Es ist somit nicht notwendig, auf eine turbulente Strömung in der Erdwärmesonde zu achten.

Unter der Annahme genügend grosser Sondendurchsätze \dot{m}_{Sole} (was bei den üblichen Auslegungen der Fall ist) kann die Quelltemperatur bei Doppel-U-Sonden mit der folgenden Erdwärmesondengleichung berechnet werden:

$$T_{\text{Quelle}} = T_{\text{mo}} + \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} - \left[\frac{g}{2\pi \lambda_{\text{Earth}}} + R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} - \frac{H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.4}$$

Dabei ist H die Sondenlänge, \dot{q} der Wärmeentzug aus der Sonde pro Bohrlänge. T_{mo} ist die Jahresdurchschnittstemperatur der Erdoberfläche (cf Gl. 9.14), R_b ist der Bohrlochwiderstand (Gl. 9.32), R_a der interne Bohrlochwiderstand (Gl. 9.30), c_{pSole} die spezifische Wärmekapazität des Sondenfluids und r_o der Innenradius der Sondenrohre. Die Funktion g ist die dimensionslose Temperatursprungantwort für eine Einzelsonde oder ein ganzes Erdwärmesondenfeld. Typische Temperatursprungantworten sind im Anhang zu finden (cf Kapitel 9.6).

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

$$T_{Rückl} = T_{mo} + \Delta T_{Grad} \cdot \frac{H}{2} \cdot \left[\frac{g}{2\pi \lambda_{Earth}} + R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot c_{pSole}^2} + \frac{H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{pSole}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.5}$$

Die Gleichung Gl. 4.4 ist in Bild 4.1 bis Bild 4.4 grafisch dargestellt.

4.2.2 Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern

Dimensionierung mit Handrechenmethode

Im vorhergehenden Kapitel wurde gezeigt, wie die Sondenbelastung im Stundenschnitt berechnet und dann zu Monatsbilanzen und kurzzeitigen Leistungsspitzen zusammengefasst wird. Nachfolgend soll nun daraus mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung (Gl. 4.4) 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. 9.8 die Zeitkonstante des Sondenfeldes aus der Bohrtiefe und der Temperaturleitfähigkeit der Erde bestimmt. Mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung Gl. 4.4 kann dann das zu erwartende, nachhaltige Temperaturniveau berechnet werden. Bild 4.1 zeigt ein Beispiel, bei dem bei einer durchschnittlichen Rückkühlleistung von 10 W pro Meter Sondenlänge nach fünf Jahren mit einer 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 Abkühlung von 5 °C zu rechnen.

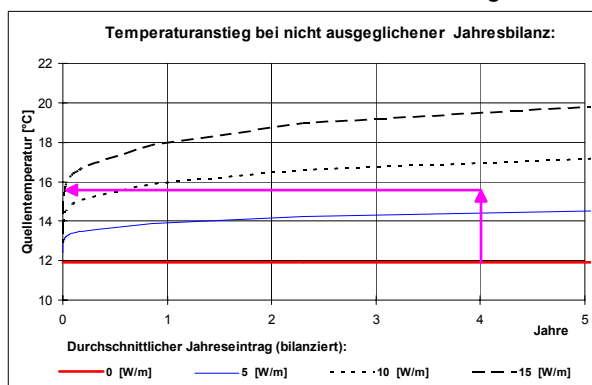


Bild 4.1: Temperaturanstieg über 5 Jahre für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand, $\lambda_{Erde} = 2.7 \text{ W/(mK)}$, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Wie stark dieses Resultat von der Wärmeleitfähigkeit der Erde abhängt, zeigt Bild 4.2 am Beispiel einer durchschnittlichen Sondenbelastung von 10 W/m.

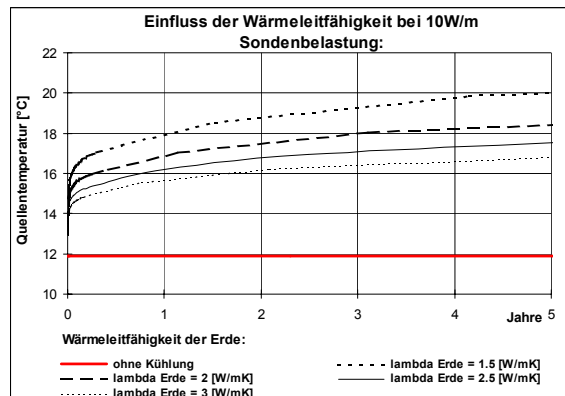


Bild 4.2: Langfristige Erhöhung der Quelltemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand, Einspeisleistung 10 W/m im Jahresdurchschnitt, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondenumsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Saisonal kann die Sondenbelastung ein Mehrfaches der Jahresbelastung betragen. Das Superpositionsprinzip erlaubt es, neben der durchschnittlichen Jahresbelastung die saisonalen Schwankungen für sich alleine zu berechnen und die Resultate zu überlagern.

Beispielanlage: 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
Durchschnitt:	-7.4 W/m	+7.4	=	0 W/m

Die absolute Belastung kann für obiges Beispiel aus Bild 3.6 herausgelesen werden. Die Rückkühlleistung der Sonde bzw. die Eintragsleistung ins Erdreich beträgt für dieses Beispiel 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 4.3) und dazu das nachhaltige, langfristige Temperaturniveau addiert.

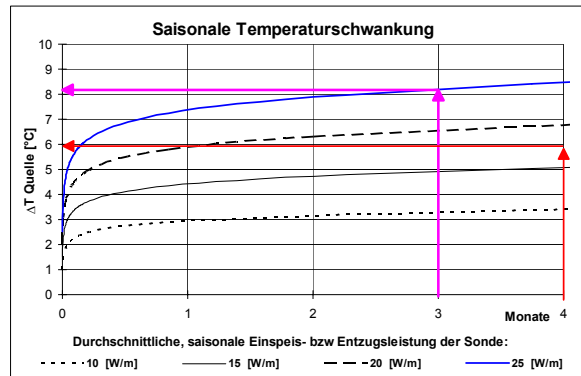


Bild 4.3: Mittelfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quelltemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand, $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/(mK)}$, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sonden-durchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

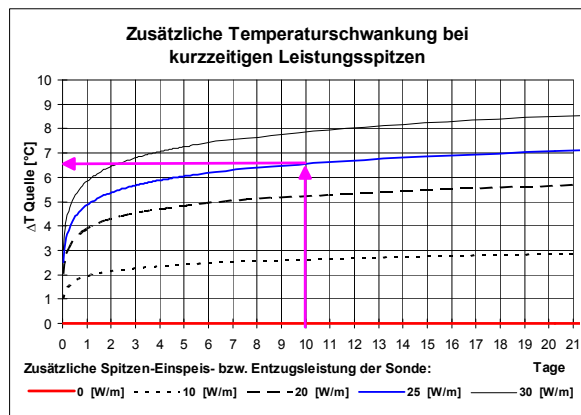


Bild 4.4: Kurzfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quelltemperatur für eine beliebige Sondenanordnung, $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/(mK)}$, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sonden-durchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Das gleiche Vorgehen wählt man auch für die kurzzeitigen Leistungsspitzen (Bild 4.4), 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 Quelltemperatur im Sommer und Winter

Für ein Erdwärmesondenfeld von vier 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 Quelltemperatur 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 4.1): 15.6 °C
 - Saisonale Temperaturerhöhung (Juni – August, Bild 4.3): + 8.2 °C
 - 10-Tages-Spitze (Bild 4.4): + 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 4.1): 15.6 °C
 - Saisonale Temperaturerhöhung (Nov – Feb, Bild 4.3): - 6.0 °C
 - 10-Tages-Spitze (Bild 4.4): - 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 (Sondenlänge) und Betriebskosten (COP/EER der Wärmepumpe) zu lösen.

Dimensionierung mit PC-Programm EWS

Auch bei der Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern mit einem PC-Programm ist, wie bei der Handrechenmethode, die Berechnung der Sondenbelastung im Stundenschritt notwendig. Als Eingaben für das Erdwärmesondenprogramm EWS dienen die Werte der aufsummierten Monatsbilanzen dieser stündlich berechneten Sondenbelastungen (Bild 4.5).

The screenshot shows the 'Parameter' tab of the EWS software. It contains several input fields for defining the load profile. The 'Monatliche Entzugsenergie' section is the primary focus, with a table of monthly values. Below this, there are fields for extraction and injection power, and a duration of operation.

Neues Lastprofil mit den folgenden Werten erzeugen?		<input type="radio"/> ja <input type="radio"/> nein	
<small>(bei 'nein' werden die Daten aus dem Eingabefeld übernommen)</small>			
Definition des Lastprofils mit monatlicher Entzugsenergie?		<input type="radio"/> ja <input type="radio"/> nein	
<small>(bei 'nein' muss die tägliche Sondenlaufzeit vorgegeben werden)</small>			
Monatliche Entzugsenergie			
im Januar	4320 [kWh]	im Juli	-16200 [kWh]
im Februar	3360 [kWh]	im August	-16200 [kWh]
im März	2160 [kWh]	im September	-8100 [kWh]
im April	0 [kWh]	im Oktober	-2700 [kWh]
im Mai	-5400 [kWh]	im November	2160 [kWh]
im Juni	-10800 [kWh]	im Dezember	3600 [kWh]
Entzugsleistung Sonde bei Heizbetrieb [kW]	24.0	(positives Vorzeichen)	
Einspeisleistung Sonde bei Kühlbetrieb [kW]	90.0	(positives Vorzeichen)	
Dauerbetrieb der Sonden Ende Februar [Tage]	0		
Entzugsleistung im Dauerbetrieb [kW]	24.00	(Spitzenwert Februar)	

Bild 4.5: Eingabe der monatlichen Entzugsenergie im Programm EWS.

Der nächste Schritt besteht darin, die maximale Entzugs- und Einspeisleistung in die Erdwärmesonden während des Wärmepumpenbetriebs zu berechnen. Bei diesem Schritt ist zu beachten, dass das Programm von einem Ein-Aus-Betrieb ausgeht und dass das Maximum nicht direkt aus der installierten Wärmepumpenleistung abgeleitet werden kann. Dies deshalb, weil bei vernünftiger Anlagensteuerung immer ein Teil der Gewerbekälte zur Warmwasserproduktion verwendet werden kann und die Erdwärmesonden somit dadurch nicht belastet werden.

Angaben über die Bodeneigenschaften und Wahl der Temperatursprungantwort, damit die gegenseitige Beeinflussung von mehreren Erdwärmesonden berücksichtigt wird, vervollständigen die Grundeingaben im Programm.

Im letzten Schritt wird die Optimierung der Bohrtiefe und Anzahl Erdwärmesonden durchgeführt. Die physikalischen Grenzen liegen nach oben in der maximalen Kondensationstemperatur der Wärmepumpe und nach unten beim Gefrieren des Sondenfluids oder der Sonden hinterfüllung. Aus energetischen und ökonomischen Gründen wird man aber nicht an diese Grenzen herangehen und sich sinnvollerweise vornehmen, nicht tiefer als -5 °C und nicht höher als 45 °C – 50 °C bei der Rücklauftemperatur zu gehen (Bild 4.6).

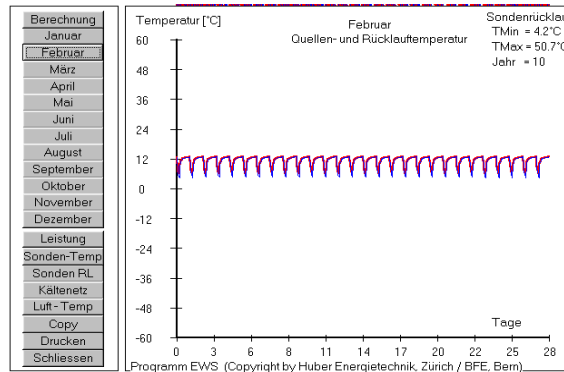


Bild 4.6: Erdwärmesondentemperatur der Beispielanlage im Winter.

Beispielanlage: Optimierung der Anzahl Erdwärmesonden

Als Randbedingungen für die Berechnung der Quellen- und Rücklauftemperaturen der Erdwärmesonden gelten folgende Werte:

- Auslegungsmassenstrom: 4.4 kg/s *
- λ_{Erde} : 2.6 W/(mK) **
- Sondenabstand: 10 m
- Sondendurchmesser: 32 mm
- Simulationszeit: 10 Jahre

* Der Auslegungsmassenstrom der Wärmepumpe kann mit Hilfe des Programms EWSDRUCK berechnet werden.

** Plausible Annahme für durchschnittliche Stoffdaten (siehe Kapitel 9.5).

Die Anlage ist so gesteuert, dass das Warmwasser immer mit der Rückkühlung für die Gewerbekälte erzeugt werden kann. Für die Sondendimensionierung 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: $62 \cdot \frac{3.2}{2.2} = 90\text{ kW}$

Eine Simulation im Programm EWS ergibt bei verschiedenen Sondenanzahlen die folgenden Quellen- und Rücklauftemperaturen:

Anzahl Sonden	T_{max} (Rücklauf) [°C]	T_{min} (Rücklauf) [°C]
à 100 m		
6	50.7	4.2
5	57.1	3.1
4	67.5	0.7

Setzt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 50 °C und minimal 0 °C , so sind in der Beispielanlage 6 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

4.3 Warmwasser- und Heizungsspeicher

Durch den Einsatz von Warmwasser- und Heizungsspeichern kann der Betrieb einer gekoppelten Anlage optimiert werden (cf. Kapitel 1.5.4). In der Regel wird versucht, die anfallende Wärme der Rückkühlung für die Aufbereitung des Warmwassers zu verwenden. Im Tagesverlauf ist jedoch nicht konstant die selbe Warmwassermenge notwendig, deshalb sollte die Verwendung der Wärme aus der Rückkühlung etwas differenzierter angeschaut werden. Grundsätzlich können zwei Betriebsfälle unterschieden werden:

$$\text{A) } \dot{Q}_{H_{\text{tot}}} > \dot{Q}_R$$

$$\text{B) } \dot{Q}_{H_{\text{tot}}} < \dot{Q}_R$$

Kann bei A) der Heizbedarf nicht aus der Rückkühlung gedeckt werden, so sollte der Warmwasserspeicher nicht geladen werden, sofern dieser noch nicht leer ist. Reicht die Rückkühlleistung immer noch nicht aus, muss zusätzlich der Heizungsspeicher entladen werden, um den Heizbedarf decken zu können. Erst im letzten Schritt sollte die Wärme der Erdwärmesonde entzogen werden.

Ist im Fall B) die Rückkühlung grösser als der Heiz- und Warmwasserbedarf, so sollten in erster Priorität mit der überschüssigen Wärme die Warmwasser- und Heizungsspeicher geladen werden. Erst wenn diese voll geladen sind, sollte die restliche Wärme an die Erdwärmesonden abgegeben werden.

☞ Fällt bei einer Anlage mit Heiz- und Kühlbedarf die Rückkühlleistung \dot{Q}_R an, so sollte die entstehende Wärme in folgender Reihenfolge gebraucht werden.

1. Deckung des erforderlichen Heizbedarfs
2. Beladung der Warmwasser- und Heizungsspeicher
3. Beladung der Erdwärmesonden.

4.3.1 Warmwasserspeicher

Das Volumen des Warmwasserspeichers lässt sich aus dem täglichen Warmwasserverbrauch und der Rückkühlleistung der Gewerbekälte ermitteln.

Beispielanlage:

Anzahl Sitzplätze im Restaurant =	225 P
Tägl. Warmwasserbedarf pro Person =	20 l/(d P)
Tägl. Warmwasserbedarf =	4500 l
Speichervolumen Warmwasser =	2 * 1500 l

4.3.2 Heizungsspeicher

Technischer Speicher

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.

Wärmespeicher

Der Hauptzweck von Wärmespeichern ist die Energiespeicherung auf einem nutzbaren Temperaturniveau. Das Erdreich kann somit nur dann als Wärmespeicher betrachtet werden, wenn die Wärme direkt zur Kühlung und zum Heizen Verwendung findet, wie beispielsweise in Bild 2.9. Mit Wärmespeichern kann erreicht werden, dass im Tagesverlauf Überschusswärme aus der Rückkühlung der täglichen Kälteproduktion zum Heizen in der Nacht verwendet werden kann. Dadurch muss die Wärmepumpe total weniger lang laufen und es kann somit elektrische Energie eingespart werden. Während der Speicherladung und der Speicherentladung läuft die Wärmepumpe in ihrem optimalen Betriebszustand (gemäss Kapitel 1.5.3, $GLZ = COP/EER$).

☞ Technischer Speicher:

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

☞ Wärmespeicher (zusätzlicher Nutzen):

- Erhöhung der Gesamtleistungszahl GLZ und damit Stromeinsparung (siehe Kapitel 1.5.4)
- Grösserer Anteil Niedertarifstrom

Speicherdimensionierung

Speicher werden generell für die Übergangszeit, also Perioden mit zeitlich verschobenem Heiz- und Kühlbedarf dimensioniert.

☞ Der Speicher soll so gross sein, dass darin der Anteil an Rückkühlwärme aufgenommen werden kann, der

- 1) momentan nicht für Heizzwecke benötigt wird
- 2) innerhalb der Dimensionierungsperiode wieder zu Heizzwecken verwendet werden kann.

Typischerweise wird als Dimensionierungsperiode für die Wärmespeicher 1 Tag genommen, weil die grössten, speicherbaren Schwankungen zwischen Heiz- und Kühlbedarf in der Regel innerhalb eines Tages auftreten.

Es hat sich bewährt, für die Dimensionierung der Speicher einen typischen Auslegungstag in der Übergangszeit heranzuziehen. Am idealsten sollte der Tag ein Verhältnis von totalem Heizenergiebedarf zu Kühlenergiebedarf von COP/EER aufweisen (cf. Gl. 1.16). An diesem Tag wird die stündliche Bilanz aufgestellt und die speicherbare Energie bestimmt. Energetisch ist der Speicher dann optimal, wenn die durchschnittliche Gesamtleistungszahl GLZ (cf. Gl. 1.3) maximal ist. Typischerweise liegt der Speicherbedarf bei ca. 10 % des Rückkühlenergiebedarfs des Auslegungstages.

Beispielanlage: Auslegungstag 1. Mai:

Der 1. Mai der Beispielanlage weist die folgende, stündliche Energiebilanz auf (Bild 4.7):

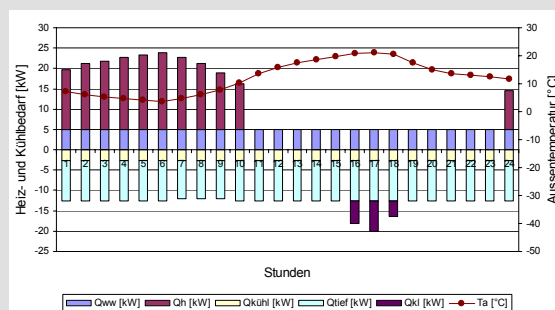


Bild 4.7: Heiz- und Kühlbedarf der Beispielanlage am 1. Mai.

Ohne Speicher sieht die GLZ in der stündlichen Bilanz wie folgt aus (Bild 4.8):

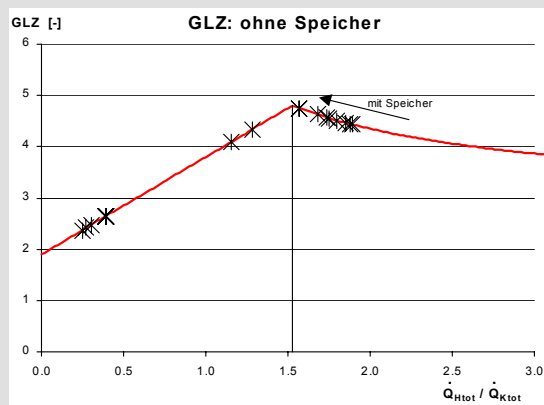
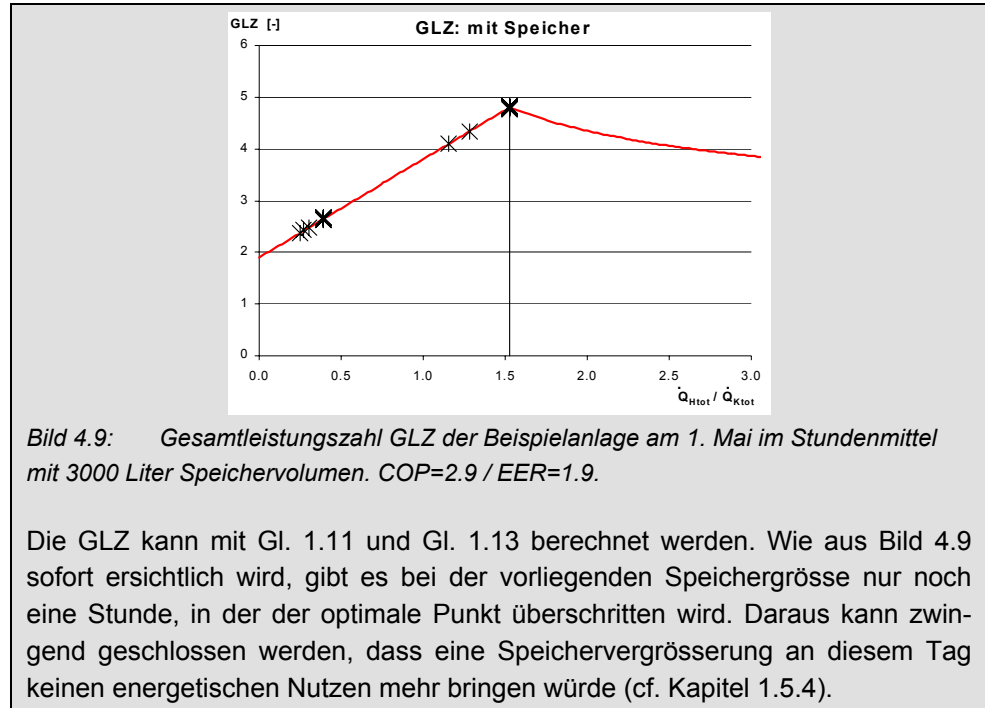


Bild 4.8: Gesamtleistungszahl GLZ der Beispielanlage am 1. Mai im Stundenmittel ohne Speicher. COP=2.9 / EER=1.9 .

Der COP Klimakälte wird nach Gl. 4.3 berechnet.

Durch den Einsatz von 2 x 1'500 Litern Speichern, die im Mittel mit ca. 10 °C Temperaturdifferenz zwischen Ladung und Entladung betrieben werden, sieht die stündliche Bilanz wie folgt aus (Bild 4.9):



4.4 Wärmeübertrager

An der Grenze zweier Systeme mit verschiedenen Temperaturen findet ein Wärmeaustausch statt. Die Grösse des Wärmestromes ist abhängig von der wärmeübertragenden Fläche, dem Temperaturunterschied und von der Strömungsgeschwindigkeit. Unterschieden wird zwischen den 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, 1993).



Auslegung Wärmeübertrager

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

4.5 Umwälzpumpe

4.5.1 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 4.10). In diesem Abschnitt wird somit generell von einer Sondenpumpe gesprochen, auch wenn aus praktischen Gründen oft je eine separate Pumpe für den Lade- und den Entladekreislauf installiert wird (Bild 4.11).

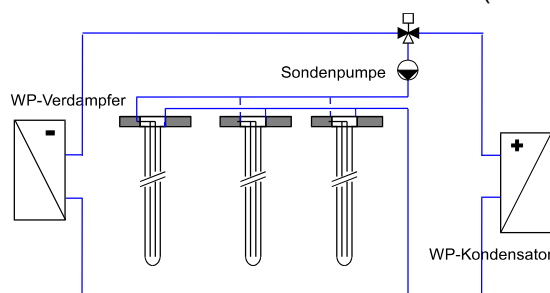


Bild 4.10 Erdwärmesondenkreislauf mit einer einzigen Sondenpumpe.

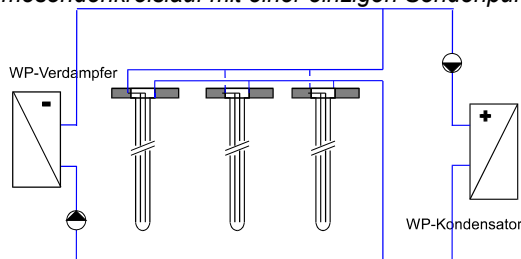


Bild 4.11 Erdwärmesondenkreislauf mit separater Lade- und Entladepumpe.

4.5.2 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 Sondenverteilern
- 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:
 Druckabfall Erdwärmesondenkreislauf = **2 x** Druckabfall Erdsonden

Die Druckabfallberechnung in der Erdwärmesonde setzt voraus, dass die optimale Temperaturspreizung ΔT bekannt ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall und hängt von den folgenden Faktoren ab:

- Frostgrenze Sondenfluid
- Stoffeigenschaften Sondenfluid
- Bodeneigenschaften (λ, ρ, c_p)
- Klimabedingungen Standort
- Sondenbelastung (Durchschnitt, Spitze)
- Bohrtiefe
- Anzahl Sonden
- Sondengeometrie
- Sondenanordnung
- 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 9.8.2).


Beispielanlage: Auslegung der Sondenpumpe

Wie bereits bei der Erdwärmesondendimensionierung (siehe Kapitel 0) wurde die Warmwasser- und Gewerbekälteproduktion für die Dimensionierung der Sondenpumpe nicht berücksichtigt. Die Anlage muss entsprechend für den Kühlfall ausgelegt werden, dies bedeutet für die Beispielanlage eine Leistung von 90 kW.

Für die Erdwärmesondenpumpe der Beispielanlage ergibt sich eine Leistungsaufnahme von rund 1800 W. Dies ergibt einen Anteil der Sondenpumpenenergie am Stromverbrauch von 6.6 %. Die Kennwerte der Beispielanlage wurden in das Programm EWSDRUCK eingefüllt:

Pumpen-Auslegungsprogramm für Erdsonden

Objekt: **Beispielanlage**



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

Gebäude und Standort

Wärmebedarf	90 kW
Wärmeasserbedarf	kW
Andere	kW
Gebäude Total	90 kW
Lage	Mittelland 500m
Jahresmitteltemperatur	10 °C
Wärmeleitfähigkeit der Erde	2.5 W/mK
mittlere Erdreichtemperatur	12.6 °C

Wärmepumpe [Informationen über WP \(Internet\)](#)

Fabrikat:	Typ:
Nennleistung Wärmepumpe	90 kW
COP bei obiger Nennleistung	3.7
Nennverlust Verdampfer	10 kPa
Nennvolumenstrom Verdampfer	15000 kg/h
Entzugsprofil / Schaltintervall	Mittel (5 Tage)
Leistungsaufnahme (elektrisch)	24.3 kW
Massenstrom Wärmepumpe	15555 kg/h

Sondenparameter

sehr grosse Sondenbelastung!

spez. Sondenleistung	109 W/m
Bohrtiefe	100 m
Anzahl Sonden	6
Temperaturspreizung VL-RL	4 K
Bohrlochdurchmesser	12 cm
Rohrdimension	32 mm doppel-U

Strömungswerte (für Doppel U-Rohr)

Massenstrom Sonde(n) (mittel)	1296 kg/h
Geschwindigkeit Sonde(n) -/l-	0.64 m/s
Hydraulisch glattes Rohr	turbulente Strömung
mittlerer spez. Druckverlust	333 Pa/m
mittlerer Druckabfall einer Sonde	66.7 kPa

Stoffwerte Sondenfluid

Monoethylenglykol 25%	0 °C
Dichte ρ	1053 kg/m ³
Kinematische Viskosität ν	4.15 mm ² /s
spez. Wärmekapazität c_p	3.8 kJ/(kg·K)
Frost bei	-14 °C
Wärmeübergangskoeffizient	1041 W/m ² K

Druckverluste im Verteiler und Zuleitung

Nennverlust Verteiler	10 kPa
Nennvolumenstrom Verteiler	15000 kg/h
Nenn-V Volumenstrommesser	kPa
Nenn-V Vol.strommesser	kg/h
Nennverlust Rest	5 kPa
Nennvolumenstrom Rest	15000 kg/h
Innendurchmesser Anschluss	26 mm
Länge horizontaler Anschluss	30 m
Bogen 90° ($\xi = 0.3$)	Stk.
Tauchhülsen ($\xi = 0.2$)	Stk.
andere ξ -Werte oder $\Sigma \xi$	-

Sonden - Umwälzpumpe

[Informationen über U/WP \(Internet\)](#)

Fabrikat:	Typ:
Totaler Druckabfall	104.5 kPa
	10.11 m
Volumenstrom	0.00410 m ³ /s
	14.77 m ³ /h
benötigte Leistung der Pump	428.6 W
Wirkungsgrad der Pumpe	25 %
Leistungsaufnahme Pumpe	1714 W

Anteil der Pumpenenergie am Stromverbrauch

Anteil Sondenpumpe: 6.6 %

5. Beispiel Autobahnraststätte Grauholz

5.1 Anlagedaten

Energie		
Beheizte Geschossfläche EBF ₀	1600 m ²	
Wärmebedarf nach Sanierung	340 MJ/m ² a	
Kältebedarf nach Sanierung	281 MJ/m ² a	
Heizgrenze	T _a = 12 °C	
Kühlgrenze Klimakälte	T _a = 20 °C	
Zulufttemperaturregelung	T _{zul} = 20 °C	
Leistung		
Transmission Q _T	26.7 kW	
Lüftung Q _L	13.3 kW	
Heizung Q _H (SIA 384/2)	40.0 kW	
Wirkungsgrad η der WRG	0.6	
Lüftung mit WRG Q _{LWRG}	5.3 kW	
Heizleistungsbedarf Q _{HWRG}	32.0 kW	32.0 kW
Warmwasser Q _W	5.0 kW	5.0 kW
Wärmeleistungsbedarf Q_{Htot}		37.0 kW
Kühlleistung		
Tiefkühlstellen Q _{TK}	6.5 kW	
Kühlstellen Q _K	25 kW	
Gewerbekälte total:	31.5 kW	
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte f _{GI}	0.8	25 kW
Klimakälte (SIA 382/2) bei T _a =30°C	62 kW	62 kW
Kühlleistungsbedarf Q_{Ktot}		87 kW
Installierte Wärmepumpe		
Installierte Heizleistung		137 kW
Installierte Kühlleistung		87 kW
COP nur Heizbetrieb (ohne Warmwasser)	2.9	
EER nur Klimakälte (ohne Gewerbekälte)	1.9	
COP (leistungsgemittelt)	2.75	
EER (leistungsgemittelt)	1.75	
COP (energiegemittelt)	2.47	
GAZ	2.9	
Speicher		
Heizungsspeicher	3 m ³	
Wassererwärmer	3 m ³	
Erdwärmesonden		
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 Lagerraum 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 (COP bzw. EER), muss für die gekoppelte Erzeugung von Wärme und Kälte die Summe von Wärme- und Kältenutzen ins Verhältnis zum Stromeinsatz gesetzt werden. Die so bestimmte Gesamtleistungszahl (GLZ) 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, geschieht die Dimensionierung der Sonden nach den Kondensator- und Verdampfertemperaturen: Die Sole darf weder gefrieren noch die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe übersteigen. Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe hingegen muss die höhere der beiden Lasten berücksichtigt 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.

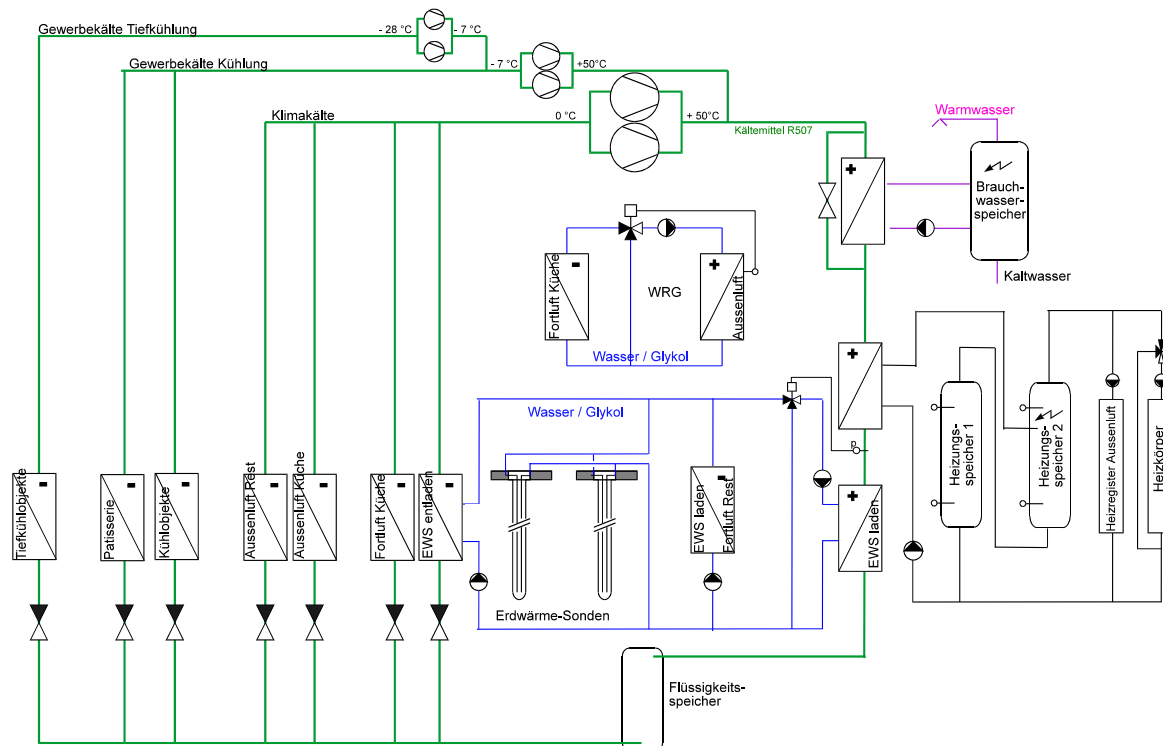


Bild 5.2 Autobahnraststätte Grauholz (Planung und Ausführung KWT, Schema mit Auslegungstemperaturen, thermostatische geregelte Expansionsventile direkt bei Kühlstellen).

5.2 Zusammenfassung des Planungsvorgehens

Wie oben beschrieben 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 $f_{G|} = 0.8$ erhält man einen Gewerkekältebedarf 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:

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

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:

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

Somit ergibt sich für den Leistungsbedarf Wärme:

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

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:

Anzahl Sonden à 100 m	T _{max} (Rücklauf) [°C]	T _{min} (Rücklauf) [°C]
6	50.7	4.2
5	57.1	3.1
4	67.5	0.7

Als Randbedingungen gelten folgende Werte:

- Auslegungsmassenstrom: 4.4 kg/s
- λ_{Erde} : 2.6 W/(mK)
- Sondenabstand: 10 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 Sondendimensionierung 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 Stundensschritt bilanziert werden. Setzt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 50 °C und minimal 0 °C an, so sind in der Anlage Grauholz 6 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

6. Beispiel 2: Sonden-Freecooling

Im Hilfstool „Erdsondegleichung.xls“ sind Gl. 9.21 bis Gl. 9.40 auf einem Excel-Tool programmiert. Im folgenden Beispiel soll dargelegt werden, wie damit die Sondentemperaturen berechnet werden können. Es wird eine 300m tiefe Sonde als Wärmequelle für eine Wärmepumpe eingesetzt mit der im Sommer über die Sonde im Freecooling-Betrieb mit der Fussbodenheizung gekühlt wird.

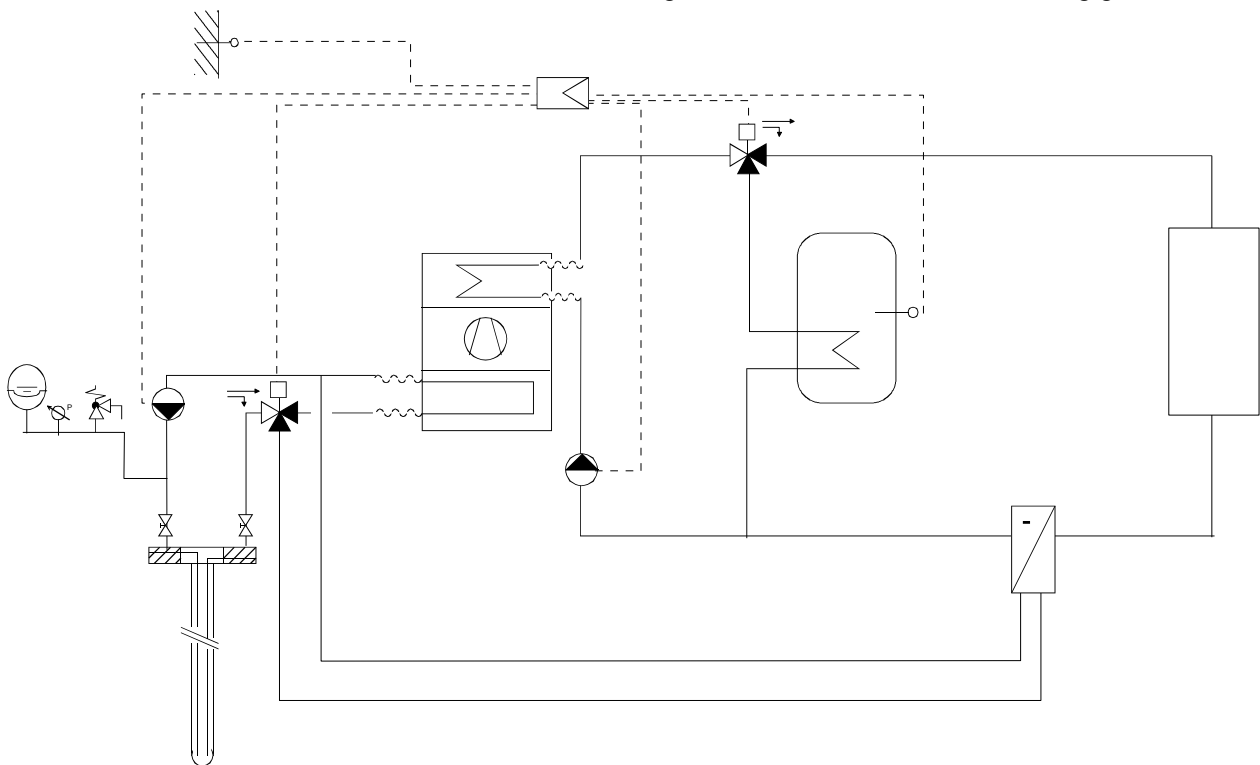


Abb. 6.1 Schema des Beispiels einer Wärmepumpe mit Sonden-Freecooling

• Jahresmitteltemperatur der Luft	9°C
• Oberflächenerwärmung	1.0°C
• Temperaturgradient Erdreich	0.035°C/m
• Tiefe der Sonde	300 m
• Sondenart	40mm Duplex-Sonde
• Bohrdurchmesser	12 cm
• Sondendurchsatz	0.8 kg/s
• Rohrabstand Sondenrohre Bu	6 cm
• Wärmeleitfähigkeit Erde	2.4 W/Km
• Wärmeleitfähigkeit Hinterfüllung	0.81 W/Km
• Wärmeleitfähigkeit der Sole	0.49 W/Km
• Wärmeleitfähigkeit Sondenrohr	0.4 W/Km
• Dichte der Erde	2'000 kg/m ³
• Dichte der Sole	1'053 kg/m ³
• Wärmekapazität cp der Erde	1'200 J/kgK
• Wärmekapazität cp der Sole	3'800 J/kgK
• Wärmeleitfähigkeit Hinterfüllung	0.81 W/Km
• Kinematische Viskosität der Sole	0.000055 m ² /s

6.1 Eingabe in Hilfstool „Erdsondegleichung.xls“

Nachfolgend sind die Eingaben des Tools „Erdsondegleichung.xls“ dargestellt. Die Bohrlochwiderstände Ra und Rb sind Rechenresultate aus der rechten Kolonne. Die Rechenformeln dazu sind in Gl. 9.30 und (Gl. 9.32 zu finden:

Berechnung der Fluidtemperaturen in einer Doppel-U-Sonde mit der analytischen Erdwärmesondegleichung

			Eingaben für die Berechnung der Bohrlochwiderstände Ra und		
Jahresmitteltemperatur der Erdoberfläche	T _{mo}	10 °C	Rohrabstand der Sondenrohre	Bu	0.06 m
Temperaturzunahme mit der Tiefe in der Erde	ΔT _{Grad}	0.035 K/m	Dichte der Sole	ρ _{Sole}	1053 kg/m ³
Zeitdauer der Sprungantwort (Dauerentzug)		30 Tage	kinematische Viskosität der Sole	ν _{Sole}	0.0000055 m ² /s
spezifischer Wärmeentzug der Sonde	q	50 W/m	Wärmeleitfähigkeit der Sole	λ _{Sole}	0.49 W/mK
Bohrtiefe der Erdwärmesonde	H	300 m	Wärmeleitfähigkeit der Hinterfüllung	λ _{Fill}	0.81 W/mK
Bohrdurchmesser	D _b	0.12 m	Wärmeleitfähigkeit des Sondenrohrs	λ _s	0.4 W/mK
Sondendurchmesser aussen	2 r _s	0.04 m	interner thermischer Sondenwiderstand	Ra	0.291 Km/w
Wandstärke Sondenrohr	r _o -r _s	0.004 m	thermischer Bohrlochwiderstand	Rb	0.108 Km/w
Sondendurchsatz	m	0.8 kg/s	Sondenradius aussen	r _s	0.02 m
spez. Wärmekapazität der Sole	c _p Sole	3800 J/kgK	Fliessgeschwindigkeit der Sole	v	0.472 m/s
Wärmeleitfähigkeit der Erde	λ _{Earth}	2.4 W/mK	Reynoldszahl	Re	2748 -
Dichte der Erde	ρ _{Earth}	2000 kg/m ³	Strömungsregime (laminar / turbulent)		Übergang
spez. Wärmekapazität der Erde	c _p Earth	1200 J/kgK	Druckverlustkoeffizient	ξ	0.012 -
interner thermischer Sondenwiderstand	Ra	0.291 Km/W	Druckverlustkoeffizient bei Re=10'000	ξ _o	0.031 -
thermischer Bohrlochwiderstand	Rb	0.108 Km/W	Prandtl-Zahl des Sondenfluids	Pr	44.91 -
Quellentemperatur	T _{Quelle}	-0.5 °C	Konstante K1 für Druckverlustber.	K1	1.040 -
Sonden-Rücklauftemperatur	T _{Rücklauf}	-5.4 °C	Konstante K1 bei Re=10'000	K1o	1.107 -
Euler - Konstante	γ	0.5772 -	Konstante K2 für Druckverlustber.	K2	12.21 -
mittlere Fluidtemperatur	T _f	-3.0 °C	Nusseltzahl turbulent	Nu _{turb}	27.9 -
mittlere Bohrlochtemperatur	T _b	3.0 °C	Nusseltzahl laminar	Nu _{lam}	4.4 -
über Bohrtiefe gemittelter Widerstand Rb	Rb*	0.12 Km/W	Nusseltzahl bei Re=10'000	Nuo	269.6 -
Bohrloch-Radius	r _b	0.06 m	Nusseltzahl	Nu	7.18 -
Sondenradius innen	r _o	0.016 m	Wärmeübergangskoeff. Fluid-Sonde	alpha	110.0 W/m ² K
Temperaturleitfähigkeit der Erde	a	1.00E-06 m ² /s	dimensionsloser therm. Widerstand	β	0.91 -
Zeitkonstante der Erdwärmesonde	t _s	1.00E+10 s	Exzentrizität der Sondenrohre	b	0.50 -
Zeitdauer der Sprungantwort	t	2592000 s	Konduktivitätsparameter Hinterfüllung	σ	-0.495 -
dimensionslose Zeit (Eskilsonzahl)	Es	0.00026 -	thermischer Widerstand Sondenrohr	Rs	0.089 Km/w
dimensionslose Temperatursprungantwort	g	3.70 -			

Mit dem Tool lassen sich zusammen mit der Grädigkeit des Wärmetauschers die Vorlauftemperaturen der Fussbodenheizung berechnen. Wie viel Kühlleistung damit abgeführt werden kann ist für das Beispiel einer Bodenheizung mit Verlegeabstand 20cm mit Parkettbelag aus dem folgenden Diagramm ablesen:

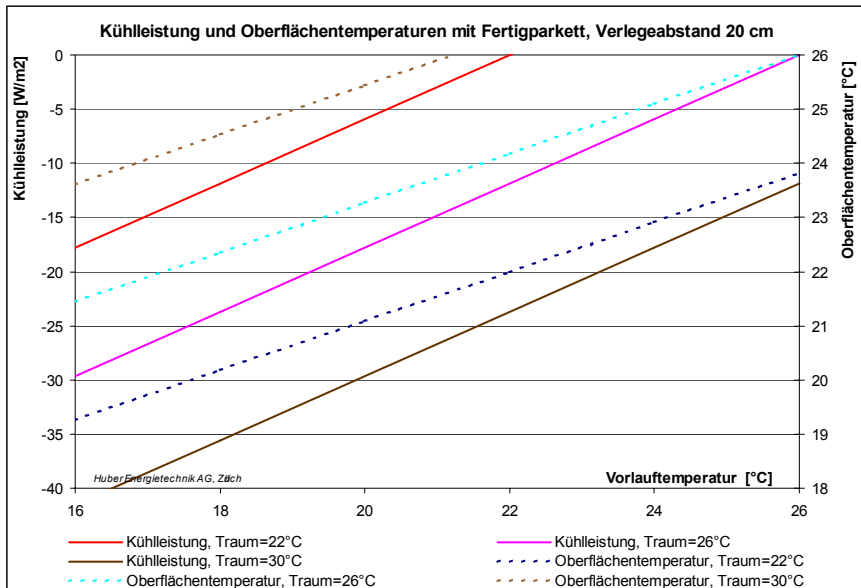


Abb. 6.2 Kühlkurven einer Bodenheizung mit einem α-Wert von 6.5 W/m²K bei einem Verlegeabstand von 20 cm und Fertigparkett (cf. Kapitel 9.7)

6.2 Lastanalyse und Resultate

6.2.1 Heizfall

Für die Sondenbelastung werden die folgenden Lastprofile angenommen:

Verdampferleistung (wenn Wärmepumpe läuft)	50 W/m
Wärmepumpe	2000 h/a
Heizperiode	5000 h/a
	83d
	208d

Im Mittel über die Heizperiode ergibt sich damit die folgende Sondenbelastung:

$$\dot{q}_{\text{Heizperiode}} = \frac{\text{spez. Verdampferleistung} \cdot \text{Laufzeit WP}}{\text{Heizperiode}} = \frac{50 \text{ W/m} \cdot 2000 \text{ h/a}}{5000 \text{ h/a}} = \underline{\underline{20 \text{ W/m}}}$$

Um das für die Auslegung relevante Sonden-Rücklauf-Minimum zu berechnen, muss nun noch eine Dauerlast-Spitze betrachtet werden. Dies bedeutet, dass während dieser Zeit die Wärmepumpe im Dauerbetrieb steht, was in der Regel nur wenige Tage im Jahr der Fall ist. Für unsere Berechnung nehmen wir nun an, dass die Wärmepumpe im Januar 4 Tage im Dauerbetrieb steht. Während dieses Dauerbetriebes ist die Verdampferleistung 50 W/m, also 30 W/m mehr als die durchschnittliche Verdampferleistung in der Heizperiode:

Im Jahr	10 a	to	283824000 s	Durchschnitt:	11.7 W/m
Entzug Winter:	20 W/m	Beginn:	1. Tag	Dauer:	208 Tage
Entzug Sommer:	W/m	Beginn:	. Tag	Dauer:	Tage
Zusatzentzug:	30 W/m	Beginn:	140. Tag	Dauer:	4 Tage

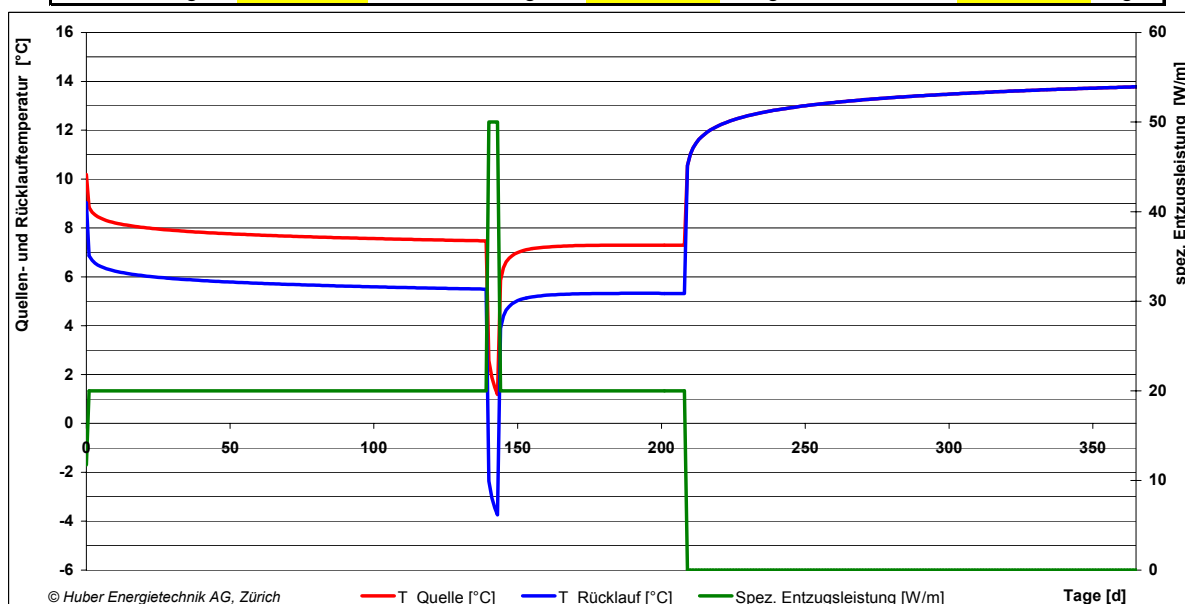


Abb. 6.3 Berechnung der minimalen Sondentemperaturen bei einem typischen Heizbetrieb ohne Sonden-Freecooling

6.2.2 Kühlfall mit Sonden-Freecooling

Im Kühlfall werde für die Monate Juni und Juli eine Dauer-Kühlleistung von 42 Tagen im Sonden-Freecooling-Betrieb mit 20 W/m angenommen (24h-Dauerleistung). Aus der Sicht der Erdwärmesonde handelt es sich beim Sonden-Freecooling-Betrieb um einen negativen Wärme-Entzug und wird somit mit einem negativen Vorzeichen eingegeben:

Im Jahr	10 a	to	283824000 s	Durchschnitt:	9.4 W/m
Entzug Winter:	20 W/m	Beginn:	1 . Tag	Dauer:	208 Tage
Entzug Sommer:	-20 W/m	Beginn:	250 . Tag	Dauer:	42 Tage
Zusatzentzug:	30 W/m	Beginn:	140 . Tag	Dauer:	4 Tage

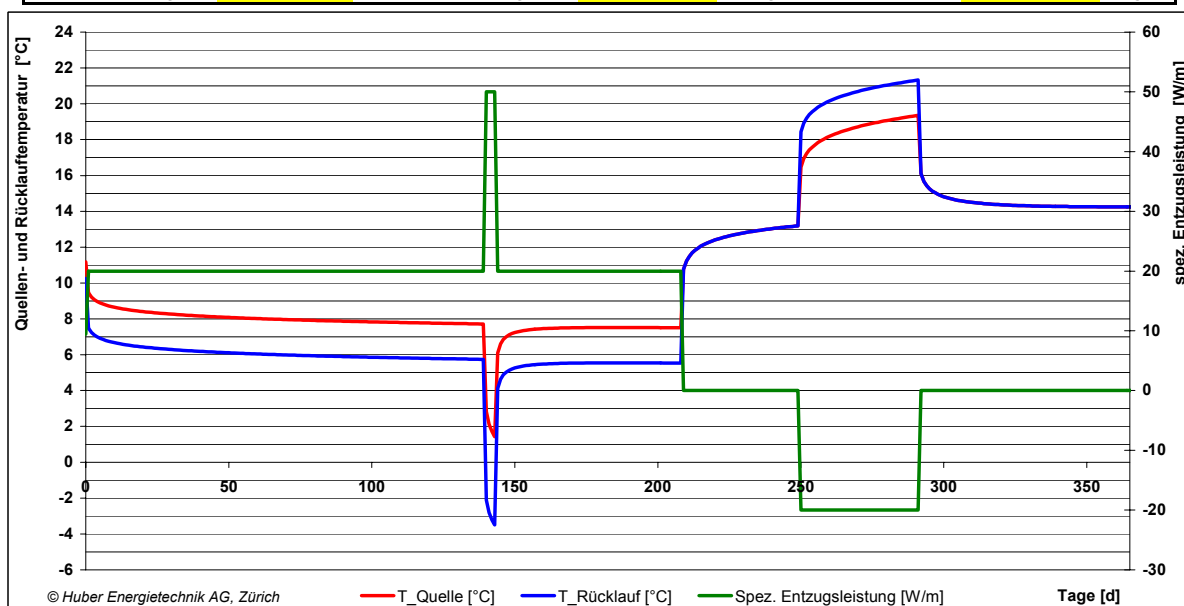


Abb. 6.4 Berechnung der minimalen Sondentemperaturen bei einem typischen Heizbetrieb ohne Sonden-Freecooling.

Das Resultat der Berechnung ist nun eine maximale Sonden-Vorlauf-Temperatur (=Quellentemperatur) und eine maximale Sonden-Rücklauf-Temperatur. Da gemäss unserem Schema Abb. 6.1 zwischen dem Sondenkreislauf und dem Heizungskreislauf noch ein Wärmetauscher eingebaut ist, muss zur maximalen Sonden-Rücklauf-Temperatur noch die Grädigkeit des Wärmetauschers addiert werden, um die maximale Vorlauf-Temperatur des Heizkreislaufs zu berechnen.

Mit diesem Wert ist nun zu überprüfen, ob damit die Kühlleistung im Gebäude noch erbracht werden kann. In unserem Beispiel haben wir eine maximale Quellentemperatur der Sonde von 19.5°C. Unter der Annahme einer Grädigkeit von 1.5 K über dem Wärmetauscher hat unsere Beispielanlage also eine maximale Vorlauf-Temperatur im Kühlfall von 21°C. Lässt sich damit der SIA-Zielwert von maximal 26°C Raumtemperatur in einem mit Fertigparkett belegten Fussboden mit einem Verlegeabstand der Fussbodenheizungsrohre von 20 cm erreichen? Die Kühlkurven Abb. 6.2 zeigen, dass damit eine maximale Kühlleistung im Sonden-Freecooling-Betrieb von 15 W/m² erreicht werden kann. Aus diesem Diagramm kann herausgelesen werden, dass bei einem Kühlbedarf von 20 W/m² mit Raumtemperaturen von 27.5°C gerechnet werden muss. Damit kann zwar nicht mehr der Ziel-, wohl aber der Grenzwert von 28°C eingehalten werden.

7. Referenzen

- Afjei, Th.; Dott, R.; Huber, A.; 2007. Heizen und kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen. Bundesamt für Energie, Bern.
- Carslaw, H.S., Jaeger, J.C., 1959. Conduction of heat in solids. 2nd ed., Oxford Univers. Press, London.
- Claesson, J., Eskilson, P., 1987. Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole. Analytical Studies. Dep. of Mathematical Physics, Uni. 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
- 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., Schuler, O., 1997. Berechnungsmodul für Erdwärmesonden. Bundesamt für Energie, Bern.
- Huber, A., Pahud, D., 1999a. Untiefe Geothermie: Woher kommt die Energie? Bundesamt für Energie, Bern.
- Huber, A., Pahud, D., 1999b. Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder. Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Bern.
- Huber, A., 2007: Programm EWS. Berechnung von Erdwärmesonden. Benutzerhandbuch. Version 3.8. Huber Energietechnik AG, Zürich.
- Huber, A., 2005. Erdwärmesonden für Direktheizung. Phase 1: Modellbildung und Simulation. Bundesamt für Energie, Bern.
- Huber, A., Ochs, M., 2007. Hydraulische Auslegung von Erdwärmesondenkreisläufen mit der Software „EWSDRUCK“ Vers. 2.0. BFE, Bern.
- Good, J., Huber, A., Widmer, P., Nussbaumer, T., Trüssel, D., Schmid, C., 2001. Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden.
- Koschenz, M.; Lehmann, B. (2000): Thermoaktive Bauteilsysteme tabs. EMPA, Dübendorf. ISBN 3-905594-19-6.
- 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, Bern.
- Leu, W., Mégel, Th., Schärli, U., 2006. Geothermische Eigenschaften der Schweizer Molasse (Tiefenbereich 0-500m). BFE, Bern.
- Medici, F., Rybach, L., 1995. Geothermal Map of Switzerland 1995 (Heat Flow Density), Matériaux pour la Géologie de la Suisse, Géophysique Nr. 30. Schweizerische Geophysikalische Kommission.
- Ravel, 1993. Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung. Planung, Bau und Betrieb von Wärmerückgewinnungs- und Abwärmenutzungsanlagen. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel, 1994. Kühlmöbel und Kältemittelanlagen in Lebensmittelgeschäften. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Signorelli, S., 2004. Geoscientific Investigations for the Use of Shallow Low-Enthalpy Systems. Dissertation ETH Zürich, No. 15519.
- Werner, A., Bigler, R., et. al., 1996. Grundlagen für die Nutzung von Wärme aus Boden und Grundwasser im Kanton Bern. Wasser- und Energiewirtschaftsamt des Kt. Bern.

8. Symbolverzeichnis

λ_{Erde}	Wärmeleitfähigkeit der Erde	[W/(mK)]
λ_R	Wärmeleitfähigkeit der Heizungsrohre	[W/(mK)]
λ_b	Wärmeleitfähigkeit des Fussbodens (ohne Deckschicht)	[W/(mK)]
η_c	Carnot-Wirkungsgrad	[-]
η_G	Gütegrad	[-]
a	Temperaturleitfähigkeit	[m ² /s]
A_b	Belegbare Fläche für die Fussbodenheizung	[m ²]
c_{p_w}	spez. Wärmekapazität von Wasser	[kJ/(kgK)]
d_x	Verlegeabstand der Fussbodenheizung	[m]
d_i / d_a	Innen- und Aussendurchmesser der Fussbodenheizungsrohre	[m]
D_i	Innendurchmesser der Sondenrohre	[m]
E_s	dimensionslose Zeit von Eskilson	[-]
f_{Gl}	Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Leistung) 0.4 ... 0.8	[-]
$\overline{f_{Gl}}$	Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Energie) 0.25 ... 0.5, zeitlich gemittelt	[-]
g	dimensionslose Temperatursprungantwort der Erde nach Eskilson	[-]
H	Erdwärmesondenlänge, Bohrtiefe	[m]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Luftwechselrate oder Anzahl Ringe einer Fussbodenheizung	[1/s]
P_{elR}	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe für Rückkühlung	[W]
P_{tot}	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe	[W]
\dot{q}	Spezifische Wärmeentzugsleistung der Erdwärmesonde pro Länge	[W/m]
\dot{Q}_{EWS_Entzug}	Entzugsleistung aus Erdwärmesonde	[W]
$\dot{Q}_{EWS_Eintrag}$	Eintragsleistung in Erdwärmesonde	[W]
\dot{Q}_{Htot}	totaler Heizleistungsbedarf	[W]
\dot{Q}_H	Wärmeleistungsbedarf für Lüftung und Transmission	[W]
\dot{Q}_{HWRG}	Wärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung	[W]
\dot{Q}_{Ktot}	totaler Kühlleistungsbedarf	[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_0	Innenradius des Sondenrohres	[m]
r_1	Bohradius	[m]
r_b	radialer Abstand von der Sondenachse (Variable)	[m]
R_a	interner Sondenwiderstand	[Km/W]
R_b	thermischer Bohrlochwiderstand (von Fluid - bis Bohrradius)	[Km/W]
T_b	Bohrlochtemperatur (auf r_1)	[°C]
T_{Grad}	Temperaturgradient im Erdreich	[°C/m]
T_f	Fluidtemperatur	[°C]
T_{mo}	Jahresmitteltemperatur der Erdoberfläche	[°C]
T_{Quelle}	Quellentemperatur (Temperatur des ausströmenden Sondenfluids)	[°C]
$T_{Rücklauf}$	Rückkühltemperatur (Temperatur des einströmenden Sondenfluids)	[°C]

9. Anhang

9.1 Wärmeleitungsgleichung und Sprungantwort g

Für die nachfolgenden Betrachtungen wird vorausgesetzt, dass der dominante Wärmetransportmechanismus im Erdreich die Wärmeleitung ist. Das Problem der Wärmeleitung im Erdreich um eine Erdwärmesonde ist axialsymmetrisch. In Axialkoordinaten kann die Wärmeleitungsgleichung um eine Erdwärmesonde in radialer Richtung geschrieben werden als

$$\text{Def} \quad \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T_{\text{Earth}}}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_{\text{Earth}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T_{\text{Earth}}}{\partial r} \quad \text{Gl. 9.1}$$

wobei die Temperaturleitfähigkeit a definiert ist durch

$$\text{Def} \quad a = \frac{\lambda}{c p_{\text{Earth}} \cdot \rho_{\text{Earth}}} \quad \text{Gl. 9.2}$$

Die Wärmeleitungsgleichung ist linear, so dass sowohl Einzelsonden, als auch Sondenfelder bei geometrischer Ähnlichkeit ähnliche Temperatur-Sprungantworten aufweisen. Diese Ähnlichkeit bezieht sich auf alle Temperaturen im Erdreich für alle Radien r um die Erdwärmesonden und für alle Zeiten t . Bei einem Wärmeentzug aus einer Erdwärmesonde entsteht so im Erdreich eine Temperaturabsenkung ΔT_{Earth} gegenüber der unbeeinflussten Erdreichtemperatur (=Temperaturtrichter), die sich mit fortlaufendem Entzug radial ausweitet. Diese Temperaturabsenkung ΔT_{Earth} kann mit der spezifischen Entzugsleistung \dot{q} und der Wärmeleitfähigkeit λ_{Earth} dimensionsbefreit werden:

$$\text{Def} \quad g(r, t) = \frac{\Delta T_{\text{Earth}}(r, t) 2\pi \lambda_{\text{Earth}}}{\dot{q}} \quad \text{Gl. 9.3}$$

9.1.1 Der radiale Temperatur-Trichter

Im stationären Fall ist der radiale Wärmefluss \dot{q} im Sonden-Nahbereich konstant und es gilt

$$\frac{\dot{q}}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{\partial T_{\text{Earth}}}{\partial r} \cdot \lambda_{\text{Earth}} = \frac{\partial g}{\partial r} \cdot \frac{\dot{q}}{2 \cdot \pi} \quad \text{Gl. 9.4}$$

Durch Integration von r bis r_1 wird daraus

$$g(r) = g(r_1) - \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \quad \text{Gl. 9.5}$$

Diese Beziehung erlaubt es, mit einer einzigen Sprungantwort g das Temperaturverhalten im ganzen Sonden-Nahbereich abzuschätzen und bei bekannter Sprungantwort g an der Stelle r_1 auf die Sprungantwort g an der Stelle r zu schliessen. Zu beachten ist allerdings, dass für kleine Zeitschritte t die Annahme eines stationären Falles zu grösseren Abweichungen führt.

9.1.2 Dimensionslose Sprungantwort g

Carlaw & Jaeger haben 1959 die Wärmeleitungsgleichung für eine unendliche Linienquelle analytisch gelöst und für g die folgenden Beziehung gefunden:

$$g = \frac{1}{2} \cdot \left[-\gamma - \ln\left(\frac{r^2}{4 \cdot t \cdot a}\right) - \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\left(\frac{r^2}{4 \cdot a \cdot t}\right)^n}{n \cdot n!} \right] \cong \frac{1}{2} \cdot \left[\ln\left(\frac{4 \cdot t \cdot a}{r^2}\right) - \gamma \right] \quad \text{Gl. 9.6}$$

wobei $\gamma=0.5772..$ die Eulerkonstante ist. Die Gültigkeit dieser Beziehung (Fehler kleiner 10%) ist beschränkt auf

$$t > \frac{5 \cdot r^2}{a} \quad \text{Gl. 9.7}$$

Da bei einer unendlichen Linienquelle aus Gründen der Symmetrie das Nachströmen von Wärme weder von oben, noch von unten möglich ist, führt der Ansatz von Carlaw und Jaeger zu einer stetigen Vergrößerung des Temperaturtrichters, ein Gleichgewichtszustand ist mit diesem Ansatz nicht möglich. Da aber untefe Erdwärmesonden primär die im Sommer von der Erdoberfläche ins Erdreich gespeicherte Wärme nutzen, wurde an der Universität Lund ein Ansatz für Erdwärmesonden mit der endlichen Sondenlänge H entwickelt.

Nach Claesson und Eskilson (1987) besitzen Erdwärmesonden eine Zeitkonstante t_s , mit der das zeitliche Verhalten des Erdreichs um die Erdwärmesonden dimensionsbefreit werden kann:

$$\text{Def} \quad t_s = \frac{H^2}{9a} \quad \text{Gl. 9.8}$$

Die dimensionslose Zahl E_s von Eskilson

$$E_s = \frac{t}{t_s} = \frac{9a}{H^2} t \quad \text{Gl. 9.9}$$

kann somit als dimensionslose Zeit für Erdwärmesonden betrachtet werden.

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 $5 r_1^2/a < t < t_s$ kann die Funktion g bei einem maximalen Fehler von 7 % angenähert werden mit

$$g(t, r_1) = \ln\left(\frac{H}{2r_1}\right) + 0.5 \ln(E_s) \quad \text{Gl. 9.10}$$

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

$$g(r_1) = \ln\left(\frac{H}{2 \cdot r_1}\right) \quad \text{Gl. 9.11}$$

9.2 Die Bohrlochtemperatur T_b und die Fluidtemperatur T_f

Um die Temperatur im Erdreich zu erhalten, kann nun die Temperatur-Sprungantwort ΔT von der ungestörten Anfangstemperatur T_m abgezählt werden (Superpositionsprinzip). Die Temperatur am Bohrlochrand $T_{\text{Earth}(r_1)}$ (=Bohrlochtemperatur T_b) kann aus g und T_m berechnet werden mit

$$T_b(z) = T_m(z) - \frac{\dot{q}}{R_g} = T_m(z) - \frac{\dot{q}}{2\pi\lambda_{\text{Earth}}} g(t, r_1) \quad \text{Gl. 9.12}$$

T_m ist die mittlere Erdreichtemperatur im ungestörten Zustand in der Tiefe z . Sie berechnet sich aus der durchschnittlichen Jahres-Erdoberflächentemperatur T_{mo} und dem Temperaturgradienten ΔT_{Grad} über die Tiefe mit Hilfe der Gleichung

$$T_m(z) = T_{\text{mo}} + z \cdot \Delta T_{\text{Grad}} \quad \text{Gl. 9.13}$$

Um die mittlere, ungestörte Erdreichtemperatur in der Tiefe z zu bestimmen, ist also zusätzlich die Kenntnis der mittleren Temperatur der Erdoberfläche T_{mo} notwendig. Nach Signorelli [2004] liegt diese im Mittel im Schweizerischen Mittelland unter 1000 Meter Meereshöhe ca. 1.4°C über der mittleren Jahreslufttemperatur, wobei der Schwankungsbereich zwischen 0.8°C im ländlichen Bereich und 2°C im städtischen Bereich liegen kann.

Mit der Höhe über Meer Z gibt kann nach Signorelli [2004] T_{mo} auch berechnet werden mit

$$T_{\text{mo}} = 15.23 - 1.08 \cdot 10^{-2} \cdot Z + 5.61 \cdot 10^{-6} \cdot Z^2 - 1.5 \cdot 10^{-9} \cdot Z^3 \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{Gl. 9.14}$$

Der Temperaturgradient kann aus dem geothermischen Wärmefluss aus dem Erdinnern berechnet werden mit

$$\dot{q}_{\text{geo}} = \lambda_{\text{Earth}} \cdot \Delta T_{\text{Grad}} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad \text{Gl. 9.15}$$

Die nachfolgende Abbildung zeigt diesen geothermischen Wärmefluss in der Schweiz nach Medici und Rybach [1995].

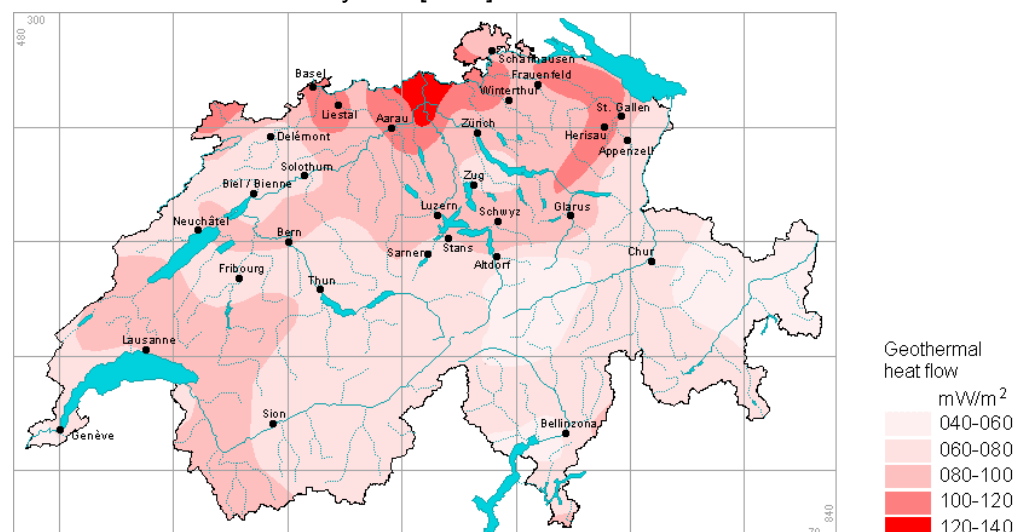


Abb. 9.1 Geothermischer Wärmefluss der Schweiz (Medici, Rybach [1995]).

Die über die Bohrtiefe gemittelte Bohrlochtemperatur \overline{T}_b ist definiert als

$$\text{Def } \overline{T}_b = \frac{1}{H} \cdot \int_0^H T_b(z) \cdot dz \quad \text{Gl. 9.16}$$

Für den Fall eines konstanten Wärmeentzugs pro Bohrlänge \dot{q} kann die über die Tiefe im Bohrloch gemittelte Bohrlochtemperatur \overline{T}_b berechnet werden mit

$$\overline{T}_b = \overline{T}_m - \frac{\dot{q}}{R_g} = \overline{T}_m - \frac{\dot{q}}{2 \pi \lambda_{\text{Earth}}} g(t, r_1) \quad \text{Gl. 9.17}$$

wobei

$$\overline{T}_m = T_{\text{mo}} - \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} \quad \text{Gl. 9.18}$$

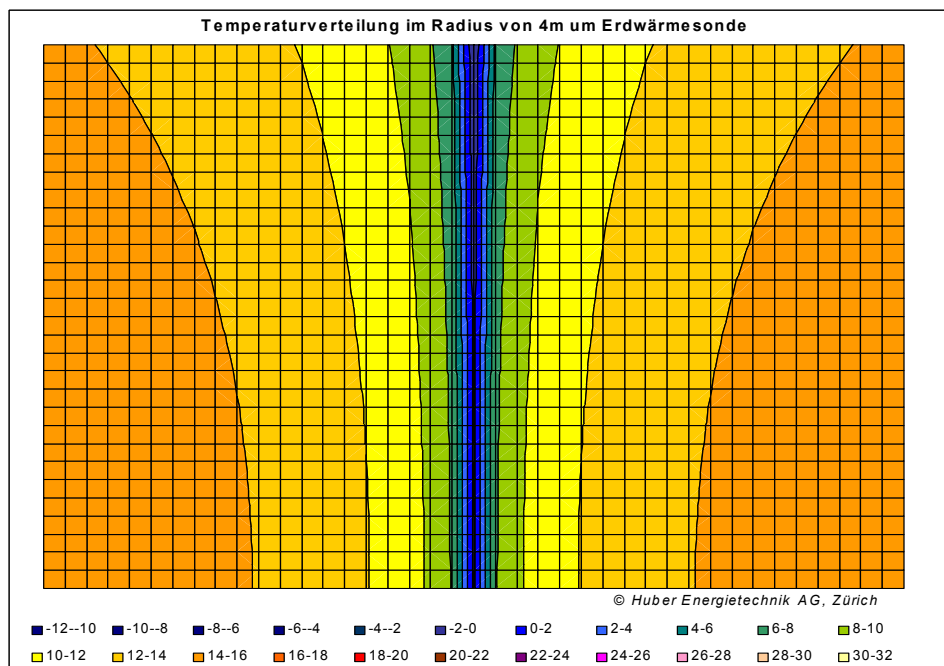


Abb. 9.2 Erdreichtemperatur um eine 300m tiefe Erdwärmesonde mit $\lambda_{\text{Earth}} = 2.4 \text{ W/mK}$ nach 30 Tagen Dauerentzug mit 40 W/m , berechnet mit Gl. 9.10, Gl. 9.12 und Gl. 9.13

9.2.1 Die Fluidtemperatur T_f

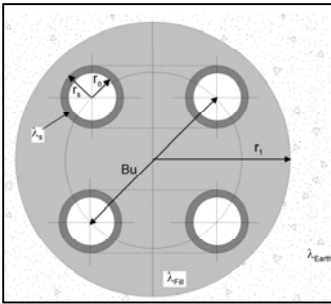
Die mittlere Fluidtemperatur T_f ist definiert als der arithmetische Mittelwert des nach unten und des nach oben strömenden Sondenfluids

$$\text{Def } T_f(z) = \frac{T_{\text{up}}(z) + T_{\text{down}}(z)}{2} \quad \text{Gl. 9.19}$$

Die Fluidtemperatur T_f ist also eine Funktion der Tiefe z im Bohrloch. Die mittlere Fluidtemperatur \overline{T}_f ist definiert als

$$\text{Def } \overline{T}_f = \frac{1}{2} \cdot (T_{\text{Quelle}} + T_{\text{Rücklauf}}) \quad \text{Gl. 9.20}$$

9.3 Thermische Widerstände R_a / R_b an der Doppel-U-Sonde



Eine idealisierte Doppel-U-Sonde mit dem Bohrradius r_1 und mit den 4 Sondenhöhlen (mit Innenradius r_o und Aussenradius r_s) ist auf nebenstehendem Bild zu sehen. Die Hinterfüllung besitzt die Wärmeleitfähigkeit λ_{Fill} , die Sondenhöhle λ_s und das umgebende Erdreich λ_{Earth} . Die genaue Lage der 4 Sondenhöhle in der Bohrung kann definiert werden mit der Exzentrizität b .

$$b = \frac{Bu}{2 \cdot r_1} \quad \text{Gl. 9.21}$$

Als reine Stoffgrösse wird der Konduktivitätsparameter σ definiert mit

$$\text{Def} \quad \sigma = \frac{\lambda_{Fill} - \lambda_{Earth}}{\lambda_{Fill} + \lambda_{Earth}} \quad \text{Gl. 9.22}$$

Der interne thermische Bohrlochwiderstand R_a [Km/W] ist eine charakteristische Grösse für die längenbezogenen, thermischen „Verluste“ Δq_i [W/m] des heraufströmenden Fluids an das nach unten strömende Fluid und ist unabhängig von der Tiefe im Bohrloch:

$$\text{Def:} \quad R_a = \frac{T_{up}(z) - T_{down}(z)}{\Delta q_i(z)} \quad \text{Gl. 9.23}$$

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

$$\text{Def} \quad R_b = \frac{T_b(z) - T_f(z)}{\dot{q}} \quad \text{Gl. 9.24}$$

Der effektive Bohrlochwiderstand R_b^* ist mit der über die Bohrtiefe gemittelten Bohrlochtemperatur \bar{T}_b und der mittleren Fluidtemperatur \bar{T}_f definiert als

$$\text{Def:} \quad R_b^* = \frac{\bar{T}_b - \bar{T}_f}{\dot{q}} \quad \text{Gl. 9.25}$$

Bei konstantem Wärmeentzug pro Bohrlänge \dot{q} kann nach Huber (2005) T_{up} und T_{down} und daraus R_b^* für Doppel-U-Sonden berechnet werden mit

$$T_{down}(z) = T_{Rücklauf} + \frac{\dot{q} \cdot z}{2 \cdot \dot{m} \cdot cp_{Sole}} + \frac{\dot{q} \cdot H \cdot z}{R_a \cdot \dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} - \frac{\dot{q} \cdot z^2}{2 \cdot R_a \cdot \dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} \quad \text{Gl. 9.26}$$

$$T_{up}(z) = T_{Rücklauf} + \frac{\dot{q} \cdot H}{\dot{m} \cdot cp_{Sole}} - \frac{\dot{q} \cdot z}{2 \cdot \dot{m} \cdot cp_{Sole}} + \frac{\dot{q} \cdot H \cdot z}{R_a \cdot \dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} - \frac{\dot{q} \cdot z^2}{2 \cdot R_a \cdot \dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} \quad \text{Gl. 9.27}$$

$$T_b = \dot{q} \cdot R_b + \bar{T}_f + \frac{\dot{q} \cdot z}{R_a \cdot \dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} \left(H - \frac{z}{2} \right) \quad \text{Gl. 9.28}$$

$$R_b^* = R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot cp_{Sole}^2} \quad \text{Gl. 9.29}$$

9.3.1 Internen Bohrlochwiderstandes R_a nach Hellström (1991)

Nach Hellström (1991, S. 147, Formel 9.149) kann der interne Bohrlochwiderstand R_a für Doppel-U-Sonden mit symmetrischer Sondenrohr-Anordnung berechnet werden mit

$$R_a = \frac{1}{\pi \cdot \lambda_{\text{Fill}}} \left[\ln \left(\frac{\sqrt{2} \cdot b \cdot r_1}{r_o} \right) - \frac{1}{2} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot b \cdot r_1}{r_o} \right) - \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \ln \left(\frac{1-b^4}{1+b^4} \right) \right] + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot \alpha} + R_s \quad \text{Gl. 9.30}$$

wobei R_s der thermischer Widerstand der Sondenrohr-Wand ist, der berechnet wird mit

$$R_s = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \cdot \ln \left(\frac{r_s}{r_o} \right) \quad \text{Gl. 9.31}$$

9.3.2 Bohrlochwiderstandes R_b nach Hellström (1991)

Für eine Doppel-U-Sonde kann nach Hellström (1991, S. 89, Formel 8.69) der Bohrlochwiderstand R_b berechnet werden mit

$$R_b = \frac{1}{8 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{Fill}}} \cdot \left[\beta + \ln \left(\frac{r_1}{r_o} \right) + \ln \left(\frac{r_1}{Bu} \right) + \sigma \cdot \ln \left(\frac{r_1^4}{r_1^4 - \frac{Bu^4}{16}} \right) - \frac{\frac{r_o^2}{Bu^2} \left[1 - \sigma \cdot \frac{\frac{1}{4} Bu^4}{\left(r_1^4 - \frac{Bu^4}{16} \right)} \right]^2}{\left\{ \frac{1+\beta}{1-\beta} + \frac{r_o^2}{Bu^2} \left[1 + \sigma \cdot \frac{Bu^4 \cdot r_1^4}{\left(r_1^4 - \frac{Bu^4}{16} \right)^2} \right] \right\}} \right]$$

(Gl. 9.32) mit

$$\beta = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{Fill}} \cdot [R_\alpha + R_w] = \lambda_{\text{Fill}} \cdot \left[\frac{1}{r_o \cdot \alpha} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \left(\frac{r_s}{r_o} \right) \right] \quad \text{Gl. 9.33}$$

9.4 Erdwärmesondengleichung für Doppel-U-Sonden

9.4.1 Analytische Berechnung der Quelltemperatur

Mit Gl. 9.12 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_{Quelle} , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen lässt. Aus der Definition Gl. 9.20 kann die Quelltemperatur T_{Quelle} berechnet werden mit

$$T_{\text{Quelle}} = 2 \cdot \overline{T_f} - T_{\text{Rücklauf}} \quad \text{Gl. 9.34}$$

Mit der Energiebilanz für die Rücklauftemperatur

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_{\text{Quelle}} - \frac{\dot{q} H}{c_{p\text{Sole}} \cdot \dot{m}} \quad \text{Gl. 9.35}$$

und den Gleichungen Gl. 9.12, Gl. 9.28, Gl. 9.29 und Gl. 9.34 kann die Quelltemperatur berechnet werden nach

$$T_{\text{Quelle}} = \overline{T_b} - \left[R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot c_{p\text{Sole}}^2} - \frac{H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p\text{Sole}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.36}$$

Dabei ist H die Sondenlänge, \dot{q} der Wärmeentzug aus der Sonde pro Bohrlänge und \dot{m}_{Sole} der Massenstrom der Sole pro Sonde.

Damit erhält man die Erdwärmesondengleichung für Doppel-U-Sonden:

$$T_{\text{Quelle}} = T_{\text{mo}} + \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} - \left[\frac{g}{2\pi \lambda_{\text{Earth}}} + R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot c_{p\text{Sole}}^2} - \frac{H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p\text{Sole}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.37}$$

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

$$T_{\text{Rückl}} = T_{\text{mo}} + \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} - \left[\frac{g}{2\pi \lambda_{\text{Earth}}} + R_b + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2}{\dot{m}^2 \cdot c_{p\text{Sole}}^2} + \frac{H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p\text{Sole}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.38}$$

Grundvoraussetzung für die Gültigkeit der Erdwärmesondengleichung ist der konstante Wärmeentzug \dot{q} über die ganze Bohrtiefe. Für Tiefe Erdwärmesonden und kleine Sondendurchsätze \dot{m} ist diese Grundvoraussetzung oft nicht mehr gegeben. Für diesen Fall ist eine Simulationslösung wie im Programm-Modul EWS erforderlich.

9.4.2 Berechnung der Fluidtemperaturen in der Erdwärmesonde

Die Temperatur des hinunterfliessenden Sondenfluids $T_{\text{down}}(z)$ erhält man durch das Einsetzen von Gl. 9.38 in Gl. 9.26

$$T_{\text{down}}(z) = T_{\text{mo}} + \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} - \left[\frac{g(t, H)}{2\pi \lambda_{\text{Earth}}} + R_b + \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2 - z \cdot H + \frac{z^2}{2}}{\dot{m}^2 \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} + \frac{H - z}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.39}$$

Analog erhält man die Temperatur des hinaufströmenden Sondenfluids $T_{\text{up}}(z)$ durch das Einsetzen von Gl. 9.38 in Gl. 9.27

$$T_{\text{up}}(z) = T_{\text{mo}} + \Delta T_{\text{Grad}} \cdot \frac{H}{2} - \left[\frac{g(t, H)}{2\pi \lambda_{\text{Earth}}} + R_b + \frac{1}{R_a} \cdot \frac{H^2 - z \cdot H + \frac{z^2}{2}}{\dot{m}^2 \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} - \frac{H - z}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_{p_{\text{Sole}}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.40}$$

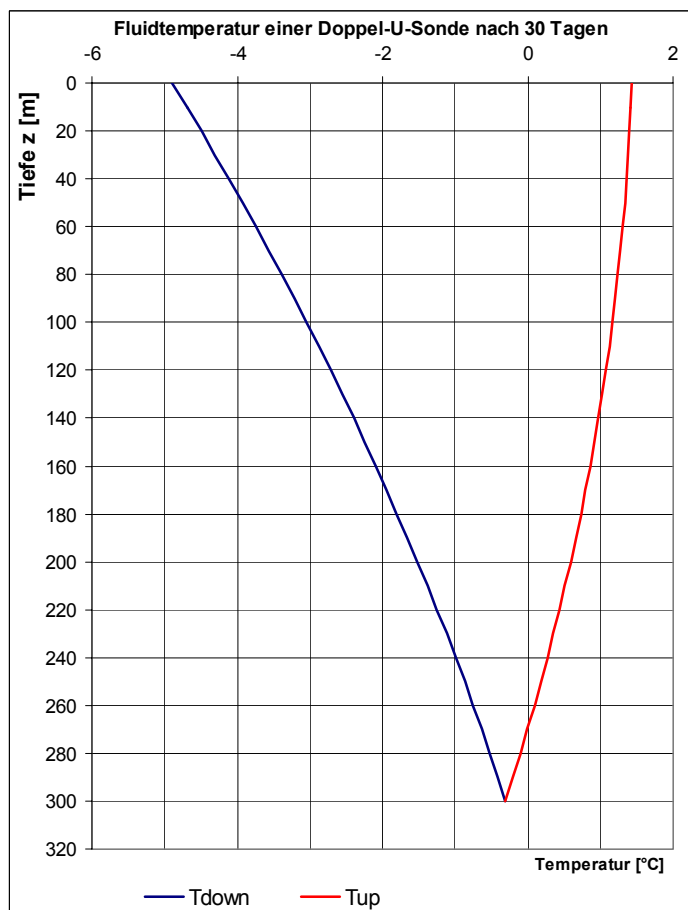


Abb. 9.3 Fluidtemperatur in einer 300m tiefen Erdwärmesonde mit $R_a = 0.35 \text{ Km/W}$ und $R_b = 0.12 \text{ Km/W}$ und $\lambda_{\text{Earth}} = 2.4 \text{ W/mK}$, berechnet mit Gl. 9.39 und Gl. 9.40 bei 40 W/m Dauerentzug über 30 Tage.

9.5 Stoffwerte der Schweizer Molasse

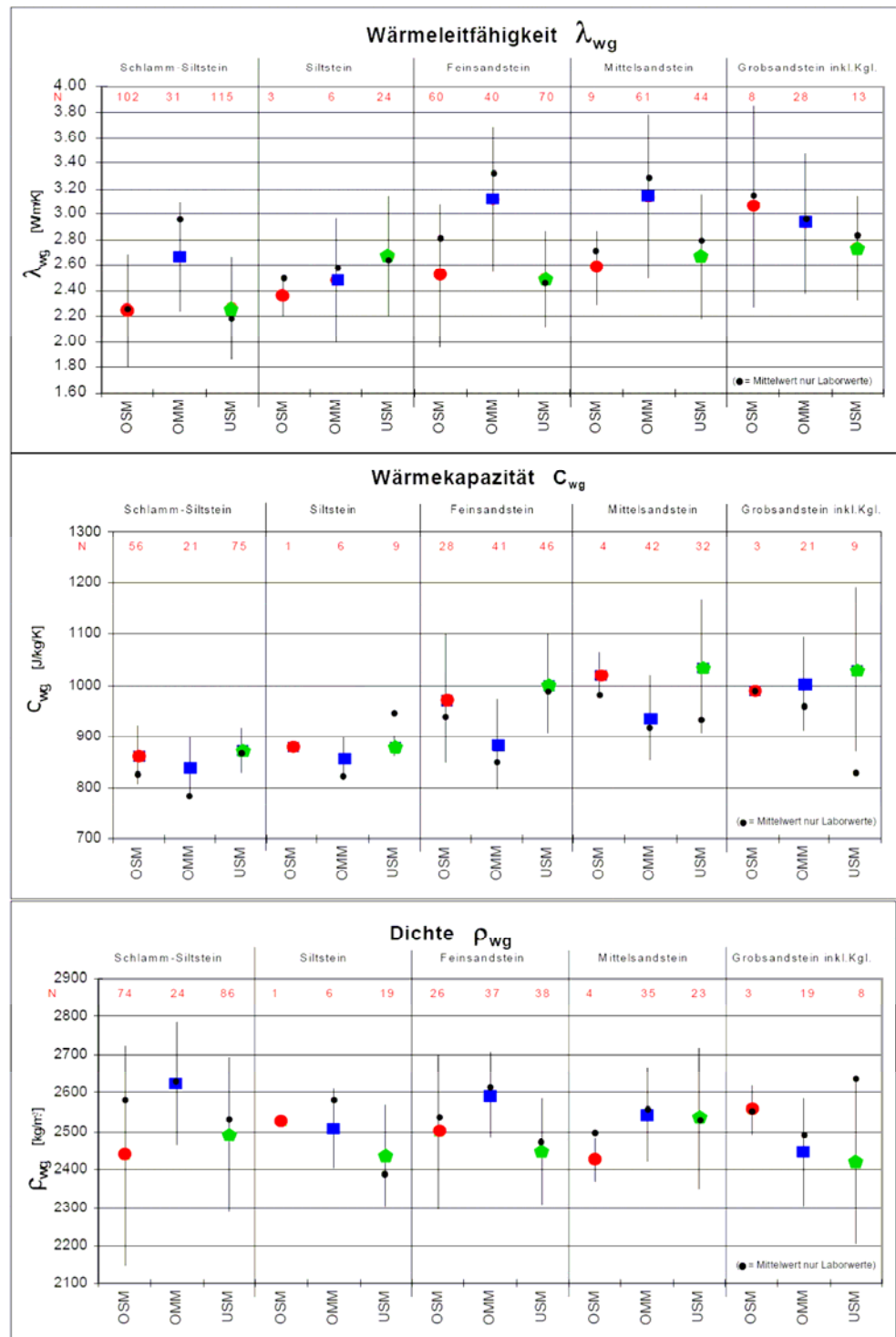


Abb. 9.4 Mittelwert und Standardabweichung der Stoffwerte des Bodens im Molassebecken des Schweizerischen Mittellandes nach Leu et al. (2006). OSM: Obere Süsswassermolasse, OMM: Obere Meeresmolasse, USM: Untere Süsswassermolasse

9.6 Dimensionslose Temperatursprungantworten g

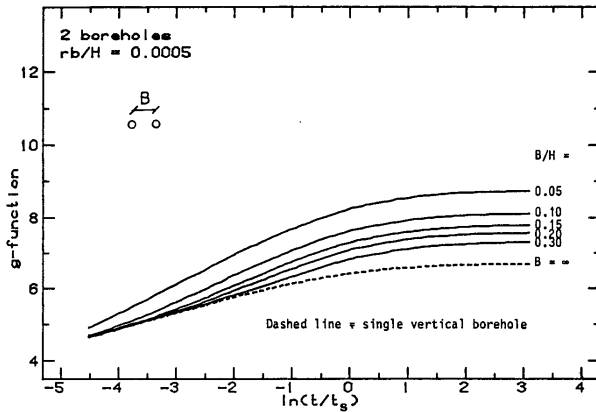


Abb. 9.5:
g-function für 2 Erdwärmesonden nach Eskilson (1987)

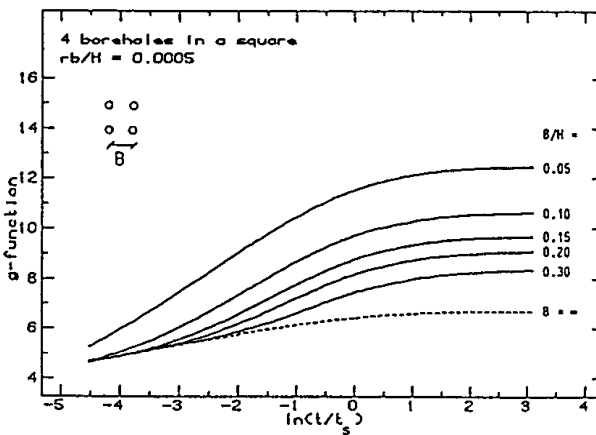


Abb. 9.6:
g-function für 4 Erdwärmesonden nach Eskilson (1987)

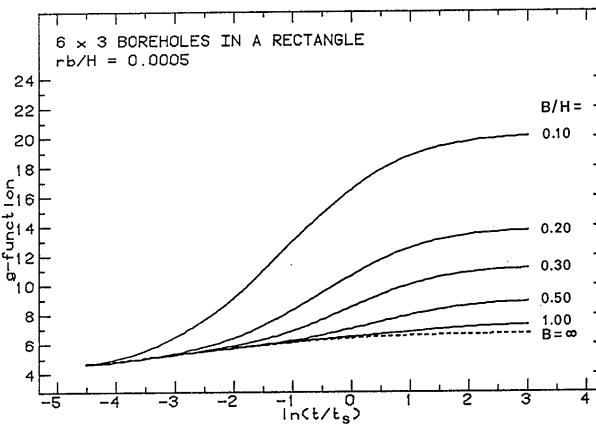


Abb. 9.7:
g-function für 18 Erdwärmesonden nach Eskilson (1987)

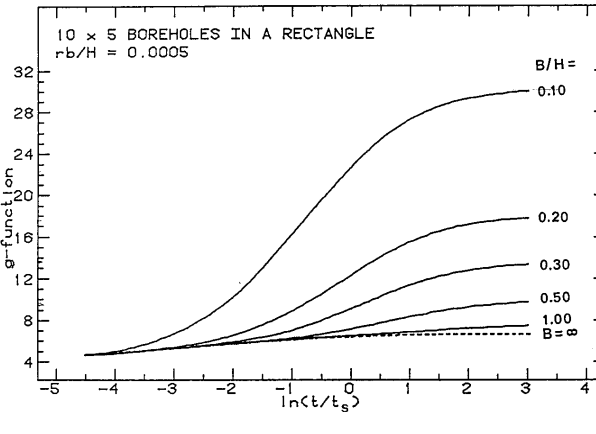


Abb. 9.8:
g-function für 50 Erdwärmesonden nach Eskilson (1987)

9.7 Modell für die Kühlung mit der Bodenheizung

9.7.1 Modelle und Ansätze

Ein stationärer Ansatz für die Berechnung der Kälteleistung einer Fussbodenheizung ist nur dann anwendbar, wenn nicht Momentanwerte, sondern Durchschnittswerte betrachtet werden. Aber gerade in der Vorprojektphase einer Planung sind oft nur diese Werte bekannt. Es wird mit einem solchen Ansatz die Frage beantwortet, welche Wärmelast im Tagesmittel über den Fussboden abgeführt werden kann und welche durchschnittlichen Oberflächentemperaturen am Fussboden dadurch entstehen, und ob daraus Kondensation oder schlechte Behaglichkeit im Raum entsteht. Wird mit einem solchen Modell Kondensatfreiheit und gute Behaglichkeit prognostiziert, so kann die gewählte Lösung in der Regel problemlos eingesetzt werden. Wird andererseits dies verneint, so ist eine vertiefte Abklärung mit einem dynamischen Ansatz notwendig. In diesem Sinne handelt es sich um eine „Worst-Case“-Analyse.

9.7.2 Fussbodenheizungsmodell der EMPA

Koschenz und Lehmann [2000] haben an der EMPA sowohl stationäre, als auch dynamische Modelle für die Berechnung von thermoaktiven Bauteilen (tabs) aufgestellt. Ihr stationäres Modell soll hier für den Einsatz einer Fussbodenheizung angepasst werden.

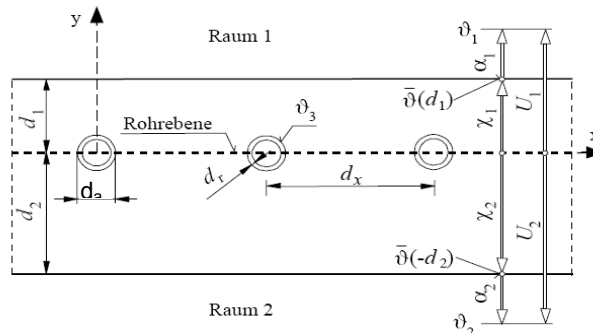


Abb. 9.9 Aufbau einer Fussbodenheizung (Koschenz, Lehmann [2000])

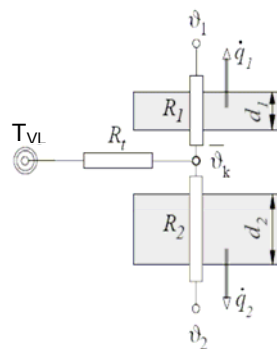


Abb. 9.10 Knotenmodell mit Kerntemperatur auf der Rohrebene und thermischem Widerstand zwischen der Vorlauftemperatur T_{VL} und der Kerntemperatur ϑ_k (Koschenz, Lehmann [2000])

Die wichtigste Unbekannte ist in diesem Modell der Gesamtwiderstand R_t zwischen der Vorlauftemperatur T_{VL} und der Kerntemperatur ϑ_k . Ist diese bekannt, so kann zusammen mit dem Widerstand R_1 zwischen der Kerntemperatur und dem Raum 1 und dem Widerstand R_2 zwischen der Kerntemperatur und dem Raum 2 aus der Vorlauftemperatur der Heizung und der Raumtemperatur die Wärmeleistung bzw. die Kühlleistung des Fussbodens berechnet werden. Korschenz und Lehmann haben den Gesamtwiderstand R_t berechnet als:

$$R_t = \frac{A_b}{2 \cdot \dot{m}_b \cdot n \cdot c_{p_w}} + \frac{d_x^{0.13} \cdot \left(\frac{d_i \cdot d_x}{\dot{m}_b}\right)^{0.87}}{8 \cdot \pi} + d_x \cdot \frac{\ln\left[\frac{d_a}{d_i}\right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_R} + \frac{d_x \cdot \ln\left[\frac{d_x}{\pi \cdot d_a}\right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_b} \tag{Gl. 9.41}$$

Darin sind die folgenden Symbole enthalten:

- A_b [m²] Belegbare Fläche für die Fussbodenheizung
- n [-] Anzahl Ringe der Fussbodenheizung
- \dot{m}_b [kg/s] Wasserdurchsatz der Fussbodenheizung pro Ring
- c_{p_w} [J/kgK] spez. Wärmekapazität des Wassers in der Fussbodenheizung
- d_x [m] Verlegeabstand der Fussbodenheizung
- d_i [m] Innendurchmesser der Fussbodenheizungsrohre
- d_a [m] Aussendurchmesser der Fussbodenheizungsrohre
- λ_R [W/mK] Wärmeleitfähigkeit der Heizungsrohre
- λ_b [W/mK] Wärmeleitfähigkeit des Fussbodens (ohne Deckschicht)

Der Wasserdurchsatz wird so gewählt, dass der Druckabfall in der Fussbodenheizung 10kPa nicht übersteigt.

Der Widerstand R_1 setzt sich aus dem Widerstand des Fussbodens vom Ort der Kerntemperatur bis zur unbedeckten Oberfläche plus dem Oberflächenwiderstand R_{bb} zusammen:

$$R_1 = \frac{d_i}{\lambda_b} + R_{bb} \tag{Gl. 9.42}$$

Bodenbeläge	R_{bb} -Wert	
Klinkerplatten 10mm	0.015	m ² K/W
PVC-Beläge 2.5mm	0.015	m ² K/W
Plättli	0.015	m ² K/W
Travertin 30mm	0.02	m ² K/W
Schiefer 30mm	0.02	m ² K/W
Novilon 2.5mm	0.02	m ² K/W
Novilon 3.2mm	0.025	m ² K/W
Mosaikparkett Eiche	0.045	m ² K/W
Platten, teilweise mit Teppich	0.045	m ² K/W
Fertigparkett	0.07	m ² K/W
Nadelfilz	0.09	m ² K/W
Mittlerer Teppich	0.13	m ² K/W
Dicker Teppich	0.175	m ² K/W

Abb. 9.11 Rechenwerte für die Widerstandswerte verschiedener Bodenbeläge

Da Fussbodenheizungen in der Regel unten eine Trittschall-Dämmung aufweisen liegt der Repräsentative Ort der Kerntemperatur nicht auf der Ebene der Heizungsrohre, sondern zwischen den Heizungsrohren und der Oberfläche. Im vorliegenden Modell wurde der Abstand d_1 in der Hälfte der Ueberdeckung des Zementüberzugs angesetzt, was in der Regel ca. bei 0.03 m ist. λ_b wurde der Wert eines durchschnittlichen Zementüberzugs eingesetzt, der mit 1.4 W/mK abgeschätzt werden kann.

Der Widerstand R_2 setzt sich aus dem Widerstand des Fussbodens vom Ort der Kerntemperatur bis zur Trittschallisolation plus dem Widerstand der Trittschallisolation zusammen:

$$R_2 = \frac{d_1}{\lambda_b} + \frac{d_2}{\lambda_d} \quad \text{Gl. 9.44}$$

Als Rechenwerte wurde wiederum d_1 mit 0.03 m angenommen, und d_2 mit 0.04 m für die Trittschall-Isolation.

Für die Kühlleistungsberechnung wurde die Raumtemperatur ϑ_2 des Raums 2 unter der Fussbodenheizung auf 26°C konstant gesetzt. Die Raumtemperatur ϑ_1 Raums 1 wurde für die Berechnung der Kühlkurven zwischen 22°C und 30°C variiert. Damit lassen sich nun die Kühlkurven einer Fussbodenheizung in Funktion des Verlegabstandes d_x , Bodenbelegung, der Vorlauftemperatur T_{VL} und der Raumtemperatur ϑ_1 berechnen. Auch die Oberflächentemperatur lässt sich daraus berechnen mit:

$$T_{\text{Oberfläche}} = \vartheta_1 + \frac{\dot{q}_b}{\alpha_o}$$

Nachfolgend ist ein Beispiel von Kühlkurven einer Fussbodenheizung 16/12mm mit 20cm Verlegeabstand mit Fertigparkett-Belegung dargestellt:

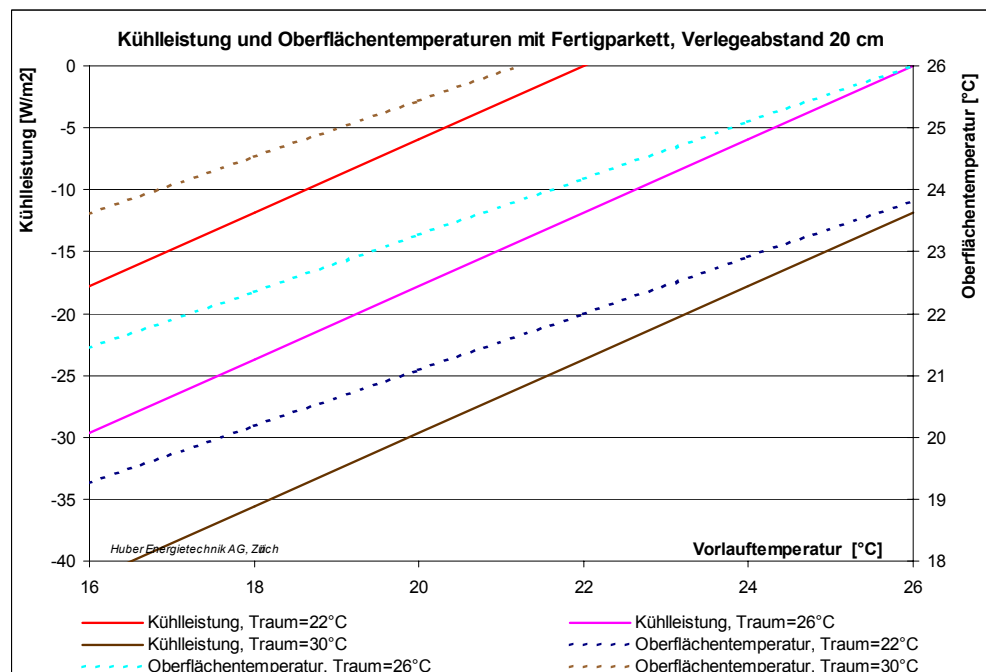


Abb. 9.12 Beispiel von Kühlkurven, mit dem stationären Modell von Koschenz & Lehmann [2000] berechnet. Parkett, $d_x = 20\text{cm}$, $\alpha_o = 6.5 \text{ W/m}^2\text{K}$

Im nachfolgenden Beispiel ist eine Fussbodenheizung 16/12mm mit 10cm Verleageabstand mit Fertigparkett-Belegung dargestellt:

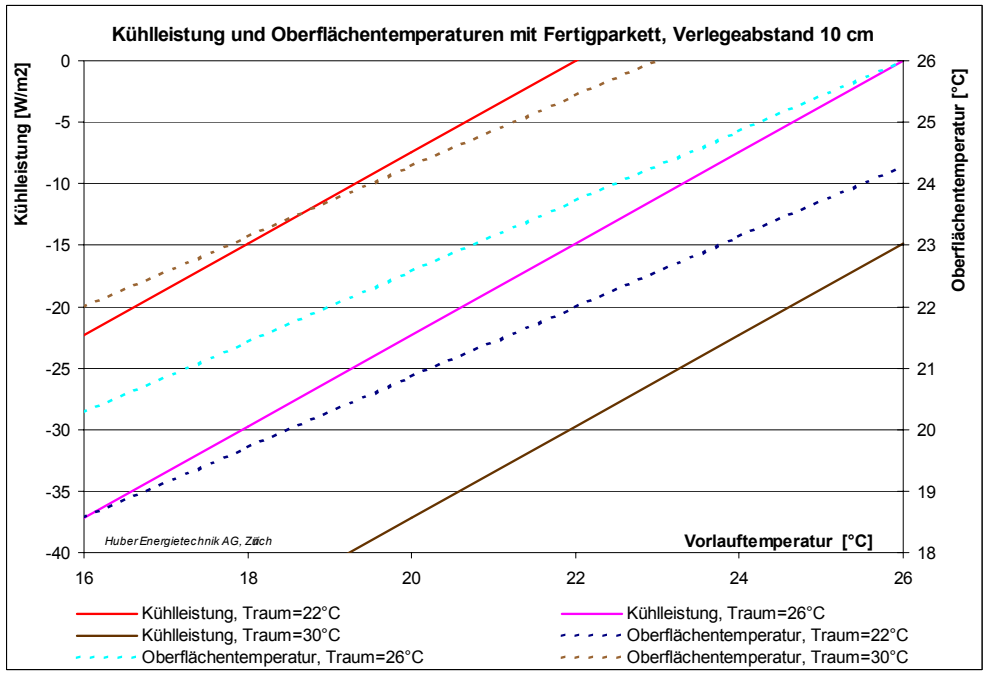


Abb. 9.13 Beispiel von Kühlkurven, mit dem stationären Modell von Koschenz & Lehmann [2000] berechnet. Parkett, $d_x = 20\text{cm}$, $\alpha_o = 6.5 \text{ W/m}^2\text{K}$

Im nachfolgenden Beispiel ist eine Fussbodenheizung 16/12mm mit 20cm Verleageabstand mit Plattenbelag dargestellt:

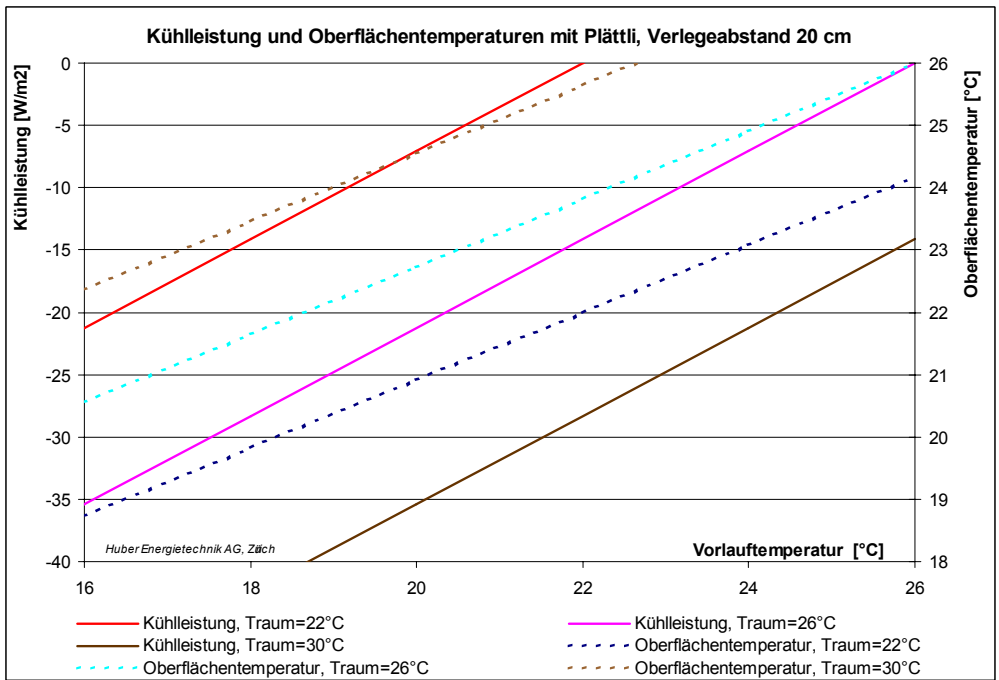


Abb. 9.14 Beispiel von Kühlkurven, mit dem stationären Modell von Koschenz & Lehmann [2000] berechnet. Plättli, $d_x = 20\text{cm}$, $\alpha_o = 6.5 \text{ W/m}^2\text{K}$

9.8 Simulationstools

9.8.1 Übersicht

Problem	Programm-Name	Kurzbeschreibung	Bezugsquelle
Wetter- und Klimadatenätze zur Sonnenenergienutzung	Meteonorm	Berechnung der Sonnen-Strahlung und Temperaturen für beliebige Standorte in der Schweiz und ausgewählte Standorte in Europa	Meteotest Fabrikstrasse 14, 3012 Bern Tel: 031 307 26 26, Fax: 031 30726 10
Heizenergiebedarf nach SIA 380/1	ENTECH 380/1	Berechnung des Heizenergiebedarfs für eine Baubewilligung nach SIA 380/1 mit Excel	Huber Energietechnik AG Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 044 422 79 78, Fax: 044 422 79 53 http://www.hetag.ch/
Dimensionierung der Erdwärmesondenpumpen	EWSDRUCK	Druckabfallberechnung im Erdwärmesonden-Kreislauf. Auslegung Sondenpumpe.	Download von http://www.hetag.ch/
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EWS	Berechnung der Vor- und Rücklauftemperaturen sowie der Leistungen von Erdwärmesonden Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern	Huber Energietechnik AG Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 044 422 79 78, Fax: 044 422 79 53 http://www.hetag.ch/
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EED	Berechnung der Rücklauftemperaturen von Erdwärmesonden und Erdwärmesondenfeldern	Prof. Dr. Knoblich & Partner GmbH Virchowstrasse 4, D-35578 Wetzlar
Wärme- und Kältenutzung von Grundwasser	GED	Berechnungsprogramm für Grundwassernutzung für Heiz- und Kühlanwendungen	Colenco Power Engineering AG Täferstrasse 26, 5405 Dättwil Tel: 056 483 12 12, Fax: : 056 483 12 55
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 AG, Zürich Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 044 422 79 78, Fax: 044 422 79 53 http://www.hetag.ch/
Expansionsventile und Kühlräume	DANVEN	Dimensionierung von Expansionsventilen und Leistungsbedarfsberechnung von Kühlräumen	Download von www.wernerker.ch
Kältemittel	Coolpack	Auslegung von Kältekreisläufen	Technical University of Denmark Download von www.et.dtu.dk/coolpack

9.8.2 PC-Programme zur Sondendimensionierung

Programm SwEWS

Für die korrekte Berechnung des thermischen Verhaltens von Erdwärmesonden und Sondenfeldern sind die Stoffeigenschaften (Wärmeleitfähigkeit λ_{Erde} , Wärmekapazität $c_{p, \text{Erde}}$, Dichte ρ_{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:

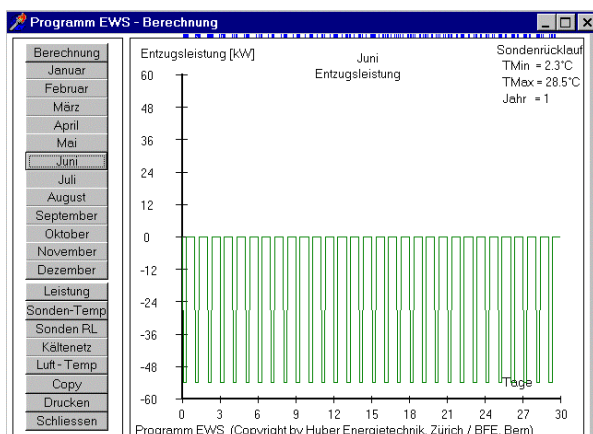


Bild 9.1: Das Programm EWS (Huber, 2007) erzeugt auf der Basis der monatlichen Entzugsenergie und der installierten Leistung ein Lastprofil, woraus dann die Quellentemperaturen berechnet werden können.

Das Programm EWS (Huber und Schuler, 1997 / Huber und Pahud, 1999b) 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 unter <http://www.hetag.ch> zu finden.

Programm EWSDRUCK

Das Programm EWSDRUCK (Huber, Ochs, 2007) ist ein einfaches Excel-Blatt, das im Auftrag des Bundesamtes für Energie entwickelt wurde. Es kann heruntergeladen werden von <http://www.hetag.ch>.

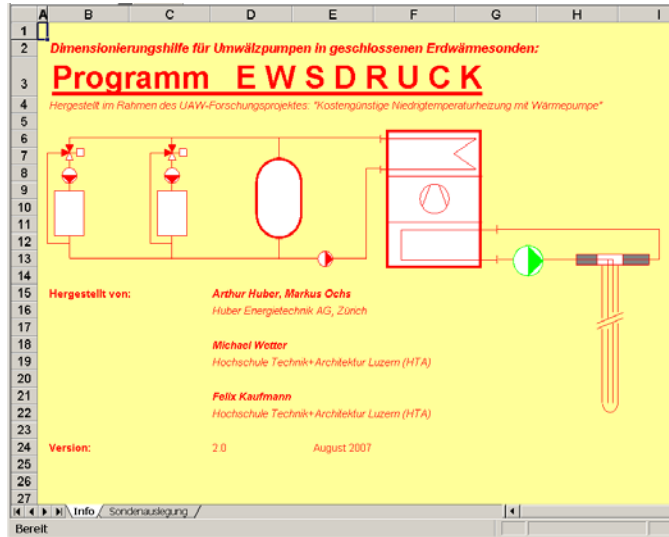


Bild 9.2 Programm EWSDRUCK zur Optimierung der Sondenpumpe.

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.

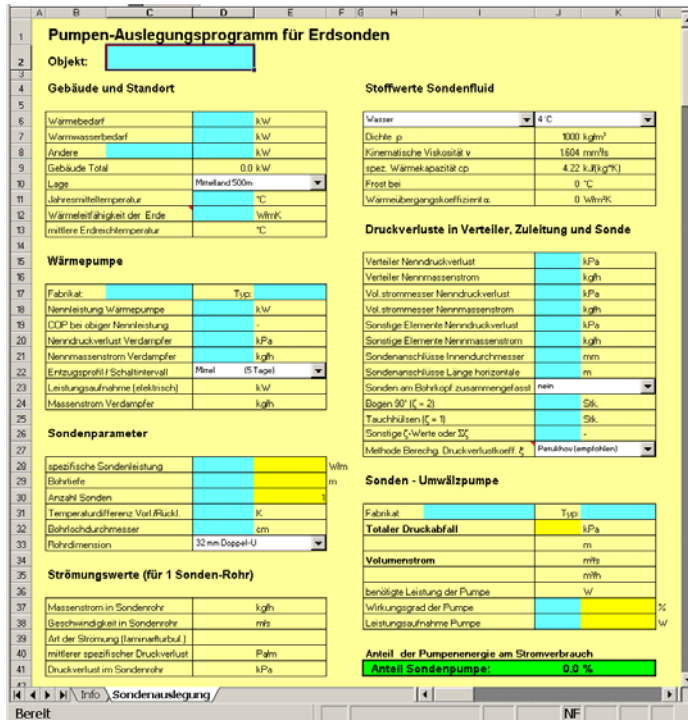


Bild 9.3 Eingabeblatt des Programms EWSDRUCK.