

Abbildung 9: Ein- Ausschaltzustände

Abbildung 9 zeigt das Schaltverhalten (Ein/Aus) der Wärmepumpen für einen beispielhaften Tag (16.12.2012). Wie zu erkennen wurden immer alle drei Wärmepumpen parallel in Betrieb genommen und nach Erreichen der Sollheizwassertemperatur auch gleichzeitig wieder abgeschaltet. Eine stufenlose Anpassung der Wärmeenergie an den jeweiligen Bedarf (stufenlose Regelung) ist bei diesem Schaltverhalten jedenfalls nicht gegeben. Nach eingehender Diskussion des Anlagenverhaltens mit dem WP-Lieferanten konnte dieses Problem insofern eingegrenzt werden, als festgestellt wurde, dass die für die Maschinenfreigabe eingesetzte Regelung unzureichend parametrisiert war (zu rasche Reaktion des Systems bei Abweichungen vom Sollwert der Heizmitteltemperatur).

Im Zusammenhang mit dem häufigen Takten konnte eine weitere Besonderheit des Systems aufgezeigt werden. Die Verdichter der eingesetzten Wärmepumpen sind drehzahlgeregelte Turboverdichter. Die Druckerhöhung in einem Turboverdichter ist in erster Näherung von der Drehzahl des Verdichters abhängig. Bei einem gegebenen notwendigen Temperaturhub der Wärmepumpe ergibt sich (entsprechend der thermodynamischen Eigenschaften des verwendeten Kältemittels) eine notwendige Druckerhöhung durch den Kältemittelverdichter. Bei annähernd gleichem Temperaturhub ist damit auch die notwendige Druckerhöhung praktisch konstant, was in weiterer Folge dazu führt, dass auch die Verdichterdrehzahl (zur Erreichung dieser Druckerhöhung) nahezu konstant gehalten werden muss. Damit ergibt sich eine deutliche Einschränkung des Bereiches der möglichen stufenlosen Leistungsregelung. Wie die Datenanalyse gezeigt hat, sind die Verdichter bei den hier vorliegenden Betriebsbedingungen (Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur) nur bis zu einer Teillaststufe von ca. 53% betreibbar. Dies bedeutet, dass ausgehend von einer Maschinennennleistung von 739 kW bei zwei Verdichtern je Wärmepumpe auch bei

Realisierung einer optimalen Regelstrategie prinzipiell eine stufenlose Regelung nur bis zu einer minimalen Heizleistung von $739/2 * 0,53 = 196 \text{ kW}$ möglich ist. Bei einem Heizleistungsbedarf unter diesem Wert ist ein Taktbetrieb der Wärmepumpenanlage prinzipiell nicht zu vermeiden.

Da die minimale Leistung eines Verdichters größere als 50% seiner Nennleistung ist, ergibt sich auch ein instabiler Betriebszustand (Taktbetrieb) immer dann, wenn der Heizleistungsbedarf geringfügig höher ist, als die Nennleistung eines Verdichters. Dabei kommt es dazu, dass der zweite Verdichter gestartet wird (ein Verdichter reicht zur Leistungsabdeckung nicht aus). Die beiden in Betrieb befindlichen Verdichter müssten dann aber bis knapp über 50% Nennlast heruntergeregelt werden. Da die minimale Leistung für die Verdichter bei ca. 53% liegt, ergibt sich bei Betrieb von zwei Verdichtern nun eine Überkapazität und ein Verdichter muss wieder abgeschaltet werden.

Auf Grund dieser vorliegenden Einsatzgrenzen der Wärmepumpen ergibt sich die paradoxe Situation, dass eine stufenlose Regelbarkeit nicht über den gesamten Leistungsbereich der Anlage gegeben ist. Wegen der sich nicht überlappenden Regelbereiche der Einzelverdichter (Mindestleistung größer 50%) kommt es auch bei einem Leistungsbedarf der größer ist als die Mindestleistung eines Verdichters fallweise zu unvermeidlichen instabilen Betriebszuständen (Takten). Der zulässige Einsatzbereich (Regelbereich) hätte bei der Auswahl der Wärmepumpenaggregate genauer beachtet werden sollen, um einen stufenlosen Betrieb über einen möglichst weiten Leistungsbereich zu erhalten. Der Taktbetrieb verursacht einerseits An- und Abfahrverluste und verschlechtert damit die Anlageneffizienz, andererseits wirken sich vermehrte Startvorgänge negativ auf die Anlagenlebensdauer (insbesondere Lebensdauer der Verdichter) aus.

3.2.2.2 Regelung:

Wie die Analyse der Daten zeigte, wurde die Anlage bei einer konstanten Soll-Vorlauftemperatur betrieben. Diese lag bei ca. $43 - 45^\circ\text{C}$ (vgl. dazu Abbildung 7, Abbildung 8). Da im gesamten Gebäude ein Niedertemperatursystem für die Wärmeabgabe realisiert ist, ist diese Regelstrategie für einen effizienzoptimierten Betrieb nicht zielführend. Die Effizienz einer Wärmepumpe ist wesentlich abhängig vom Temperaturhub. Bei steigender Heizmittelvorlauftemperatur sinkt die Effizienz einer Wärmepumpe deutlich. Eine hohe Heizmitteltemperatur (Auslegungstemperatur des Systems ist 43°C) ist nur im Auslegungsbetriebspunkt (Normaußentemperatur Wels: -16°C) erforderlich. Bei höheren Außentemperaturen kann die Heizmittelvorlauftemperatur entsprechend abgesenkt werden.

Eine derartige außentemperaturabhängige Vorlauftemperaturregelung war im Regelsystem nicht implementiert.

3.2.2.3 Anlageneffizienz:

In Abbildung 10 sind Daten der Anlageneffizienz vom Beginn der Heizsaison (Herbst 2012) bis Feb. 2013 dargestellt. Aufgezeichnet sind die Leistungszahl der Wärmepumpenanlage (COP = Verhältnis von Wärmelieferung zu Antriebsleistung) jeweils als 6-Stundenmittelwert

(grüne Ringe), sowie die kumulierte Arbeitszahl (grüne Linie, SCOP = Verhältnis der ab 12.09.2012 gelieferten Wärmeenergie zur ab 12.09.2012 aufgenommenen Antriebsenergie).

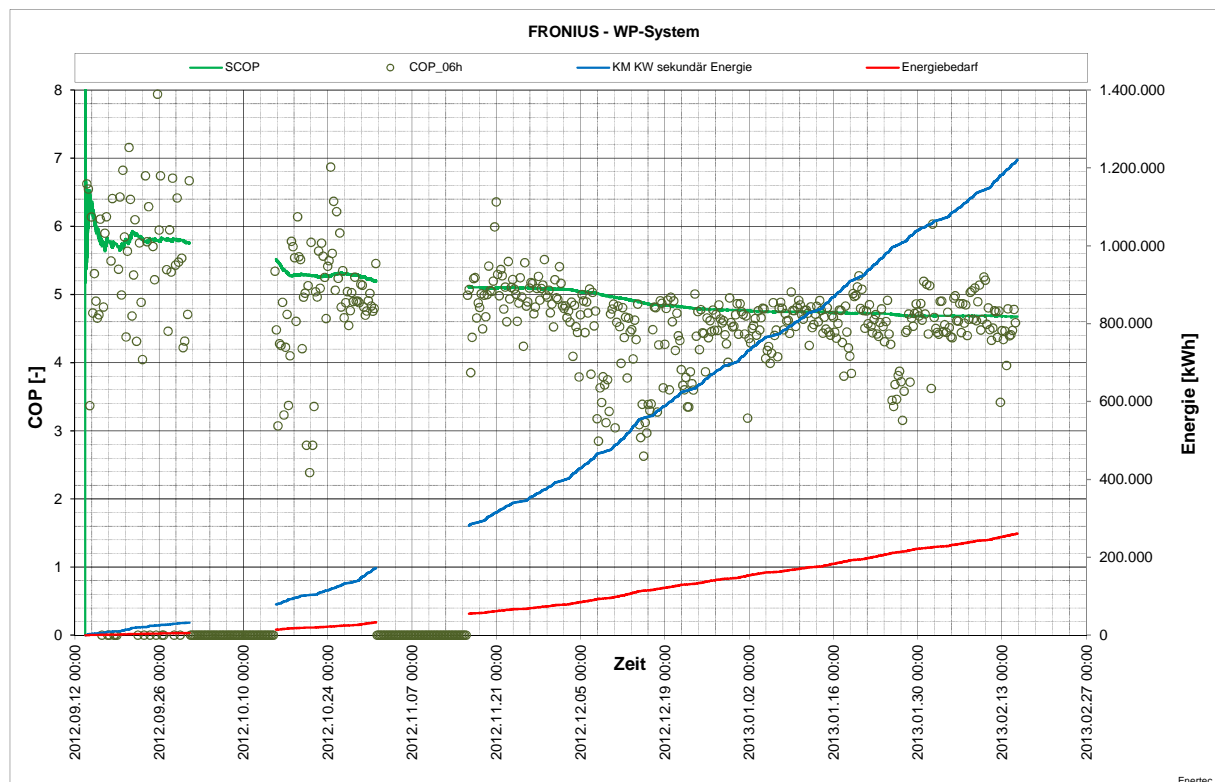


Abbildung 10: Anlageneffizienz

In der Darstellung sind zwei Zeitbereiche erkennbar in denen es zu einer längeren Störung der Datenaufzeichnung gekommen ist. Weiters ist deutlich ablesbar, dass die Anlageneffizienz im Laufe der Heizperiode kontinuierlich absinkt. Zu Beginn der Heizsaison (September) wurden Leistungszahlen im Bereich von ca. 5,8 erreicht. Zum Jahreswechsel 2013 sank die Leistungszahl auf ca. 4,5. Dieser Wert war in weiterer Folge (bis Feb. 2013) nahezu stabil. Die starke Streuung der ermittelten COP-Werte resultiert aus der relativ groben Anzeigaauflösung der eingesetzten Leistungs- bzw. Energiezähler. Diese grobe Messwertauflösung wirkt sich zwar ungünstig bei der Interpretation kürzerer Zeitintervalle (insbesondere bei geringer Heizleistung) aus, die Genauigkeit bzw. Messunsicherheit der Energiemengen selbst über längere Zeitintervalle (insbesondere die Jahresenergiemengen) werden dadurch jedoch nicht negativ beeinflusst.

Bei der Interpretation dieses Verlaufes ist zu beachten, dass durch die Heizungsregelung (wie bereits vorstehend beschreiben) eine konstante Heizmittelvorlauftemperatur vorgegeben war. Der Verlauf der Anlageneffizienz (stetiges Sinken des COP im Laufe der Heizperiode) lässt sich damit eindeutig auf die fortschreitende Entladung des Sondenfeldes (sinkende Wärmequellentemperatur) zurückführen.

Aus dem Verlauf der Arbeitszahl war abzulesen, dass unter den damals vorliegenden Randbedingungen das Ziel einer Jahresarbeitszahl von größer als 5,0 nicht erreichbar ist.

3.2.3 Optimierungsmaßnahmen

Auf Grund der Datenanalyse konnten folgende wichtige Optimierungsansätze definiert werden:

- Änderung der Wärmepumpenregelung zur Verringerung der Takthäufigkeit
- Implementierung und geeignete Parametrierung einer gleitenden Vorlauftemperaturregelung

a) Änderung der Wärmepumpenregelung zur Verringerung der Takthäufigkeit

Wie bereits in Kap. 3.2.2 ausgeführt, ist auf Grund der gewählten bzw. geplanten Anlagenkonfiguration (Leistungsaufteilung, Anzahl der Wärmepumpen) und der Einsatzgrenzen der Turboverdichter der Wärmepumpen (minimal zulässige Leistung) ein Taktbetrieb generell nicht zu vermeiden. Um An-Abfahrverluste zu minimieren ist die Takthäufigkeit möglichst zu reduzieren. Insbesondere war zu vermeiden, dass mehrere Verdichter (unnötigerweise) kurzzeitig gestartet werden. Mit einer Änderung der Regelparameter der Wärmepumpenregelung konnte das Taktverhalten der Anlage wesentlich verbessert werden. Abbildung 11 zeigt beispielhaft den Verlauf von Anlagendaten nach der erfolgten Regleroptimierung. Im Vergleich zu den Anlagenzuständen vor der Optimierung (vgl. Abbildung 7, Abbildung 8) ergeben sich damit wesentlich geringere Leistungsschwankungen. Zurückzuführen ist dies auf die nun wesentlich reduzierte Schalthäufigkeit der Verdichter in den Wärmepumpen.

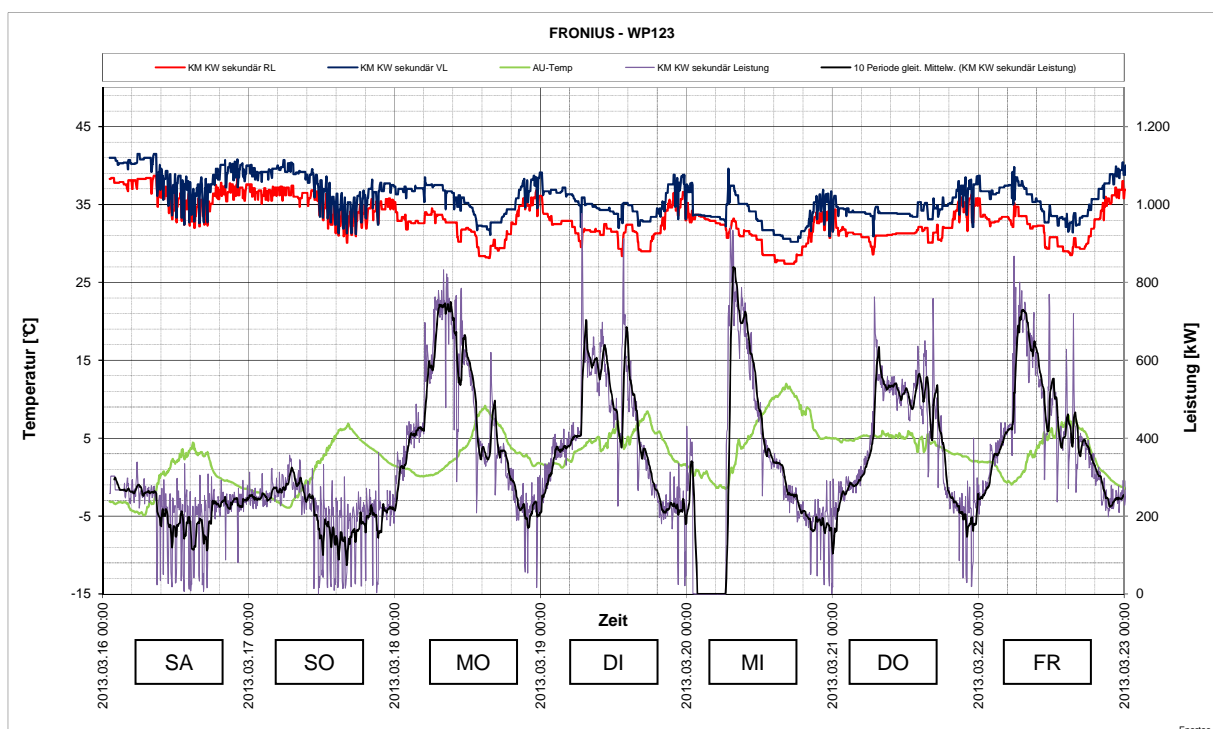


Abbildung 11: Verlauf der WP-Anlagenheizleistung (gesamt, nach Regleroptimierung)

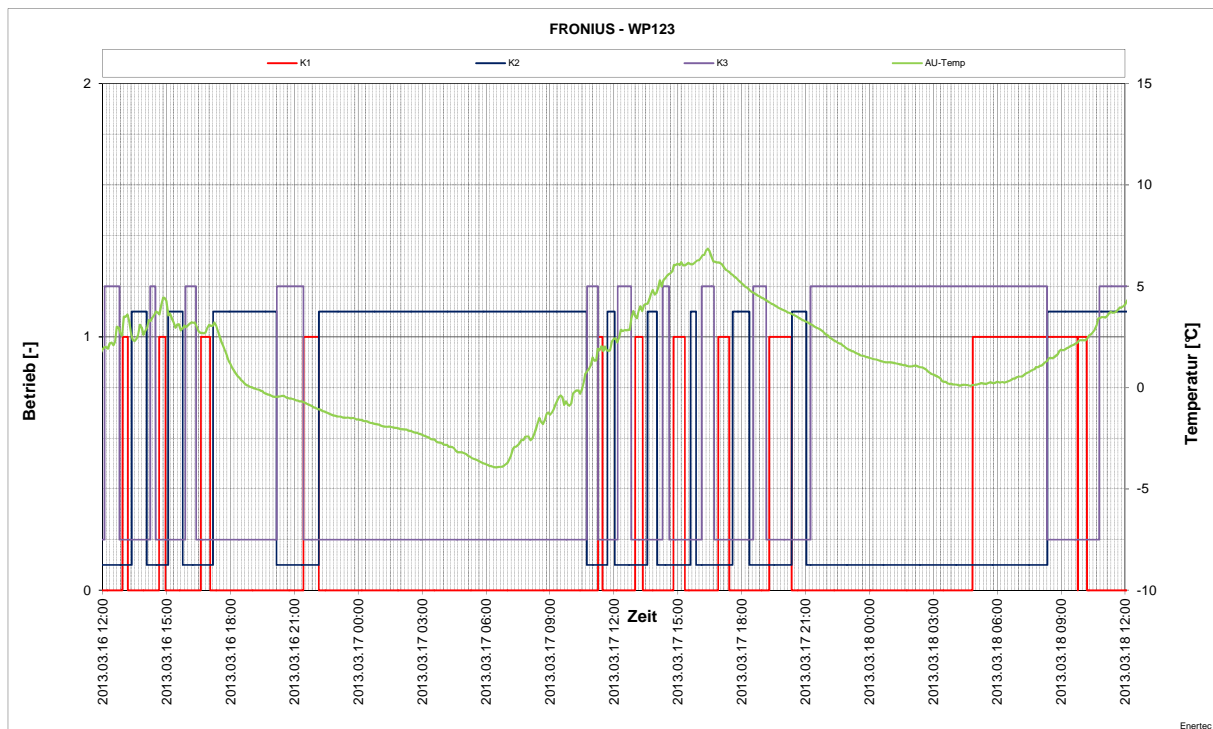


Abbildung 12: Ein- Ausschaltzustände (nach Regleroptimierung)

Wie eine Analyse der Schaltzustände zeigt (Abbildung 12) konnte damit erreicht werden, dass bei einer Leistungsanforderung im Schwachlastbetrieb jedenfalls nur eine Wärmepumpe in Betrieb genommen wird. Bei ausreichend großem Leistungsbedarf (über Mindestleistung) wird auch nur eine der Wärmepumpen über längere Zeiträume in Betrieb gehalten. Damit konnte eine deutliche Reduzierung der Schalzhäufigkeit erreicht werden. Aus dem Verlauf der Schaltzustände ist jedoch auch deutlich erkennbar, dass ab einem Heizleistungsbedarf kleiner ca. 200 kW ein Taktbetrieb weiterhin nicht vermeidbar ist. In der betriebsfreien Zeit (Wochenende) wird die Heizungsanlage im Absenkbetrieb betrieben. In diesen Zeiträumen wird sinkt der Heizleistungsbedarf ab Außentemperaturen von ca. $>0^{\circ}\text{C}$ unter 200 kW. Dies führt dazu, dass bei Absenkbetrieb (an Wochenenden) bei Außentemperaturen über ca. 0°C generell ein Takten der Anlage unvermeidlich ist. Bei Normalheizbetrieb wird diese Mindestheizleistung ab Außentemperaturen von ca. $<10^{\circ}\text{C}$ überschritten.

b) Vorlauftemperaturregelung

Zur Steigerung der Anlageneffizienz wurde eine außentemperaturabhängige Vorlauftemperaturanpassung implementiert. Diese Maßnahme wurde am 18.02.2013 programmtechnisch umgesetzt. In weiterer Folge wurde diese Heizkurve vom Anlagenbetreiber nach und nach abgesenkt. Die Auswirkungen dieser Maßnahme sind in

Abbildung 13 eindrucksvoll zu sehen. Aufgetragen in dieser Abb. sind die Daten über die gesamte Heizperiode 2012/2013.

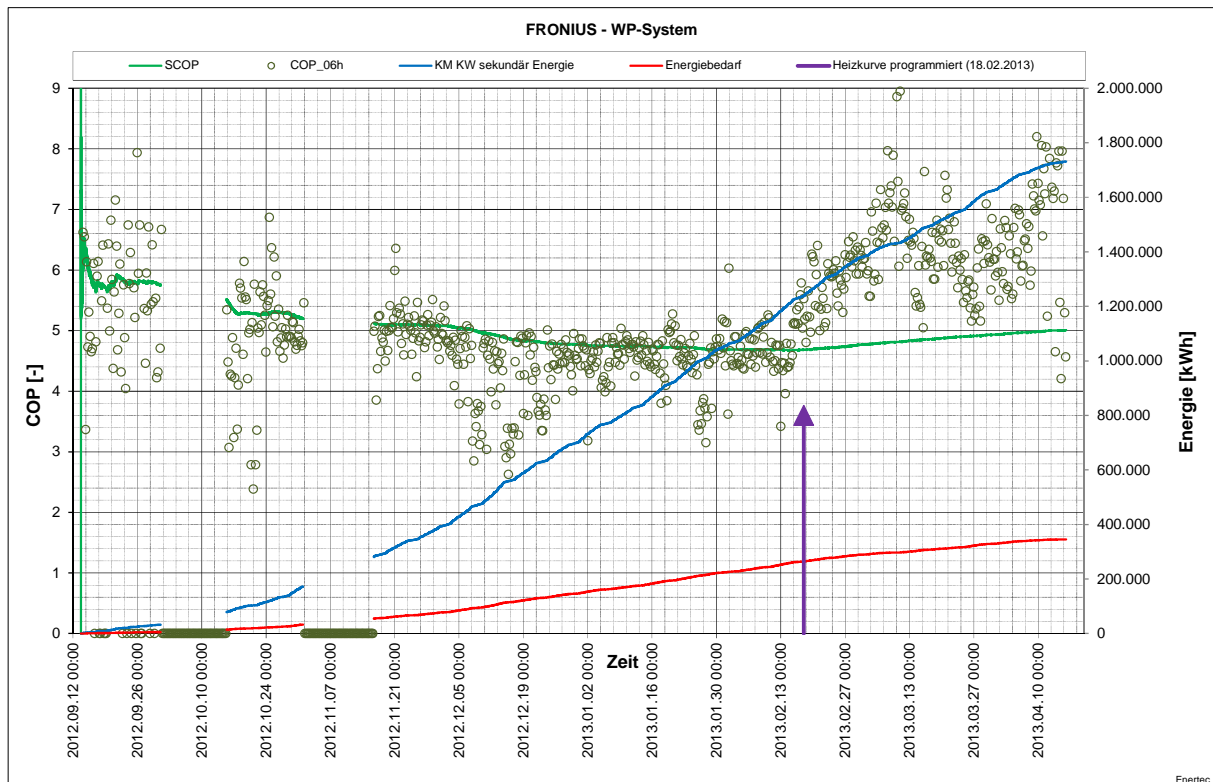


Abbildung 13: Anlageneffizienz

Nach der erfolgten Umstellung der Vorlauftemperaturvorgabe konnte eine deutliche Steigerung der Anlageneffizienz erreicht werden. Wie in Abbildung 13 zu erkennen stieg die Leistungszahl von ca. 4,5 auf im Mittel ca. 6,5. Dies stellt eine Verbesserung von über 40% dar. Umgekehrt bedeutet dies, dass der Antriebsenergiebedarf für die Wärmepumpen gegenüber der ursprünglichen Betriebsweise um ca. 40% reduziert ist.

Auf Grund dieser Ergebnisse ist zu erwarten, dass mit dem installierten Wärmepumpensystem eine **Jahresarbeitszahl im Bereich von ca. 6,0** erreichbar ist.

In Abbildung 14 sind die ermittelten Leistungen und Effizienzwerte der Heizperiode 2012/2013 über der Außentemperatur aufgetragen. Dabei ist deutlich die Abhängigkeit des Heizleistungsbedarfs von der Außentemperatur erkennbar. In der Darstellung wurden Werte für den Tageszeitraum 06:00 bis 18:00 (typische Arbeitszeit) und für den Zeitraum 18:00 bis 06:00 unterschiedlich markiert.

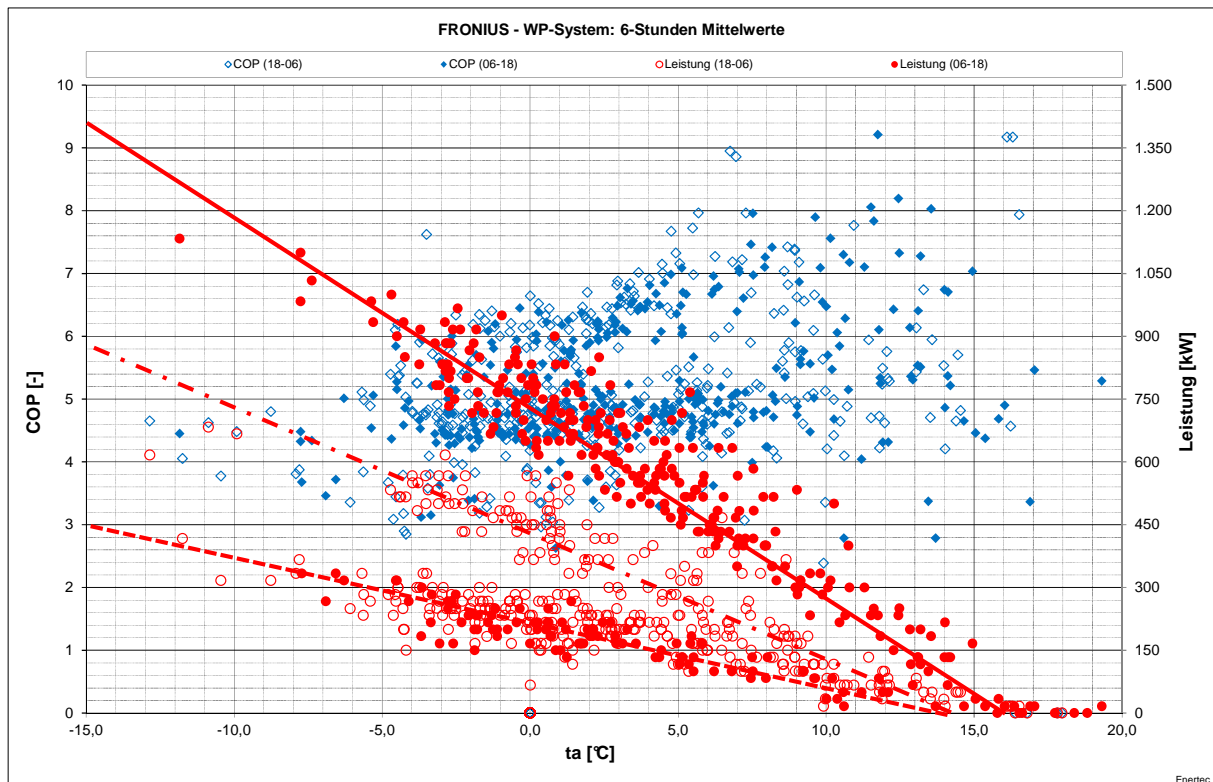


Abbildung 14: Anlageneffizienz (Heizperiode 2012/2013)

Aus den Daten für die Heizleistung lassen sich drei typische Abhängigkeitsverläufe erkennen. Der steilste Verlauf (obere ausgefüllte rote Kreise) stellt den Leistungsbedarf bei Normalbetrieb dar. Es ist ablesbar, dass ab einer Außentemperatur von ca. 16°C ein Heizleistungsbedarf gegeben ist. Mit sinkender Außentemperatur steigt der Heizleistungsbedarf auf ca. 1.400 kW (bei -15°C Außentemperatur). Der niedrigste Verlauf (strichlierte rote Linie) stellt den Heizleistungsbedarf bei Absenkbetrieb (Nachtstunden, Wochenenden) dar. Hier beginnt der Heizbedarf bei einer etwas niedrigeren Außentemperatur (ca. 14°C). Im Wesentlichen ist dies dadurch begründet, dass bei Absenkbetrieb die Lüftungsanlagen (bis auf wenige Ausnahmen) im Allgemeinen nicht in Betrieb sind. Zwischen diesen beiden Extremen ist ein weiterer Verlauf erkennbar. Dieser ergibt sich für Betriebsfälle bei denen zwar die statischen Heizflächen in Betrieb (Normalbetrieb), die Lüftungsanlagen jedoch ausgeschaltet sind. Dies ist dann der Fall, wenn bereits vor der eigentlichen Arbeitszeit die Heizung eingeschaltet wird (um bei Arbeitsbeginn die Raumtemperatur zu erhalten). Bei diesen Aufheizevorgängen vor Beginn der eigentlichen Arbeitszeit sind die Lüftungsanlagen jedoch nicht in Betrieb.

In Abbildung 15 und Abbildung 16 sind die gleichen Daten, aufgeteilt in den Zeitraum vor der Optimierung und nach Umsetzung der Optimierungsmaßnahme dargestellt. Damit lassen sich die Unterschiede der erreichbaren Leistungszahlen deutlicher darstellen.

Wegen der praktisch konstanten Heizwasservorlauftemperatur war in der ersten Betriebsperiode (Abbildung 15) auch die erreichbare Leistungszahl (COP) im Wesentlichen unabhängig von der Außentemperatur. Die etwas günstigeren Werte bei höheren

Außentemperaturen rühren vor allem daher, dass hier vor allem der Beginn der Heizperiode (Herbst 2012) abgebildet ist. In diesem Zeitraum lagen noch etwas höheren Wärmequellentemperaturen vor (hohes Temperaturniveau des Sondenfeldes nach dem Sommer).

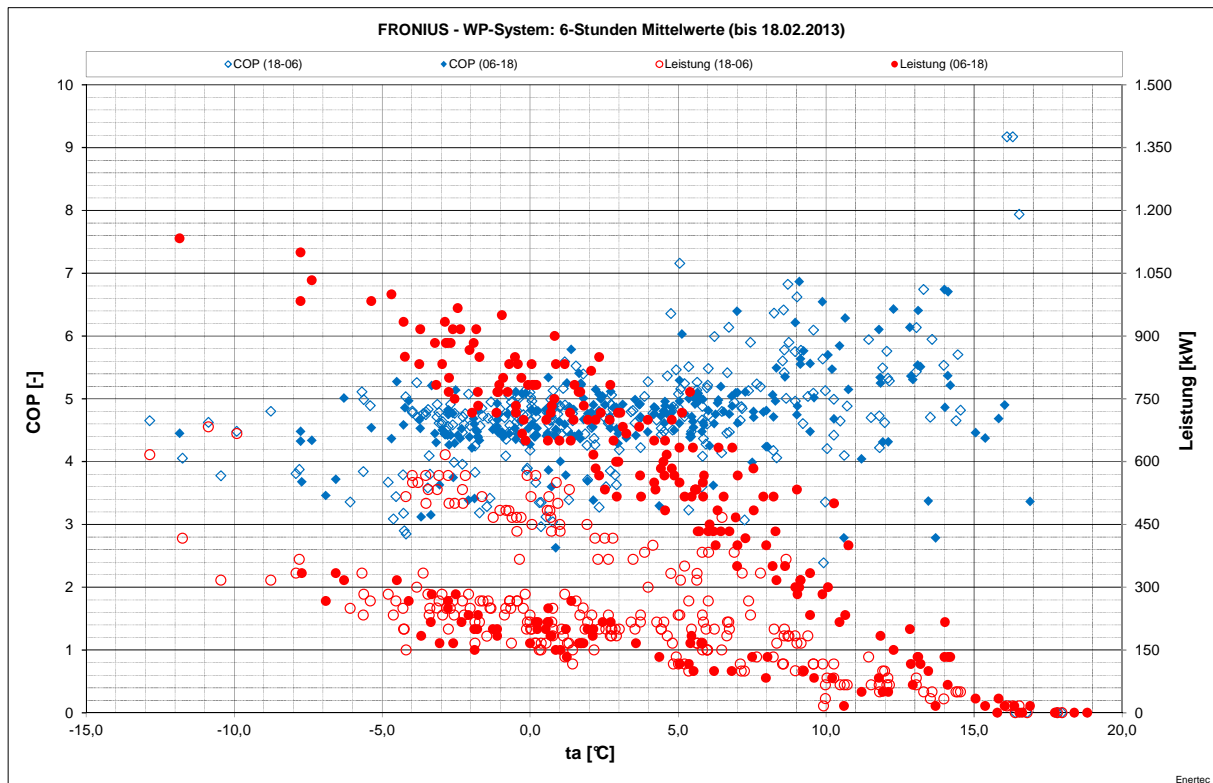


Abbildung 15: Anlageneffizienz (vor Optimierung)

Die Daten nach der Umsetzung der Optimierung (Abbildung 16) zeigen demgegenüber eine ausgeprägte Abhängigkeit der Leistungszahl (COP) von der Außentemperatur. Dies ergibt sich aus der nunmehr sinkenden Soll-Heizmitteltemperatur bei steigender Außentemperatur. Dadurch liegen die erreichten Leistungszahlen bei Außentemperaturen über -5°C generell über 5,0. Bei Außentemperaturen im Bereich 0° bis $+5^{\circ}\text{C}$ beträgt die Leistungszahlen im Durchschnitt ca. 6,3. Gerade in diesem Außentemperaturbereich liegen am Anlagenstandort typischerweise hohe Anlagenbetriebsstunden vor. Es ist damit im Jahresschnitt mit einer Jahresarbeitszahl von deutlich über 5,0 zu rechnen.

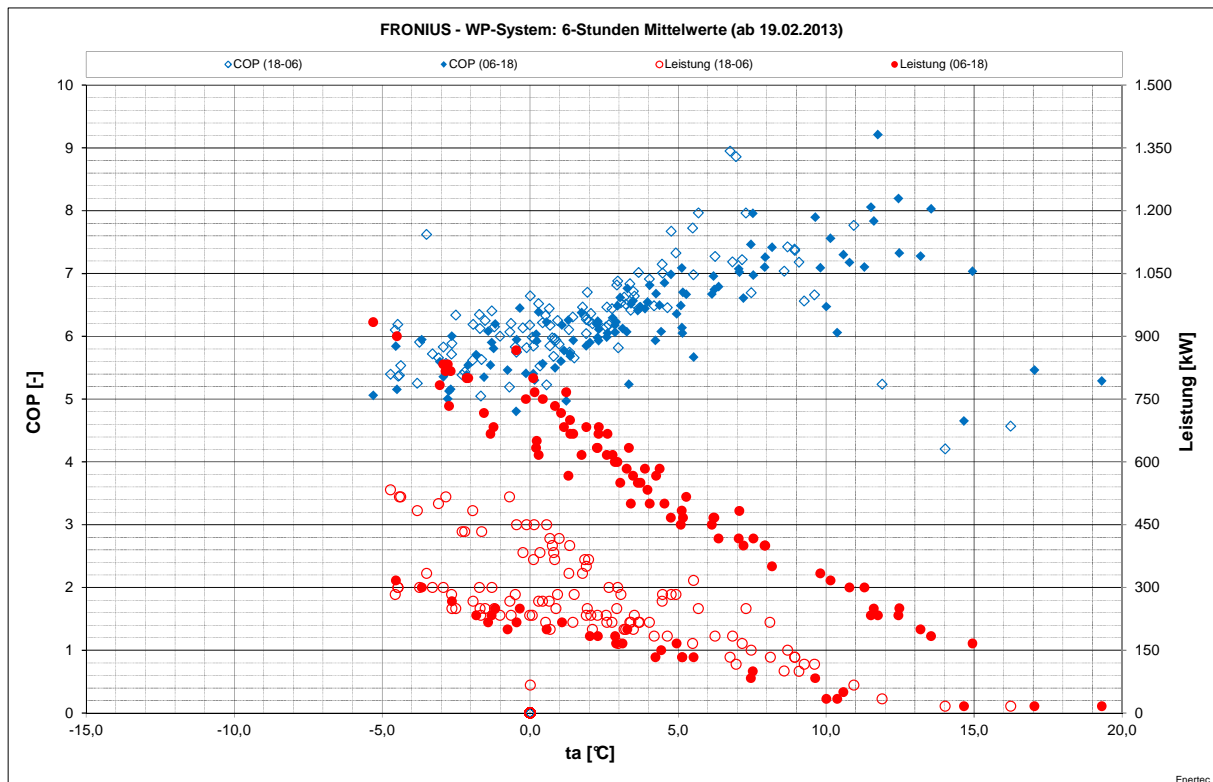


Abbildung 16: Anlageneffizienz (nach Optimierung)

3.3 Auswertung der Messergebnisse und Analyse der Kosten

3.3.1 Tiefenbohrfeld

Im Gegensatz zu Flachkollektoren kann bei einem Tiefenbohrfeld von einer höheren Speicherkapazität eines größeren Erdkörpers ausgegangen werden als bei vergleichbaren alternativ Systemen. Durch die Speicherung des sommerlichen Überschusses an Wärmeenergie wird die Temperatur des Erdreichs im Umfeld der Sonden erhöht. Ist dieser Energiespeicher ausreichend dimensioniert funktioniert dieser als saisonaler Wärmespeicher und kann im Winter als Wärmequelle dienen.

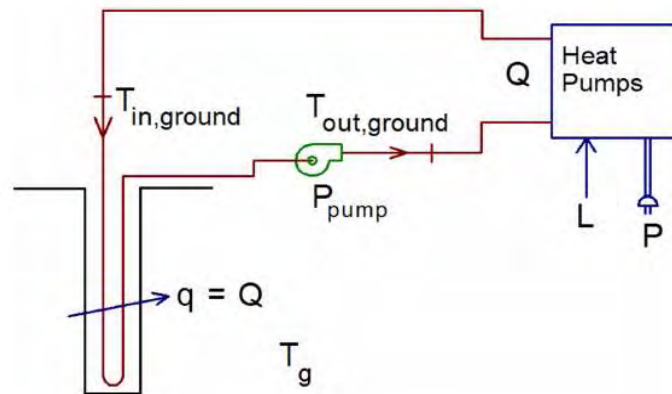


Abbildung 17: Schematische Darstellung eines Erdwärmetauschers in einem Tiefenbohrfeld [CLA10]

Die Literatur weist bereits einige Modelle für die Beschreibung des Wärmetransportmodells auf. Diese reichen von 3-dimensionalen FEM-Berechnungen bis zu 1-D analytischen Lösungen in [JAV10]. Für die Einbindung eines solchen Modells eines Tiefenbohrfelds in eine Gebäudesimulationsumgebung bieten sich naturgemäß eher einfacher, und somit Rechenzeit optimierte, Lösungen an. Im weiteren soll eine Kombination [CLA10] aus einer analytischen Lösung des 1-dimensionalen radialen Wärmetransports im Bohrloch und die Lösung einer endlich langen Linienwärmequelle in einem homogenen Medium vorgestellt werden. Der erste Schritt stellt somit die Modellierung und Validierung der Stufenantwort des Tiefenbohrfeldes dar. Als zweiter Schritt wird der Verlauf der mittleren Extraktionstemperatur des Fluides in dem Bohrfeldes innerhalb der Gebäudesimulationsumgebung durch eine Aggregation der Sequenz der auftretenden Lasten und den zugehörigen Gewichtungsfaktoren, welche direkt aus der Stufenantwort berechnet werden, simuliert.

3.3.2 Simulation der Stufenantwort

Input, Output und Formelzeichen:

a	Thermische Diffusivität in m^2/s
B	Abstand zw. Den Bohrlöchern in m
C	Thermische Kapazität in J/mK
D	Tiefe ab der das Bohrloch thermisch wirksam ist in m
H	Thermisch wirksame Bohrlochtiefe in m
λ	Wärmeleitfähigkeit in W/mK
q	Wärmeeintrag pro lfm Bohrloch in W/m
R	Thermischer Widerstand in mK/W

$\bar{R}(s)$	Thermischer Widerstand in mK/W (Laplace Domäne)
r	Radius in m
ρ	Dichte in kg/m ³
s	Laplace Transformationsvariable
T	Temperatur in °C
\bar{T}	Mittlere Temperatur in °C
$\bar{T}(s)$	Laplace Transformation von T in K
t	Zeit in s
z	Vertikale Koordinate in m
b	Bohrloch
b_w	Bohrlochwand
f	Fluid
g	Verfüllmaterial
l_s	Linienquelle
p	Rohr
s	Boden

Algorithmus:

Für die Lösungen in dem ersten Zeitintervall, in denen der Temperaturanstieg deutlich nichtlinear, verläuft wird die Rohrschleife in dem Bohrloch durch ein einziges Rohr mit einem äquivalenten Durchmesser ersetzt

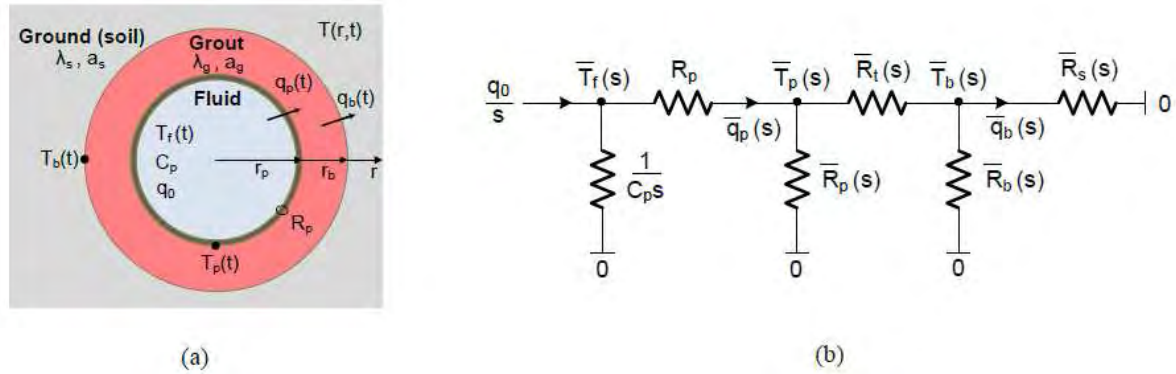


Abbildung 18: (a) Geometrie, Temperaturen, Wärmeströme und thermische Eigenschaften des Bohrlochs (b) Thermisches Netzwerk für den radialen Wärmetransport in der Laplace Domäne [CLA11]

Die Wärmetransportgleichung in Verfüllmaterial- und Erdreichumgebung lautet nun wie folgt:

$$\frac{1}{a(r)} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r}, \quad a(r) = \begin{cases} a_g, & r_p < r < r_b \\ a_s, & r > r_b \end{cases} \quad (1)$$

Diese Differenzialgleichung kann mit Hilfe der Laplace-Transformation analytisch gelöst werden. Die Temperatur zum Zeitpunkt τ ergibt sich wie folgt:

$$T_f(\tau) = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} \frac{1 - e^{-u^2 \cdot \frac{\tau}{\tau_0}}}{u} \cdot L(u) \cdot du \quad (2)$$

mit

$$L(u) = \text{Im} \frac{-q_{inj}}{C_p \cdot \frac{-u^2}{\tau_0} + \frac{1}{R_p + \frac{1}{\frac{1}{K_p(u)} + \frac{1}{\bar{R}_t + \frac{1}{\frac{1}{K_b(u)} + K_s(u)}}}}} \quad (3)$$

und

$$\bar{K}_s(u) = \frac{1}{R_s(u)} = \frac{2\pi\lambda_s \cdot p_s u \cdot [J_1(p_s u) - i \cdot Y_1(p_s u)]}{J_0(p_s u) - i \cdot Y_0(p_s u)} \quad (4)$$

$$\overline{K}_t(u) = \frac{1}{\overline{R}_t(u)} = \frac{4\pi\lambda_g}{J_0(p_p u) \cdot Y_0(p_b u) - Y_0(p_p u) \cdot J_0(p_b u)} \quad (5)$$

$$\overline{K}_p(u) = \frac{1}{\overline{R}_p(u)} = \frac{0.5\pi p_p u \cdot [J_1(p_p u)Y_0(p_b u) - Y_1(p_p u)J_0(p_b u)] - 1}{\overline{R}_t(u)} \quad (6)$$

$$\overline{K}_b(u) = \frac{1}{\overline{R}_b(u)} = \frac{0.5\pi p_b u \cdot [J_1(p_b u)Y_0(p_p u) - Y_1(p_b u)J_0(p_p u)] - 1}{\overline{R}_t(u)} \quad (7)$$

$$p_p = \frac{r_p}{\sqrt{a_g \cdot \tau_0}}, \quad p_b = \frac{r_b}{\sqrt{a_g \cdot \tau_0}}, \quad p_s = \frac{r_b}{\sqrt{a_s \cdot \tau_0}} \quad (8)$$

Da die Lösung dieser Differenzialgleichung rechen intensiv ist, wird die Langzeit Berechnung der Stufenantwort, ab einem frei wählbaren „Breakingpoint“ durch die Differentialgleichung einer Näherung, einer endlich langen Linienquelle ersetzt.

$$T_N(t) = \frac{q_0}{4\pi\lambda} \cdot \int_{1/\sqrt{4at}}^{\infty} ds \cdot I_e(s) \cdot \frac{I_{ls}(Hs, Ds)}{Hs^2} \quad (9)$$

mit

$$I_e(s) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N e^{-r_{i,j}^2 \cdot s^2} \quad (10)$$

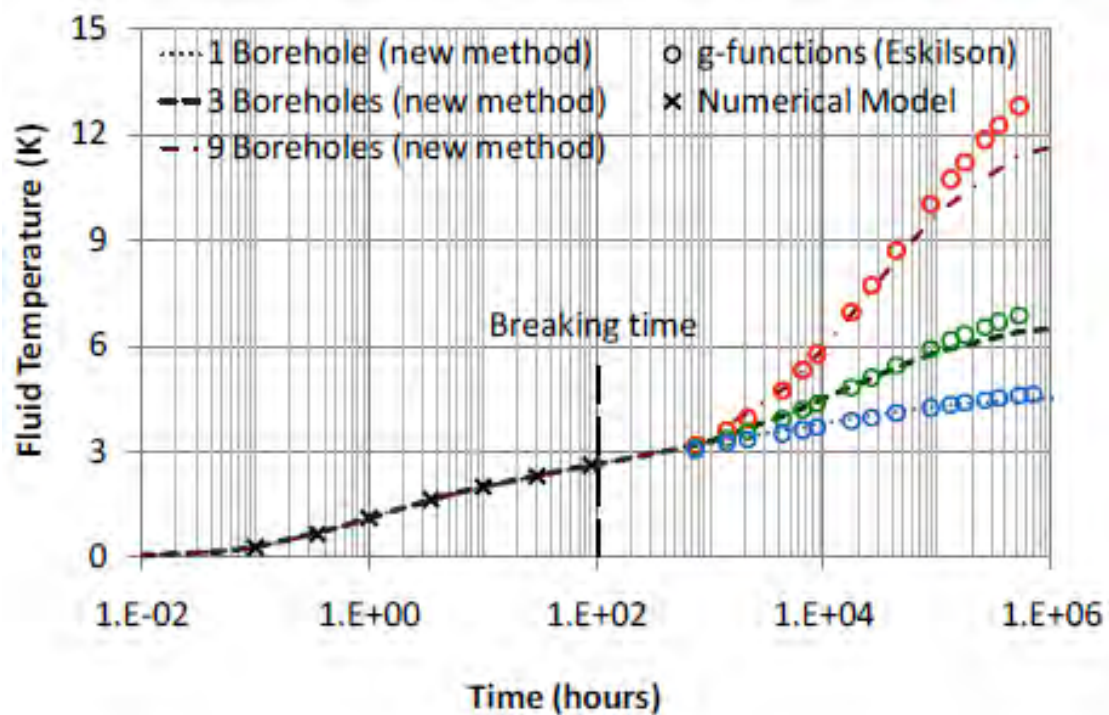


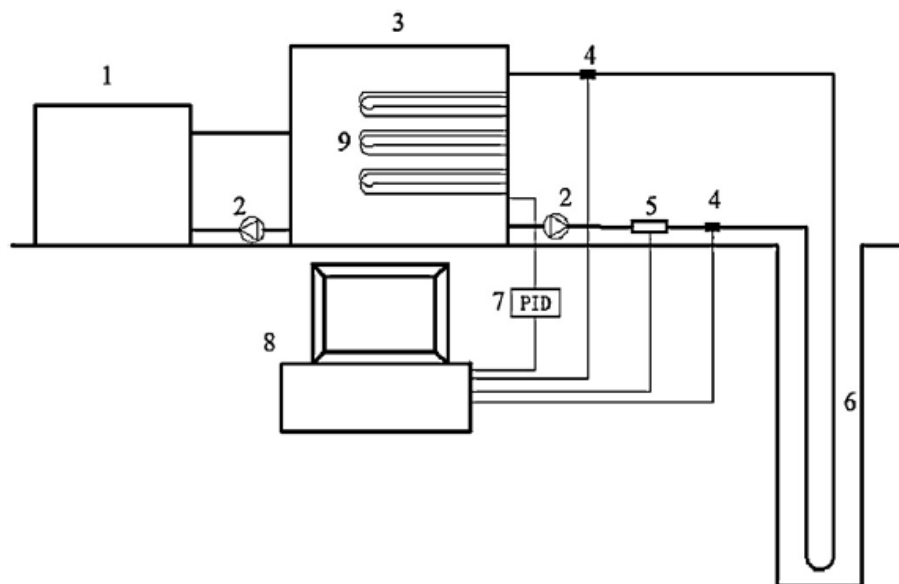
Abbildung 19: Vergleich unterschiedlicher Modelle zur Simulation der Stufenantwort eines Tiefenbohrfeldes [CLA11]

3.3.3 Validierung des Modells zur Simulation der Stufenantwort

Die Stufenantwort ist die Reaktion ein Systems auf eine schlagartige und darauf andauernde Veränderung einer Eingangsgröße. Wie in Abschnitt 3.3.3 beschrieben stellt die Simulation auf Basis der Stufenantwort den ersten Schritt zur Schaffung aller simulationstechnischen Grundlagen des Rechenmodells des Erdsondenfeldes dar. Die aus dem Modell berechneten Gewichtungsfaktoren beschreiben die thermischen Eigenschaften des Gesamtsystems des Erdsondenfeldes und dienen als Eingangsgrößen für die dynamische Simulation

Im Falle von Erdsondenfeldern wird die beschriebene Situation in einem „Thermal Response-Test“ nachempfunden um die thermischen Eigenschaften, wie Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität des Untergrundes und die Performance des Gesamtsystems, zu bestimmen. Im Rahmen eines Thermal Response Tests wird einer einzelnen Sonde in einer für das gesamte Feld angedachten Kombination aus Rohrmaterial, Bohrlochtief und Verfüllmaterial. eine konstante thermische Leitung entzogen bzw. eingespeist und der Verlauf der Rücklauftemperatur aufgezeichnet.

Eine schematische Darstellung der Anlagenkonfiguration dieses Versuchsaufbaus ist in **Abbildung 20** dargestellt.



1	Wasservorratsbehälter	5	Durchflussmessung
2	Pumpe	6	Erdsonde
3	Heizung	7	PID - Regelung
4	Temperaturfühler	8	Messaufzeichnung

Abbildung 20: Schematische Darstellung eines Thermal Respons Tests [XIA13]

Die Parameter innerhalb des in Abschnitt 3.3.3 beschriebene Modells wurden entsprechend des zur Verfügung gestellten Gutachtes des thermal Response Tests angesetzt und ein Vergleich zwischen der simulierten und gemessenen Rücklauftemperatur während des Versuchs, wie in **Abbildung 21** und **Abbildung 22** dargestellt, angestellt.

Die Gegenüberstellung zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung und bestätigt somit die Validierung des Teilmodells für die Stufenantwort.

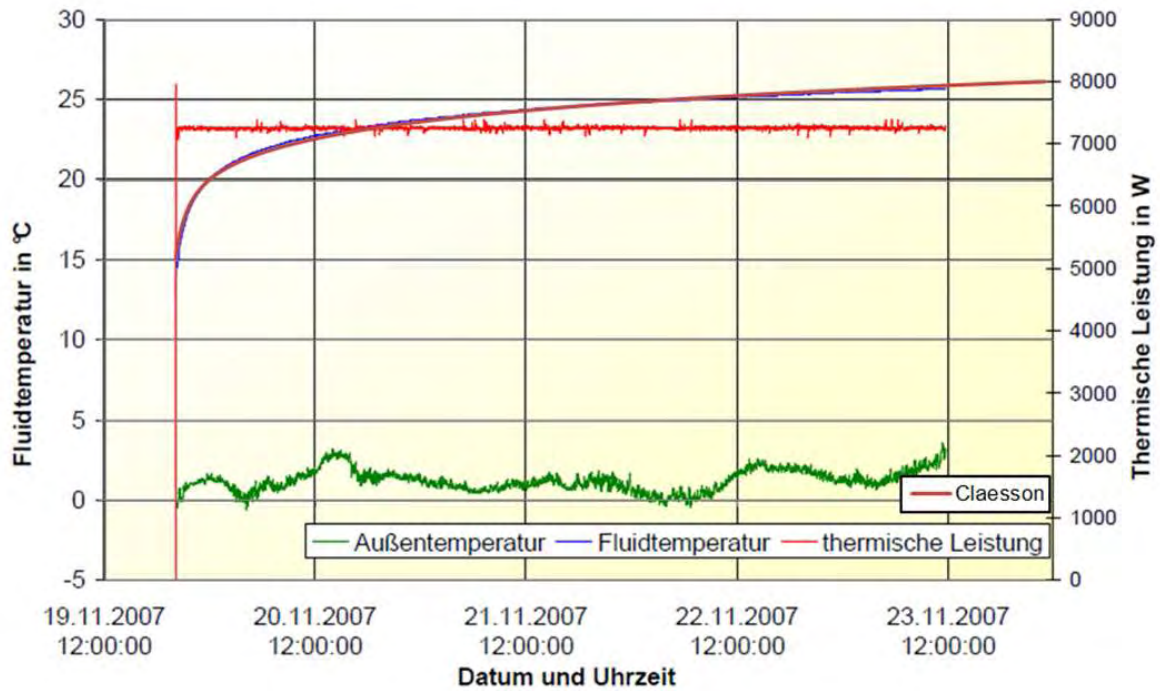


Abbildung 21: Vergleich von Messdaten und Simulationsmodell – Thermalresponsetest 150m Sonde

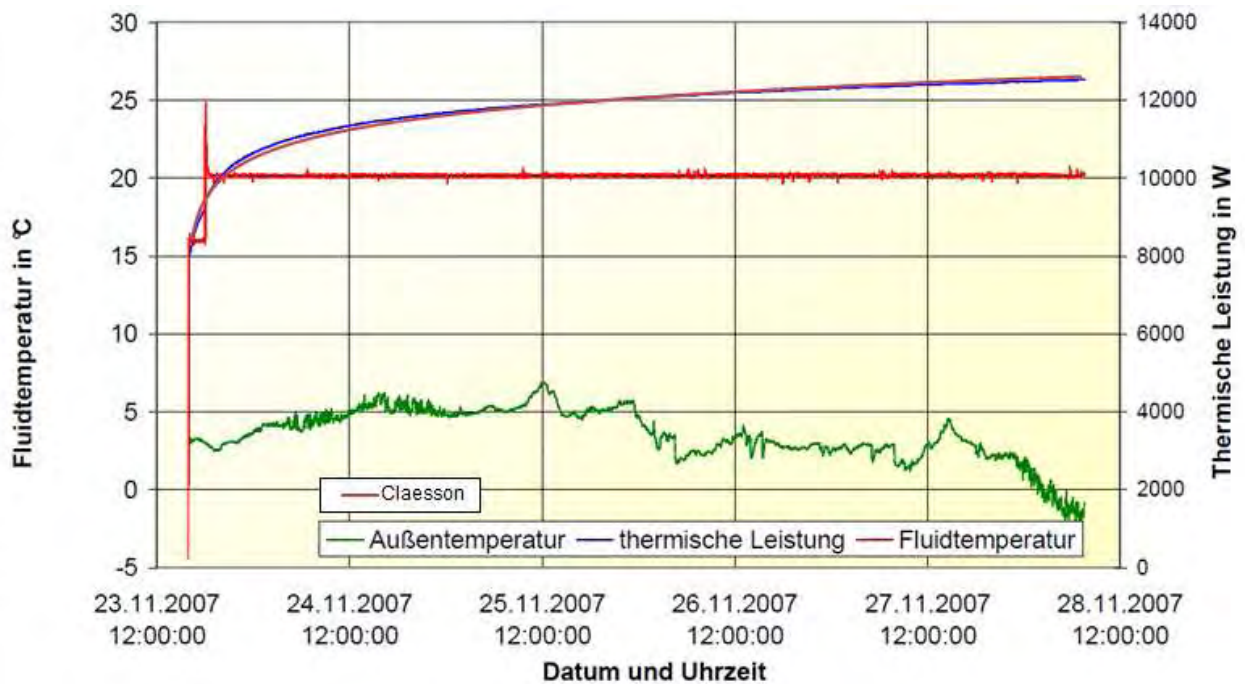


Abbildung 22: Vergleich von Messdaten und Simulationsmodell – Thermalresponsetest 200m Sonde

3.3.4 Last Aggregation

Input, Output und Formelzeichen:

h	Zeitschritt in s
p	Zellennummer auf der Level q
P_q	Zellenanzahl auf der Level q
$Q_{in}(t)$	Wärmeeintrag in W
Q_n	Wärmeeintrag während Zeitschritt n in W
Q_{step}	Amplitude des Wärmeeintrags während der Stufenantwort in W
$Q_v^{(n)}$	Wärmeeintragspuls v während dem Zeitschritt n
$\overline{Q}_{q,p}^{(n)}$	Wärmeeintrag für aggregierte Zelle in W
q	Level der Aggregation
R_{ss}	Thermischer Widerstand zwischen Fluid und Bodenoberfläche
r_q	Anzahl der ursprünglichen Zellen in Level q
T_f	Fluidtemperatur in $^{\circ}\text{C}$
$T_{step}(t)$	Stufenantwort Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
K_v	Gewichtungsfaktor
$\overline{K}_{q,p}$	Gewichtungsfaktor für aggregierte Zelle q,p
v	Rückwärts laufende Zahl der Lasten von dem aktuellen Zeitschritt an
$v_{q,p}$	Letzter v -Wert in Zelle q,p

Algorithmus:

Für eine langjährige Simulation des Tiefenbohrfeldes wird die lange Sequenz der auftretenden Lasten, eingespeister oder entzogener Wärmeenergie, über den Simulationszeitraum mithilfe der aus der Stufenfunktion berechneten Gewichtungsfaktoren zu innerhalb der Zeitschritten konstanten Last summiert, mit dieser sich die mittlere Fluidtemperatur nach dem letzten Zeitschritt berechnen lässt.

$$T_f(nh) = R_{ss} \cdot \sum_{v=1}^n Q_v^{(n)} \cdot \kappa_v \quad (11)$$

mit

$$R_{ss} = \frac{T_{step}}{Q_{step}} \quad (12)$$

$$\kappa_v = \frac{T_{step}(vh) - T_{step}(vh-h)}{T_{step}(\infty)} \quad (13)$$

Dieses Rechenverfahren setzt voraus, dass sämtliche seit dem letzten Zeitschritt aufgebrauchte Lasten Berücksichtigung finden und somit berechnet werden müssen. Das bedeutet nach zehn Jahren Simulationsdauer und einem Zeitschritt von einer Stunde 87600 Glieder innerhalb der Summe. Auch wenn κ_v schnell mit größeren v sehr klein wird, müssen diese Gewichte mit den zugehörigen Lasten berücksichtigt werden, da diese in Summe einen großen Einfluss besitzen.

Es bietet sich somit an die vorhandenen Lasten zu weniger, dafür größeren Lasten zusammenzufassen. Das erfolgt je nach Wahl der maximalen Lastenzahl q_{\max} wie folgt:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{1,0}^{(n)} &= Q_{in}(nh), \quad q = 2, \dots, q_{\max} : \bar{Q}_{q,0}^{(n)} = \bar{Q}_{q-1, P_q}^{(n-1)} \\ q = 1, \dots, q_{\max}, \quad p = 1, \dots, p_{\max} : \bar{Q}_{q,p}^{(n)} &= \bar{Q}_{q,p}^{(n-1)} + \frac{1}{r_q} \cdot [\bar{Q}_{q,p-1}^{(n-1)} - \bar{Q}_{q,p}^{(n-1)}] \end{aligned} \quad (14)$$

Die zugehörigen Gewichtungen berechnen sich wie folgt:

$$\bar{\kappa}_{q,p} = \sum_{r=0}^{r_q} \kappa_v = \frac{T_{step}(v_{q,p}h) - T_{step}(v_{q,p-1}h)}{T_{step}(\infty)} \quad (15)$$

mit

$$r_q = 2^{q-1}, \quad q = 1, \dots, q_{\max}; \quad v_{\max} = \sum_{q=1}^{q_{\max}} P_q \cdot r_q \geq n_{\max}; \quad N_{lumped\ cells} = \sum_{q=1}^{q_{\max}} P_q \quad (16)$$

$$V_{q+1,0} = V_{q,0} + r_q \cdot P_q, \quad q = 1, \dots, q_{\max} - 1, \quad V_{1,0} = 0 \quad (17)$$

$$V_{q,p} = V_{q,0} + r_q \cdot p, \quad q = 1, \dots, q_{\max} - 1, \quad p = 1, \dots, P_q \quad (18)$$

Die mittlere Extraktionstemperatur des Fluides in dem Tiefenbohrfeld ergibt sich nun nach Gleichung 13 mit Gleichung 16-20 zu:

$$T_f(nh) = R_{ss} \cdot \sum_{q=1}^{q_{\max}} \sum_{p=1}^{P_q} Q_{q,p}^{(n)} \cdot \kappa_{q,p} \quad (19)$$

3.3.5 Validierung des Gesamtmodells des Erdsondenfeldes

Als Basis für die Validierung des Erdsondenmodells dienen Messdaten aus dem Zeitraum 12.03.2012 bis 01.10.2013. **Abbildung 23** zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Rücklauftemperatur über einen Zeitraum vom etwa 3 Monaten. Über den gesamten dargestellten Messzeitraum ist eine gute Überstimmung von gemessener und simulierter Rücklauftemperatur aus dem Erdsondenfeld feststellbar. Eine Ausnahme bildet die Abweichung Mitte März 2013. Zu diesem Zeitpunkt wurde aus Revisionsgründen das Erdsondenfeld nicht durchflossen, erkennbar am roten Graphen der die kumulierte Wassermenge darstellt. Die gemessene Wassertemperatur im Rücklauf passte sich somit langsam der Umgebungstemperatur des Wärmemengenzählers an.

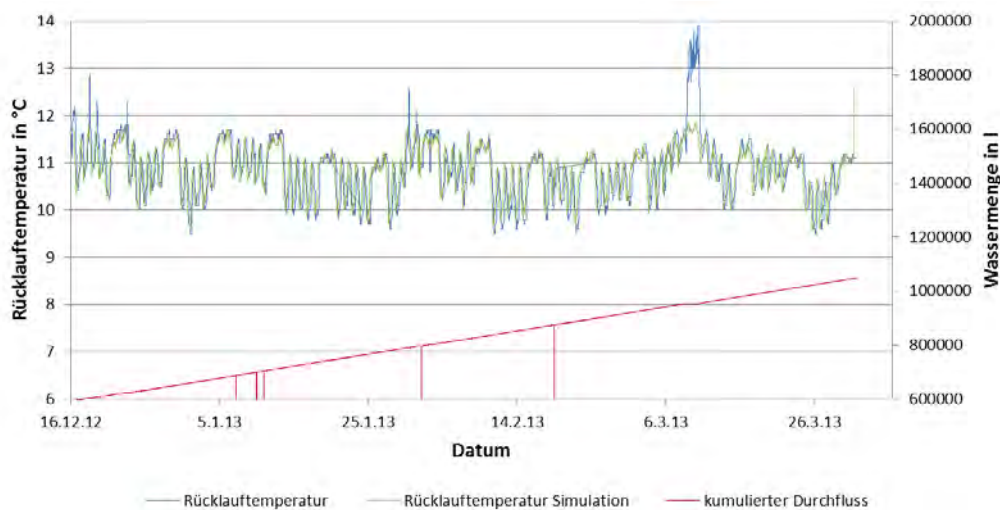


Abbildung 23: Vergleich von Modell- und Messergebnissen (Zeitraum: 26.12.12 bis 26.3.2013)

Abbildung 24 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Rücklauftemperatur über den gesamten erfassten Zeitraum von ca. 1 ½ Jahren. Im Vergleich zu **Abbildung 23** ist eine größere absolute Abweichung von Simulation und Messung zu beobachten. Aufgrund von größeren Lücken in den Messdaten, die auf Ausfälle und Revisionsarbeiten der Messanlage zurückzuführen sind, ist eine Validierung auf diese große Zeitspanne nicht mehr möglich. Ebenso war zu keinem Zeitpunkt ein Luftfreies und somit vollständig leistungsfähiges System sichergestellt.

Abschnittsweise und relativ betrachtet zeigen das simulierte und das gemessene Speichersystem vergleichbare Reaktionen auf die angesetzten Entzugs- bzw. Einspeiseleistungen. Diese Tatsache und die beschriebene **Abbildung 23** bestätigen die Validierung des beschriebenen Rechenmodells eines Erdsondenfeldes.

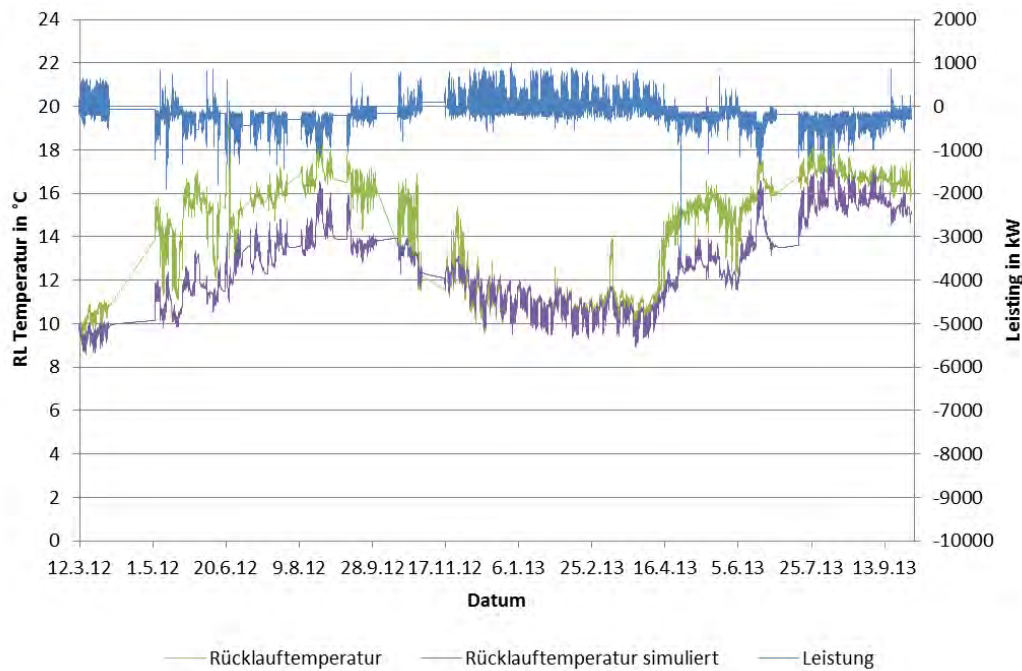


Abbildung 24: Vergleich von Modell- und Messergebnissen (Zeitraum: 12.3.12 bis 1.10.2013)

3.3.6 Qualitätssicherung durch simultane Simulation und Monitoring des Erdsondenfeldes

Eine Qualitätssicherung der optimalen Performance eines Erdsondenfeldes und somit z.B. die Prüfung auf vollständige Luftfreiheit und einer hydraulischen Regulierung ist durch die große verbaute Leitungslänge und die begrenzte Zugänglichkeit ein bedeutendes Problem im Zuge des Betriebes von Erdsondenfeldern.

Im Zuge des Projektes wurde der Ansatz entwickelt das in Abschnitt 3.3.4 beschriebene Modell zur Qualitätssicherung einzusetzen. Aufgrund der schnellen Rechengeschwindigkeit und der auf die entzogenen bzw. entnommenen Wärmeleistung reduzierbaren Eingangsparameter eines auf die Eigenschaften der Systemkomponenten, wie Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität des Untergrundes, verbaute Sondenlänge etc., abgestimmten Modells ist eine simultane Simulation möglich. Einen Vergleich der durch ein Monitoring eines Wärmemengezählers an der Koppelung zwischen Gebäude und Sondenfeld aufgezeichneten „live“ Daten der Rücklauftemperatur und der simultan simulierten Rücklauftemperatur lässt Rückschlüsse auf die Funktionstüchtigkeit des Tiefenbohrfeldes zu.

Der dargestellte Vergleich der Reaktion, somit der Rücklauftemperatur, zwischen Messung und Simulation von unterschiedlich durchflossenen aber an sonst identen Erdsondenfeldern in Abbildung 25, lässt einen nicht optimalen Betriebes des Sondenfeldes vermuten.

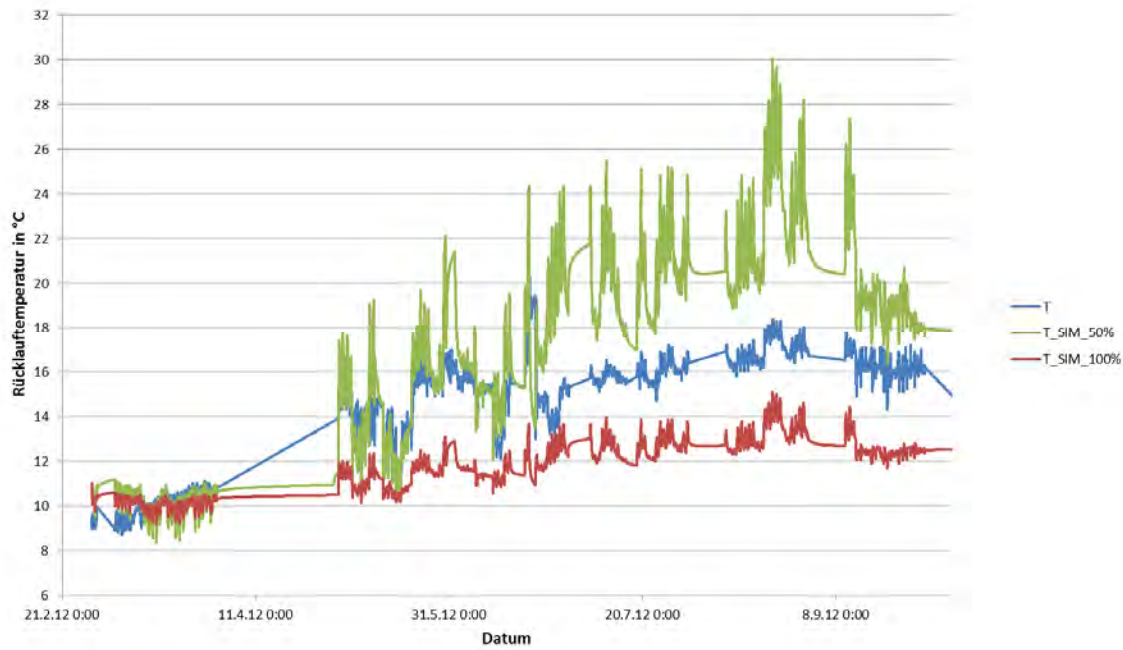


Abbildung 25: Vergleich der Rücklauftemperaturen der unterschiedlich durchflossenen Erdsondenfelder unter äquivalenter Thermischer Last

In Zukunft kann ein solches Überwachungssystem nach automatischer Erkennung der Abweichungen zwischen Simulation und Messung eine Alarmmeldung in das GLT System einspeisen und gleichzeitig einen Hinweis auf die Art des Fehlers liefern. Da ein solches System vollkommen extern und aus wenigen Komponenten besteht wäre eine nachträgliche Installation bei bestehenden Bohrfeldern einfach zu realisieren.