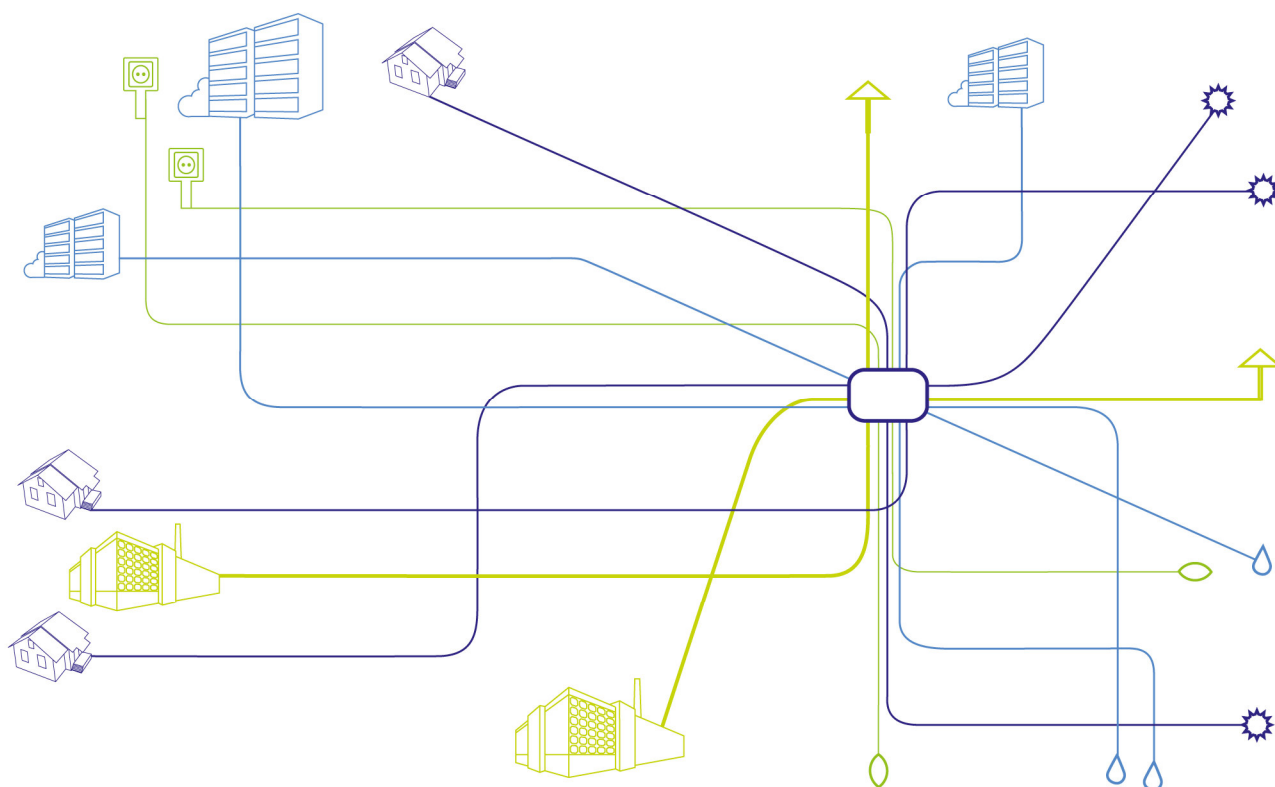




Optimierte Erdbecken- Wärmespeicher für Wärmenetze



VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „e!Mission.at“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A stylized, handwritten signature in black ink.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink that reads 'Theresia Vogel'.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

Store4Grid:

Optimierte Erdbecken-Wärmespeicher für Wärmenetze

AutorInnen:

Fabian Ochs

(Universität Innsbruck – Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften)

Andreas Zottl & Michael Lauermann

(Austrian Institute of Technology)

Hermann Schranzhofer

(TU Graz – Institut für Wärmetechnik)

Christian Halmdienst

(Pink GmbH)

Daniel Reiterer

(AEE NÖ-Wien)

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	6
3	Optimierte Baudetails und Bauausführung von Erdbecken Wärmespeichern	8
3.1	Einleitung	8
3.1.1	Große Wärmespeicher - Review	8
3.1.2	Reales Beispiel: Wärmespeicher in Marstal (DK)	10
3.1.3	Solar unterstützte Nahwärmesysteme mit Langzeit-Wärmespeichern und Wärmepumpen 10	
3.1.4	Motivation – Optimierte Baukonzepte	12
3.1.5	Einflussgrößen auf Bauart und Wirtschaftlichkeit	13
3.2	Modellierung von unterirdischen Wärmespeichern	15
3.2.1	Generelle Aspekte	15
3.2.2	Modellierung in 2D vs. 3D	15
3.2.3	Finite Elemente Umgebungsmodell	16
3.2.4	Bauarten von Langzeit-Wärmespeichern und Möglichkeit diese im Modell abbilden zu können 17	
3.2.5	Modell für dynamische System-Simulation	19
3.2.6	Gekoppeltes FD-Speicher und FE-Umgebungsmodell	20
3.2.7	Stratifikation, Mischung bei inverser Temperatursprungschicht	21
3.2.8	Modellvalidierung	23
3.3	Bewertung der Effizienz von großen Wärmespeichern	26
3.3.1	Allgemeines	26
3.3.2	Definitionen	27
3.4	Simulationsstudie - Speichernutzungsgrad und Speichergeometrie	29
3.4.1	Methode	29
3.4.2	Ergebnisse der Parametervariation	30
3.4.3	Einfluss der Verteilung der Wärmedämmung	31
3.5	Fallstudie – Erdbecken vs. Zylinder, Dämmung gegen Erdreich	32
3.5.1	Allgemeines	32
3.5.2	Geometrie und Bauart von Zylinder und Erdbecken, Randbedingungen	33
3.5.3	Lastprofil	35
3.5.4	Ergebnisse	35
3.5.5	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	38
4	Hochtemperaturwärmepumpen für Wärmenetze mit Erdbeckenspeichern	42
4.1	Evaluierung auf Maschinen- / Komponentenebene	42
4.1.1	Einsetzbare Verdichter-Technologien und Wärmepumpensysteme	42
4.1.2	Evaluierung verfügbarer Kältemittel für Hochtemperaturanwendungen.	47

4.1.3	Kältemaschinenöle	51
4.1.4	Recherche verfügbarer Kältekreisläufe für die spezifische Anwendung	54
4.1.5	Analyse der limitierenden Faktoren der Wärmepumpentechnologie auf Basis verfügbarer Komponenten gemäß Stand der Technik	57
4.2	Numerische Kältekreislaufuntersuchungen	58
4.2.1	Untersuchung der Auslegungsparameter der Wärmepumpentechnologie für die Integration in das Gesamtsystem	59
4.2.2	Beschreibung der stationären Kreislaufsimulationen	60
4.2.3	Simulation im Designbetriebspunkt (Auslegungssimulationen)	61
4.2.4	Simulationen zur Kennfeldgenerierung (Nachrechnungssimulation)	64
4.2.5	Wärmepumpenspezifische Inputs für die Modellierung des Gesamtsystems	70
5	Simulationsstudien mit TRNSYS	71
5.1	Randbedingungen	71
5.1.1	Klimadaten	71
5.1.2	Gebäude	72
5.1.3	Warmwasserbedarf	73
5.2	Simulationen	74
5.2.1	Simulationsvarianten ohne Wärmepumpe	76
5.2.2	Einbindung der Wärmepumpe	77
6	Netzsimulation mit SIMPLEX	80
6.1	Wärmenetze	80
6.1.1	Simulation des Wärmenetzes	82
6.1.2	Änderung Siedlungsgebiet	88
6.1.3	Änderung Dämmung	90
6.1.4	Änderung Gebäude	92
7	Ökonomische Gesamtbewertung	95
7.1	Systemgrenze	95
7.2	Varianten Vergleich	96
7.3	Sensitivitätsanalyse	96
7.4	Endverbraucherpreise	97
8	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	99
8.1	Optimierung der Baudetails	99
8.2	Simulationsstudien mit TRNSYS	99
8.3	Simulationsstudien mit SIMPLEX	100
8.4	Ökonomische Betrachtung	100
9	Ausblick und Empfehlungen	102
10	Tabellenverzeichnis	103
11	Abbildungsverzeichnis	104
12	Literaturverzeichnis	107
13	Kontaktdaten	112

2 Einleitung

Saisonale Wärmespeicher wurden im Ausland bereits vor Jahrzehnten realisiert. Erfahrungen daraus zeigen, dass die qualitativen Anforderungen hoch sind, sehr hohe spezifische Speicherkosten entstehen und langfristig die Erwartungen nicht erfüllt wurden. Dennoch haben die Beispiele gezeigt, dass hohe solare Deckungsgrade bzw. hohe Ressourceneinsparungen möglich sind. In Österreich wurden einerseits Wärmenetze mit Lastausgleichsspeichern ausgestattet. Auf der anderen Seite wurden überwiegend Einfamilienhäuser mit großen Saisonalen-Tankspeichern realisiert, wodurch gezeigt wurde, dass 100%ige solare Deckungsgrade erreichbar sind.

Basierend auf ausländischen Beispielen wurden die technologischen Voraussetzungen erarbeitet, die langfristig eine kostenoptimierte und ressourceneffiziente Implementierung von großen thermischen Speichern in Wärmenetzen garantieren sollen. Es wurden jene Baustoffe ausgewählt, die für Erdbecken-Wärmespeicher geeignet sind und im Labor, bei zu erwartenden Anforderungen, auf deren Eignung geprüft. Darauf aufbauend wurden jene Baukonstruktionen aufbereitet, die den funktionalen Anforderungen technisch und ökonomisch am Besten entsprechen.

Durch die Modellierung von Speicherkonzepten und deren Simulation in Wärmenetzen wurden Ergebnisse und Parameter erarbeitet, wodurch:

- Wärmenetze langfristig besser auf Angebot- und Nachfrageschwankungen reagieren können.
- dezentrale und/oder fluktuierende Energiebereitstellung eingebunden werden kann.
- hohe Deckungsgrade bei solarthermischen (Groß-)Anlagen erreicht werden.
- der Rohstoffeinsatz minimiert wird.

Im Projekt Store4grid wurde das Gesamtsystem Wärmenetz und Langzeitwärmespeicher untersucht. Es wurde versucht ein energetisches aber auch ein ökonomisches Optimum zu finden. Hierfür wurden:

- Baudetails und Ausführungspläne für Erdbecken-Wärmespeicher erstellt.
- Möglichkeiten von Hochtemperaturwärmepumpen, die die Effizienz der Speicher erhöhen, flexibel in der Lastanforderung sind und in bestehende Wärmenetze integriert werden können, untersucht.
- Be- und Entladestrategien für die unterschiedlichen Speicherkonzepte (Hydraulik) betrachtet.
- eine energetische und ökonomische Bewertung von Systemkonzepten und Integrationsmöglichkeiten für bestehende Wärmenetze durchgeführt.

Ergebnisse und Schlussfolgerungen des Projektes

Im Projekt Store4grid konnte erfolgreich eine Simulationsumgebung aufgebaut werden, in der Langzeitspeicher mit Solarthermie und Wärmepumpe in Wärmenetzen abgebildet werden können. Die Möglichkeiten des Einsatzes einer Hochtemperatur Wärmepumpe konnten spezifiziert werden. Konstruktionsdetails von Erdbeckenspeichern wurden untersucht und bewertet. Dämmungen wurden im Labor auf ihre Eignung hin untersucht. Der Langzeitspeicher selbst, sowie das gesamte Erzeugersystem, wurden in einer Simulationsumgebung abgebildet und schließlich in eine Wärmenetzumgebung integriert.

Es konnte gezeigt werden, dass mit dem gewählten System hohe Solare Deckungsgrade möglich sind. Eine Vollversorgung von Netzen mit Niedrigenergiegebäuden mittels Solarthermie, Langzeitspeicher und Wärmepumpe ist machbar. Jedoch ist noch weiterer Entwicklungs- bzw. Forschungsbedarf gegeben, um die Technologie auch in bestehende Wärmenetze, mit schlechteren Dämmstandards, zu integrieren, erste Pilotprojekte zu initiieren, und auch die Kosten auf ein marktfähiges Niveau senken zu können.

3 Optimierte Baudetails und Bauausführung von Erdbecken Wärmespeichern

3.1 Einleitung

Unabhängig davon, wie die zukünftige Energieversorgung sich zusammensetzen wird (fossil, erneuerbar mit oder ohne Atomenergie oder Mischsysteme) – das zeigen alle Szenarien [IER Uni Stuttgart, ITT DLR, Wuppertal Institut, FHG ISE] – die Abwärme aus der Stromproduktion wird in Zukunft so wertvoll sein, dass eine Speicherung von Wärme im großen Maßstab vorteilhaft sein wird (Mangold 2009). Insbesondere wenn 100 % erneuerbare Energieträger angestrebt werden, auch auf Basis von saisonaler Speicherung von EE-Gas (siehe z.B. (Feist 2014)), sind langfristig große Wärmespeicherkapazitäten erforderlich. Mittel- bis kurzfristig können durch den erhöhten Einsatz von solarthermischen Systemen CO₂-Reduktionsziele erreicht werden. Die insbesondere in Österreich stark vertretenen Biomassenetze können durch den Einsatz von Solarthermie und Wärmespeichern optimiert werden. Häufig wird derzeit die Optimierung von solar unterstützten Nahwärmesystemen durch den Einsatz von Wärmepumpen diskutiert (vgl. u.a. FFG-Projekts store4grid). Der Erhöhung des Anteils an erneuerbarer Energie steht in der Regel eine Erhöhung der Effizienz der Energie- bzw. der Wärmeversorgung entgegen. Eine detaillierte Systembetrachtung durch Simulation ist notwendig, um eine optimal abgestimmte Lösung mit maximaler Primärenergieeinsparung zu entwickeln. Die Wirtschaftlichkeit von Großwärmespeichern ist derzeit nicht gegeben. Saisonale Wärmespeicherung wird aufgrund der geringen Zyklenzahlen auch in Zukunft kaum wirtschaftlich darstellbar sein. Durch intelligente Konzepte mit Multifunktionsspeichern kann eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit erreicht werden. Die Untersuchung des technischen und wirtschaftlichen Potentials Solarthermie, Wärmepumpe und Wärmespeicher in Wärmenetze einzubinden erfordert genaue (und ausreichend schnelle) Simulationsmodelle für Wärmespeicher verschiedener Bauarten.

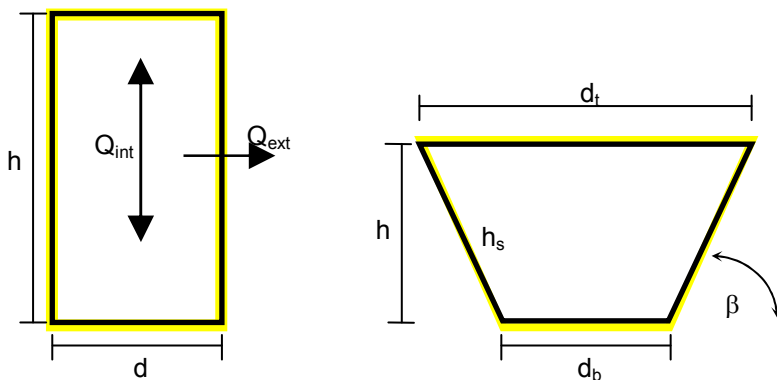
3.1.1 Große Wärmespeicher - Review

Große Wärmespeicher werden zunehmend häufiger eingesetzt. Dabei gilt es zu unterscheiden in große Pufferspeicher für Fernwärmenetze, meist freistehende Stahl od. Stahlbeton Tanks, wie z.B. der Wärmespeicher mit rd. 35 000 m³ in Linz und in Langzeit-Wärmespeicher, wie der Erdbecken-Wärmespeicher in dem solaren Nahwärmesystem in Marstal mit 75 000 m³, vgl. Abbildung 1.



Abbildung 1: (links) Wärmespeicher des Fernwärmenetzes in Linz (Quelle: www.vam.at); (mitte/rechts) Erdbecken-Wärmespeicher in Marstal (sunstore IV), (Quelle: Marstal Fjernvarme)

Bei Pufferspeichern ist eine gute Schichtung von größerer Bedeutung als die Wärmeverluste über die Speicherhülle. Um die inneren exergetischen Verluste gering zu halten ist ein relativ großes Höhe zu Durchmesser Verhältnis anzustreben ($h/d \sim 3$), vgl. dazu Abbildung 2. Für Langzeit-Wärmespeicher sind die äußeren Verluste bedeutender. Es sollten minimale A/V-Verhältnisse und somit h/d -Verhältnisse von etwa 1 angestrebt werden (Ochs 2009).



Verlustmechanismen

- (i) innere exergetische Verluste (Q_i)
infolge des Temperaturgefälles (Schichtung)
→ h/d -Verhältnis, λ_{eff}
- (ii) äußere Wärmeverluste (Q_E)
über die Oberfläche
→ A/V-Verhältnis, U_{ins}

Abbildung 2: Speichergeometrie und Verlustmechanismen

Die Erfahrung zeigt jedoch, dass aufgrund von architektonischen (d.h. ästhetischen/optischen/architektonischen) Einschränkungen oder geophysikalischen Randbedingungen, wie Grundwasser oder Felsschichten hingegen häufig geringere h/d -Verhältnisse realisiert wurden, wie beispielsweise die Wärmespeicher in Hamburg ($h/d \approx 0.4$), Friedrichshafen ($h/d \approx 0.6$) oder Hannover ($h/d \approx 0.7$) zeigen, vergleiche dazu auch (Ochs 2013). Insbesondere wurden die sehr großen Erdbecken-Wärmespeicher wie der 10 000 m³ Erdbecken-Wärmespeicher in Wolfsburg, der 30 000 m³ Speicher in Mannheim und auch die in den letzten Jahren in Dänemark realisierten Erdbecken-Wärmespeicher mit eher flachen Böschungswinkeln geplant bzw. ausgeführt was zu geringen h/d -Verhältnissen und entsprechend großen Oberflächen führt, siehe. Tabelle 1. Solche Wärmespeicher werden häufig mit einer schwimmenden Abdeckung ausgeführt, da aufgrund der großen Spannweiten freitragende Abdeckungen technisch sehr aufwändig und entsprechend unwirtschaftlich sind.

Tabelle 1: Volumen, Höhe, Böschungswinkel und Oberfläche großer Erdbecken-Wärmespeicher, vgl. (Ochs 2010), (Sørensen 2014)

Projekt		Mannheim ^s	Wolfsburg ^s	Marstal I	Marstal II	Dronninglund
Volumen V	[m ³]	30 000	10 000	10 000	75 000	62 000
Steigung	[-]	1/1.3	1/2	1/2	1/2	1/2
Böschungswinkel β	[°]	38	27	27	27	27
Höhe h	[m]	15	8	6.5	16	14.5
Oberfläche A ^{*)}	[m ²]	75 x 50	51 x 51	65 x 42	113 x 88	92 x 92
A/V - Verhältnis ^{*)}	[1/m]	0.31	0.52	0.56	0.27	0.29
h/d - Verhältnis ^{*)}	[-]	0.35	0.23	0.16	0.23	0.23

^s) geplant ^{*)} Abdeckung ^{*)} aspect ratio ^{*)} Verhältnis Höhe (h) zu mittlerem Durchmesser $d_m=(d_t+d_b)/2$

Einen detaillierten Stand der Technik/Forschung zu Großwärmespeichern ist in (Ochs 2013a) zu finden.

3.1.2 Reales Beispiel: Wärmespeicher in Marstal (DK)

Der bisher größte Erdbecken-Wärmespeicher, der detailliert untersucht wurde ist der Wärmespeicher in Marstal (Sunstore 5, 75 000 m³, Schmidt, 2014). Der Wärmespeicher ist gegen das Erdreich ungedämmt und hat eine schwimmende Abdeckung mit einer PE-Schaumstoff-Wärmedämmung (24 cm). Im Jahr 2014 (erstes Betriebsjahr) wurden die Verluste (aus der Energiebilanz) zu 2621 MWh bestimmt. Der Speicher wurde mit einem Temperaturhub von 64 K zwischen 12.9 °C (Entladung mittels Wärmepumpe unter Rücklaufemperatur) und max. 77 °C betrieben. Unter diesen Randbedingungen ergibt sich eine maximale Speicherkapazität von 5500 MWh und damit ein Speichernutzungsgrad (vgl. Abschnitt 3.3) von 65 %. Im Betriebsjahr 2014 wurden nach Schmidt (2015) vergleichbare Wärmeverluste in der Höhe von 2908 MWh gemessen. Der Speichernutzungsgrad lag bei 66 % (maximale Speicherkapazität von 6000 MWh zwischen 88 °C und 17 °C).

Die tatsächlich gemessenen Verluste (Schmidt 2014 und Schmidt 2015) liegen deutlich über den prognostizierten Werten. Bei dieser Speichergröße sollte ein Speichernutzungsgrad von > 80 % erreichbar sein. Welchen Beitrag Leckagen, welche mittlerweile beseitigt sind, bei den hohen Verlusten haben bzw. hatten muss noch geklärt werden und wird hoffentlich das weitere Monitoring zeigen.

Dieses Beispiel soll als Motivation dienen große unterirdische Wärmespeicher realitätsnah abbilden zu können, um bereits in einer frühen Planungsphase die Speicherkonstruktion an die örtlichen Gegebenheiten (Standort, System, siehe Abschnitt 3.1.5) und Betriebsbedingungen optimal ausrichten zu können. Die Frage, ob der Wärmespeicher gegen das Erdreich gedämmt werden soll oder nicht, ist eine reine Frage der Wirtschaftlichkeit und kann ohne eine Simulation nicht beantwortet werden.

3.1.3 Solar unterstützte Nahwärmesysteme mit Langzeit-Wärmespeichern und Wärmepumpen

Solar unterstützte Nah-/Fernwärme mit Wärmepumpe wurde bereits in Theorie und Praxis von verschiedenen Autoren untersucht. Die Anlagen in Rostock (ATES, D), Attenkriehen (Tank-Erdwärmesonden-Hybrid-Wärmespeicher, D), Neckarsulm (Erdwärmesonden, D), Crailsheim (Erdwärmesonden, D), Eggenstein-Leopoldshafen (Kies-Wasser-Erdbecken-Wärmespeicher, D), München (Tank, D) und Marstal (Warmwasser- Erdbecken-Wärmespeicher) werden mit einer Wärmepumpe betrieben (siehe z.B. www.saisonalspeicher.de oder IEA SHC Task 45). Marx (2015) untersucht die Integration von Wärmepumpen in solar unterstützten Nah-/Fernwärme-Systeme mittels

theoretischer Simulation. Wärmepumpen gekoppelt mit großen Wärmespeichern werden in Kombination „smart-Grid“, d.h. als Technologie für Lastmanagement von einigen Autoren (z.B. Arteconi et al. 2013, Sørensen et al. 2013, Dröscher et al. 2013) als viel versprechendes Konzept gesehen. Die Wärmepumpe (WP) könnte dabei die Nachheizung (BU) teilweise od. vollständig ersetzen, siehe Abbildung 3.

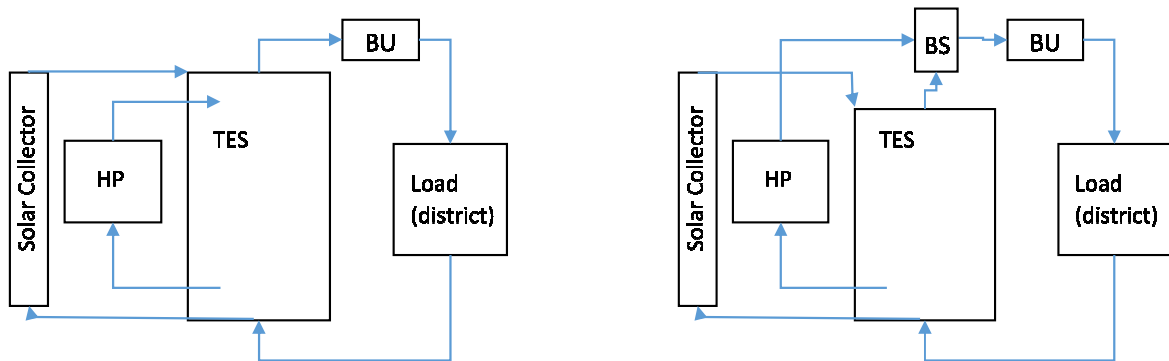


Abbildung 3: Einbindung einer Wärmepumpe in ein Nah-/Fernwärmesystem mit großem Wärmespeicher (HP Wärmepumpe BU Nachheizung TES Wärmespeicher)

Für die Bewertung der Wärmepumpe ist die Primärenergieeinsparung entscheidend. Sowohl die solare Deckung als auch die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe kann zunehmen, jedoch nur wenn dabei eine Primärenergieeinsparung erzielt werden kann ist der Einsatz einer Wärmepumpe positiv zu bewerten.

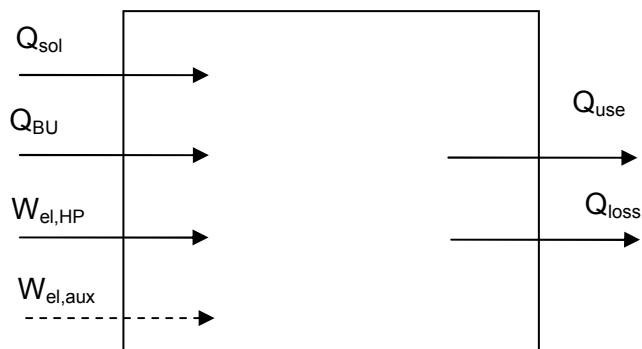


Abbildung 4: Energiebilanz eines Nah-/Fernwärmesystem mit großem Wärmespeicher und Wärmepumpe

In solch einer Konfiguration wird keine zusätzliche Umweltenergie verwendet. Es kann sich jedoch der Solarertrag erhöhen und/oder die Speicherverluste können sich reduzieren. Um eine Primärenergieeinsparung zu erzielen muss die aufgewendete Primärenergie für die Wärmepumpe kleiner sein als die eingesparte Primärenergie der Nachheizung und es muss entsprechend gelten:

$$f_{PE,el} \cdot W_{el} < f_{PE,BU} \cdot \Delta Q_{BU} \quad (1)$$

Je nachdem welcher Primärenergieträger für die Nachheizung eingesetzt wird (z.B. Erdgas mit $f_{PE} = 1.1$, oder Heizöl mit $f_{PE} = 1.2$ oder Biomasse mit $f_{PE} = 0.2$) wird eine Primärenergieeinsparung durch die Wärmepumpe leichter oder schwieriger realisierbar sein.

3.1.4 Motivation – Optimierte Baukonzepte

Um optimierte Baukonzepte für große (unterirdische) Wärmespeicher zu entwickeln wird zunächst eine Systematik erarbeitet. Behälterspeicher (B) können freistehen, teilvergraben oder unterirdisch ausgeführt werden. Große unterirdische Wärmespeicher können als Erdbecken-Wärmespeicher (E) ausgeführt werden als Zylinder, Kegelstumpf oder Pyramidenstumpf. Freistehende Wärmespeicher können bauphysikalisch problemlos gedämmt werden. Durch einen Aufbau mit Hinterlüftung kann eine Auffeuchtung der Dämmung vermieden werden. Unterirdische Wärmespeicher können mit oder ohne Wärmedämmung ausgeführt werden. Eine Vermeidung der Auffeuchtung der Wärmedämmung ist bei unterirdischen Wärmespeichern nicht trivial: eindringende Feuchte (beim Bau und/oder während des Betriebs durch Diffusion oder Grundwasser) kann nicht mehr entweichen („außen feucht, innen feucht“). Bei Dämmstoff-Schüttungen muss bei Wärmestromrichtung nach oben (d.h. im Deckel) oder bei horizontalem Wärmestrom (d.h. Wand) zusätzlich die Problematik der Konvektion berücksichtigt werden, wie beim Erdbecken-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen.

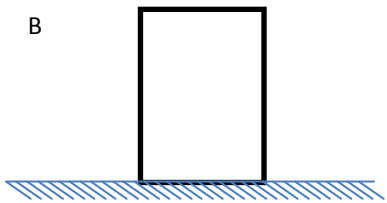
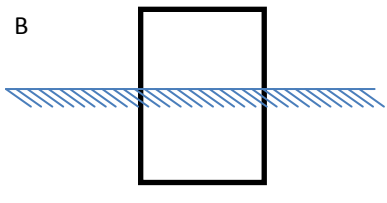
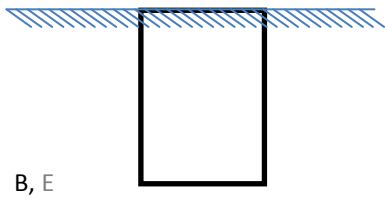
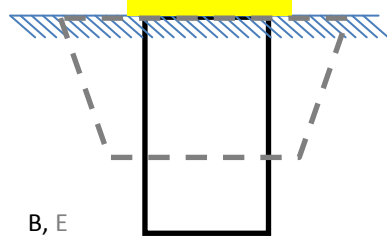
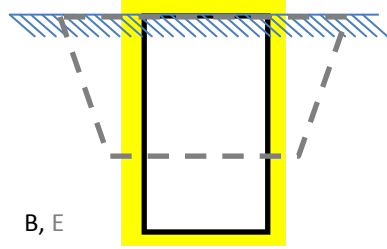
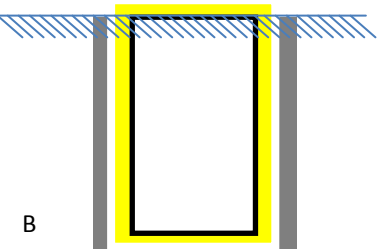
	oberirdisch	Teilvergraben	unterirdisch
Aufstellung			
Wärmedämmung			
	unterirdisch ungedämmt	unterirdisch gedämmt	Unterird. Gedämmt, hinterlüft.

Abbildung 5: Bauformen von Behälter (B)- und Erdbecken (E)-Wärmespeichern

Eine besondere Lösung stellt der unterirdische Wärmespeicher mit Hinterlüftung dar. Hier handelt es sich um einen Behälter in einer Grube. Solch eine Lösung wurde z.B. für den Neubau des Wärmespeichers in Hamburg (vgl. Bauer et al.) gewählt, welcher in der Grube des rückgebauten alten Speichers neu aufgebaut wurde. Mit dieser eher aufwändigen Lösung, die eher eine Ausnahme bleiben wird, ist eine hinterlüftete Dämmung möglich und Zugänglichkeit ist garantiert (Wartung). Generell sind freistehende Speicher vorteilhaft gegenüber unterirdischen Speichern. Zum einen fallen keine Aushubkosten an und zum anderen ist die Wärmedämmung deutlich unproblematischer. Erst ab einer gewissen Größe (> etwa 50 000 bis 100 000 m³) wird der Aufwand einen freistehenden Behälter zu

bauen zu groß und Erdbecken-Wärmespeicher können wirtschaftliche Vorteile bieten. Für Speicher mit einem Volumen kleiner etwa 100 000 m³ gibt es zwei Gründe unterirdisch zu bauen.

1. Wenn Sichtbarkeit nicht erwünscht ist und
2. Wenn die Fläche nutzbar (d.h. begeh- oder befahrbar) bleiben soll, vgl. Abbildung 6.

Folgende Fragestellungen ergeben sich:

- 1) Welche Speicherbauart (Größe, Geometrie, Wärmedämmstandard) ist für welches System (Nah- bzw. Fernwärme, Solar mit/ohne Wärmepumpe) an einem speziellen Standort die geeignetste? Aus energetischer, sowie aus wirtschaftlicher Sicht.
- 2) Bietet die Einbindung einer Wärmepumpe in solch ein System Vorteile durch die Verbesserung der Speicherschichtung bzw. zur Tiefentladung des Speichers (unterhalb des Rücklauftemperaturniveaus) und damit durch die Erhöhung des Solarertrags? Eine primärenergetische und wirtschaftliche Betrachtung ist hier notwendig.
- 3) Welches äquivalente Volumen weist ein Erdbecken-Wärmespeicher mit hohem A/V- bzw. geringem h/d Verhältnis auf bzw. wieviel kompakter kann ein idealer (freistehender) zylindrischer Wärmespeicher bei gleicher Effizienz ausgeführt werden?

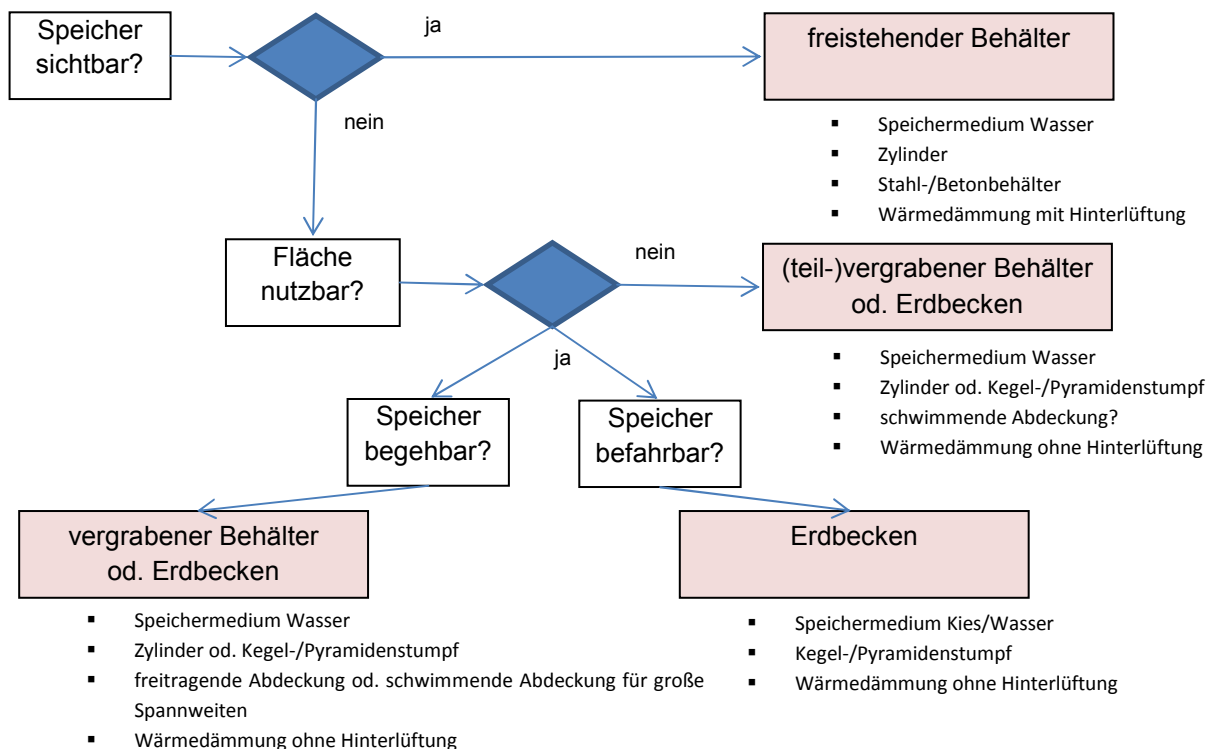


Abbildung 6: Entscheidungsstruktur freistehender od. unterirdischer Wärmespeicher

3.1.5 Einflussgrößen auf Bauart und Wirtschaftlichkeit

Eine schematische Darstellung wichtigster Einflussgrößen auf die Bauart und die Wirtschaftlichkeit von großen Wärmespeichern erfolgt in Abbildung 7. Es wird versucht die Einflussgrößen verschiedenen Kategorien zuzuordnen. Zunächst hat der Standort und der entsprechend vorliegende Boden direkt Einfluss auf die Kosten. Indirekt ergibt sich noch der Einfluss durch die mögliche Geometrie, max. verfügbare Oberfläche, maximale Tiefe, Erdreieigenschaften, Existenz von Grundwasser usw. Das Wärmeversorgungs-System in das der Speicher integriert werden soll beeinflusst durch die vorgegebene

Nutzung (Puffer- od. Langzeit-Wärmespeicher) sowohl die Bauart, die sich direkt auf die Investitionskosten auswirkt als auch durch die Vorgabe der Zyklenzahl die Wirtschaftlichkeit. Ein Wärmespeicher mit hohen Investitionskosten kann in einem anderen System deutlich wirtschaftlicher als ein kostengünstiger sein, wenn nur die Zyklenzahl ausreichend hoch ist. Entsprechend kann ohne eine Simulation des Wärmespeichers im Gesamtsystem keine Aussage zur Wirtschaftlichkeit getroffen werden. Je nach Anwendung kann mehr oder weniger Wärmedämmung wirtschaftlicher sein. Generell gilt, dass je größer der Speicher, desto weniger relevant werden die Verluste und desto eher wird die Anwendung von Wärmedämmung wirtschaftlich schwieriger darstellbar. Ohne eine detaillierte Systemberechnung wird eine konkrete Aussage jedoch nicht möglich sein, (vgl. auch 3.5).

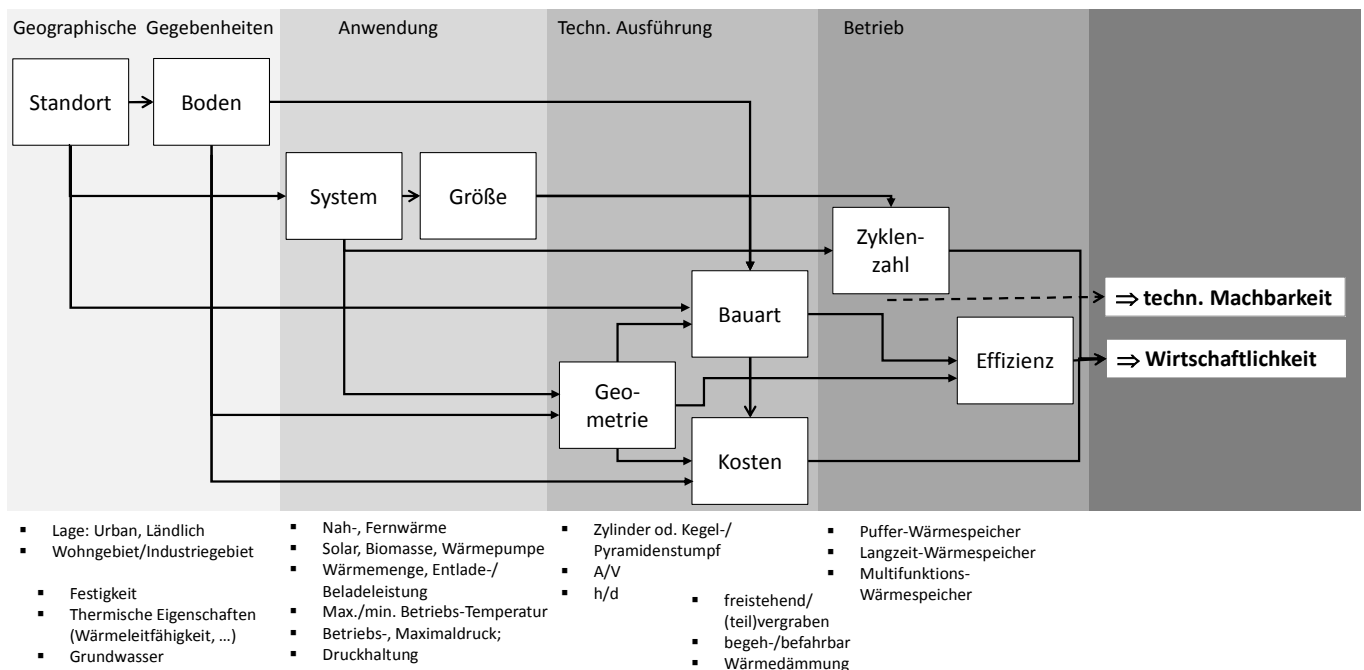


Abbildung 7: Schematische Darstellung wichtiger Einflussgrößen auf die Wirtschaftlichkeit von großen Wärmespeichern

Zusätzlich hat die zu erwartende Nutzungsdauer direkt Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit. Die maximale Nutzungsdauer ist eine Funktion der maximalen und mittleren Belade- bzw. Speichertemperatur abhängig von den eingesetzten Materialien. Andererseits, je höher die maximal mögliche Speichertemperatur desto größer ist die Wärmespeicherdichte und desto kleiner kann der Speicher ausfallen. Bzw. je nach geforderter max. Speichertemperatur (und damit ggf. Speicherdruck) hängt die maximale Nutzungsdauer maßgeblich von den eingesetzten Materialien ab, z.B. Edelstahl oder Polymerabdichtung (sog. Kunststoffdichtungsbahn KDB). Bei Kunststoffen ist i.d.R. eine maximale Temperatur von 80 °C einzuhalten.

3.2 Modellierung von unterirdischen Wärmespeichern

3.2.1 Generelle Aspekte

Für die Abbildung des thermo-hydraulischen Verhaltens von Wärmespeichern lassen sich prinzipiell Fein- und Grobstrukturmodelle einsetzen. Feinstrukturmodelle oder CFD-Modelle ermöglichen eine geometrisch exakte, fein aufgelöste 2D oder 3D Abbildung der Speicherstruktur sowie eine Berücksichtigung aller in Realität vorkommenden Wärmetransportvorgänge. Feinstrukturmodelle erfordern die Lösung partieller Differentialgleichungssysteme für die interessierenden physikalischen Größen wie Temperatur, Wassergehalt, Druck und Geschwindigkeit. Aufgrund des sehr großen Rechenaufwands können mit solchen CFD-Simulationen derzeit (und wohl auch in naher Zukunft) keine Jahressimulationen von Langzeit-Wärmespeichern durchgeführt werden. Nachteilig ist zudem, dass jede Geometrieänderung eine aufwändige Rechengittergenerierung nach sich zieht.

Grobstrukturmodelle verwenden zur Berechnung, abhängig von der vorliegenden Aufgabenstellung, vereinfachende Annahmen bei Geometrie, Stoffwerten und Randbedingungen, wodurch sich der Rechenaufwand stark reduzieren lässt. Detaillierte Berechnungen mit dem Ziel einer Optimierung der Speichergeometrie bzw. der Verteilung der Wärmedämmung können mit derzeit verfügbaren Grobstruktur-Modellen (z.B. in TRNSYS od. Matlab/Simulink) nicht durchgeführt werden. Bisher beschränken sich dynamische Speichermodelle, welche i.d.R. für die Abbildung kleiner Pufferspeicher entwickelt wurden, auf die detaillierte Abbildung der hydraulischen Vorgänge bei vereinfachter Berücksichtigung der Geometrie (Zylinder) und der Wärmedämmung und weniger auf die Abbildung der Geometrie und der Speicherverluste. Die wenigen verfügbaren Modelle für unterirdische Großwärmespeicher wie XST, oder ICEPIT in TRNSYS sind für eine Grobdimensionierung und Systemoptimierung geeignet jedoch nicht für eine Optimierung der Wärmespeicher selbst. In (Ochs, 2010) wurden die Aspekte feuchter Wärmedämmung untersucht und insbesondere der Einfluss auf die Wärmeverluste dargestellt. Der Einfluss von Konvektion wurde bisher nicht berücksichtigt. Detaillierte Untersuchungen bezüglich der Geometrie und des wirtschaftlich optimalen Einsatzes von Wärmedämmung wurden nicht vollständig durchgeführt. Aspekte der Geometrie des Speichers bei der Einbindung einer Wärmepumpe wurden bisher nicht untersucht.

3.2.2 Modellierung in 2D vs. 3D

Sehr große Wärmespeicher wurden häufig als Pyramidenstumpf ausgeführt. Die vereinfachte Abbildung solcher Geometrien in einem 2D Modell, (eben symmetrisch, d.h. „aufgeklappt“ od. radialsymmetrisch, d.h. Zylinder- oder Kegelstumpf) gelingt nur annähernd. Es ist nicht möglich gleichzeitig das A/V- und h/d- Verhältnis zu bewahren. D.h. entweder werden die Speicherschichtung oder die Wärmeverluste durch die Speicherhülle verfälscht. In den meisten Fällen sollte der Fehler jedoch akzeptabel sein, so dass von einem 3D-Modell abgesehen werden kann. Folgendes einfaches Beispiel soll dies verdeutlichen: Pyramidenstumpf mit einem Volumen von 1050 m³ und einem Böschungswinkel von 75 °.

Tabelle 2: Pyramidenstumpf, Kegelstumpf, Zylinder, 2D

	Reg. Pyramiden- stumpf	2D radial-symmetrisch		2D eben (Trapez)		Zylinder
Volumen V / [m ³]	1050	1050	1050	1050	1050	1050
Böschungswinkel b / [°]	75 °	75 °	60.5 °	75 °	70 °	90
Höhe H / [m]	13.369	13.369	13.369	13.369	13.369	13.369
Durchmesser D / [m]	12.20 5.04	13.37 6.20	16.56 1.43	7.16 0	9.73 0	10.00
Oberfläche / [m ²]	651.28	595.93	651.11	460.53	386.71	577.08
Deckelfläche / [m ²]	148.83	140.31	215.38	157.08	157.08	78.54
h/d / [-]	1.551	1.366	1.486	3.732	2.747	1.337
A/V / [1/m]	0.620	0.568	0.620	0.439	0.368	0.550

Es muss sowohl darauf geachtet werden, dass die Gesamtfläche (bzw. das A/V-Verhältnis), als auch insbesondere die Deckelfläche (mit i.d.R. den höchsten Temperaturen Innen und den niedrigsten Temperaturen Außen) nicht zu stark abweichen. Es ist einfach zu erkennen, dass hier bei 2D Modellen schnell die Grenzen erreicht werden und die radialsymmetrischen Ansätze bessere Ergebnisse liefern.

Anmerkung: Das Verhältnis Höhe (h) zu mittlerem Durchmesser kann auf verschiedene Arten gebildet werden und führt zu leicht unterschiedlichen Ergebnissen:

- Mittlerer Durchmesser $d_{m,av} = (d_t + d_b)/2$
- Durchmesser bei Höhe bei der sich zwei gleich große Volumina ergeben $D_{m,v}$
- Durchmesser eines Zylinders mit äquivalentem Volumen und äquivalenter Höhe $D_{m,z}$

3.2.3 Finite Elemente Umgebungsmodell

Die Simulation von unterirdischen Großwärmespeichern mit flexibler Geometrie wird durch ermöglicht die Kopplung eines dynamischen Finite-Differenzen (FD)-Wärmespeichermodeles an ein 2D-Finite Elemente (FE)-Modell.

Das im Rahmen des Projekts entwickelte und hier vorgestellte Modell erlaubt parametrisiert Wärmespeicher unterschiedlicher Bauart und Geometrie (Zylinder, Kegel-, bzw. Pyramidenstumpf) mit variabler Verteilung der Wärmedämmung dynamisch also Komponente in einem Nah- bzw. Fernwärmesystem zu simulieren. Dabei kann sowohl der Einfluss des Erdreichs sowie näherungsweise der von Grundwasser auf die Wärmeverluste und die Schichtung untersucht werden. Zudem kann die optimale Verteilung der Wärmedämmung (Boden, Wand, Abdeckung) für verschiedene Anwendungsfälle und Systemkonfigurationen bestimmt werden. Solch ein Modell sollte sowohl die (Reduktion der) Verluste durch das Erdreich (rechts) als auch komplexere Geometrien, wie ein aufgeschütteter Wall des Aushubs (links) oder einen Doppelkegelstumpf (mitte) mit guter Genauigkeit abbilden können.

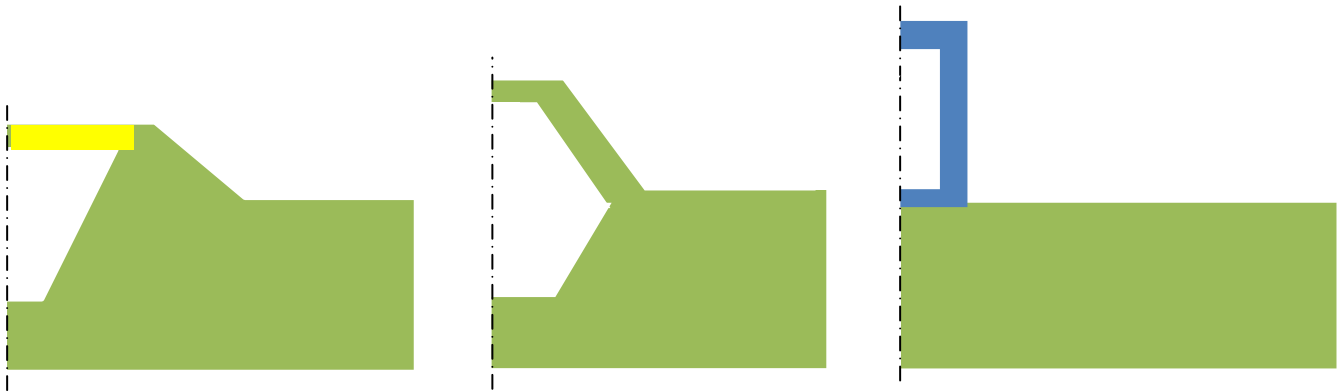


Abbildung 8: Links, Erdbecken-Wärmespeicher mit schwimmender Abdeckung, Mitte Doppelkegelstumpf, rechts freistehender Zylinder mit Erdreichkopplung

Das finite Elemente Modell wird in der Simulationsumgebung Matlab/Simulink unter Verwendung des PDETOOLS mittels sogenannter level-2-S-functions implementiert. Die Wärmeleitungsgleichung - eine parabolische partielle Differentialgleichung - wird nach der „Method-of-Lines“ in ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen übergeführt, welches dann von Matlab bzw. Simulink gelöst werden kann (vgl. Ochs et al. 2013).

Parabolische Partielle Differentialgleichungen (PDEs) der Form

$$d \cdot u' - \text{div}(c \cdot \text{grad}(u)) + a \cdot u = f \quad (2)$$

können in Matlab mit dem PDETOOL (2D) gelöst werden. Dabei können die Koeffizienten d, c, a und f Funktionen des Ortes x und der Zeit t sein (nicht jedoch von der abhängigen Variable u und von deren Ableitung (du/dx)). Angewendet auf die Energiegleichung wird Glg. (2) zu:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} - \text{div}(\lambda \cdot \text{grad}(\vartheta)) = \dot{q} \quad (3)$$

Die Temperatur ϑ ist eine Funktion der Position x, der Zeit t und optional von Wärmequellen q. Die Wärmeleitfähigkeit λ und die volumetrische Kapazität $C = \rho \cdot c_p$ kann eine Funktion der Zeit und vom Ort sein jedoch nicht von der Temperatur. Mit der Formulierung der partiellen DGL in Zylinderkoordinaten können radialsymmetrische Probleme in 2D abgebildet werden. Die Formulierung der Wärmeleitungsgleichung lautet dann:

$$r \rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) = \dot{q} r \quad (4)$$

Dabei ist r der Radius und z die Tiefe.

3.2.4 Bauarten von Langzeit-Wärmespeichern und Möglichkeit diese im Modell abbilden zu können

Generell sind alle radialsymmetrischen Geometrien mit dem entwickelten Modell abbildbar. Die Wärmedämmung kann entweder als Widerstand (ohne thermische Masse) oder als Schicht mit entsprechenden Materialeigenschaften abgebildet werden. Dabei ist auf eine ausreichend feine Diskretisierung zu achten. An der Schnittstelle von Randbedingungen (z.B. Deckel zu Wand) kann es zu numerischen Fehlern kommen, wenn beide Varianten gemischt verwendet werden. In der derzeitigen

Umsetzung ist die Simulation eines freistehenden Zylinders, eines unterirdischen Zylinders bzw. Kegelstumpfs und eines Zylinders bzw. Kegelstumpf mit schwimmender Abdeckung möglich, vgl. Abbildung 9.

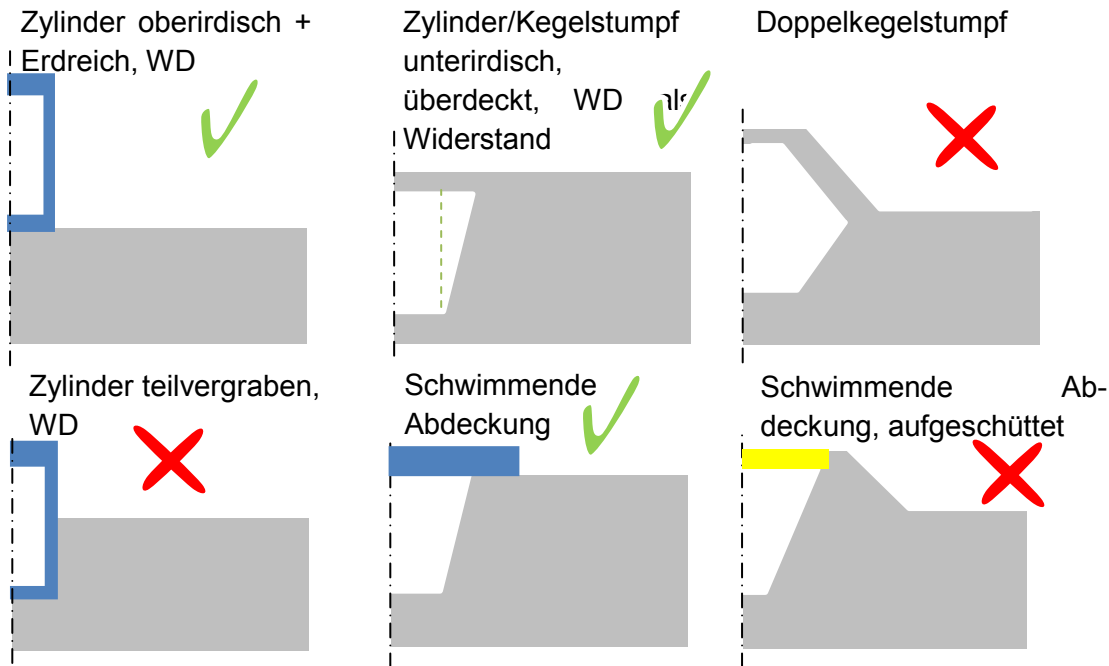


Abbildung 9: Mögliche Varianten der Speichergeometrie und derzeitige Implementierung im Modell

Das mit dem neuen Modell berechnete Temperaturprofil im Erdreich in der Umgebung eines unterirdischen Wärmespeichers und eines freistehenden Zylinders mit Erdreichkopplung ist exemplarisch in Abbildung 10 gezeigt.

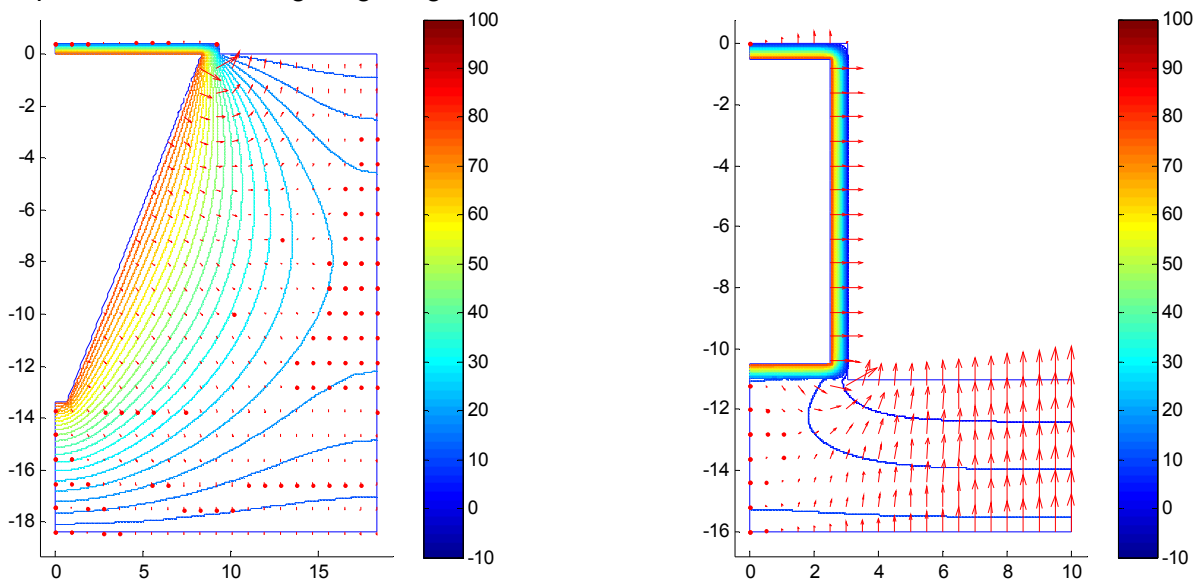


Abbildung 10: Temperaturprofil (in °C, beliebiger Zeitpunkt, x,y-Koordinaten in m) im Erdreich in der Umgebung eines (links) unterirdischen und (rechts) eines oberirdischen Behälter-Wärmespeichers mit Erdreichkopplung, Umgebungs- und Erdreichtemperatur 10 °C

3.2.5 Modell für dynamische System-Simulation

Das oben beschriebene Modell wurde in Matlab implementiert und getestet. Für Systemsimulationen wird das Modell in Simulink mittels S-functions implementiert.

Simulink löst Systeme von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Diese DGLs werden aus den partiellen Differentialgleichungen (PDE) durch die Linienmethode erzeugt. Aus den exportierten Variablen des pdetools können mit Hilfe der Funktionen `assema` und `assemb` die für die Lösung des Problems erforderlichen Matrizen erstellt werden, allgemein wird hier von assemblieren gesprochen. Es entsteht die Differentialgleichung in Matrixform:

$$\frac{d}{dt}U = M^{-1}(F + G + R + KU + QU + HU) \quad (5)$$

Dabei ist U abhängige Variable, K ist die Steifigkeitsmatrix, M ist die Massenmatrix, F ist der Vektor der rechten Seite, Q ist für die Systemmatrix und G ist der u bezogene Term. H und R sind Null im Falle von Neumann Randbedingungen (RB) und ungleich Null im Falle von Dirichlet RB.

Der Prozess ist schematisch in Abbildung 11 dargestellt. Simulink löst ODEs. Diese ODEs werden mit der „Method of Lines“ aus PDEs erzeugt (function `assembpde`). Die PDE Parameter werden mit der Zeit aktualisiert. Die Integration wird mit Simulink durchgeführt. Dafür kann z.B. eine Level-2 S-Function verwendet werden.

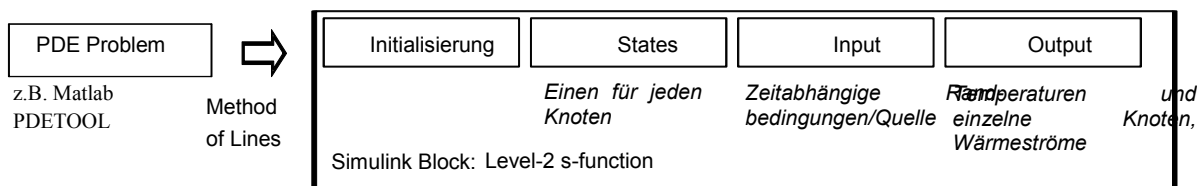


Abbildung 11: Schematische Darstellung des Ansatzes Partielle DGL mit der Simulationsumgebung Simulink zu lösen - Anwendung der Linienmethode (Method of Lines)

Im Block *Initialisierung* werden die Zustände (states) der PDE initialisiert (ein state für jeden Knoten). Die Aktualisierung (update) der Ableitungen (derivatives) wird mit dem *Derivatives* Block durchgeführt (Linienmethode). Die Outputs sind z.B. Temperaturen der Knoten zu bestimmten Zeiten oder Fluid Austrittstemperaturen (bei gegebener Eintrittstemperatur und Massenstrom) oder der Wärmestrom. Unter Verwendung der Linienmethode ("method of lines") können die Wärmeleitfähigkeit λ und die volumetrische Wärmekapazität (ρc_p) Funktionen des Ortes, der Zeit und der Temperatur sein. Die Berücksichtigung von Eisbildung im umliegenden Erdreich ist theoretisch möglich (findet jedoch hier keine Anwendung).

3.2.6 Gekoppeltes FD-Speicher und FE-Umgebungsmodell

Das System von gewöhnlichen Differentialgleichungen kann durch das Gleichungssystem für den Speicher erweitert werden und auf diese Weise gekoppelt von Matlab/Simulink gelöst werden.

Exemplarisch wird die Differentialgleichung für das Element i angegeben (gilt für alle Elemente $1 < i < N$):

$$V \cdot \rho \cdot c_p \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) + U \cdot A_s \cdot (\vartheta_s - \vartheta_i) + \frac{\lambda_{eff, top}}{h_{top}} \cdot A \cdot (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) + \frac{\lambda_{eff, bottom}}{h_{bottom}} \cdot A \cdot (\vartheta_{i+1} - \vartheta_i) \quad (6)$$

Hier ist V das Volumen des Segments i , ρ die Dichte und c_p die spezifische Wärmekapazität des Fluids, $\dot{m}$ der Be-/Entlademassenstrom, U der Wärmedurchgangskoeffizient der Hülle bzw. Übergangskoeffizient, A_s die Mantelfläche des Segments, λ_{eff} die effektive Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums, h die Segmenthöhe (welche jeweils nach oben bzw. unten unterschiedlich sein können) und A die Segmentkreisfläche. Bei Kegelstümpfen werden die Segmente derart unterteilt, dass diese gleiche Volumina besitzen, vgl. Abbildung 12, rechts.

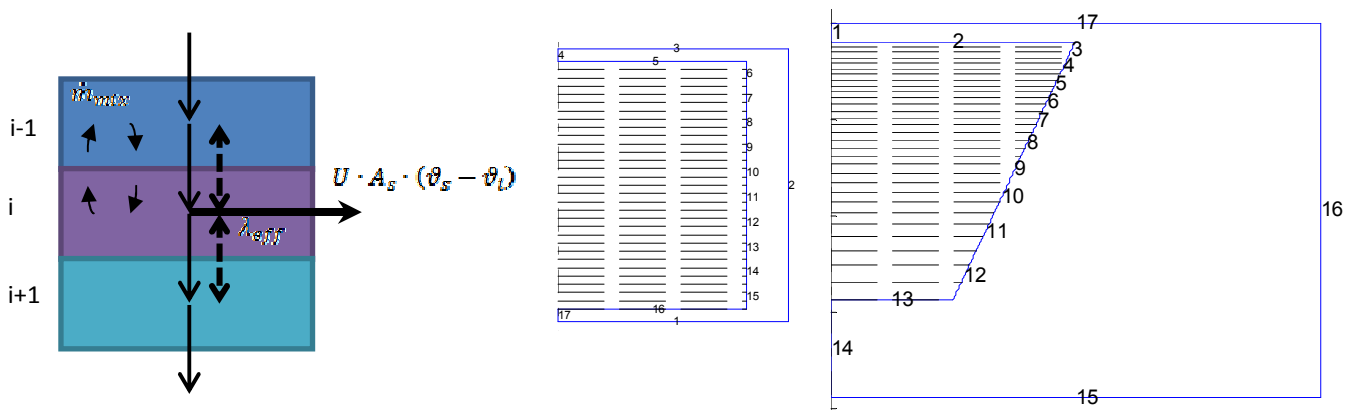


Abbildung 12: Schematische Darstellung dreier Speichersegmente (i-1, i, i+1) mit Energieflüssen (links) und Kopplung an die Erreichdomäne, (mitte) Zylinder (rechts) Kegelstumpf

Die Anzahl der Knoten (Segmente) beeinflusst die Genauigkeit der Ergebnisse und die Geschwindigkeit der Simulation. Eigene Untersuchungen bestätigen die Angaben aus der Literatur z.B. Raab, 2006, dass eine Anzahl von 30 Knoten ein guter Kompromiss aus Rechengeschwindigkeit und Genauigkeit darstellt. Die Erreichdomäne ist über 10 Randabschnitte (edges) und das FD-Speichermodell gekoppelt, vgl. Abbildung 12 (rechts). Die Kopplung zur Erreichdomäne wird entsprechend derart ausgeführt, dass jeweils die mittlere Temperatur dreier benachbarter Knoten die Randbedingung für die Erreichdomäne darstellt und umgekehrt dreier benachbarter Knoten jeweils eine Umgebungstemperatur als Randbedingung aufgeprägt bekommen.

3.2.7 Stratifikation, Mischung bei inverser Temperatursprungschicht

Unter Stratifikation wird die Aufrechterhaltung der Temperaturschichtung im Speichermedium verstanden, was mittels sogenannter Schichtbeladeeinrichtungen und durch eine entsprechend angepasste und sorgfältige Speicherbewirtschaftung erreicht werden kann. Gute Stratifikation verringert die Exergieverluste des Speichers, damit bleibt die Qualität der thermischen Energie erhalten.

Im Normalbetrieb wird sich eine sog. Thermokline im Wärmespeicher entwickeln. Die kombinierte Wirkung der thermischen Diffusion (Wärmeleitung), Wärmeverlust über die Speicherwände und durch die Be-/Entladung induzierte Vermischung wird sich im Laufe der Zeit die Qualität der Thermokline verschlechtern.

Die Aufrechterhaltung hoher Temperaturdifferenzen zwischen den Be- und Entladestellen des Speichers wirkt sich unmittelbar auf die Effizienz der Solarkollektoren und/oder auf die Leistungszahl der angeschlossenen Wärmepumpe aus. Außerdem wirkt Stratifikation dem Entstehen von natürlichen Konvektionsströmungen in Heißwasserspeichern entgegen. Sowohl das Entstehen von Fallströmungen an der Speicherwand als Folge der Wärmeverluste über die Speicherhülle, als auch das Entstehen von Wirbeln unterhalb des Speicherdeckels (sog. Bénard-Konvektion) kann durch thermische Schichtung stark abgeschwächt bzw. verhindert werden.

Insbesondere bei Speicherperioden (d.h. wenn keine Be- oder Entladung durchgeführt wird) entsteht numerisch ohne zusätzliche mathematische Terme in (6) eine inverse Temperatursprungschicht (Thermokline). Dies würde insbesondere bei umgedrehten Kegelsümpfen mit der verhältnismäßig großen Oberfläche im obersten Element und den entsprechend verhältnismäßig großen Wärmeströmen geschehen. In Realität würde sich diese inverse Temperatursprungschicht aufgrund der Auftriebskräfte und der damit verbundene Strömung nicht einstellen, vielmehr würde sich eine Mischtemperatur einstellen.

Die exakte Vorhersage dieser Vorgänge erfordert eine numerische Strömungssimulation (CFD). Mittels numerischer Strömungssimulation können Be- bzw. - Entladungsprozess detailliert untersucht werden. Bei der Modellierung mit CFD können die lokale thermische Schichtung, der Einfluss der Auftriebskräfte sowie die Modellierung der turbulenten Durchmischung berücksichtigt werden. Dies ist jedoch numerisch sehr aufwändig und ist nicht geeignet für ein Modell, welches innerhalb eines Gesamtsystems eingebunden werden soll.

Vereinfachte Ansätze sind hierfür erforderlich. Es stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung, wie z.B. Mischungsalgorithmen. Der Algorithmus, welcher im Speichermodell der CARNOT Toolbox (Hafner, 2009) verwendet wird, wurde im vorhandenen Modell erfolgreich mit einem freistehenden zylindrischen Wärmespeicher getestet. In Verbindung mit Erdreich führte der Algorithmus jedoch zu numerischen Problemen. Es konnte bisher keine Lösung dafür gefunden werden.

Anstatt dessen wurde die Berücksichtigung einer von der Temperaturdifferenz abhängigen effektiven Wärmeleitfähigkeit implementiert, vgl. Glg. (7).

$$\begin{aligned}\lambda_{eff,top} &= \lambda_{eff,0} + \lambda_{eff,mix} \cdot ((\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) < 0) \\ \lambda_{eff,bottom} &= \lambda_{eff,0} + \lambda_{eff,mix} \cdot ((\vartheta_{i+1} - \vartheta_i) > 0)\end{aligned}\tag{7}$$

Eine Alternative Variante ist die Berücksichtigung eines zusätzlichen Mischungs-Massenstroms im Falle einer inversen Temperaturschichtung:

$$V \cdot \rho \cdot c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) + U \cdot A_S \cdot (\vartheta_s - \vartheta_i) + \frac{\lambda_{eff}}{h} \cdot A \cdot (\vartheta_{i-1} - 2\vartheta_i + \vartheta_{i+1} + \vartheta_{i+1}) + \dot{m}_{mix} \cdot c_p \cdot (\max[\vartheta_{i+1} - \vartheta_i; 0] + \max[-\vartheta_{i-1} + \vartheta_i; 0]) \quad (8)$$

Im Unterschied zu Glg. (6) wird hier λ_{eff} , die effektive Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums nach oben und unten gleich und die Höhe der Segmente als einheitlich angenommen. Der Massenstrom $\dot{m}_{mix}$ wird im Falle einer Inversion berücksichtigt. Die Abschätzung des Massenstroms ist (wie die der effektiven Wärmeleitfähigkeit bei Mischung) nicht trivial und hängt von der Temperaturdifferenz $\vartheta_i - \vartheta_{i-1}$ bzw. $\vartheta_{i+1} - \vartheta_i$ ab. Ausreichend hohe Werte der effektiven Wärmeleitfähigkeit bzw. des Mischungsmassenstroms können zu sehr kleinen Zeitschrittweiten, damit langen Simulationszeiten bzw. aufgrund von Nichtlinearitäten zu Konvergenz-Problemen führen. Ergebnisse hierzu werden in Abschnitt Validierung diskutiert. Weiter Arbeiten sind hier notwendig um die Mischung inverser Schichten (ausreichend) korrekt und numerisch praktikabel berechnen zu können.

In Abbildung 13 ist die Temperaturschichtung im Speicher exemplarisch dargestellt.

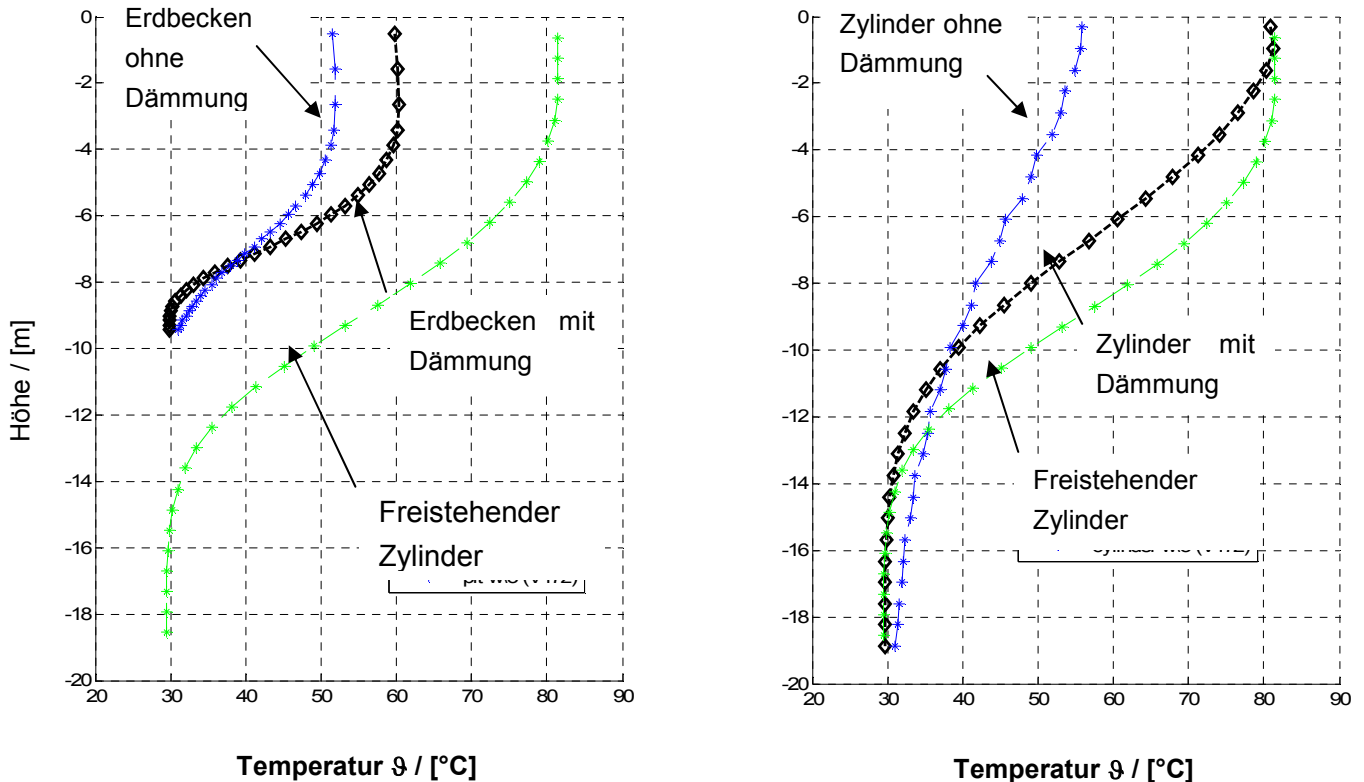


Abbildung 13: Temperaturschichtung im Speicher, verschiedene Modelle im Vergleich

3.2.8 Modellvalidierung

3.2.8.1 Validierung des Wärmespeicher-Modells

Das für Matlab/Simulink entwickelte Wärmespeichermodell wurde durch Vergleich mit dem Wärmespeichermodell der Modellbibliothek CARNOT Blockset kreuz-validiert (Hafner 2012). Es wurde eine Entlade-Periode und eine Wärmespeicherperiode genauer betrachtet.

(Anmerkung: in früheren Arbeiten, wurde das CARNOT Speicher-Modell gegen verfügbare TRNSYS Speichermodelle u.a. Type 343 (vgl. Bauer et al. 2013) bzw. gegen Messdaten (Hafner 2012) validiert. Ein zusätzlicher Vergleich mit dem TRNSYS XST sollte in nachfolgenden Arbeiten noch erfolgen.)

Es wurde generell rel. gute Übereinstimmung zwischen den Modellen festgestellt, vgl. Abbildung 14. Es treten geringe Abweichungen auf, welche v.a. im Falle der Speicherperiode sichtbar sind, Abbildung 14, links. Gründe liegen neben der Berücksichtigung der thermischen Masse der Wärmedämmung sowie des 2D Effekts im Bereich des Boden-Wand bzw. Deckel-Wand-Anschlusses im Vergleich zur masselosen und geometrielosen Abbildung mit Widerständen bei konventionellen Speichermodellen v.a. in der unterschiedlichen effektiven Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums bzw. in der unterschiedlichen Verwendung des Mischungsalgorithmus, vgl. auch folgender Abschnitt. Es können zudem auch geringe Abweichungen durch die Verwendung unterschiedlicher numerischen Löser auftreten.

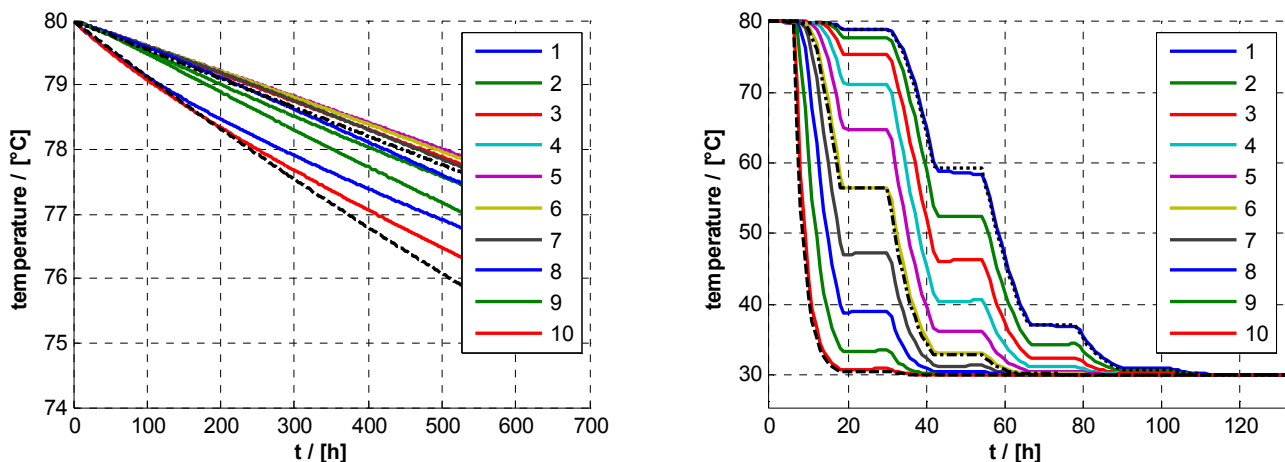


Abbildung 14: Vergleich der Temperaturen im Speicher des Speichermodells der CARNOT Toolbox (gestrichelte Linie) mit dem neuen gekoppelten FD-Speicher und FE-Umgebungsmodell (durchgezogene Linie); jeweils 10 Knoten; (links) Speicherungsverluste bei 80 °C Anfangs- und 10 °C Umgebungstemperatur; (rechts) Entladung von 80 °C Anfangstemperatur für 6 d mit 12h/d Entladung mit 30 °C Vorlauftemperatur, x-Achse: Zeit in Stunden

Bei den Wärmeströmen sind die geringen Abweichungen analog sichtbar, wie Abbildung 15 beim Vergleich der Speicherungsverluste (oben) und Be- bzw. Entladeleistung (unten) für 2 Monate Beladung, 2 Monate Speicherung und 1 Monat Entladung (M2M2M1) für unterschiedliche Dämmstandards gezeigt wird.

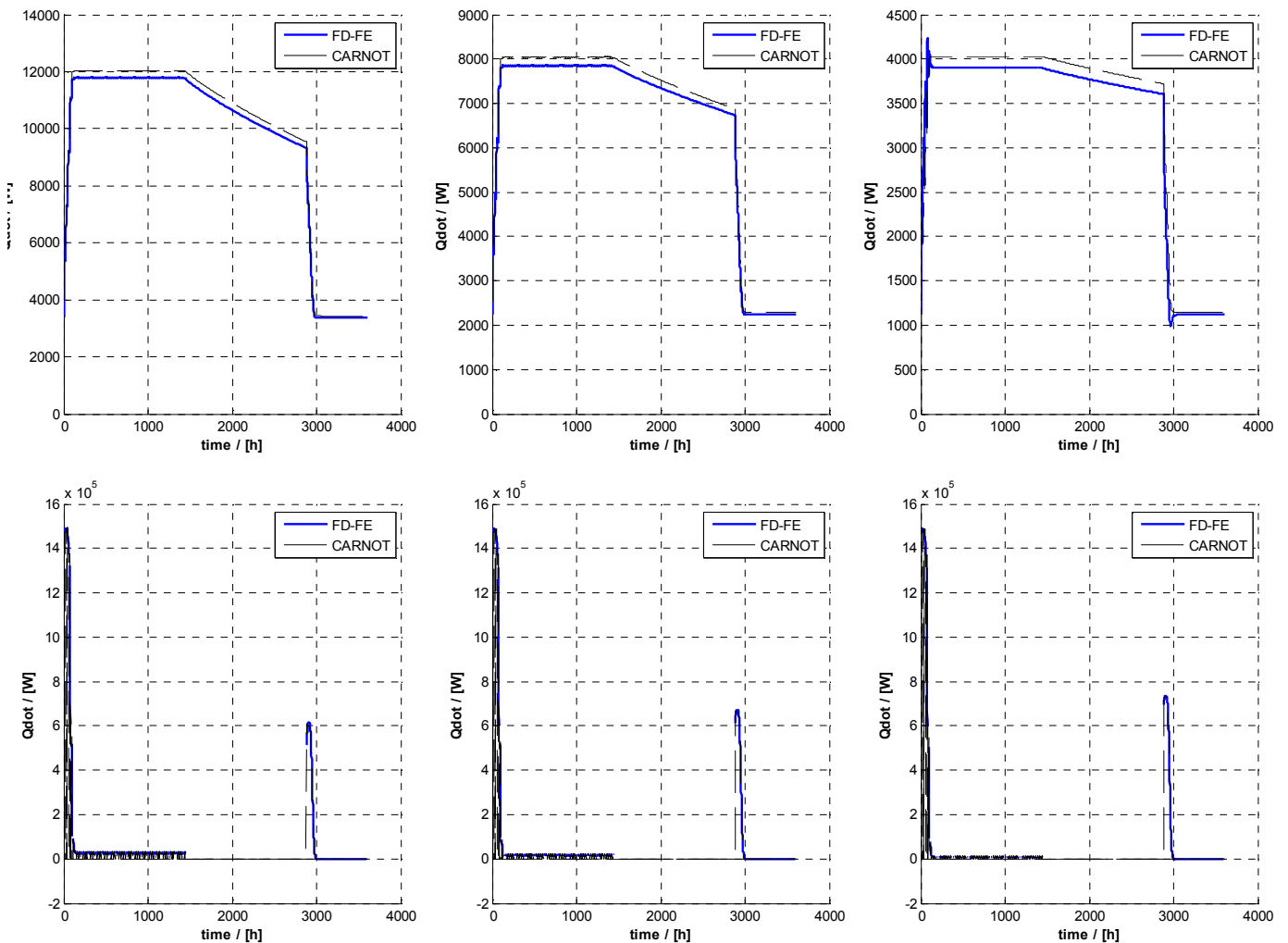


Abbildung 15: Vergleich der Speicherverluste (oben) und Be- bzw. Entladeleistung (unten) für (links) $U = 0.3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, (mitte) $U = 0.2 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ und (rechts) $U = 0.1 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ für 2 Monate Beladung, 2 Monate Speicherung und 1 Monat Entladung (M2M2M1)

In Abbildung 16 sind die thermischen Verluste für das FD-FE-Modell mit dem CARNOT-Modell für verschiedene Dämmstärken (gleiche Dämmstärke in Wand, Deckel und Boden) verglichen. Gezeigt werden die Wärmeverluste über einen Zeitraum von drei Monaten für einen freistehenden Zylinder mit einem Volumen von 5559 m^3 , einem Oberfläche-Volumen-Verhältnis von 1. Die Abweichung ist mit ca. 3 MWh von derselben Größenordnung für alle Dämmstärken. Zum Vergleich werden zwei Fälle mit inhomogener Dämmung gezeigt (50 cm oben, 40 cm Wand, 30 cm unten). Diese liegen jeweils etwas höher als im Falle mit homogener Wärmedämmung (mit 40 cm) und haben vergleichbare Abweichung zueinander.

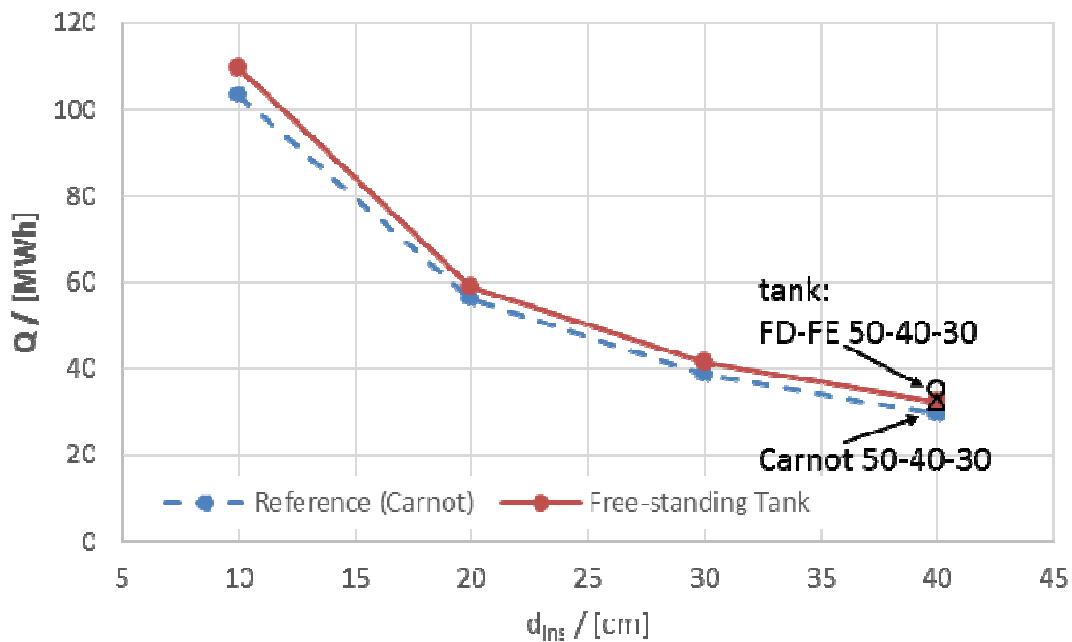


Abbildung 16: Thermische Verluste für den freistehenden Tank (FD-FE-Modell) im Vergleich mit dem CARNOT-Modell für verschiedene Dämmstärken

3.2.8.2 Modell für die Mischung bei inverser Schichtung

Nachdem das Wärmespeicher-Modell prinzipiell gegen eine finite-Differenzen-Speichermodell am Beispiel eines Zylinders in Bezug auf das Lade- und Entlade-Verhalten kreuzvalidiert wurde, erfolgt nun eine genauer Betrachtung der Mischungsvorgänge bei Perioden ohne bzw. mit sehr geringer Be- und Entladung. Als Referenz-Modell wurde wieder das Wärmespeichermodell von der CARNOT Toolbox (Hafner, 2012) verwendet.

Der Algorithmus für das Mischen im Falle einer inversen Thermokline basiert auf dem Algorithmus, welcher im Carnot-Speichermodell implementiert ist. Das Carnot-Speicher-Modell wurde anhand von Messwerten grundsätzlich validiert (Hafner, 2005).

Dieser einfache Misch-Algorithmus liefert übereinstimmende Ergebnisse im Falle eines freistehenden Zylinders (d.h. ohne Erdschichtkopplung). Dieser einfache Mischungs-Algorithmus funktioniert in Kombination mit Erdschicht-Kupplung jedoch nur ungenügend. Die Ergebnisse weisen auf numerischen Schwierigkeiten (Konvergenz-Probleme, geringe Simulationsgeschwindigkeit) hin. Als Folge wurde der Ansatz mit der erhöhten effektiven Wärmeleitfähigkeit zum Mischen der Schichten ($\lambda_{eff,Mix}$) im Falle von inversen Thermoklinen getestet und mit dem Algorithmus des ursprünglichen Modells bzw. Carnot-Modells verglichen. Zunächst wurde dafür das Modell des freistehenden Zylinders für den Vergleich verwendet. Zusätzlich wurden die Ergebnisse mit denen eines Knoten-Speicher-Modells (1N), d.h. eines mit vollständiger Durchmischung, verglichen.

Tabelle 3 gibt die Wärmeverluste über einen Zeitraum von drei Monaten für einen freistehenden Zylinder mit einem Volumen von 5559 m³, einem Oberfläche-Volumen-Verhältnis von 1 und einer Dämmschichtdicke bei der Abdeckung von 50 cm, bei der Wand von 40 cm und 30 cm am Boden für die untersuchten Modellansätze an.

Tabelle 3: Vergleich der thermischen Verluste (in MWh) eines freistehenden Zylinders für eine Speicherperiode von 3 Monaten mit einer Dämmung von 50 cm (Deckel), 40 cm (Wand) und 30 cm (Boden) für ein einfaches Lastprofil, vgl. Abschnitt 3.5

Model	30 Knoten $\lambda_{\text{eff,mix}}$	FD-FE Speicher 30 Knoten Inv. TC mixing	1N	CARNOT Blockset 30 Knoten	1N
Q/ [MWh]	32.3	32.4	31.3	35.1	35.2

Die drei Ansätze (Mischungsalgorithmus, effektive Wärmeleitfähigkeit und 1-Knoten-Modell) liefern vergleichbare Ergebnisse. Auch das CARNOT-Modell liefert vergleichbare Ergebnisse für das Modell mit 30 Knoten und mit einem Knoten, wonach die Schichtung sofern richtig abgebildet für den hier untersuchten Fall nur eine geringfügige Auswirkung hat. Mit 8.6 % besteht jedoch eine erhebliche Abweichung zwischen den beiden Modellen (Carnot, FD-FE), vgl. voriger Abschnitt.

Für die folgenden Untersuchungen kann davon ausgegangen werden, dass das neue erdgekoppelte Speichermodell ausreichend genaue Ergebnisse liefert, aber weitere Arbeit wird benötigt, um die Grenzen dieses Ansatzes zu verstehen. Die folgenden Ergebnisse sollten entsprechend relativ zueinander Bewertet werden und es sollte berücksichtigt werden, dass die absoluten Werte mit einem Fehler der Größenordnung 10 % behaftet sein können.

3.3 Bewertung der Effizienz von großen Wärmespeichern

3.3.1 Allgemeines

Die Effizienz eines Wärmespeichers wird von vielen Einflussgrößen bestimmt. Dies sind (u.a.):

- (1) Betriebsbedingungen (Systemtemperatur, Be- Entladezyklen),
- (2) Standorteigenschaften (Randbedingungen, Erdreichseigenschaften, Grundwasser),
- (3) Bauart des Wärmespeichers (Geometrie A/V- und h/d-Verhältnis, Zylinder, Kegel- bzw. Pyramidenstumpf,
- (4) Wärmedämmstandard (U-Wert)).

Eine wichtige Kenngröße eines Wärmespeichers ist die Zyklenzahl CN

$$CN = \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{max}}} \quad (9)$$

Die maximale Belade- bzw. Speichertemperatur beeinflusst die max. Wärmespeicherkapazität Q_{max} und hängt zum einen von den eingesetzten Materialien ab (z.B. Edelstahlabdichtung od. Kunststoffdichtungsbahn) und zum anderen davon, ob der der Speicher druckbehaftet betrieben wird. Beide Faktoren haben auch großen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit. Als Bewertungsgröße eignet sich der Speichernutzungsgrad (nicht jedoch als alleinige).

$$\eta = \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (10)$$

Eine detaillierte Bewertung kann nur im System erfolgen. Die Gesamtsystemeffizienz muss letztendlich optimiert werden unter Berücksichtigung der Effizienz der Komponenten insbesondere des Wärmeerzeugers (z.B. der Solaranlage oder der Wärmepumpe). Der Speichernutzungsgrad wird maßgeblich vom Dämmstandard bestimmt. Schichtung (und somit das h/d-Verhältnis) hat einen Einfluss 2. Ordnung auf den Speichernutzungsgrad (jedoch einen Einfluss 1. Ordnung auf die Effizienz des Wärmeerzeugers). Der wirtschaftlich optimale Speichernutzungsgrad hängt somit von der Zyklenzahl ab. Je höher die Zyklenzahl, desto weniger spielen Wärmeverluste eine Rolle. Eine Bewertung des Wärmespeichers ohne Gesamtsystem stellt also immer nur eine vereinfachte Betrachtung dar, ist jedoch nützlich um grundlegende Zusammenhänge zu verstehen.

Thermodynamische Analysen von Wärmespeichern berücksichtigen Temperatursprungschicht (Thermoklinegradien und -dicke), Wirkungsgrade nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, Mischungszahlen und Wirkungsgrade nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik. Exergieanalysen von Wärmespeichern wurden von mehreren Autoren durchgeführt. Sowohl experimentelle Ergebnisse (z.B. Hampel 2008) als auch numerische Ergebnisse (z.B. Haller et al. 2009) wurden dazu herangezogen. Untersuchungen für große Wärmespeicher wurden z.B. von Panthalookaran 2007 und Behnaz et al. 2012 durchgeführt. Panthalookaran 2007 bildete den Speicher mittels CFD ab. Aufgrund der extrem langen Rechenzeiten (teilweise größer Echtzeit) ist dieser Ansatz jedoch nur begrenzt anwendbar. Beide Autoren verwendeten experimentelle Ergebnisse des Wärmespeichers in Friedrichshafen.

3.3.2 Definitionen

Der Wärmespeicherbetrieb kann in drei Stufen

- Beladung
- Entladung
- Speichern

unterschieden werden, vgl. Abbildung 17. Zusätzlich könnte noch in eine Stillstands-Phase unterschieden werden, diese ist jedoch für die Analyse nicht relevant. Im Falle eines Betriebs mit Wärmepumpe kann dies noch in Entladung (mit ggf. Gewinnen aus dem Erdreich sofern eine Auskühlung unterhalb der Erdreichtemperatur erreicht wird) und Beladung unterschieden werden.

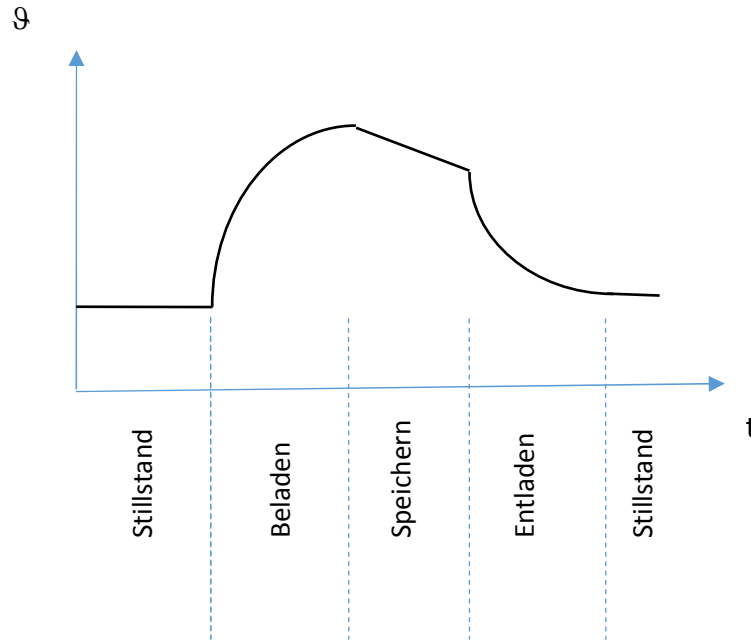


Abbildung 17: Schematische Darstellung der verschiedenen Betriebsweisen eines Langzeit-Wärmespeichers; Speichertemperatur im Verlauf der Zeit

Es werden daher in den meisten Publikationen Leistungsdaten für diese drei Phasen definiert (siehe z.B. Behnaz et al. 2012).

Belade-Energieeffizienz und Exergie Effizienz

$$\eta_{\text{charge}} = \frac{\Delta U_{\text{charge}}}{Q_{\text{in}}} \quad (11)$$

$$\psi_{\text{charge}} = \frac{\Delta \Xi_{\text{accu}}}{\Xi_{\text{in}}} \quad (12)$$

Speicher Energieeffizienz und Exergie Effizienz

$$\eta_{\text{store}} = \frac{Q_{\text{in}} - Q_{\text{loss}}}{Q_{\text{in}}} \quad (13)$$

$$\psi_{\text{store}} = \frac{\Xi_{\text{in}} - \Xi_{\text{loss}}}{\Xi_{\text{in}}} \quad (14)$$

Entlade Energieeffizienz und Exergie Effizienz

$$\eta_{\text{discharge}} = \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{max}}} \quad (15)$$

$$\psi_{\text{discharge}} = \frac{\Xi_{\text{out}}}{\Xi_{\text{accu}}} \quad (16)$$

Für den gesamten (Jahres-)zyklus sind damit die Gesamtenergie- und Exergieeffizienz:

$$\eta_{\text{overall}} = \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (17)$$

$$\psi_{\text{overall}} = \frac{\Xi_{\text{out}}}{\Xi_{\text{in}}} \quad (18)$$

ΔU_{charge} ist die im Speicher akkumulierte innere Energie. Q_{in} ist der Energieeintrag (z.B. durch Solarenergie), Q_{loss} ist der thermische Verlust während der Speicher-, bzw. Beladepériode. Q_{max} ist die Gesamtenergie die im Speicher enthalten sein kann und Q_{out} ist die Entladeenergie. Ξ ist die entsprechende Exergy; Ξ_{accu} ist die im Speicher akkumulierte Exergie.

Behnaz et al. 2012 schlussfolgern, dass es für saisonale Wärmespeicher keinen signifikanten Einfluss auf die thermodynamische Analyse hat, ob die Bilanzierung unter Berücksichtigung der Schichtung erfolgt oder ob vereinfachend von einem völlig durchmischten Speicher ausgegangen wird da beim saisonalen Betrieb die thermischen Verluste dominieren. Im Gegensatz dazu ist die Schichtung jedoch natürlich von großer Bedeutung für die Effizienz der Kollektoren (und der Wärmepumpe sofern diese existiert und für einen signifikanten Zeitraum betrieben wird).

3.4 Simulationsstudie - Speichernutzungsgrad und Speichergeometrie

3.4.1 Methode

Drei verschiedene Szenarien werden definiert um die Speichergeometrie und Bauart zu untersuchen und optimieren zu können:

- a) Langzeit-Wärmespeicherung
- b) Puffer-Wärmespeicherung
- c) Multifunktionsspeicherung (Wärmepumpenbetrieb)

Um eine aufwändige Systemsimulation zu vermeiden werden zunächst vereinfachte Be- und Entlade- bzw. Speicher-Szenarien definiert mit denen der Speichernutzungsgrad bzw. die Schichtung des Speichers beurteilt werden können. Für die Langzeit-Wärmespeicherung werden folgende vereinfachte Annahmen getroffen:

- Anfangsbedingung 30 °C, Beladung mit 80 °C und 7.11 kg/s für 2 Monate (12h/d),
- 2 bzw. 3 Monate Stillstand,
- Entladung über einen Monat mit 30 °C und 3.83 kg/s (24h/d).

Die Umgebungstemperatur und die Erdober-/Grundwassertemperatur (Randbedingung unten) liegen bei konstant 10 °C. Die Simulationen werden für einen freistehenden Zylinder mit und ohne Berücksichtigung von Erdober, einen unterirdischen Zylinder, sowie einen unterirdischen Kegelstumpf durchgeführt. Variiert werden folgende Parameter: A/V- bzw. h/d-Verhältnis, Böschungswinkel, Dämmstandard, Erdobergeigenschaften. Der unterirdische Speicher hat 1 m Erdoberüberdeckung bzw. eine schwimmende Abdeckung. Hier werden zunächst nur die Ergebnisse der Langzeit-Wärmespeicherung vorgestellt. (Zukünftige Arbeiten werden sich mit Pufferspeicherung und Wärmepumpenbetrieb bzw. der kombinierten Nutzung – „Multiunktionsspeicher“ auseinandersetzen).

3.4.2 Ergebnisse der Parametervariation

Die Simulationen werden für einen freistehenden und einen unterirdischen Zylinder mit und ohne Berücksichtigung von Erdreich, sowie einen unterirdischen Kegelstumpf durchgeführt. Variiert werden folgende in Tabelle 4 aufgelistete Parameter:

Tabelle 4: Matrix der Parametervariation für verschiedene Speichermodelle

	Bereich	Zylinder	Zylinder mit Erdreich	Zylinder unterirdisch	Kegelstumpf unterirdisch
Volumen / [m ³]	525, 1050 , 2100, 5250	x	x	x	x
A/V- u. h/d-Verhältnis (Höhe) / [m]	5, 7.5, 10, 12.5, 15	x	x	x	x
Böschungswinkel / [°]	30, 45, 60, 75, 90				x
Dämmstandard / [W/(m ² K)]	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 91	x	x	x	x
Bodeneigenschaften λ / [W/(m K)]	1, 2, 3		x	x	x

Im Falle eines unterirdischen Speichers, d.h. mit Erdreich ist eine angemessene Initialisierung bzw. Vorlaufzeit zu berücksichtigen. Eine zu erwartende Degradierung der Wärmedämmung bei unterirdischen Wärmespeichern (vgl. Ochs 2010) wird zunächst nicht berücksichtigt. Unterschiedliche Verteilung der Wärmedämmung auf Boden, Wand und Abdeckung wird hier nicht zunächst nicht berücksichtigt. Siehe dazu nachfolgender Abschnitt.

Zunächst werden hier die Zusammenhänge vereinfacht für einen freistehenden Zylinder untersucht. Anschließend erfolgt der Vergleich mit den anderen Speicherbauarten. Es wird ausschließlich das Speichermedium Wasser untersucht ($\lambda_{\text{eff}} = 1 \text{ W/(m K)}$).

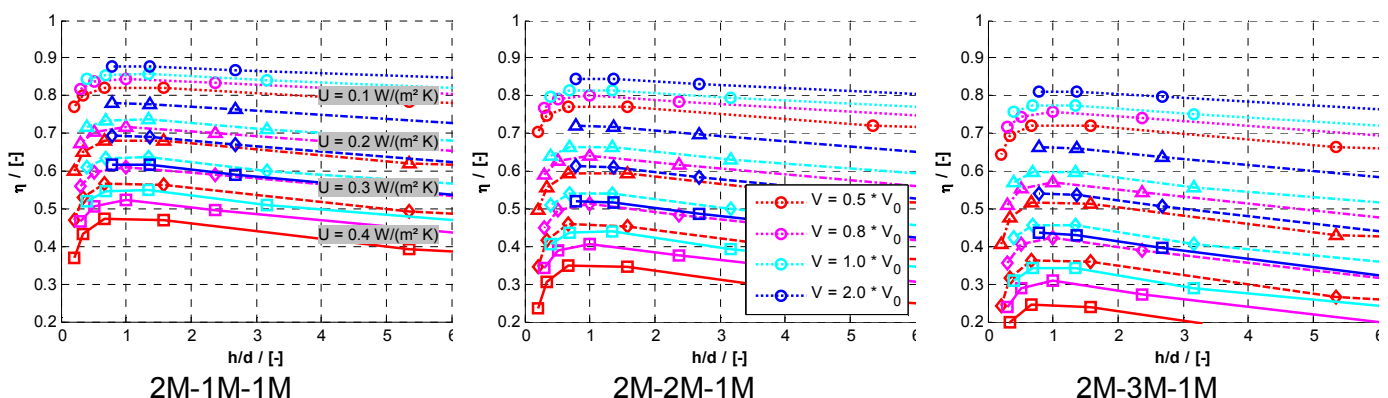


Abbildung 18: Speichernutzungsgrad h als Funktion des h/d -Verhältnisses für drei verschiedene Speicherperioden, 2 Monate beladen, 2 bzw. 3 Monate speichern und 1 Monat entladen

Beim Pufferspeicherbetrieb ist der Einfluss der Wärmedämmung bzw. des U -Werts deutlich geringer und auch der Einfluss des h/d Verhältnisses ist weniger stark ausgeprägt.

Der Speichernutzungsgrad hat ein relativ flaches Optimum bei etwa $h/d = 1$ unabhängig davon welcher Dämmstandard gewählt wird, unabhängig vom Volumen des Speichers (bei unveränderlichem

Massenstrom) und auch unabhängig davon wie lange die Speicherperiode ist. Der Speichernutzungsgrad nimmt offensichtlich mit abnehmendem Dämmstandard bzw. zunehmendem A/V-Verhältnis ab. Zudem nimmt der Speichernutzungsgrad mit zunehmender Dauer der Speicherperiode ab. Speichernutzungsgrade von 75 % bis 85 % können mit gut gedämmten ($U < 0.1 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$) Zylindern mit optimalem h/d-Verhältnis von etwa 1 erreicht werden (für den hier untersuchten Wärmespeicher mit 1050 m^3), vgl. Abbildung 19, rechts.

Die Zusammenhänge bei unterirdischen Wärmespeichern sind etwas komplexer. Prinzipiell sind auch hier geringe A/V-Verhältnisse anzustreben, jedoch ist insbesondere bei Speichern bei denen nur die Abdeckung gedämmt ist (hier bei $U = 71.4 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$) der Flächenanteil gedämmt/ungedämmt zu berücksichtigen. Je geringer der U-Wert desto größer ist der Einfluss der Geometrie und der Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs. Ohne Wärmedämmung ($U = 90.9 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$) fällt der Speichernutzungsgrad bei günstigen A/V-Verhältnissen von über 85 % auf etwa 75 % bei geringer, auf 60 % bei mittlerer und auf 45 % bei hoher Erdreich-Wärmeleitfähigkeit, vgl. Abbildung 19, rechts.

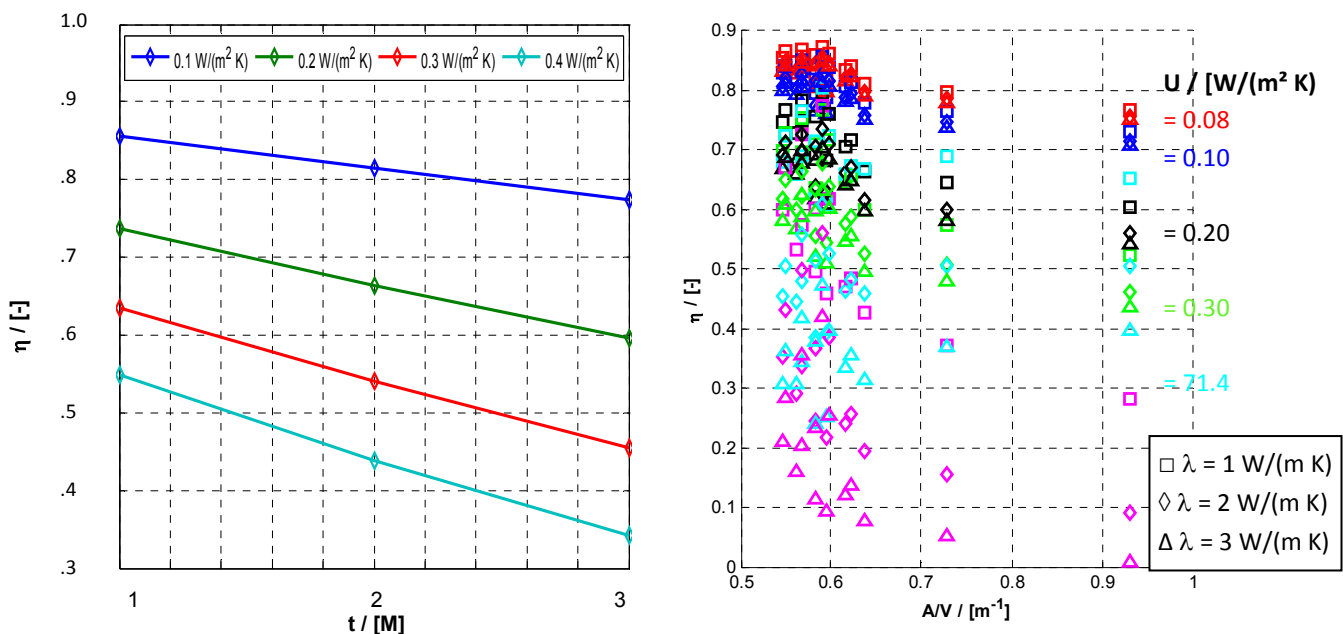
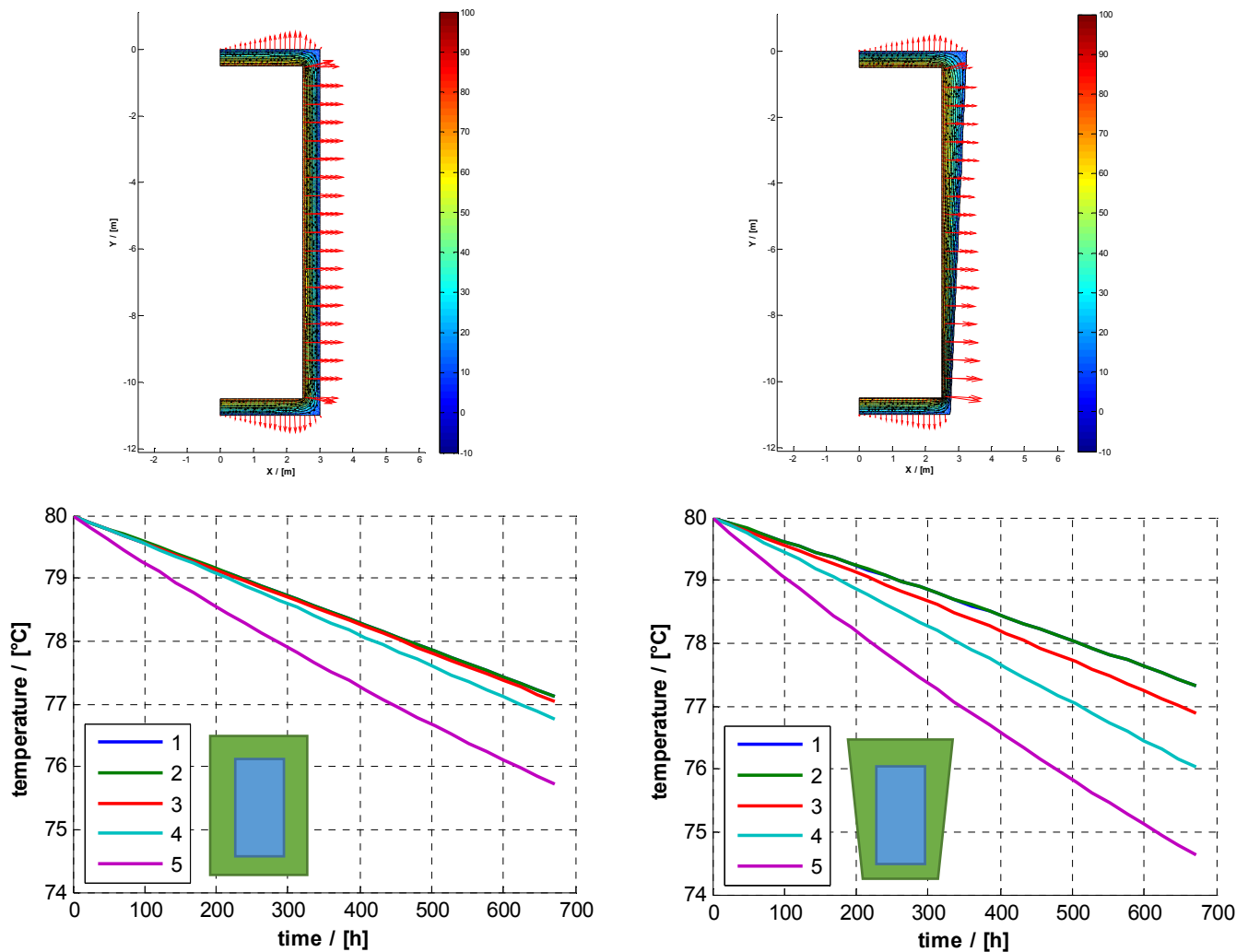


Abbildung 19: (links) Speichernutzungsgrad als Funktion der Speicherperiode (1, 2, 3 Monate) mit dem U-Wert der Wärmedämmung als Parameter; Zylinder mit $V = 1050 \text{ m}^3$; $d = 10 \text{ m}$; (rechts) für einen unterirdischen Speicher als Funktion des A/V-Verhältnisses für unterschiedliche Erdreichwärmeleitfähigkeiten;

3.4.3 Einfluss der Verteilung der Wärmedämmung

Die optimale Verteilung der Wärmedämmung wird beispielhaft an einem freistehenden Zylinder untersucht. Im Falle unterirdischer Wärmespeicher ist zu beachten, dass die Erdreichseigenschaften (v.a. Wärmeleitfähigkeit) und der Abstand zum Grundwasser und dessen Strömungsgeschwindigkeit großen Einfluss haben.

Abbildung 20 zeigt die Abkühlkurve eines Wärmespeichers mit links homogener Wärmedämmung und rechts nach oben zunehmender Wärmedämmung bei gleichem Wärmedämmvolumen. Deutlich zu erkennen ist die bessere Schichtung, d.h. die höhere Temperatur im oberen Speicherbereich bei nach oben zunehmender Wärmedämmung.



Wanddämmung 50 cm

Wanddämmung 75 cm ... 25 cm

Abbildung 20: Abkühlkurve eines Wärmespeichers mit links homogener Wärmedämmung und rechts nach oben zunehmender Wärmedämmung bei gleichem Wärmedämmvolumen

Es ist zu erkennen, dass eine nach oben zunehmende Dämmung hier zu einer besseren Schichtung führt. Eine Optimierung der Verteilung der Wärmedämmung sollte jeweils im Einzelfall abhängig von den Randbedingungen und Betriebsbedingungen untersucht werden.

3.5 Fallstudie – Erdbecken vs. Zylinder, Dämmung gegen Erdreich

3.5.1 Allgemeines

Im Folgenden werden die thermischen Verluste und die Speichereffizienz in einer Fallstudie für die beiden Bauarten für unterirdische Speicher, Zylinder und Erdbecken, untersucht. Zudem werden die Ergebnisse mit denen eines freistehenden (zylindrischen) Speichers verglichen. Es erfolgt eine Parametervariation in Bezug auf Geometrie und Erdreieigenschaften. Abbildung 21 fasst die

Geometrie- Geometrie-Parameter für das FD-FE-Modell zusammen. Für alle Varianten werden die Investitionskosten berechnet und es erfolgt eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.

Die Parameterstudie umfasst das Volumen und Volumen-Oberflächen-Verhältnis (R_{Zylinder} , H_{Zylinder} , Böschungswinkel), die Bodeneigenschaften ($\lambda_{\text{Erdreich}}$, Abstand zum Grundwasser $d_{\text{GW}} = H_{\text{Domäne}}$) und thermische Qualität der Speicherhülle (D_{ins}).

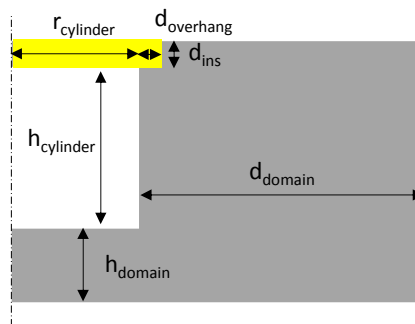


Abbildung 21: Geometrie-Parameter für das FD-FE-Modell

3.5.2 Geometrie und Bauart von Zylinder und Erdbecken, Randbedingungen

Zwei Arten von unterirdischen Wärmespeichern mit jeweils drei verschiedenen Speichervolumina werden verglichen (siehe Tabelle 5 und Tabelle 6). Ein Standort wird angenommen, bei dem sich Grundwasser in einer Tiefe von 10 m befindet, siehe Abbildung 22 bzw. Abbildung 23. Die Umgebungstemperatur wird vereinfacht mit einem Sinus mit einer jährlichen Schwingung zwischen 20 °C und 0 °C angenommen. Entsprechend wird für die Grundwasser-Temperatur (untere Randbedingung (BC)) der Jahresdurchschnitt von 10 °C angenommen.

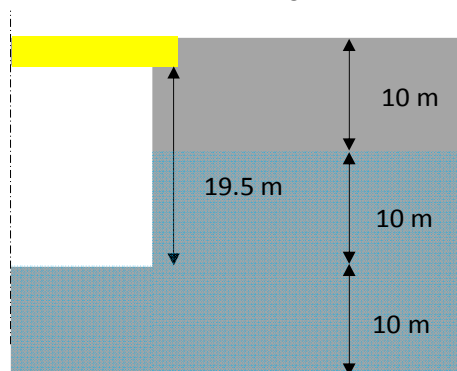


Abbildung 22: Geometrie und Randbedingung für die Fallstudie für den Fall eines Zylinders mit einem Volumen von $V = 5559 \text{ m}^3$

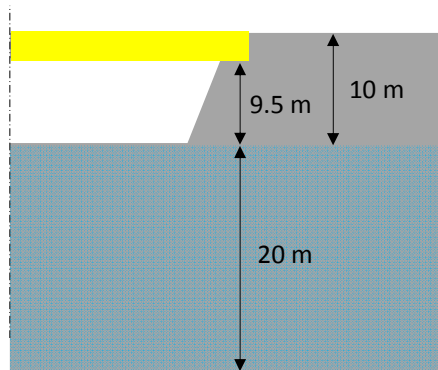


Abbildung 23: Geometrie und Randbedingung für die Fallstudie für den Fall eines Erdbeckens mit einem Volumen von $V = 5559 \text{ m}^3$

Basierend auf diesen Annahmen muss im Falle des Zylinders mit einer Tiefe von 20 m, 10 m unter Grundwasser-Niveau gebaut werden. Es wird angenommen, dass dafür eine überschnittene Bohrpfahlwand und eine Unterwasser Betonsohle ausgeführt werden. Die Kosten dafür gehen in die Baukosten mit ein (siehe Abschnitt Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, unten.) Die maximale Tiefe ist im Falle des Erdbecken-Wärmespeichers entsprechend 10 m (d. h. über GW-Niveau). Tabelle 5 und Tabelle 6 fassen die geometrischen Daten zusammen, die sonstigen Randbedingungen sowie die Erdreieigenschaften der drei zylindrischen und drei Erdbecken-Wärmespeicher sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Es finden sich zusätzlich Angaben zum Parameterbereich, der in dieser Simulationsstudie berücksichtigt wird.

Tabelle 5: Geometrie des untersuchten zylindrischen Wärmespeichers

	Tank (Zylinder)		
Volumen / [m^3]	5559	2664	1457
Durchmesser / [m]	19.2	19.2	14.2
Höhe / [m]	19.2	9.2	9.2
Böschungswinkel / [$^\circ$]	90	90	90

Tabelle 6: Geometrie des untersuchten Erdbecken-Wärmespeichers

	Erdbecken (Kegelstumpf)		
Volumen / [m^3]	5559	2664	1457
Durchmesser / [m]	42.1 / 10.2	32.8 / 0.9	26.8 / 1.8
Höhe / [m]	9.2	9.2	7.2*)
Böschungswinkel / [$^\circ$]	30	30	30

Tabelle 7: Eigenschaften der Dämmung und des Erdreichs, Abstand des Grundwassers

Volumen / [m^3]	5559	2664	1457
Dämmung oben, seitlich, unten / [cm] *)	50 (, 40, 30) 40 (, 40, 40)	50 (, 40, 30) 40 (, 40, 40)	50 (, 40, 30) 40 (, 40, 40)
Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs/ $\text{W}/(\text{m K})$	(1,) 2 (, 3)	2	2
Distanz zum unteren Rand (Grundwasser)	30, 25, 20, 15 , 10, 5, 2, 1	20	20

*) $\lambda = 0.04 \text{ W}/(\text{m K})$

Aus Gründen der Einfachheit werden die thermischen Eigenschaften des Bodens innerhalb der Simulationsdomäne als homogen betrachtet (auch im Falle von Grundwasser). Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Bodens wird mittels einer Parameterstudie untersucht ($\lambda = 1, 2$ und 3 W/(m K)). Darüber hinaus wird der Einfluss des Grundwasserspiegel durch Variation des Abstands der unteren Randbedingung berücksichtigt ($H_{\text{domain}} = 30, 25, 20, 15, 10, 5, 2, 1 \text{ m}$).

Für beide Speicherbauarten wird angenommen, dass diese mit einer schwimmenden Abdeckung mit einer Dicke von 50 cm (bzw. als Variante 40 cm) und einer Wärmeleitfähigkeit von 0.04 W/(m K) ausgeführt werden. (d.h. die die Wärmespeicher werden als drucklose Behälter betrieben und es gibt keine bzw. nur eine vernachlässigbare Bodenüberdeckung). Die Seitenwände (40 cm) und der Boden (30 cm oder 40 cm) haben optional Wärmedämmung, welche durch Hinzufügen eines entsprechenden Widerstandes berücksichtigt wird).

3.5.3 Lastprofil

Ein vereinfachtes Lastprofil wird für die Dauer von drei Jahren (ausgehend vom eingeschwungenen Zustand als Ergebnis einer stationären Berechnung) simuliert. Das letzte Jahr wird analysiert. Die Beladepériode (90°C Vorlauftemperatur, 15 kg/s) beginnt Anfang April und dauert bis Ende Juni. Nach einem 3 monatigen Speicherzeitraum beginnt die Entladungsperiode (mit 30°C Vorlauftemperatur und 5 kg/s). Diese dauert 2 Monate. Schließlich gibt es eine Periode des Stillstands von 4 Monaten. Solch ein Lastprofil entspricht in Bezug auf die Speichertemperaturen in etwa dem Betrieb z.B. des Wärmespeichers in München (siehe Dallmayer et al., 2010). Weitere Be- und Entladen-Profile (z.B. kontinuierliche Entladung) werden untersucht, aber nicht innerhalb dieser Arbeit vorgestellt. Die allgemeinen Schlussfolgerungen behalten ihre Gültigkeit.

3.5.4 Ergebnisse

Beispielhaft werden in Abbildung 24 und Abbildung 25 die Temperaturprofile nach der Speicherperiode für den Zylinder und das Erdbecken gezeigt.

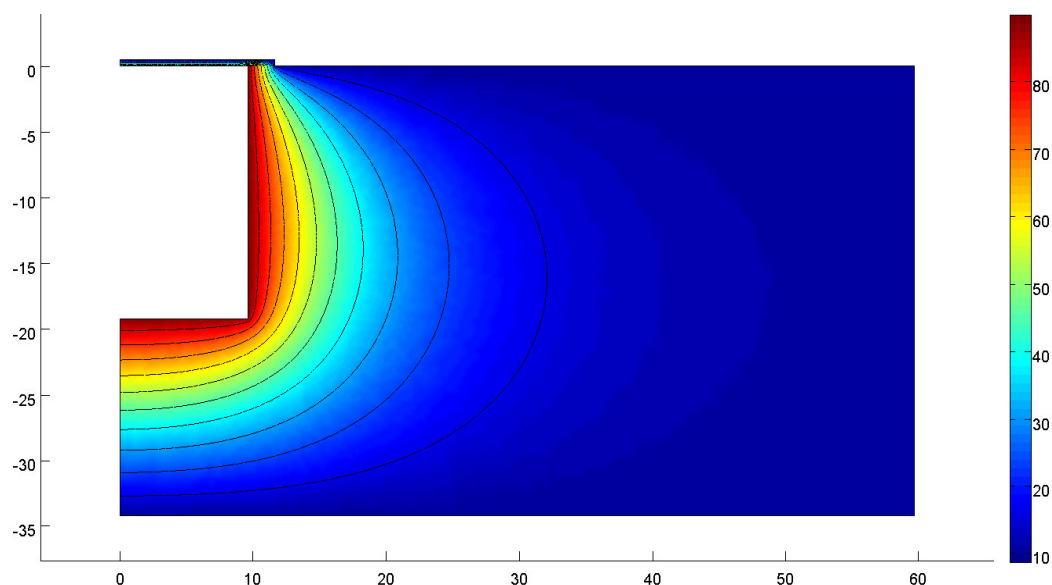


Abbildung 24: Temperaturprofil nach der Ladeperiode für den Zylinder ($V = 5559 \text{ m}^3$) ohne Boden und Wanddämmung; Koordinaten in m, Temperatur in $^\circ\text{C}$;

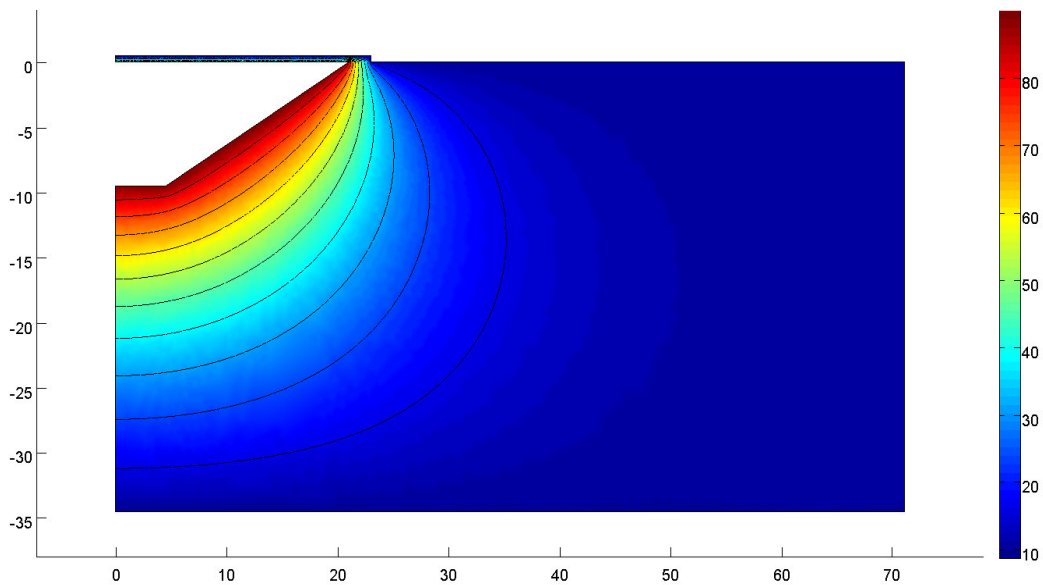


Abbildung 25: Temperaturprofil nach der Ladeperiode für den Erdbecken-Wärmespeicher ($V = 5559 \text{ m}^3$) ohne Boden- und Wanddämmung; Koordinaten in m, Temperatur in $^{\circ}\text{C}$;

Die thermischen Verluste werden für den Zylinder und das Erdbecken jeweils mit ($w\backslash$) und ohne ($w\backslash o$) Dämmung auf Boden und Wand für die Speicherperiode berechnet (hier 3 Monate, im dritten Jahr der Simulation), siehe Tabelle 8. Zudem werden zum Vergleich die Verluste des frei stehenden Zylinders dargestellt (berechnet mit dem gleichen Modell, die Ergebnisse liegen etwas niedriger als die mit dem Referenzmodell (d.h. Modell aus dem Carnot Blockset berechneten, vgl. Tabelle 3).

Der gedämmte Zylinder weist die geringsten Verluste auf, und auch das gedämmte Erdbecken hat geringere Verluste als der freistehende (gedämmte) Tank. Dies ist im thermischen Widerstand und in der Speicherkapazität des Bodens begründet.

Interessanterweise sind die Verluste des gedämmten Zylinders und des gedämmten Erdbeckens von der gleichen Größenordnung (trotz des deutlich besseren Oberfläche-Volumen-Verhältnisses des Zylinders). Im Gegensatz dazu weist der ungedämmte unterirdische Zylinder mit 82.7 MWh deutlich höhere Verluste auf als das ungedämmte Erdbecken (65.2 MWh).

Tabelle 8: Thermische Verluste während der Speicherperiode für den Zylinder und für das Erdbecken mit ($w\backslash$) und ohne ($w\backslash o$) Boden- und Wanddämmung; Vergleich mit einem freistehenden Zylinder

Bauart	Erdbecken $w\backslash o$	Zylinder $w\backslash o$	Erdbecken $w\backslash$	Zylinder $w\backslash$	Tank 50-40-30
Q/[MWh]	65.2	82.7	28.7	24.7	32.4

Diese Ergebnisse können erklärt werden, wenn einerseits bedacht wird, dass die Fläche von Wand und Boden von Erdbecken und Zylinder in Summe in etwa gleich groß sind (wohingegen die Abdeckung des Erdbeckens offensichtlich mit 1388 m^2 deutlich größer als die des Zylinders mit 290 m^2) ist und andererseits, dass der Boden als zusätzlicher Speicher dient und dieser Effekt beim Erdbecken größer ist als beim Zylinder.

Der Abstand zur unteren Randbedingung wird variiert um unterschiedliche Niveaus des Grundwassers abbilden zu können (siehe Abbildung 26). Darüber hinaus wird die Wärmeleitfähigkeit des Bodens variiert, siehe Abbildung 27. Die Wärmeverluste der beiden gedämmten Wärmespeicher werden jeweils nur unwesentlich beeinflusst, wohingegen Wärmeverluste im Falle des ungedämmten Erdbeckens um etwa 50 % zunehmen und die des ungedämmten Zylinders um rund 100 %.

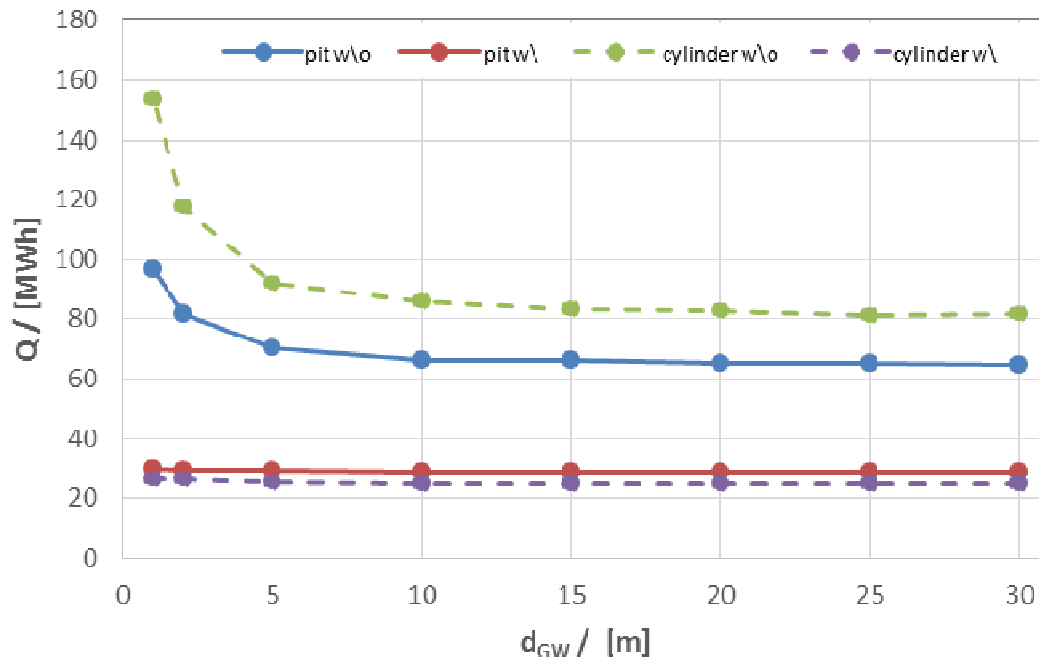


Abbildung 26: Thermische Verluste während der Speicherperiode als Funktion des Abstands der unteren Randbedingung um den Einfluss von Grundwasser abschätzen zu können; $V = 5559 \text{ m}^3$ (pit: Erdbecken, cylinder: Tank, w\ mit, w/o ohne)

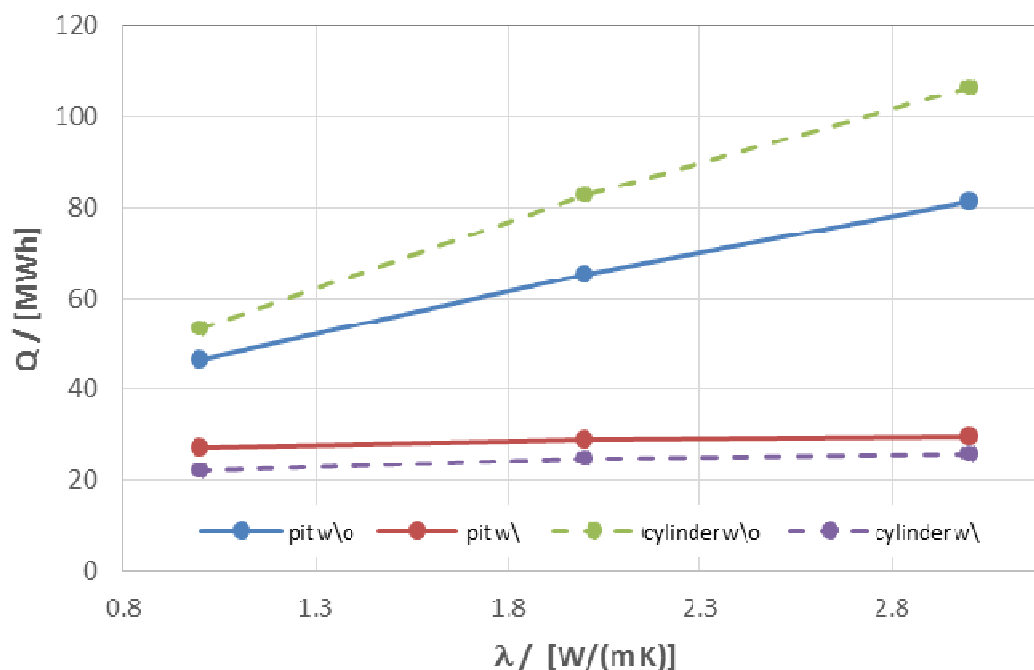


Abbildung 27: Thermische Verluste während der Speicherperiode als Funktion der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches; $V = 5559 \text{ m}^3$, $d_{GW} = 20 \text{ m}$ (pit: Erdbecken, cylinder: Tank, w\ mit, w/o ohne)

Die resultierenden Speicherwirkungsgrade werden in der folgenden Tabelle zusammengefasst. Insgesamt liegen die Wirkungsgrade im Bereich von 80 % und höher für die gedämmten Wärmespeicher.

Tabelle 9: Gesamtenergieeffizienz, Speicherwirkungsgrad in %, Abstand des Grundwassers dGW = 20 m für verschiedene Erdreichseigenschaften für ein Jahr incl. Beladung, Speicherung und Entladung (w/o ohne w\ mit)

	3 W/(m K)	2 W/(m K)	1 W/(m K)
Erdbecken w/o	58	65	75
Erdbecken w\	81	81	82
Zylinder w/o	49	60	74
Zylinder w\	84	85	87

Für die hier untersuchten Randbedingungen ergibt sich für den gedämmten Zylinder mit einem Volumen von 5559 m³ der maximale Speicherwirkungsgrad zu $\eta_{\max} = 87 \%$. Ohne Dämmung mit hoher Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs (d.h. 3 W/(m K)) wird dieser bis auf $\eta_{\min} = 49 \%$ reduziert.

3.5.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die spezifischen Investitions-Kosten für einen unterirdischen Wärmespeicher werden hauptsächlich von der Größe, von den Bodeneigenschaften (Bodentyp, Existenz von Grundwasser), durch die Form (Zylinder oder Grube) und durch das Niveau der Wärmedämmung (nur schwimmende Abdeckung oder Wand und Boden-Dämmung) beeinflusst, vgl. auch Abbildung 7. Im Folgenden werden die spezifischen Investitionskosten zweier unterschiedlicher Typen von unterirdischen Wärmespeichern (Grube und Zylinder mit und ohne Dämmung) mit jeweils drei verschiedenen Volumina verglichen.

Die spezifischen Kosten für die Erdarbeiten inkl. Spezialtiefbau (hier am Beispiel einer überschnittenen Bohrfahlwand für einen zylindrischen Speicher unter Grundwasser-Niveau sind in Tabelle 10 angegeben.

Tabelle 10: Spezifische Kosten für die Erdarbeiten (Quelle: Züblin 2014)

	(spezifische) Kosten	Bemerkung
Bohrfahlwand ^{*)}	350 €/m ²	Ø 120 cm, 35 cm Überlappung
Erdarbeiten ^{**)}	15 €/m ³	trocken
	25 €/m ³	nass
Unterwasserbeton	160 €/m ²	1 m dick
Baustelleneinrichtung	50000 €	fix

*) Eine Schlitzwand mit einer Stärke von 80 cm könnte alternative verwendet werden. Die spezifischen Kosten betragen rund 450 €/m². Den höheren Kosten steht die bessere Oberflächenqualität gegenüber.

**) Erdarbeiten hängen sehr stark von Land, Erdreichseigenschaften, usw. ab. Die hier angenommenen Kosten liegen eher am unteren Ende.

Tabelle 11: Spezifische Kosten der Wärmespeicherkonstruktion (basierend auf Erfahrungen von realisierten Projekten)

	(spezifische) Kosten	Bemerkung
Wärmedämmung	150 €/m ³ 100 €/m ³	Boden Wand
Abdichtung	100 €/m ² 50 €/m ²	Edelstahl KDB
Abdeckung	200 €/m ²	Schwimmende Abdeckung (50 cm WD)
Beladesystem	20000 €	Unabhängig von der Speichergröße

Tabelle 12: Resultierende spezifische Investitionskosten für die beiden untersuchten Wärmespeicher-Konstruktionen (Tank und Erdbecken) als Funktion des Volumens

	Tank (Zylinder)		
Volumen / [m ³]	5559	2664	1457
gedämmt (50-40-30)	180	201	269
ungedämmt (50 cm) *)	147	174	230
	Erdbecken (Kegelstumpf)		
Volumen / [m ³]	5559	2664	1457
gedämmt	114	152	200
ungedämmt (50 cm) *)	96	129	171

*) nur Abdeckung

Die kalkulierten Kosten der Wärmespeicher liegen alle im Bereich der Kosten für die in den letzten Jahren realisierten Groß-Wärmespeichern, vgl.

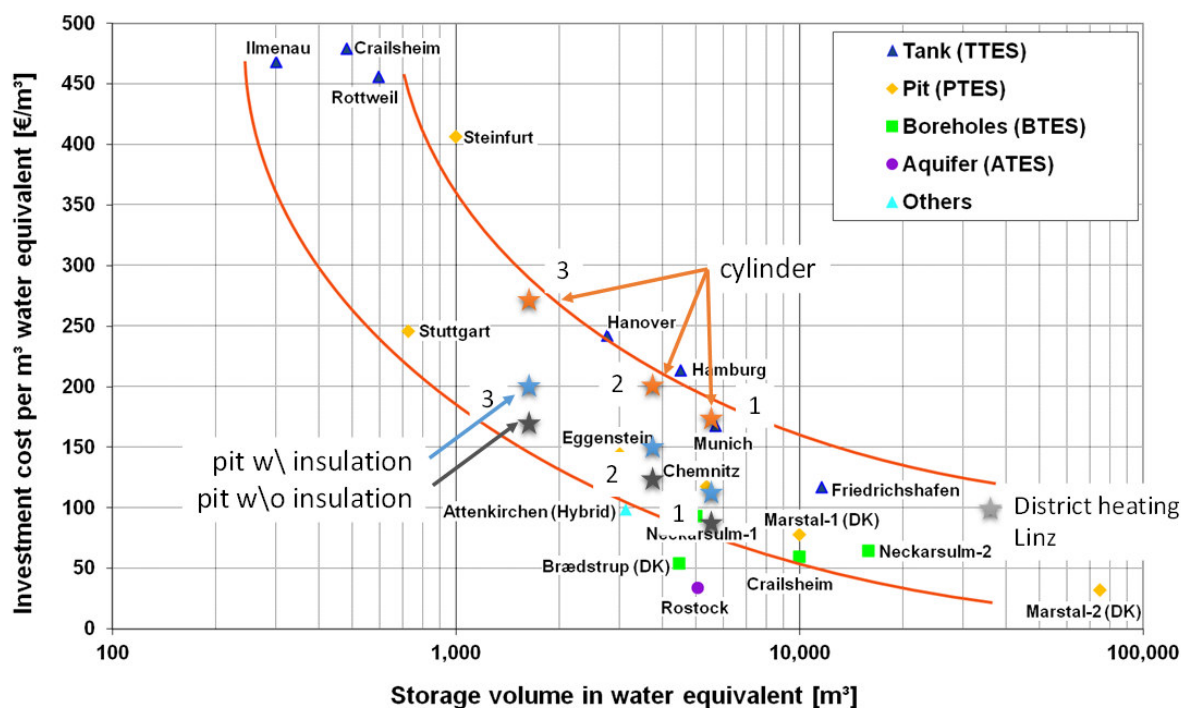


Abbildung 28. Es ist offensichtlich, dass es eine große Bandbreite an spezifischen Investitionskosten gibt, die in der Notwendigkeit der Verwendung von Spezialtiefbauverfahren, ansonsten hauptsächlich in der Stärke der verwendeten Dämmung begründet ist.

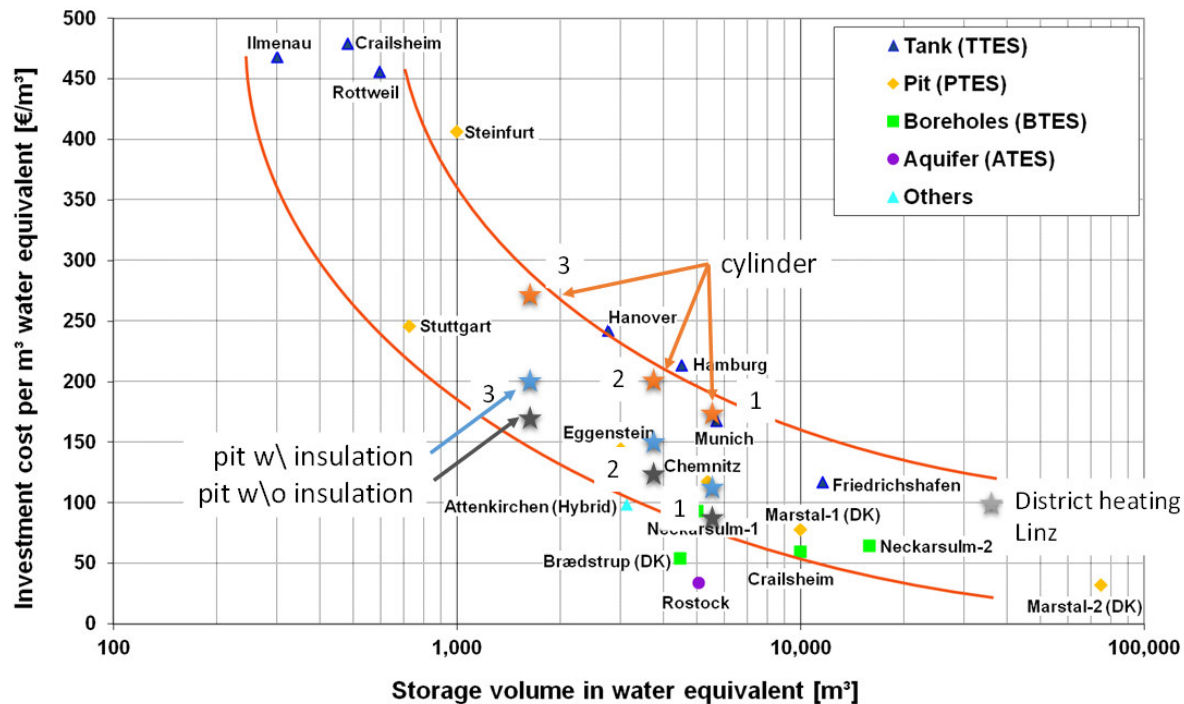


Abbildung 28: Spezifische Investitionskosten (ohne Planung und Mehrwertsteuern) der untersuchten Wärmespeicher im Vergleich zu realisierten Projekten (Quelle, www.solites.de); 3: 1457 m³, 2: 2664 m³, 1: 5559 m³, Quelle Solites & eigene Berechnungen; Pit: Erdbecken-Wärmespeicher, BTES:

Für eine wirtschaftliche Bewertung ist es normalerweise besser den inflationsbereinigten Zinssatz zu verwenden (siehe z.B. Kah et al. 2005). Im Folgenden wird der reale Zinssatz von 3 % angenommen. Unter der Annahme eines Betrachtungszeitraumes von 20 Jahren ergibt dies einen Annuitäten-Faktor von 6,7 %. Die Nutzungsdauer wird ebenfalls mit 20 Jahren angesetzt, somit ergibt sich kein Restwert. Es werden die Annuitäten für die zusätzliche Wärmedämmung berechnet und den Kosten für die eingesparten Wärmeverluste gegenübergestellt, vgl. Tabelle 13. Werden Kosten für Wärme von 0,1 €/kWh angenommen, ist jeweils die Variante mit Wärmedämmung die wirtschaftlichere, d.h. die kapitalisierten Kosten für die Investition sind geringer als für die eingesparte Energie. Je kleiner der Wärmespeicher ist und je höher die Wärmeleitfähigkeit des Bodens ist (und/oder je näher der Boden an der grundwasserführenden Schicht ist) desto wirtschaftlich vorteilhafter ist die Wärmedämmung.

Tabelle 13: Eingesparte Energie in €/a, Annuität (der Wärmedämmung) für eine mittlere Erdreichwärmeleitfähigkeit (2 W/(m K))

Tank	V/[m³]	5559	2664	1457
Annuität / [€/a]		12328	4834	3819
Eingesparte Energie / [€/a]		16700	11550	8740
Erdbecken	V/[m³]	5559	2664	1457
Annuität / [€/a]		6724	4117	2839
Eingesparte Energie / [€/a]		9375	8040	5170

Im Falle einer relativ geringen Wärmeleitfähigkeit von 1 W/(m K) (und in Abwesenheit von Grundwasser) ist die Verringerung der Wärmeverluste durch die Wärmedämmung so gering, dass eine Wärmedämmung von Wand und Boden nicht weiter gerechtfertigt ist.

4 Hochtemperaturwärmepumpen für Wärmenetze mit Erdbeckenspeichern

4.1 Evaluierung auf Maschinen- / Komponentenebene

Durch die Einbindung der Wärmepumpentechnologie in das Gesamtsystem Erdbeckenspeicher und Wärmenetz soll der Deckungsgrad des Erdbeckenspeichers erhöht werden. Dazu sind Evaluierungen auf Maschinen und Komponentenebene notwendig um die praktischen und theoretischen Limits der Technologie ausarbeiten zu können. Mit Hilfe der Recherche von Herstellerangaben, Durchführung von Expertengesprächen und Kreislautsimulationen wird die optimale Wärmepumpenkonfiguration für die Anwendungen in Store4Grid definiert.

Im Projekt Store4Grid wird die Wärmepumpe zur Entladung des Speichers von $> 40\text{ °C}$ auf unter 15 °C eingesetzt. Daraus resultieren weit höhere Wärmequellentemperaturen als bei Standardanwendungen. Wärmeabgabeseitig liegen die notwendigen Temperaturen in Abhängigkeit der Integration der Wärmepumpe direkt ins Wärmenetz oder in den Speicher bei bis zu 80 °C . Daraus resultieren neue Einsatzbereiche für die Komponenten im Kältekreislauf, speziell auf der Wärmequellenseite. Für die gängigsten Anwendungen liegen die Einsatztemperaturen von Standard-Wärmepumpen für Raumheizung und Warmwasserbereitung in folgenden Bereichen:

- Wärmequellen-Temperaturen im Standardbetrieb: $0\text{--}25\text{ °C}$
- Wärmesenken-Temperaturen im Standardbetrieb: $30\text{--}80\text{ °C}$

Untersuchungen aus rein technischer Sicht zeigen, dass Wärmepumpen mit Kondensationstemperaturen bis 90 °C und Wärmequellentemperaturen größer 20 °C eingesetzt werden können. Die zu erwartenden limitierenden Faktoren ergeben sich aus dem Zusammenspiel der gewählten Komponenten im Kältekreislauf und den daraus resultierenden Einsatzgrenzen. Den größten Einfluss auf die Einsatzgrenzen haben das Kältemittel, das Kältemaschinenöl, der Verdichter und der Kreisprozess (Einstufig, mehrstufig, EVI,...).

4.1.1 Einsetzbare Verdichter-Technologien und Wärmepumpensysteme

Um eine hohe Effizienz der Wärmepumpensysteme erreichen zu können, müssen Verdichter an das Kältemittel angepasst sein. In einem Technologiescreening werden Verdichter-Typen ausgewählt und auf deren Einsatzmöglichkeit untersucht. Für den im Projekt untersuchten Leistungsbereich $< 500\text{ kW}$ dominiert die hermetische Bauweise. In diesem Fall werden üblicherweise die Motorwicklungen vom Kältemittel gekühlt - die Temperaturniveaus müssen niedrig genug und die Massenströme des Kältemittels genügend hoch sein um die Wicklungen des Kompressors ausreichend zu kühlen und einen Motorschaden zu vermeiden. Bei der Sauggaskühlung ist deswegen die Verdampfungstemperatur, bei der Heißgaskühlung die Kondensationstemperatur bzw. die Heißgastemperatur nach oben begrenzt. In beiden Fällen ist der Teillastbetrieb mit Drehzahlregelung wegen dem Volumenstrom ebenfalls begrenzt.

Da in diesem Projekt relativ hohe Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen vorgesehen sind, kommt dieser Thematik eine besondere Bedeutung bei der Auswahl des Kompressors zu.

Die Verdichterverfügbarkeit ist primär von den Temperaturniveaus (Verdampfungs- / Kondensationstemperatur), dem Kältemittel, dem Kältemaschinenöl und der notwendigen Leistung abhängig. Recherchen bei namhaften Verdichterherstellern (Emerson, Bitzer, Grasso, Bock, RefComp, Goeldner) zeigen, dass die Standardprodukte für eine Verdampfungstemperatur von $T_e = + 25 \text{ °C}$ limitiert sind, in diesem Projekt ist jedoch mit Verdampfungstemperaturen von bis zu 45 °C zu rechnen. Abbildung 29 zeigt die Einsatzgrenzen für unterschiedliche Verdichter mit dem Kältemittel R134a für Klimatisierungs- und Wärmepumpenanwendungen zur Raumheizung, dabei ist zu erkennen, dass mit den Standard-Verdichtern die benötigten Kondensationstemperaturen knapp nicht erreicht werden und die Begrenzung der Verdampfungstemperatur von max. 25 °C die Anwendungen im Projekt stark einschränken würden.

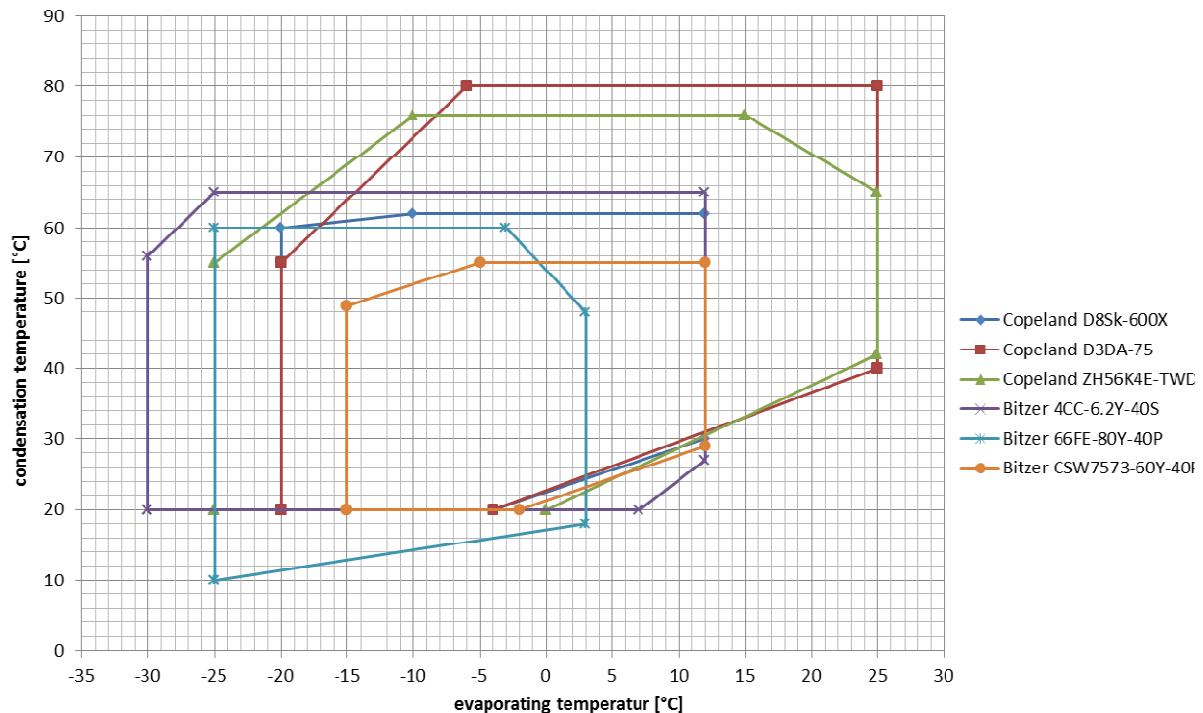


Abbildung 29: Verdichtereinsatzgrenzen mit R134a (Travnicek, 2013)

In Expertengesprächen mit Verdichterherstellern und Systemanbietern unter anderem im Rahmen der Besprechung der EHPA Working Group Industrial and Commercial Heat Pumps (ICHHP), hat sich herausgestellt, dass in den letzten 5 Jahren im Bereich Wärmerückgewinnung mit Wärmepumpen Produktentwicklungen stattfanden, da die Hersteller dieses Marktsegment als Zukunftsmarkt erkannt haben. Die mittlerweile angebotenen Produkte für Wärmerückgewinnungsanwendungen passen hinsichtlich der möglichen Betriebstemperaturen und des Leistungsbereiches sehr gut für die Wärmepumpensystemintegration im Projekt Store4Grid. Zum Beispiel wurde von Emerson Ende 2014 ein Scroll-Verdichter mit bis zu 160 kW Heizleistung und den Einsatzgrenzen $T_0 = 42 \text{ °C}$ und $T_c = 85 \text{ °C}$ für das Kältemittel R134a in den Markt einführt (Emerson, 2014). Abbildung 30 zeigt die Einsatzgrenzen des neuen Verdichters, im Vergleich zu den Standard-Verdichtern in Abbildung 29 ist der erweiterte Einsatzbereich für höhere Verdampfungstemperaturen zu erkennen.

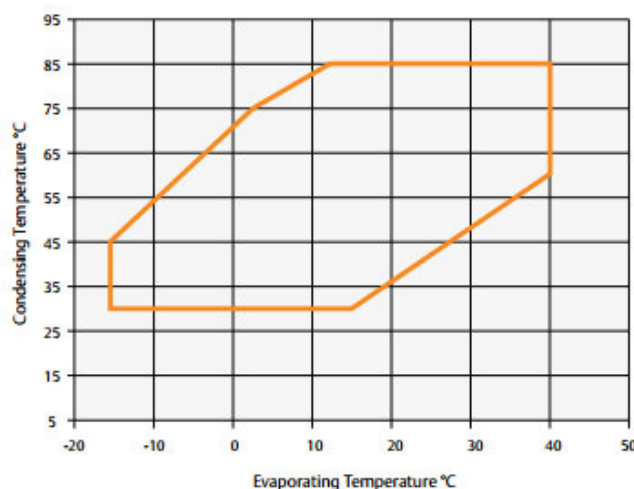


Abbildung 30: Verdichtereinsatzgrenzen Emerson ZH*KCE (Emerson, 2015)

Weitere für das Projekt geeignete Verdichter sind in Tabelle 14 angeführt. Die Tabelle zeigt, dass die Hersteller unterschiedliche Kältemittel für ihre Produkte bevorzugen und die Bandbreite vom klassischen Sicherheitskältemittel R134a über Ammoniak bis hinzu neu entwickelten Kältemitteln wie z.B. R1234ze reicht. Als Verdichtertypen werden Verdrängermaschinen wie Scroll-, Schrauben- und Hubkolbenkompressoren aber auch Turboverdichter eingesetzt. Die Bandbreite der Heizleistung liegt zwischen 160 kW und 5 MW.

Tabelle 14: Überblick Verdichterhersteller (IEA Heat Pump Centre, 2014)

Hersteller	Kältemittel	Verdichter	Verdichter-leistung (MW)	Te in °C	Tc in °C
Ochsner	ÖKO1	Schraube	Bis ca. 0.3	Ca. 55	Ca. 105
Johnson Controls	R245fa	Schraube	Bis 5	Ca. 60	Ca. 110
Johnson Controls	R717	Schraube	Bis 5	Ca. 60	Ca. 90
StarRefrigeration	R717	Schraube	Bis ca. 2	Ca. 40	90
Friotherm	R134a, R1234ze(E)	Turbo	Bis 9.5	60	92
Thermea	R744	Hubkolben	Bis ca. 0.35	40	90
Emerson	R134a	Scroll	Bis ca. 160 kW	42	85

Neben der Recherche nach geeigneten Verdichtern erfolgt ein Screening von Herstellern von gesamten Wärmepumpensystemen (Friotherm, Ochsner, Thermea, und GEA-Grasso), dass mit Ergebnissen aus dem IEA HPP Annex 35 (IEA Heat Pump Centre, 2014) erweitert wurde. Diese Hersteller verfügen über Geräte im Produktportfolio mit den Einsatzgrenzen $T_e = 30\text{--}50\text{ °C}$ und $T_c = 95\text{ °C}$. Die Untersuchungen

haben gezeigt, dass speziell an der Bauweise der Verdichtergehäuse Adaptierungen notwendig waren, damit die Komponenten mit höheren Verdampfungstemperaturen und damit höheren Verdampfungsdrücken betrieben werden können. Gemäß den Herstellerangaben wurde die Druckfestigkeit der Verdichtergehäuse (Hoch- /Niederdruck) von 19/30 bar auf 30/60 bar angehoben. Die technischen Limits sind hier noch nicht erreicht und werden im Zuge diverser Forschungstätigkeiten im Bereich Hochtemperaturanwendungen von Wärmepumpen untersucht. Tabelle 15 zeigt eine Übersicht von Labor- bzw. Prototypenanlagen mit denen Verdampfungstemperaturen bis 90 °C und Kondensationstemperaturen bis 150 °C mit unterschiedlichen Verdichtertechnologien und Kältemitteln erreicht werden.

Tabelle 15: Überblick Ausgeführte Labor- und Pilotanlagen (IEA Heat Pump Centre, 2014)

Entwickler	Kältemittel	Verdichter	Verdichter-leistung (kW)	Te in °C	Tc in °C
Siemens	LG6	Hubkolben	2	90	150
Johnson Controls	R718	Turbo	250	90	140
DTI	R718	Turbo	84	90	120
Mayekawa	R600	Hubkolben	50	63	115

Ungeachtet vom Arbeitsmedium sind ausgeführte Industriewärmepumpen heutzutage bei einem Temperaturniveau der Nutzwärme bei ca. 120 °C begrenzt. Aktuell werden HTWP für Temperaturen bis zu 150 °C entwickelt:

- Wasser (R718) wurde erfolgreich in einem Prototyp (TRL4) bei einer Verdampfungstemperatur von bis zu 90 °C, einer Kondensationstemperatur von 140 °C und einer Heizleistung von 700 kW getestet (Chamoun et al., 2014).
- Eine HTWP (TRL6) mit Isobutan (R600a) wurde bei einer Nutzwärmetemperatur von 110 °C im industriellen Umfeld bei der Papierwiederverwertung eingesetzt (Delforge, 2014).
- Eine Laboranlage von Siemens (TRL3) konnte erfolgreich bei einer Verdampfungstemperatur von 90 °C mit dem Arbeitsmedium LG6 betrieben werden (Reissner et al., 2013).
- CO₂ basierte HTWP sind für Betriebsbereiche bei ca. 5 bis 30 °C Verdampfungstemperatur und ca. 75 °C Kondensationstemperatur verfügbar. Dabei liegt die Heizleistung bei ca. 1 MW (Thermea, 2008).
- Wärmepumpen mit Ammoniak (R717) als Arbeitsmedium wurden bereits bei einer Kondensationstemperatur von ca. 90 °C und einer Heizleistung von 14 MW demonstriert (Hoffmann und Forbes Pearson, 2011).
- Basierend auf dem Arbeitsmedium R245fa (Watanabe, 2012) konnten Wärmepumpen für die Bereitstellung von Dampf bei 110°C und einer Quelltemperatur von 55 °C eingesetzt werden. Die Jahresarbeitszahl betrug dabei ca. 3.5
- Im Zuge des ALTERECO Projekts (2008-2011) wurde eine 30kW(e)l Wärmepumpe (Verdampfung bei 90 °C, Kondensation bei 140 °C) entwickelt (TRL3). Als Arbeitsmedium wurde

ECO3 von Arkema eingesetzt (Abbas und Rached, 2014). Es wurde auch ein theoretischer Ausblick für HTWP mit den neu entwickelten Arbeitsmedien AHP1 und AHP2 für Kondensationstemperaturen von 160 °C und darüber (TRL1) gegeben.

- Eine neue Generation von Arbeitsmedien, sogenannte HFOs (Hydrofluorolefine), mit niedrigem GWP steht kurz vor dem Markteintritt. DR-2 von Chemours ist ein vielversprechendes HFO Arbeitsmedium für Anwendungen bei Verdampfungstemperaturen von 60 bis 110 °C und Kondensationstemperaturen von 100 bis 165 °C (Kontomaris, 2013). Im Zuge des vom FFG geförderten Projekts „HighRef“ (FFG-Nr. 834666; HighRef - Untersuchung eines neuartigen Hochtemperaturkältemittels für Wärmerückgewinnungsanwendungen in industriellen Prozessen) konnte bereits eine Wärmepumpe (TRL3) mit DR-2 als Arbeitsmedium und 150 °C Kondensationstemperatur erfolgreich am AIT betrieben werden.

In Zusammenhang mit der Systemintegration von Wärmepumpen in ein Fernwärmesystem im Projekt Store4Grid wurde nach Wärmepumpenanlagen in Fernwärmenetzen recherchiert. Besonders in skandinavischen Ländern werden Wärmepumpen bereits seit mehreren Jahrzehnten in Fernwärme- bzw. Fernkältenetzen erfolgreich eingesetzt. So stammen z.B. in Schweden knapp 10 % der eingespeisten Wärmemenge aus Wärmepumpen (Averfalk et al., 2014). Tabelle 16 zeigt Informationen zu ausgewählten Wärmepumpenanlagen. Dabei zeigt sich eine Vielfalt von möglichen Wärmequellen (Abwasser, Meerwasser, Rauchgas,...) für die Wärmepumpe. Die Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen reichen von 10 bis 75 °C bzw. von 20 bis 120 °C.

Tabelle 16: Überblick über ausgewählte Wärmepumpenanlagen in Wärmenetzen (Schöfmann, 2015)

Standort	Anwendung	WP Anzahl	Heizleistung_ges	Kältemittel	Kond_ein	Kond_aus	Wärmequelle	Verd_ein	Verd_aus	zusätzliche Einspeiser
Norwegen, Sandvika	Heizen und Kühlen	2	13 MW	R134a	57°C	78°C	Abwasser	10°C	6°C	3 Ölkessel (Spitzenlast)
Norwegen, Oslo	Heizen	1	18,4 MW	R134a	k.A.	90°C	Abwasser	9,6 °C	k.A.	Müllverbrennung, Biomassekessel
Finnland, Helsinki	Heizen und Kühlen	5	84 MW	k.A.	50°C	62°C	Abwasser	10°C	4°C	Gas-KWK
Schweden, Lund	Heizen und Kühlen	3	28 MW	R134a	60°C	81°C	Grundwasser	22°C	2-4°C	Bio-Brennstoff HKW, Ölkessel, elektr. Heizstab, Gaskessel
Norwegen, Fornebu	Heizen und Kühlen	1	5,4 MW	R134a	50°C	75°C	Meerwasser	5°C	2,5°C	elektr. Heizstab, Ölkess
Schweden, Malmö	Heizen	2	19 MW	R134a	50°C	60-70°C	Abgas-kondensation	34,2°C	24,3°C	Abfall-KWK
Schweden, Värtan	Heizen	6	180 MW	R134a	57°C	80°C	Meerwasser	2,5°C	0,5°C	Biokraftstoffanlagen (Grundlast), Ölkessel (Spitzenlast)
China, Dalian	Heizen und Kühlen	3	25 MW	k.A.	55°C	65°C	Ab- und Meerwasser	7,5°C	2,5°C	k.A.
Norwegen, Drammen	Heizen	3	13,5 MW	R717	60-65°C	75 - 120°C	Meerwasser	8-9°C	4°C	Biomassekessel (Grundlast), Gaskessel (Spitzenlast)
Frankreich, Créteil	Heizen	1	1,9 MW	k.A.	67,2°C	89°C	Rücklauf Wärmenetz	55°C	37,5°C	Geothermie
Österreich, Aschach	Heizen	1	1 MW	R134a	20°C	k.A.	Abwärme	75°C	k.A.	k.A.
Österreich, Amstetten	Heizen	1	210 kW	R134a	30°C	40°C	Abwasser	11°C	8°C	keine

4.1.2 Evaluierung verfügbarer Kältemittel für Hochtemperaturanwendungen.

Für die Anwendungen der Wärmepumpe, der im Projekt ausgearbeiteten Systemvarianten, ergeben sich folgende Anforderungen an das Kältemittel die bei der Auswahl berücksichtigt werden müssen:

- Niedrige Verdampfungsdrücke für die Nutzung von Wärmequellentemperaturen zwischen 10 und 50 °C
- Niedrige Kondensationsdrücke für die Bereitstellung von Wärmesenkentemperaturen zwischen 50 und 80 °C
- Hohe volumetrische Kälteleistung für kleine Kältemittelfüllmengen und kompakte Bauweise der Komponenten
- Niedriger GWP (Global Warming Potential), damit die Umweltauswirkungen durch das Kältemittel möglichst gering gehalten werden
- Gute Verfügbarkeit, damit Wärmepumpenkomponenten laut Stand der Technik die am Markt leicht verfügbar sind eingesetzt werden können

Eine im Rahmen des IEA HPP Annex 35 (Rieberer et al., 2015) erstellte Übersicht von Kältemitteln in Kompressions-Wärmepumpen für die Hochtemperaturnutzung zeigt, dass für eine Wärmesenkentemperatur > 65°C sowohl natürliche Kältemittel als auch teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW) verwendet werden können. HFKW beinhalten kein Chlor und haben deshalb auch keine negative Auswirkung auf die Ozonschicht, jedoch haben diese Kältemittel ein hohes Treibhauspotential (großes GWP, Global Warming Potential). Neben der volumetrischen Kälteleistung ist vor allem die Drucklage bei der Hochtemperaturanwendung entscheidend, da der Kondensationsdruck bei Temperaturen von 80 °C von handelsüblichen Kältemitteln meist zu hoch ist. Die Anforderungen an die thermodynamischen Eigenschaften sind umfangreich, so soll die kritische Temperatur des Fluides möglichst hoch sein, die Drucklagen so, dass der Hochdruck < 30 bar und der Niederdruck (auch im Stillstand) nicht unter dem atmosphärischen Druck liegt, damit Fremdgaseintrag vermieden wird. Des Weiteren sollten die Kältemittel unbedenklich für die Umwelt (kein Potenzial zum Abbau der Ozonschicht und wenn möglich, bei Emission dieser in die Atmosphäre wenig treibhauswirksam sein (kleine GWP). Aus sicherheitstechnischen Aspekten wäre ein nicht brennbares und ungiftiges Kältemittel von Vorteil. Synthetische Sicherheitskältemittel neuerer Generation, wie 245fa (Pentafluorpropan) aber auch R365mfc eignen sich aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaft für Hochtemperaturanwendungen, wobei ihr großes Treibhauspotential nachteilig ist. Eine Alternative zu synthetischen Sicherheitskältemitteln stellen natürliche Kältemittel wie Iso-Butan (R600a) oder n-Butan (R600) oder CO₂ (R744) dar, die praktisch kein Treibhauspotential besitzen. Aufgrund der hohen Entzündlichkeit sind allerdings spezielle Sicherheitsvorschriften bei Kohlen-Wasserstoff-Verbindungen (R600, R600a) einzuhalten. Für den Temperaturbereich bis 80 °C eignet sich Ammoniak (R717) besonders wegen der hohen volumetrischen Kälteleistung. Aufgrund der Giftigkeit von Ammoniak müssen aber gewisse Sicherheitsvorkehrungen und die hohen Verdichteraustrittstemperaturen bei der Wahl des Kältemaschinenöles berücksichtigt werden. In Tabelle 17 sind potentielle Hochtemperatur-Kältemittel mit den wichtigsten Kennzahlen zur Beschreibung der thermodynamischen Eigenschaften dargestellt. Ein weiteres potentiell Hochtemperaturkältemittel ist das Kältemittel R1234ze mit den Isomeren R1234ze(E) und R1234ze(Z) (Fukuda et al., 2014). R1234ze(E) ist am Markt erhältlich und wird bereits von Honeywell vertrieben (Honeywell, 2012).

Tabelle 17: Übersicht möglicher Hochtemperatur-Kältemittel (Wolf et al., 2012)

Name	Zusammen- setzung	Ver- hältnis	ODP *	GWP *	NBP *	T _{krit}	P _{krit}	Sicherheits- gruppe
		[m %]			[° C]		[bar]	
R114	C ₂ Cl ₂ F ₄ ^a	-	1 ^a	9800 ^a	3.8 ^a	145.7 ^a	32.6 ^a	A1 ^b
R410A	R32/R125 ^a	50/50 ^a	0 ^b	1730 ^b	-51.6 ^a	72.6 ^b	49.0 ^b	A1 ^g
R134a	C ₂ H ₂ F ₄ ^a	-	0 ^a	1300 ^a	-26.1 ^a	101.0 ^a	40.6 ^a	A1 ^g
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅ ^a	-	0 ^c	950 ^c	15.3 ^a	154.0 ^c	36.4 ^c	B1 ^e
R600	C ₄ H ₁₀ ^b	-	0 ^b	< 1 ^b	-0.5 ^b	152.0 ^b	38.0 ^b	A3 ^b
R717	NH ₃ ^g	-	0 ^g	0 ^g	-33.0 ^g	133.0 ^g	114.2 ^a	B2 ^g
R744	CO ₂ ^g	-	0 ^g	1 ^g	-57.0 ^g	31.0 ^g	73.8 ^a	A1 ^g
SES36	R365mfc/PFPE ^f	65/35 ^f	0 ^f	low ^f	35.6 ^f	177.6 ^f	28.5 ^f	unbekannt
DR-2	unbekannt	-	0 ^d	9,4 ^d	33.4 ^d	171.3 ^d	29.0 ^d	A1 (expected) ^d

*) ODP: Ozone Depletion Potential GWP: Global Warming Potential NBP: Normal Boiling Point

Quellen:
a) IFA, b) Solvay Fluor GmbH 2010, c) Honeywell International Inc. 2010, d) Kontomaris 1/10/2011,
e) Klein 2009, f) Riva et al. 2006, g) Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH 2010

Basierend auf den Erkenntnissen der Untersuchungen im IEA Annex 35 (Rieberer et al., 2015) und den Voruntersuchungen in LowEx Fernwärme Multilevel District Heating (Robbi, 2010) hinsichtlich geeigneter Kältemittel für Hochtemperaturanwendungen kann eine Vorauswahl für die weiteren Untersuchungen getroffen werden. Als passende Kältemittel für die geplante Wärmepumpenanwendung im Projekt Store4Grid werden R290, R134a, R152a, R717, R600a, R600, R1270, R245fa und R1234ze identifiziert. Die ausgewählten Kältemittel werden mittels stationärer Kreislaufrechnungen anhand eines einfachen einstufigen Kreisprozesses mit einem fixen isentropen Wirkungsgrad des Verdichters von 70 % in den Betriebspunkten -10 / 35 °C, 10 / 55 °C, 30 / 75 °C und 40 / 85 °C (Verdampfungstemperatur / Kondensationstemperatur) hinsichtlich folgender Aspekte analysiert:

- Abhängigkeit bzgl. WNA/WQA – Temperaturen (Verdampfungsdruck, Kondensationsdruck, Heißgastemperatur, Druckverhältnis, Leistungszahl und Carnot-Gütegrad)
- Kältemittel GWP (ÖNORM EN 378-1:2014)
- Volumetrische Kälteleistung (Schramek, op. 2007)

In

Abbildung 31 und Abbildung 32 sind die volumetrische Kälteleistung und das Treibhauspotential (GWP) der Kältemittel dargestellt, rot markierte Kältemittel verfügen über die jeweils günstigsten Eigenschaften. Die Kältemittel R134a, R152a und R245fa weisen hohe GWP-Werte auf, daher ist den restlichen betrachteten Kältemitteln mit GWP <10 hinsichtlich Umweltauswirkungen der Vorzug zu geben. Für eine kompakte Bauweise der Wärmepumpe und zur Reduktion der Kältemittelfüllmengen ist eine hohe volumetrische Kälteleistung von großer Bedeutung, die höchste volumetrische Kälteleistung besitzt R717.

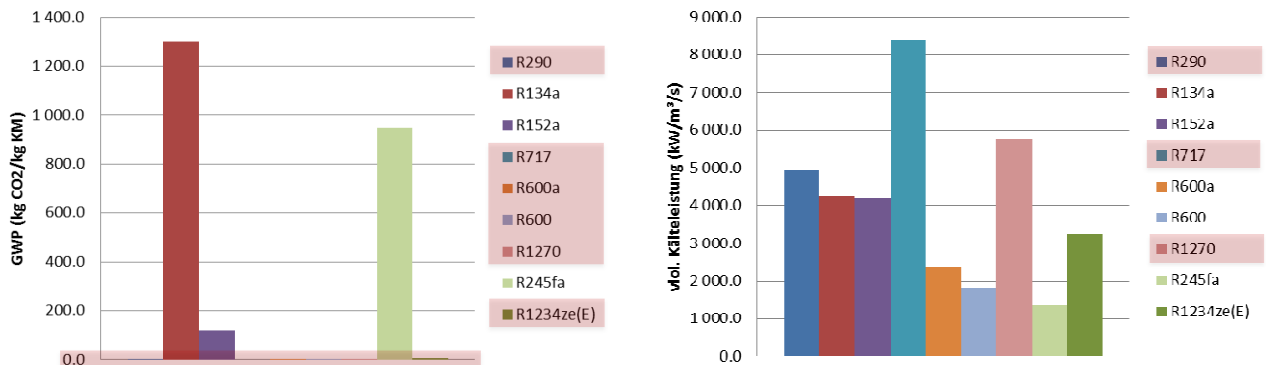


Abbildung 31 (links): Treibhauspotential der untersuchten Kältemittel

Abbildung 32 (rechts): Volumetrische Kälteleistung bei Te 30 °C und Tc 75 °C

Damit Standardkomponenten im Kältekreislauf der Wärmepumpe eingesetzt werden können sollte der Kondensationsdruck nicht über 30 bar und der Verdampfungsdruck nicht über 9 bar bzw. unter 1 bar liegen (Robbi, 2010). Abbildung 33 und Abbildung 34 zeigen die Druckverläufe in Abhängigkeit der Kondensations- bzw. Verdampfungstemperatur. Sehr günstige Eigenschaften hinsichtlich der Drucklagen weist das Kältemittel R600a auf. Für R717 können in beiden Fällen, Verdampfungsdruck und Kondensationsdruck, höhere Werte im Vergleich zu den restlichen untersuchten Kältemitteln ermittelt werden. Wie in Kapitel 4.1.1 recherchiert und auch im Zuge des IEA HPT Annex 35 beschrieben, zählt dennoch R717 zu den Favoriten bei den Systemanbietern für Hochtemperaturwärmepumpen.

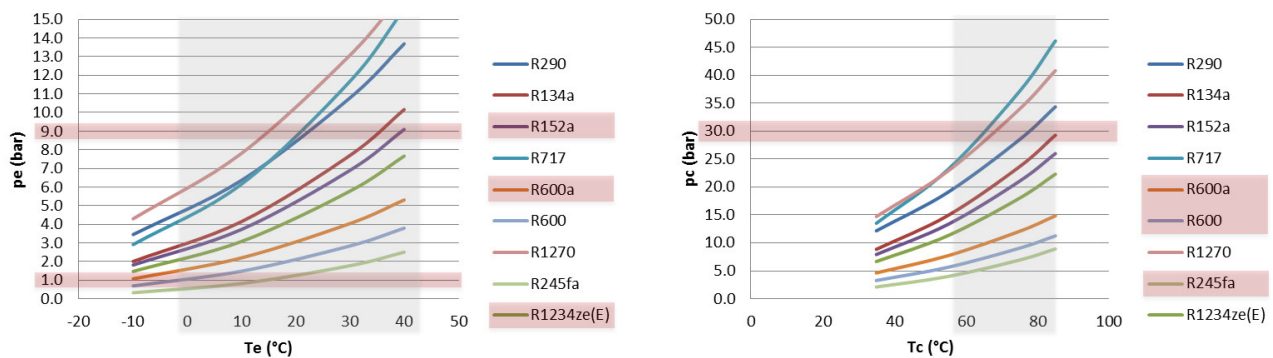


Abbildung 33 (links): Verdampfungsdruck in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur Te

Abbildung 34 (rechts): Kondensationsdruck in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur Tc

Weitere wichtige Aspekte für die Auswahl der Verdichterart und des Kältemaschinenöls sind das Druckverhältnis (II) und die Verdichteraustrittstemperatur. Für alle untersuchten Kältemittel können für die definierten Betriebspunkte unkritische Werte berechnet werden. R717 weist die höchsten Verdichteraustrittstemperaturen auf, die Temperaturen liegen aber unter 200 °C und sollten daher laut Gesprächen mit Schmiermittelherstellern kein Problem darstellen (Abbildung 35). Die ermittelten Druckverhältnisse liegen weit unter 10 (Abbildung 36), damit ergeben sich für den Einsatz von Hubkolben- und Schraubenverdichtern keine Einschränkungen.

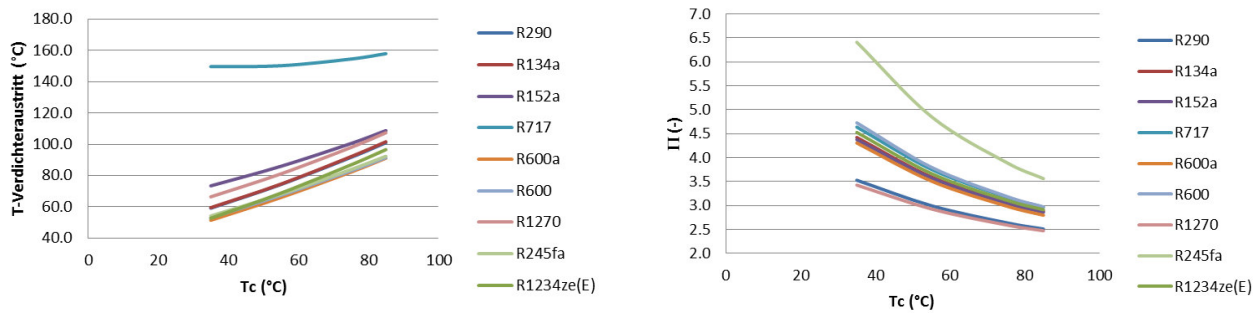


Abbildung 35 (links): Verdichteraustrittstemperatur in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur

Abbildung 36 (rechts): Druckverhältnis in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur

In Abbildung 37 und Abbildung 38 sind die Leistungszahlen (COP) und der Verlauf des Carnot-Gütegrades der untersuchten Kältemittel in den definierten Betriebspunkten dargestellt. Die Kältemittel R245fa, R600 und R717 erweisen sich als die effizientesten Arbeitsstoffe für die Anwendungen im Projekt, die höchste Effizienz kann hier mit R245fa erreicht werden.

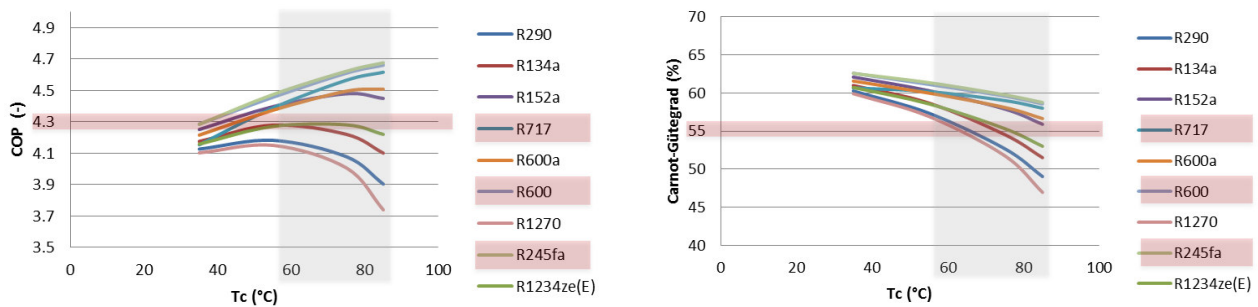


Abbildung 37 (links): Leistungszahl in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur

Abbildung 38 (rechts): Carnot-Gütegrad in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur

In Tabelle 18 sind die Ergebnisse der zuvor dargestellten Untersuchungen und die Bewertungen der Kältemittel in den einzelnen Kategorien zusammengefasst. Die Bewertung wird um die Aspekte Sicherheit und Marktverfügbarkeit erweitert. Die Beurteilung erfolgt in jeder Kategorie nach dem Schema ++ sehr gute, + gute, 0 neutrale, - schlechte und – sehr schlechte Eigenschaften. Die Einzelnen Bewertungen werden am Ende der Tabelle als Gesamtwert dargestellt, dabei werden die einzelnen Kategorien je nach Priorität gewichtet. Hohe Prioritäten erhalten die Kategorien niedriges Treibhauspotential, volumetrische Kälteleistung, Marktverfügbarkeit und Effizienz. Die restlichen Kategorien werden als neutral eingestuft, da es wie auch in Kapitel 4.1.1 beschrieben bereits technische Lösungen gibt. Für die Anforderungen im Projekt Store4Grid können die Kältemittel R717, R600 und R600a als sehr gut geeignet ermittelt werden.

Tabelle 18: Übersicht Kältemittleigenschaften

Kältemittel	R290	R134a	R152a	R717	R600a	R600	R1270	R245fa	R1234ze(E)
Niedriges Treibhauspotential	+	--	-	++	+	+	+	-	+
Sicherheit	-	++	+	-	--	-	-	+	+
Marktverfügbarkeit	++	++	++	++	++	++	++	++	-
Verdampfungsdruck	-	0	++	-	++	0	-	0	+
Kondensationsdruck	-	0	0	-	++	++	--	+	0
Druckverhältnis	0	0	0	0	0	0	0	-	0
Verdichteraustrittstemperatur	0	0	0	-	0	0	0	0	0
Vol. Kälteleistung	++	0	0	++	-	-	++	--	0
COP / Carnot-Gütegrad	--	0	+	++	+	++	--	++	0
Gesamt	0	--	+	++	++	++	-	-	0

Für die detaillierten dynamischen Kreislaufs Simulationen fällt die Vorauswahl auf die Kältemittel R134a (Referenz), R717, R600 und R245fa. Um bei den Kreislaufer Untersuchungen optimale Kältemittel für unterschiedliche Kategorien zu untersuchen, kann die Vorauswahl folgendermaßen begründet werden:

- R717 weist das niedrigste Treibhauspotential und die höchste volumetrische Kälteleistung auf
- R600 hat ein niedriges Treibhauspotential und sehr niedrige Drucklagen
- R245fa liefert die höchsten Leistungszahlen und Carnot Gütegrade

Im Kapitel 4.2 werden die dynamischen Kreislaufer Simulationen genauer beschrieben und das für das Projekt am besten geeignete Kältemittel mit der optimalen Kältekreislaufschaltung ermittelt.

4.1.3 Kältemaschinenöle

Die Hauptaufgaben der Kältemaschinenöle sind die Schmierung des Verdichters und die Wärmeabfuhr. An sich wird das Öl nur im Verdichter benötigt, durch den Ölwurf des Verdichters gelangt es jedoch auch zu den anderen Komponenten der Anlage. Bis zu einer bestimmten Grenze (etwa 1 bis 1,5 Gew.%) bringt der Ölanteil im Kreislauf folgende Vorteile mit sich (Cube et al., 1997):

- dichtet Verdichterraum und Ventile ab
- dichtet die gesamte Anlage ab
- der Ölfilm am Wärmeübertrager verbessert den Wärmeübergang und
- damit die übertragene Leistung
- leichteres Erkennen von Leckagen durch Ölfilm an der Leckstelle

Die hohe Lebensdauer, die von Kältemittelverdichtern erwartet wird, hängt eng mit den hohen Qualitätsanforderungen an die verwendeten Schmieröle zusammen. Die Wechselwirkung mit anderen Stoffen, insbesondere mit dem Kältemittel, bei extrem unterschiedlich hohen und tiefen Temperaturen, stellt im Kreislauf ganz spezifische Anforderungen an das Schmieröl (Fuchs GmbH, 2014). Schmiermittel müssen nicht nur zum Kompressor, sondern auch zum Arbeitsstoff (Chemie) passend gewählt werden.

Mit der Verwendung von Kältemitteln wie Ammoniak, CO₂ und Kohlenwasserstoffen sowie dem Ersatz der Fluorkohlenwasserstoffe durch HFO-Kältemittel mit niedrigem GWP-Wert, wird die Bereitstellung von hochwertigen, umweltfreundlichen Schmiermitteln immer wichtiger (Climalife, 2015). Bedingt durch die Bauart der Verdichter, die Effizienz der Ölabscheider, die Konzeption der Kälteanlage, die Betriebsparameter, die Kältemittel- / Öl-Auswahl sind in der Anlage unterschiedliche Ölmengen in Umlauf. Die Ölrückführung ist ein wichtiger Punkt für die Betriebssicherheit der Anlage. Dort wo das Kältemittel gasförmig ist, muss das Öl über die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels mitgerissen werden. Daher dürfen die Geschwindigkeiten in der gasförmigen Phase nicht zu klein werden, um einen ausreichenden Ölrücktransport in den Verdichter zu gewährleisten (Cube et al., 1997). Um die Ölrückführung sicherzustellen, werden in der Regel Kältemaschinenöle mit ausreichend guter Mischbarkeit mit dem jeweiligen Kältemittel eingesetzt und die Rohrleitungen der Anlage so dimensioniert, dass notwendige Strömungsgeschwindigkeiten nicht unterschritten werden (Korn, 2008). Abbildung 39 zeigt die Mischbarkeit in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration am Beispiel eines Schmieröles der Firma Fuchs mit Kältemittel R134a.

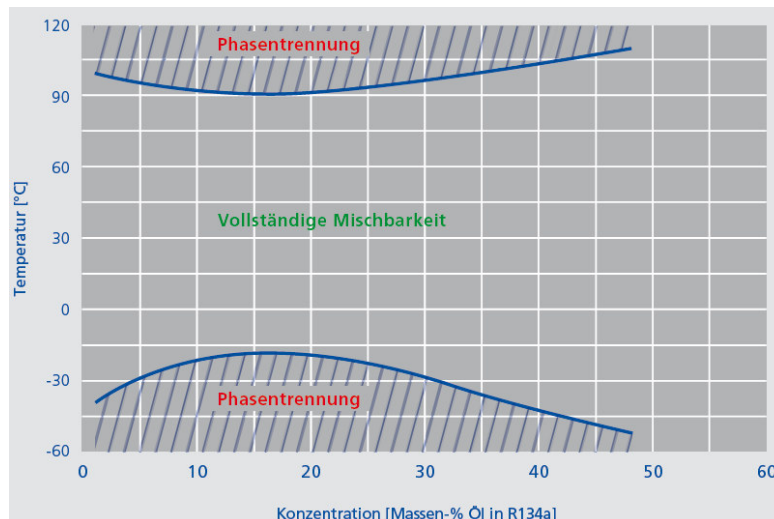


Abbildung 39: Mischbarkeit Kältemaschinenöl und Kältemittel (Fuchs GmbH, 2014)

Der Öleintrag wird vor allem im Anfahrzustand durch starkes Aufschäumen des Öles infolge des gelösten Kältemittels verstärkt. Bei der Verdampfung des Kältemittels kühlt sich das Öl ab. Bleibt es dabei nicht hinreichend fließfähig (durch gelöstes Kältemittel), so ist seine Rückführung zum Verdichter nicht gewährleistet. Im Verdichter ist hingegen eine hohe Viskosität (des Öl- / Kältemittel-Gemisches) gefordert. Wichtig ist, dass das Öl bei hohen Temperaturen im Verdichter noch ausreichend zäh ist um eine gute Schmierung sicherzustellen und dass es bei geringen Temperaturen im Verdampfer noch flüssig genug ist um leicht mittransportiert werden zu können. Die optimale Einstellung der Betriebsviskosität des Schmieröls unter Einfluss des Kältemittels stellt somit stets einen Kompromiss zwischen der zur Verdichterschmierung erforderlichen Mindestviskosität und einer zur ausreichenden Zirkulation im Kreislauf notwendigen Fließfähigkeit bei tiefen Temperaturen dar. Neben der günstigen Mischbarkeitscharakteristik mit dem jeweils eingesetzten Kältemittel spielen gute Kältefließeigenschaften, hohe Alterungsbeständigkeit und eine hohe chemische und thermische Stabilität unter Kältemittelleinfluss eine wichtige Rolle (Fuchs GmbH, 2014). Gerade bei Wärmeanwendungen mit hohen Wärmequellen und –senktemperaturen ist durch das Auftreten von hohen Verdichteraustrittstemperaturen die thermische Stabilität eine wichtige Eigenschaft der

Kältemaschinenöle. Die thermische Überbeanspruchung von Schmierölen über einen längeren Zeitraum führt zur Bildung von Abbauprodukten. Bei den Zersetzungsreaktionen handelt es sich allgemein um komplexe chemische Vorgänge, die durch Metalle wie Kupfer, Eisen oder Aluminium katalysiert werden. Auch Wasser als Reaktionspartner im System kann zur Bildung von Abbauprodukten führen. Erfahrungsgemäß entspricht eine Temperaturerhöhung um 10 K einer Verdopplung der Alterungsgeschwindigkeit (Korn, 2011).

Für unterschiedliche Kältemitteltypen (HFKW, HFO, KW, etc.) werden Schmieröle mit bestimmten Eigenschaften benötigt, um den genannten Anforderungen gerecht zu werden. Die Einteilung der Kältemaschinenöle nach DIN 51503 Teil 1 erfolgt alphabetisch nach den verwendeten Kältemitteln in die folgenden Gruppen (DIN 51503 Teil 1:2011):

- KAA - Mit Ammoniak nicht mischbare Kältemaschinenöle – Mineralöle und / oder Syntheseöle auf Basis von Polyalphaolefin (PAO), Alkylbenzol (AB) oder hydrierten Mineralöle. Meist werden hoch ausraffinierte, naphthenische Kältemaschinenöle als KAA-Öle verwendet. Hydrierte Kältemaschinenöle und PAOs gewinnen in der Praxis zunehmend an Bedeutung.
- KAB - Mit Ammoniak mischbare Kältemaschinenöle – Polyalkylenglykol (PAG). Die in der Regel eingesetzten PAG-Schmierstoffe sollten einen maximalen Wassergehalt von 350 ppm (Frischöl) nicht überschreiten.
- KB - Kältemaschinenöle für Kohlendioxid (CO_2) – synthetische Polyolester (POE), Polyalkylenglykole (PAG) oder Polyalphaolefine (PAO). Die POE-Öle weisen in der Regel gute CO_2 -Mischbarkeit auf. PAG-Öle sind mit CO_2 deutlich schlechter mischbar (größere Mischungslücke mit CO_2). Synthetische Kältemaschinenöle auf Polyalphaolefin-Basis werden als mit CO_2 nicht mischbare Kältemaschinenöle bezeichnet.
- KC - Kältemaschinenöle für voll- und teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW, HFCKW) – in der Regel Mineralöle und Alkylbenzole (im Einzelfall auch Esteröle möglich). Es werden meist hoch ausraffinierte, naphthenische Mineralöle und speziell behandelte Alkylbenzole (Alkylate) verwendet. Der Wassergehalt der KC-Öle (Frischöle) sollte kleiner 30 ppm betragen. Bei einem höheren Wassergehalt ist davon auszugehen, dass sich unerwünschte Reaktionen mit dem Kältemittel ergeben, die zu einer Zersetzung des Öl-Kältemittel-Gemisches führen.
- KD Kältemaschinenöle für voll- und teilfluorierte Fluorkohlenwasserstoffe (FKW, HFKW) – Polyolesteröle (POE) oder Polyalkylenglykole (PAG). Die in der Gruppe KD beschriebenen Kältemaschinenöle sind polare Produkte mit stark hygroskopischem Verhalten. Für Polyolester (POE) gilt ein maximal zulässiger Wassergehalt von 100 ppm im Frischöl. Polyalkylenglykole werden vorzugsweise in A / C-Systemen eingesetzt. Sie sollten einen maximalen Wassergehalt von 350 ppm (Frischöl) nicht überschreiten.
- KE - Kältemaschinenöle für Kohlenwasserstoffe (z. B. Propan, Isobutan) – Mineralöle oder Syntheseöle auf Basis von Alkylbenzolen, PAO, POE oder PAG. Je nach Stoffgruppe beträgt der maximal zulässige Wassergehalt 30 ppm für Mineralöle / Alkylbenzole, 50 ppm für PAO, 100 ppm für POE und 350 ppm für PAG (Frischölkennwerte).

Die Recherche nach verfügbaren passenden Kältemaschinenölen hat gezeigt, dass namhafte Schmiermittelhersteller, wie z.B. Fuchs, Mobil, Shell, Total, Emkarate usw., für die unterschiedlichen Anwendungen Kältemaschinenöle bereitstellen (Climalife, 2013). Die Produktportfolios der Hersteller

zeigen, dass umweltverträgliche Kältegasen eine immer wichtigere Rolle einnehmen. Niedrig-GWP-Kältemittel (GWP = Global Warming Potential = Beitrag zur Erderwärmung) wie z.B. Kohlendioxid (GWP = 1) und Propan (GWP = 3), aber auch synthetische, fluorierte Alternativen wie HFO-1234yf (GWP = 4) nehmen schon jetzt in ihrer Verwendung deutlich zu, daher werden speziell für Anwendungen mit diesen Kältemitteln Schmiermittel, wie z.B. Fuchs Reniso PL68 / GL 68 für Ammoniak und Propan oder Fuchs Reniso PAG 1234 für R1234ze, angeboten (Fuchs GmbH, 2014).

4.1.4 Recherche verfügbarer Kältekreisläufe für die spezifische Anwendung

Auf Maschinenebene werden verfügbare Kältekreisläufe (einstufig, mehrstufig, EVI,...) für die spezifische Anwendung recherchiert und im Zuge der stationären Kreislaufberechnungen in Kapitel 4.2 bewertet. Die Basisschaltung für eine Kompressionswärmepumpe, siehe Abbildung 40, genügt oft nicht um eine hohe Effizienz (COP_h) zu erreichen bzw. den Betrieb innerhalb der Einsatzgrenzen zu halten. Deshalb sind bis dato eine Vielzahl an Kreisprozessen für die Kompressionswärmepumpe entwickelt worden.

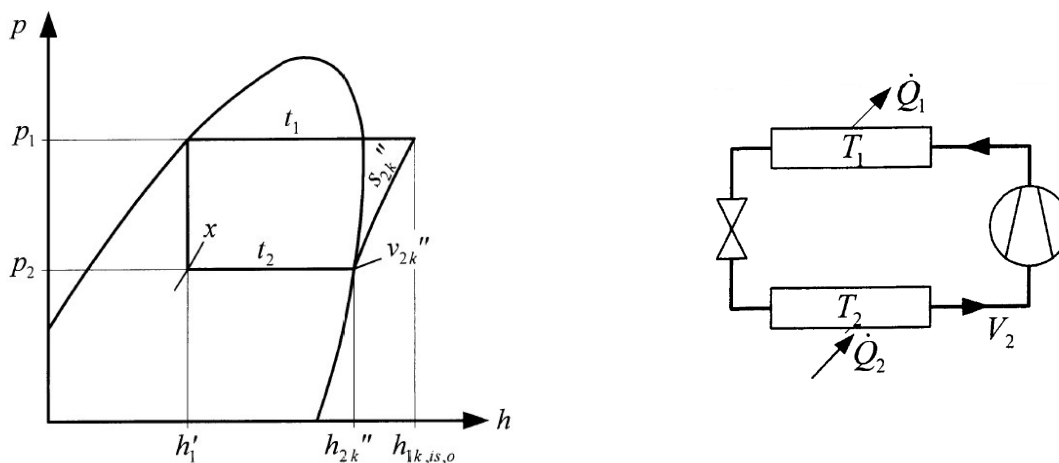


Abbildung 40: Einstufiger Kältekreislauf (Granryd et al., 2005)

Bei ausgeführten Kältekreisläufen wird zur Betriebssicherheit und einem besserem Regelverhalten eine Unterkühlung und Überhitzung eingestellt, siehe Abbildung 41.

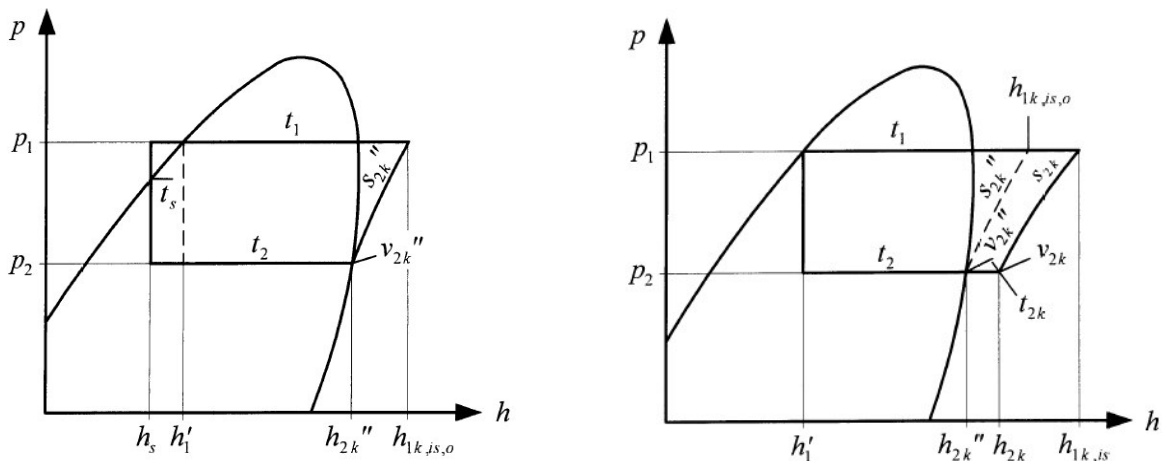


Abbildung 41: Unterkühlung und Überhitzung (Granryd et al., 2005)

Die Effizienz von Wärmepumpenprozessen hängt auch immer vom verwendeten Arbeitsstoff ab. Jeder Prozess ist daher nicht für jedes Kältemittel gleich gut geeignet (Granryd et al., 2005) und bedarf daher sorgfältiger Analysen. Im Allgemeinen ist ein zweistufiger Kältekreislauf eine sehr effektive Art und Weise, um die Effizienz zu erhöhen und die Verdichteraustrittstemperaturen zu reduzieren, siehe Abbildung 42.

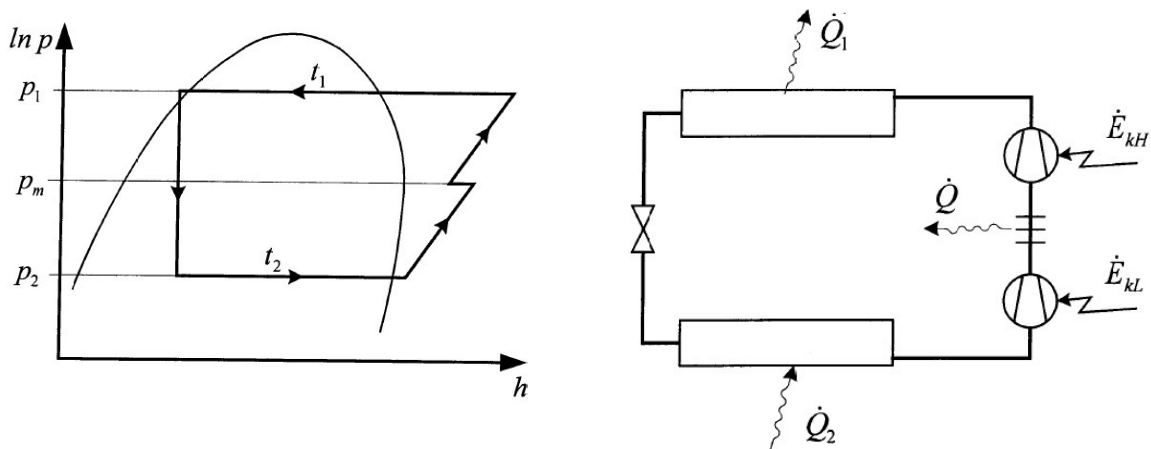


Abbildung 42: Zweistufiges Basissystem mit externem Zwischenkühler (Granryd et al., 2005)

Einen Überblick über die verschiedensten Kältekreise ist unter anderem in (Granryd et al., 2005) zu finden. Dabei wird auch deren Effizienz bei einer Verdampfungstemperatur von $T_e = -35 \text{ °C}$ und einer Kondensationstemperatur bei $T_c = 30 \text{ °C}$ verglichen. In (Robbi, 2010) wurde ebenfalls eine Voruntersuchung unterschiedlicher Kältekreislaufschaltungen für den Anwendungsfall $T_e = 40 \text{ °C}$ und $T_c = 90 \text{ °C}$ mit unterschiedlichen Kältemitteln durchgeführt. Bei beiden Vergleichen hat sich jener Kältekreis, bei dem das Arbeitsmittel zwischen den beiden Verdichterstufen eingespritzt wird, als sehr vorteilhaft im Sinne von Performance und Betriebscharakteristik herausgestellt. Das Arbeitsmittel kann entweder im flüssigen oder im dampfförmigen Zustand eingespritzt werden. Die unterschiedlichen Zwischeneinspritzarten werden LI von engl. Liquid Injection (Abbildung 44) oder EVI Enhanced Vapour

Injection (Abbildung 43) genannt. In (Heitz, 9. Okt. 2012) werden beide Systeme für das Kältemittel R410A miteinander verglichen.

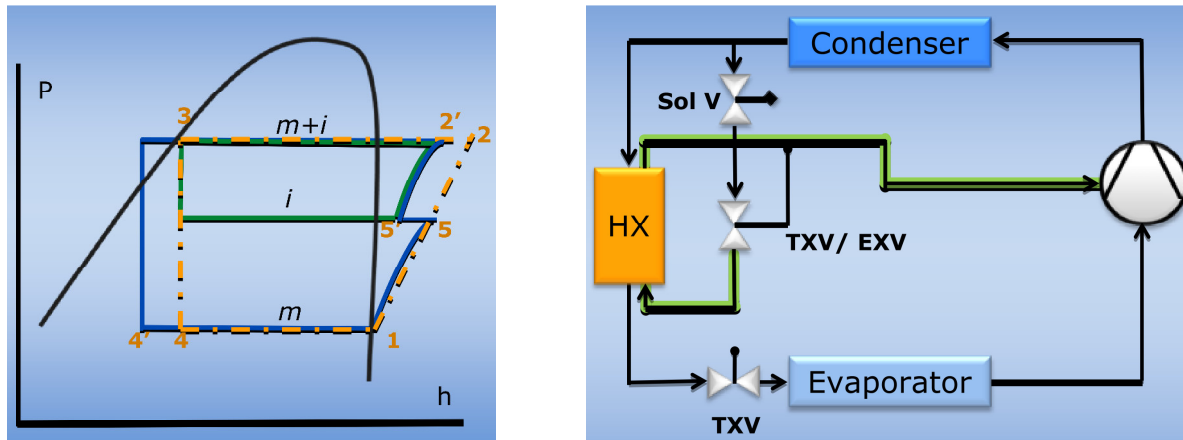


Abbildung 43: EVI-Kältekreislauf (Heitz, 9. Okt. 2012)

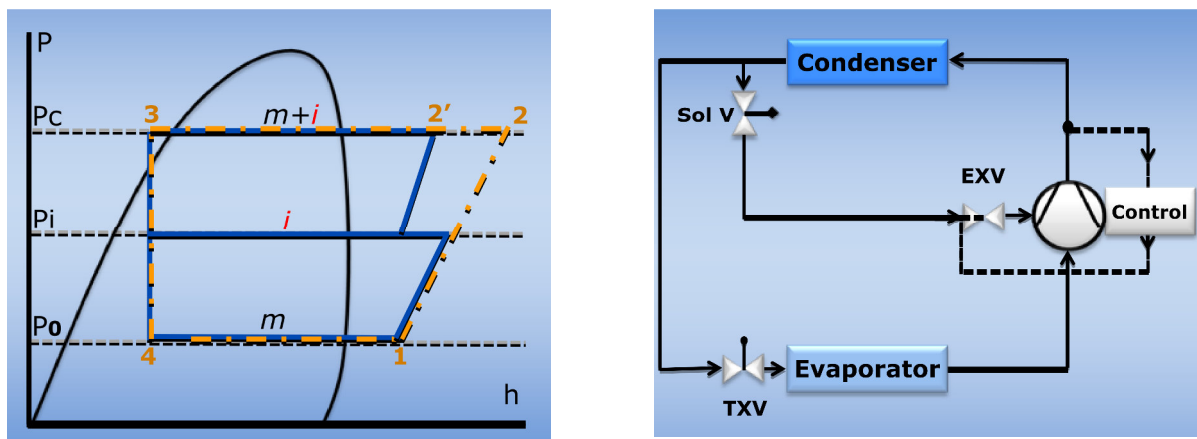


Abbildung 44: LI-Kältekreislauf (Heitz, 9. Okt. 2012)

Tabelle 19 zeigt eine Zusammenfassung dieses Vergleichs. Beide Einspritzvarianten erweitern den Betriebsbereich, die Liquid Injection etwas mehr als die Vapour Injection. Eine Verbesserung der Performance, also Effizienz, im Vergleich zur Basisschaltung, siehe Abbildung 40, kann nur mit EVI erzielt werden. Allerdings mit dem Nachteil, dass die Komplexität des Kältekreises erhöht wird und damit auch die Kosten.

Tabelle 19: Vergleich zwischen Liquid Injection und Vapour Injection (Heitz, 9. Okt. 2012)

	Liquid Injection	Vapour Injection
Performance	-	+
Operating Map	++	+
Complexity	+	-
Reliability	+	-
Cost	+	-

Für die weiteren Untersuchungen in Kapitel 4.2 werden als Referenz der einstufige Kältekreislauf und zur Untersuchung des effizientesten Betriebes für die Anwendungen in Store4Grid der Kältekreislauf mit Dampfwischeneinspitzung (EVI) ausgewählt.

4.1.5 Analyse der limitierenden Faktoren der Wärmepumpentechnologie auf Basis verfügbarer Komponenten gemäß Stand der Technik

Die limitierenden Faktoren für die Wärmepumpentechnologie ergeben sich, wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, aus dem Zusammenspiel der gewählten Komponenten im Kältekreislauf und den daraus resultierenden Einsatzgrenzen. Den größten Einfluss auf die Einsatzgrenzen haben das Kältemittel, das Kältemaschinenöl, der Verdichter und der Kreisprozess.

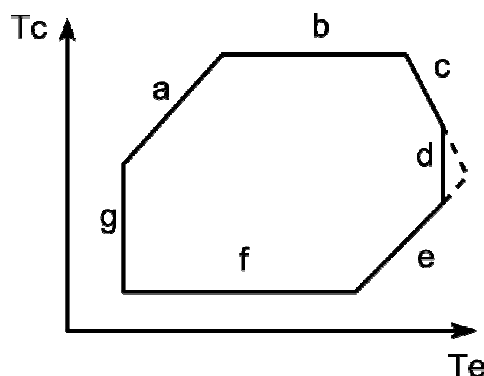


Abbildung 45: Verdichter - Einsatzgrenzendiaagramm

Abbildung 45 zeigt ein typisches Einsatzgrenzendiaagramm, das aus den zuvor beschriebenen limitierenden Faktoren entsteht, die Grenzen können wie folgt definiert werden:

- a Die zulässige Verdichtungsendtemperatur oder die zulässige Öltemperatur im Kurbelgehäuse wird überschritten. Ab dieser Temperatur ist der Alterungsprozess des Öles so stark, dass ein ständiger Betrieb nicht sinnvoll ist.
- b Die obere Grenze für die Kondensationstemperatur ergibt sich aus dem maximal zulässigen Druck. Die Druckfestigkeit wird durch den maximalen Betriebsdruck und durch die maximale Druckfestigkeit des Verdichters bestimmt. Herkömmliche Kältemittelverdichter sind für etwa 24 bar bis 26 bar ausgelegt (Sexauer H.J. et al., 1987).
- c Die Grenze maximal zulässige Motortemperatur trifft für halbhermetische und hermetische Verdichter zu, bei denen der Motor integrierter Bestandteil des Verdichters ist. Je nach Isolationssystem liegen die zulässigen Werte zwischen 90 °C und 120 °C, wobei dieser Wert wesentlich vom chemisch-thermischen Reaktionsverhalten des Kältemittels, des

Kältemaschinenöles und der Isolationsstoffe abhängt (Cube et al., 1997). Zusätzlich ergibt sich diese Grenze aus der maximal zulässige Antriebsleistung bzw. Stromaufnahme, in der Regel wird die Grenze vom Verdichterhersteller angegeben.

- d Die max. Verdampfungstemperatur basiert auf Erfahrungswerten. Die wirkliche Grenze ergibt sich durch die Verlängerung der Linien c und e. Die Belastungsgrenze ist abhängig von der Verdichterart- und Bauweise. Sie wird durch konstruktive Bedingungen gesetzt, wie z. B. das Saugvermögen der Ölpumpe, die Belastung der Kurbelwellen-Längslager und Wellendichtungen (Dietrich, 2013). Übliche Belastungsgrenzen liegen zwischen 7 bar und 9 bar. Kältemittel für den Klimabereich besitzen bei den erforderlichen höheren Verdampfungstemperaturen wesentlich höhere Dampfdrücke, sodass für diesen Einsatzfall entweder alternative Kältemittel oder druckfestere Verdichter gewählt werden müssen (Sexauer H.J. et al., 1987).
- e Die Grenze e ergibt sich aus dem höchstmöglichen Ausgleichsdruck im Stillstand, es gibt aber auch Verdichterkonstruktionen, bei denen alle Gehäuseteile den Bedingungen des maximalen Hochdrucks entsprechen.
- f Die minimal zulässige Kondensationstemperatur
- g Die Temperatur entspricht dem Siededruck von 1 bar. Saugseitig sollte der Druck etwas oberhalb des Umgebungsdruckes sein, damit die Anlage in allen Betriebspunkten im Überdruck betrieben werden kann.

Die Grenzen a, b und g werden primär vom Kältemittel und dem gewählten Kältekreislauf bestimmt. Wie die Recherchen in den Kapiteln 4.1.1, 4.1.2 und 4.1.3 zeigen, konnten von den Verdichterherstellern und Systemanbietern technische Lösungen gefunden werden um die Einschränkungen, die durch die Grenzen c, d, e und f entstehen, zu reduzieren. Dabei liegen die größten technischen Herausforderungen in den Bereichen Druck und Temperaturbeständigkeit (Dietrich, 2013). Am Verdichteraustritt ist mit hohen Heißgastemperaturen bis 160 °C zurechnen, dazu mussten zum Beispiel eine besondere Verdichterkonstruktion (Lager, Wicklung) für den Schraubenverdichter entwickelt werden (Ochsner, 2012). Als Fazit der Recherchen kann zusammengefasst werden:

- Wärmepumpen im MW Bereich (Heizleistung) mit T_e bis 60 °C und T_c bis 110 °C sind am Markt erhältlich.
- Die Grenze bei den Komponenten stellen der Verdichter und das Kältemaschinenöl bzw. die Schmierung für den Verdichter dar.
- Der Kältekreis muss teilweise für den Einsatz mit neuen Kältemitteln angepasst werden.
- Labor- und Pilotanlagen zeigen, dass mit verfügbaren Kältemitteln ein Betriebsbereich von T_e bis 90 °C und T_c bis 150 °C möglich ist. In Zukunft vielleicht noch höher.

4.2 Numerische Kältekreislaufuntersuchungen

Bei den bisherigen Systemsimulationen in Kapitel 5 liegt ein bereits bestehendes Wärmepumpenmodell in Form eines Kennfelds vor. Die Leistung am Kondensator und die elektrische Leistung werden über folgende quadratische Gleichungen angenähert:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c,P1} + \dot{Q}_{c,P2} \cdot T_{c,o} + \dot{Q}_{c,P3} \cdot T_{c,o}^2 + \dot{Q}_{c,P4} \cdot T_{e,i} + \dot{Q}_{c,P5} \cdot T_{e,i}^2$$

$$P_{el} = P_{el,P1} + P_{el,P2} \cdot T_{c,o} + P_{el,P3} \cdot T_{c,o}^2 + P_{el,P4} \cdot T_{e,i} + P_{el,P5} \cdot T_{e,i}^2$$

$T_{C,P}$... Kondensator Austrittstemperatur bzw. WNA-Austrittstemperatur

$T_{E,i}$... Verdampfer Eintrittstemperatur bzw. WQA-Eintrittstemperatur

Die Parameter $\dot{Q}_{C,P,i}$ und $P_{E,i,P,i}$ werden z.B. mittels Kenndaten aus einem Datenblatt ermittelt. Das Ergebnis der numerischen Kältekreislaufuntersuchungen soll ein stationäres Kennfeld einer Wärmepumpe sein, das für beide Einbindungsvarianten (siehe auch 5.2.2) unter Berücksichtigung von:

- Kältemittel
- Kältekreissschaltung
- Betriebsbereich
- Betriebsdauer

optimiert im Sinne technisch bzw. ökonomisch ausgelegt wurde. Zu diesem Zweck wurde ein „virtueller“ Wärmepumpenprüfstand numerisch simuliert. Als Bemessungsgrundlage der Komponenten dient der Auslegungszustand, der in Abhängigkeit des Betriebsbereiches und der Betriebsstunden definiert wird. Aus diesen „virtuellen“ Messdaten wird dann ein Wärmepumpenkennfeld, wie oben beschrieben, erstellt.

4.2.1 Untersuchung der Auslegungsparamter der Wärmepumpentechnologie für die Integration in das Gesamtsystem

Wärmepumpen können auf unterschiedliche Arten in das Anlagenkonzept Erdbeckenspeicher und Fernwärmenetz integriert werden:

- Variante A: Wärmepumpe nutzt Speicher als Wärmequelle und –senke (ohne Pufferspeicher)
- Variante B: Wärmepumpe nutzt Speicher als Wärmequelle und als Wärmesenke das Wärmenetz (mit Pufferspeicher)

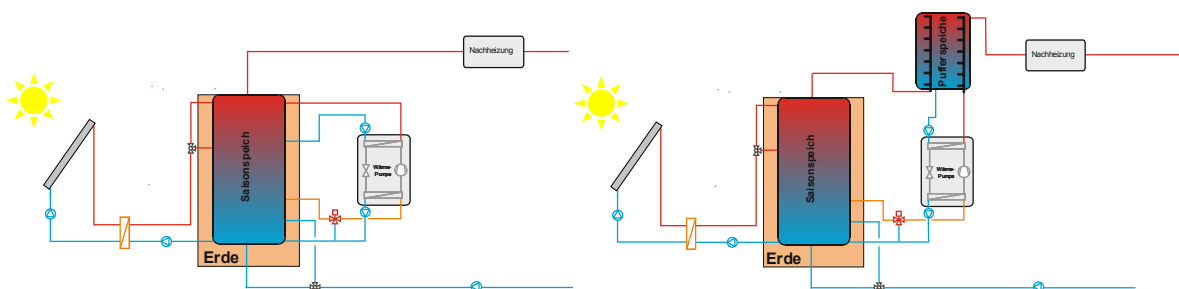


Abbildung 46: Einbindung der Wärmepumpe in den Saisonspeicher (links) und über einen Pufferspeicher vor der Nachheizung (rechts)

Je nach Wahl der Integrationsmöglichkeit hat das Wärmenetz direkten Einfluss auf die Betriebsbedingungen der Wärmepumpe. Die größte Herausforderung beim Einsatz von Wärmepumpen im vorliegenden Anlagenkonzept sind die zu erwartenden Temperaturniveaus seitens der Wärmequelle und- senke, da diese von den bisherigen Standardanwendungen im Bereich Heizen, Kühlen und Klimatisierens stark abweichen.

Aus den bisherigen Systemsimulationen mit dem bestehenden Wärmepumpenkennfeld lässt sich der Auslegungspunkt für die Wärmepumpe ableiten. Abbildung 47 zeigt die unterschiedlichen Betriebsbereiche der Wärmepumpe für beide Einbindungskonzepte. Zu erkennen sind die Anzahl der Betriebsstunden bei unterschiedlichen WQA-Eintrittstemperaturen $T_{E,i}$ und WNA-Austrittstemperaturen

$T_{C,o}$. Im Gegensatz zu Variante A verlagert sich der Betrieb der Wärmepumpe bei Variante B hin zu höheren Kondensatoraustrittstemperaturen $T_{C,o}$, jedoch mit dem Resultat, dass die absolute Betriebsdauer wesentlich geringer ist. In Zahlen ausgedrückt liegt die gesamte Betriebsdauer bei Variante A bei ca. 600 h und bei Variante B bei ca. 300 h pro Jahr.

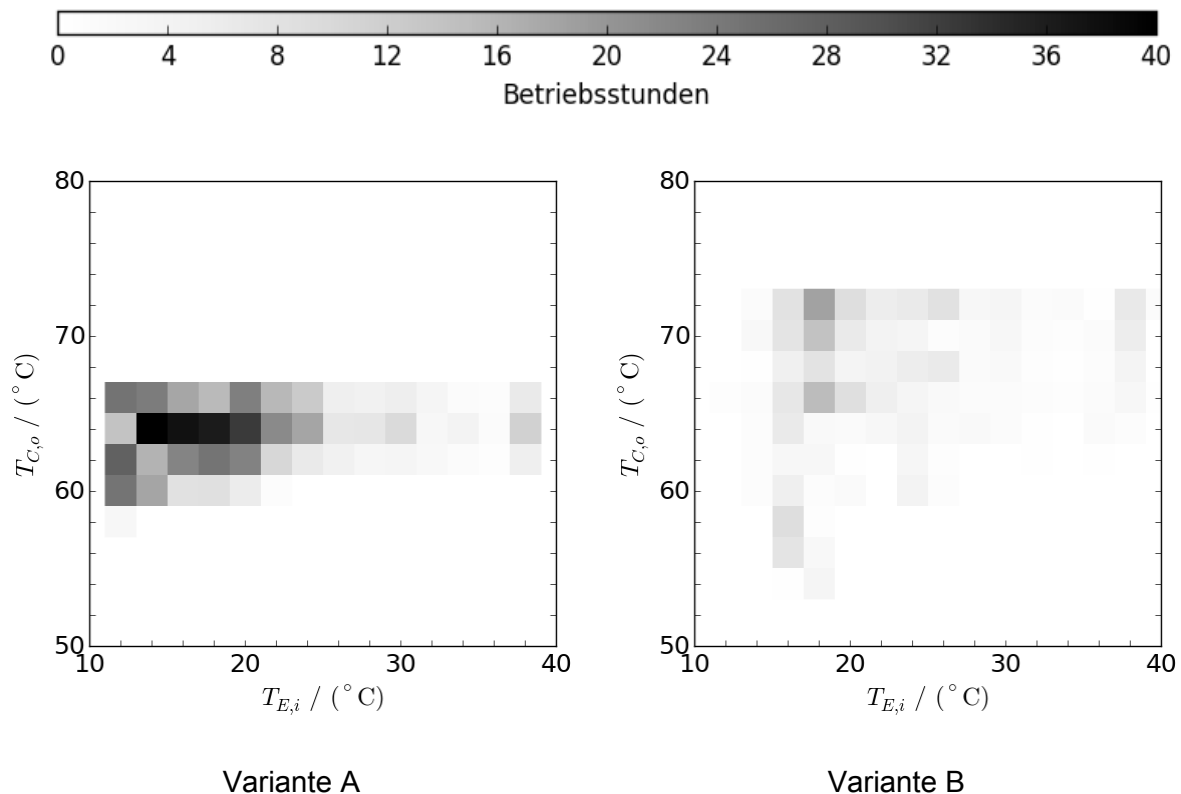


Abbildung 47: Anzahl der Betriebsstunden der Wärmepumpe bei unterschiedlichen WQA-Eintritts- bzw. WNA-Austrittstemperaturen pro Jahr.

Der Betriebsbereich bei Variante A bewegt sich im Wesentlichen zwischen 60-66 °C WNA-Austritt. WQA-Eintritt ist mehrheitlich zwischen 12-24 °C. Hier lässt sich der Auslegungspunkt eindeutig bei 15/65 °C definieren. Bei Variante B ist die Schwankung von WNA-Austritt wesentlich größer. Hier lässt sich der Auslegungspunkt nicht so eindeutig definieren und wird bei 20/70 °C gewählt. Tabelle 20 zeigt eine Zusammenfassung der Auslegungspunkte.

Tabelle 20: Auslegungspunkte der zwei Anlagenkonzepte.

	Variante A	Variante B
WQA-Eintritt	15 °C	20 °C
WNA-Austritt	65 °C	70 °C

4.2.2 Beschreibung der stationären Kreislaufsimulationen

Die stationären Kreislaufsimulationen wurden mit der Programmiersprache Modelica in der Simulationsumgebung Dymola durchgeführt. Modelica ist eine Programmiersprache zur fachgebietsübergreifenden Modellierung (Elektrotechnik, Mechanik, Hydraulik, Pneumatik, etc.). Damit ist es möglich das dynamische Verhalten von physikalischen Systemen in einer komfortablen und zweckdienlichen Art und Weise zu beschreiben. Die Modelle werden durch differentielle, algebraische

und diskrete Gleichungen beschrieben. Der Anwender kann den Fokus auf die mathematische Beschreibung der einzelnen Komponenten legen.

Eine Wärmepumpe basiert auf Standardkomponenten, wie Wärmeübertrager, Verdichter, Expansionsventil, Regelung, etc. Diese Komponenten können entweder aus frei verfügbaren oder aus kommerziellen Bibliotheken ausgewählt werden. In Store4Grid wurde die kommerzielle TIL Bibliothek von TLK-Thermo GmbH eingesetzt. Diese enthält Modellbibliotheken zur Simulation stationärer und transienter thermodynamischer Systeme mit besonderem Fokus auf die Anwendung in der Kältetechnik. Ziel der stationären Kreislaufsimulationen ist einerseits die Bewertung der vorausgewählten Kältekreisläufe, andererseits soll ein Wärmepumpenkennfeld erstellt werden, das in den Trnsys Systemsimulationen (Kapitel 5) anstatt des komponentenbasierten Modells eingesetzt wird. Die stationären Kreislaufsimulationen sind dabei in zwei Abschnitte aufgeteilt:

1. Auslegungssimulation
2. Nachrechnungssimulation

In der Auslegungssimulation werden die Komponenten der Wärmepumpe dimensioniert um die gewünschte Heizleistung im definierten Auslegungspunkt zu erzielen. Mit den dadurch dimensionierten Komponenten erfolgt dann die Nachrechnungssimulation. Analog zu einem realen Wärmepumpenprüfstand werden in der Nachrechnungssimulation abweichende Betriebspunkte eingestellt und die stationären Ergebnisse aufgenommen.

4.2.3 Simulation im Designbetriebspunkt (Auslegungssimulationen)

Folgende Parameter wurden für die Auslegungssimulationen festgelegt:

- Unterkühlung¹ 3 K
- Überhitzung 5 K
- Verdichter:
 - Isentroper Wirkungsgrad 0.7
 - Volumetrischer Wirkungsgrad 0.8
 - Elektrischer Wirkungsgrad 0.9
- Heizleistung 300 kW
- WQA:
 - Eintrittstemperatur 15 °C
 - Massenstrom 870 kg/min
- WNA:
 - Austrittstemperatur 65 °C
 - Massenstrom 860 kg/min

Da die beiden Auslegungszustände nicht stark voneinander abweichen, wurde für die Bewertung der Kältekreisläufe der Auslegungszustand von Variante A herangezogen, also 15/65 °C. Mit diesen

¹ 3 K beim einfachen Kältekreislauf direkt mit WNA. Beim EVI-Kreislauf wird die Unterkühlung durch die Größe des Economizers bestimmt und ist von WNA entkoppelt. Die Übertragungsfähigkeit des Economizers ist ca. 1/10 von Verdampfer bzw. Kondensator.

Randbedingungen wurden nun unterschiedliche Kältemittel jeweils mit dem einfachen Kältekreislauf und dem EVI-Kältekreislauf verglichen.

Die Dimensionierung eines Wärmeübertragers erfolgt üblicherweise über die mittlere Temperaturdifferenz MTD. Aus der Vorgabe von MTD ergibt sich eine notwendige Übertragungsfähigkeit UA des Wärmeübertragers. UA wird in erster Linie über die Übertragungsfläche des Wärmeübertragers bestimmt. Für die ökonomische Auslegung von Verdampfer und Kondensator in Wärmepumpen wird in (Granryd et al., 2005) eine Korrelation zwischen den Betriebsstunden und MTD angegeben, siehe auch Tabelle 21.

Tabelle 21: Ökonomische mittlere Temperaturdifferenz bei Wärmeübertragern in Wärmepumpen (Granryd et al., 2005).

	Betriebsdauer pro Jahr in h			
	1000	2000	5000	8000
Verdampfer	7.2	6	4	3,5
Kondensator	10	8.5	6	5.5

MTD korreliert umgekehrt proportional zu der Betriebsdauer. D.h. bei hoher Betriebsdauer → kleines MTD → großes UA → größerer und teurerer Wärmeübertrager. Bei niedriger Betriebsdauer ist es genau umgekehrt. Aus Abbildung 47 geht hervor, dass bei beiden Varianten die Betriebsdauer der Wärmepumpe unter 1000 h pro Jahr liegt. Für den Vergleich der vorausgewählten Kältekreisläufe wurden die MTD Werte aus der Spalte für 1000 Betriebsstunden pro Jahr herangezogen, d.h. eine ökonomisch optimierte Auslegung der Wärmeübertrager.

Die sekundärseitigen Massenströme entstehen aus dem Zusammenspiel von gewünschter Heizleistung, WNA-Austrittstemperatur und gewünschte Temperaturspreizung von WQA am Verdampfer. Ein Wert von 3K für die WQA-Temperaturspreizung wird ebenfalls in (Granryd et al., 2005) empfohlen, unabhängig von den Betriebsstunden pro Jahr. Tabelle 22 zeigt eine Zusammenfassung der Ergebnisse für den Auslegungspunkt 15/65 °C für die vier vorausgewählten Kältemittel. Bei R134a liegt der COP_h beim einfachen Kältekreislauf bei 2.64. Der EVI-Kreislauf ermöglicht eine Anhebung auf 2.74. Damit kann eine COP_h Verbesserung von ca.3.8 % erzielt werden. Darüber hinaus verringert sich die Verdichterendtemperatur von ca. 95 °C auf 86 °C. Für R600 und R245fa zeichnet sich ein ähnliches Bild ab, wobei die COP-Verbesserung bei R245fa etwas geringer ausfällt als bei R600. Der beste COP_h ist mit R717 zu erwarten und liegt bei 3.03. Der EVI-Kreislauf bringt zwar nur eine 2.3 % COP-Verbesserung, jedoch kann die Verdichterendtemperatur von knapp 200°C auf 131.7°C gesenkt werden.

Tabelle 22: Ergebnisse im Auslegungspunkt 15/65 für 1000 Betriebsstunden pro Jahr. Die Werte in Klammer sind für 8000 Betriebsstunden pro Jahr.

Kältemittel	COP_h Einfach	COP_h EVI	COP- Verbesserung	Verdichter- Endtemperatur Einfach	Verdichter- Endtemperatur EVI
	-		%		°C
R134a	2.64	2.74	3.8	94.9	86.1
R600	2.73	2.82	3.3	83.1	79
R245fa	2.74	2.8	2.2	84	79.1
R717	3.03(3.34)	3.1(3.53)	2.3(5.7)	198.2(181.2)	131.7(120.1)

Eine Auslegung der Wärmeübertrager für 8000 Betriebsstunden pro Jahr hebt den COP_h zusätzlich um ca. 12 % gegenüber der ökonomischen Variante an. Für R717 sind die Werte in Klammer angegeben. Man spricht dann von einer technisch optimierten Auslegung der Wärmeübertrager. Abbildung 48 und Abbildung 49 zeigen die Kältekreisläufe sowie das Zustandsdiagramm für R717 bei einer technisch optimierten Auslegung der Wärmetauscher. Sowohl der einfache Kältekreis (blau) als auch der EVI-Kältekreis (schwarz) sind dargestellt. Die Höhe des Mitteldrucks p_m für 2-stufige Kältekreisläufe wird in (Granryd et al., 2005) mit $p_m = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$ angegeben, wobei p_1 bzw. p_2 der Verdampfungs- und Kondensationsdruck sind. Mit dieser Annahme ist gewährleistet, dass das Druckverhältnis für beide Verdichterstufen im Auslegungspunkt ident ist.

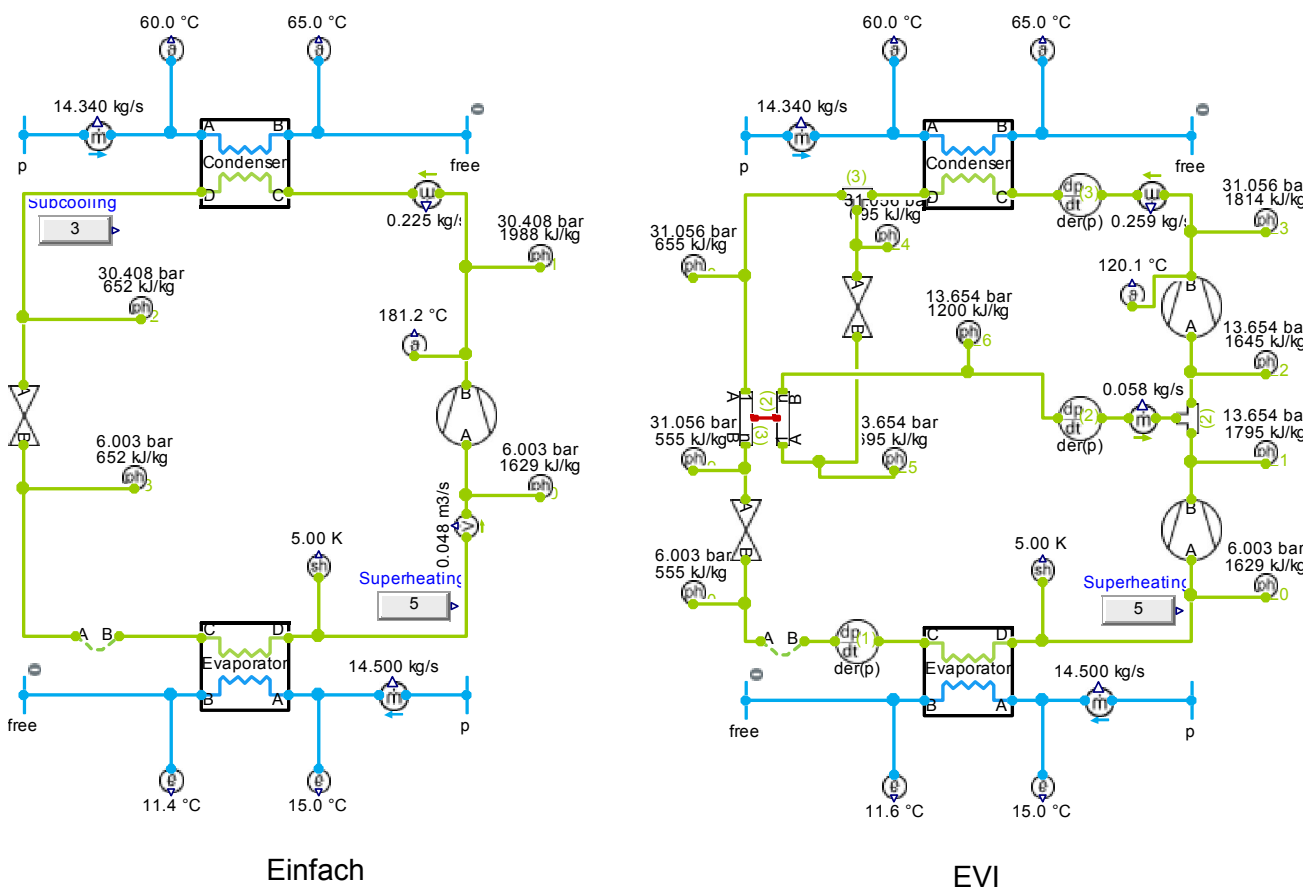


Abbildung 48: R717 Kältekreis, Auslegungspunkt Variante A 15/65, technisch optimiert (8000 Betriebsstunden pro Jahr).

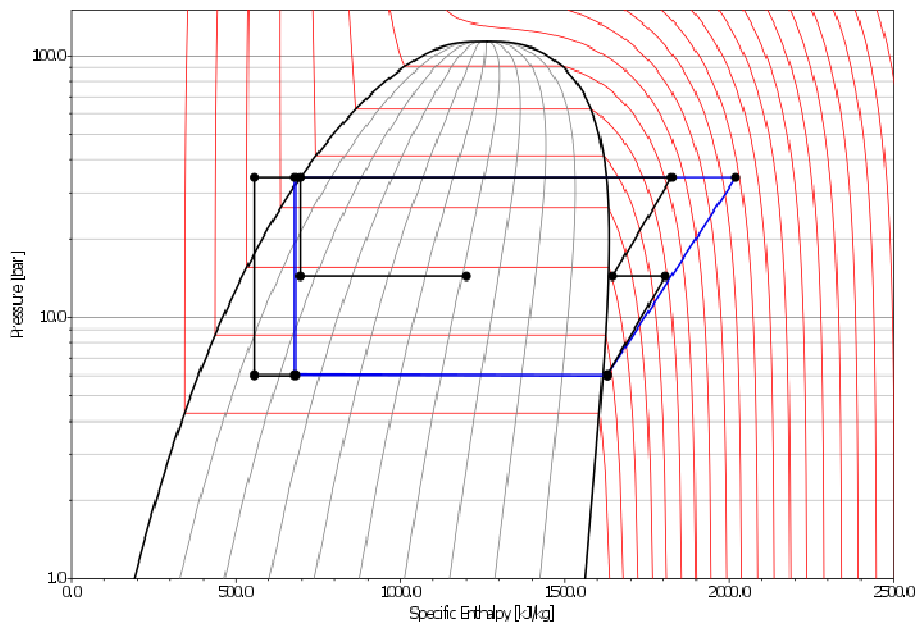


Abbildung 49: R717 Log p-h Diagramm, Auslegungspunkt Variante A 15/65 (blau=einfach, schwarz=EVI), technisch optimiert (8000 Betriebsstunden pro Jahr).

Bei den Auslegungssimulationen für den Betriebspunkt 20/70 °C wurde analog vorgegangen. Tabelle 23 zeigt eine Zusammenfassung der Ergebnisse für beide Einbindungsvarianten in das Gesamtsystem für eine technisch optimierte Wärmeübertragerauslegung.

Tabelle 23: Zusammenfassung der Auslegungssimulationen für das Kältemittel R717 für Variante A und Variante B für eine technisch optimierte Auslegung der Wärmeübertrager.

	Heiz- COP einfach	Heiz- COP EVI	COP- Verbesserung
		-	%
Variante A 15/65	3.34	3.53	5.7
Variante B 20/70	3.37	3.55	5.3

4.2.4 Simulationen zur Kennfeldgenerierung (Nachrechnungssimulation)

Basierend auf den Auslegungssimulationen wurden die Nachrechnungssimulationen durchgeführt. Die Parametrierung der einzelnen Komponenten erfolgte anhand der Erkenntnisse aus den Auslegungssimulationen. Bis auf die temperatur- und druckabhängigen Stoffdaten sind sämtliche Parameter über den gesamten Betriebsbereich als konstant angenommen, wie z.B.:

- UA der Wärmeübertrager
- Verdichter
 - Isentroper Wirkungsgrad
 - Volumetrischer Wirkungsgrad
 - Elektrischer Wirkungsgrad

Bei der Auswertung der Ergebnisse bei Betriebspunkten, die stark vom Auslegungspunkt abweichen, müssen diese Vereinfachungen berücksichtigt werden. Für die Kennfelderstellung wurden im ersten

Schritt die Stützpunkte ermittelt, auf denen das Kennfeld basiert. Diese Stützpunkte werden für folgende Parameter angegeben:

- Heizleistung Q_C am Kondensator
- elektrische Leistung P_{el} am Verdichter
- COP_h

Abbildung 50 und Abbildung 51 zeigen die Stützpunkte (rot). Auf diesen Stützpunkten liegt das Netz des neuen Kennfelds, welches analog zum ursprünglichen Kennfeld, über eine quadratische Gleichung zweiten Grades definiert wird. Die durchfärbte Fläche stellt das ursprüngliche Kennfeld dar. Der Betriebsbereich für Variante A in Abbildung 50 stellt eine ungünstige Ausgangslage für die Kennfelderstellung dar. Die Schwankungsbreite für die WNA-Austrittstemperatur ist sehr gering. Dadurch ist eine Extrapolation über die Stützpunkte hinaus nicht zulässig und würde zu physikalisch unmöglichen Ergebnissen führen. Dieser Effekt ist bei dem EVI-Kältekreis gut zu erkennen.

An dieser Stelle soll auch erwähnt werden, dass die Nachrechnung mit den oben beschriebenen Vereinfachungen für Betriebspunkte, die weit vom Auslegungspunkt abweichen, in bestimmten Fällen ebenfalls physikalisch unmögliche Ergebnisse produziert. Die Annahme eines konstanten UA führt in manchen Fällen zu Situationen, in denen innerhalb des Nassdampfgebietes expandiert wird. In der numerischen Simulation wird trotzdem der gesamte Kältemittelmassenstrom umgewälzt, was in der Realität nicht der Fall ist.

Variante B hat einen wesentlich größeren Betriebsbereich, siehe Abbildung 51. Die Stützpunkte sind weiter verstreut als bei Variante A. Daher wird die Tendenz des Kennfelds auch über die Stützpunkte hinaus besser abgebildet.

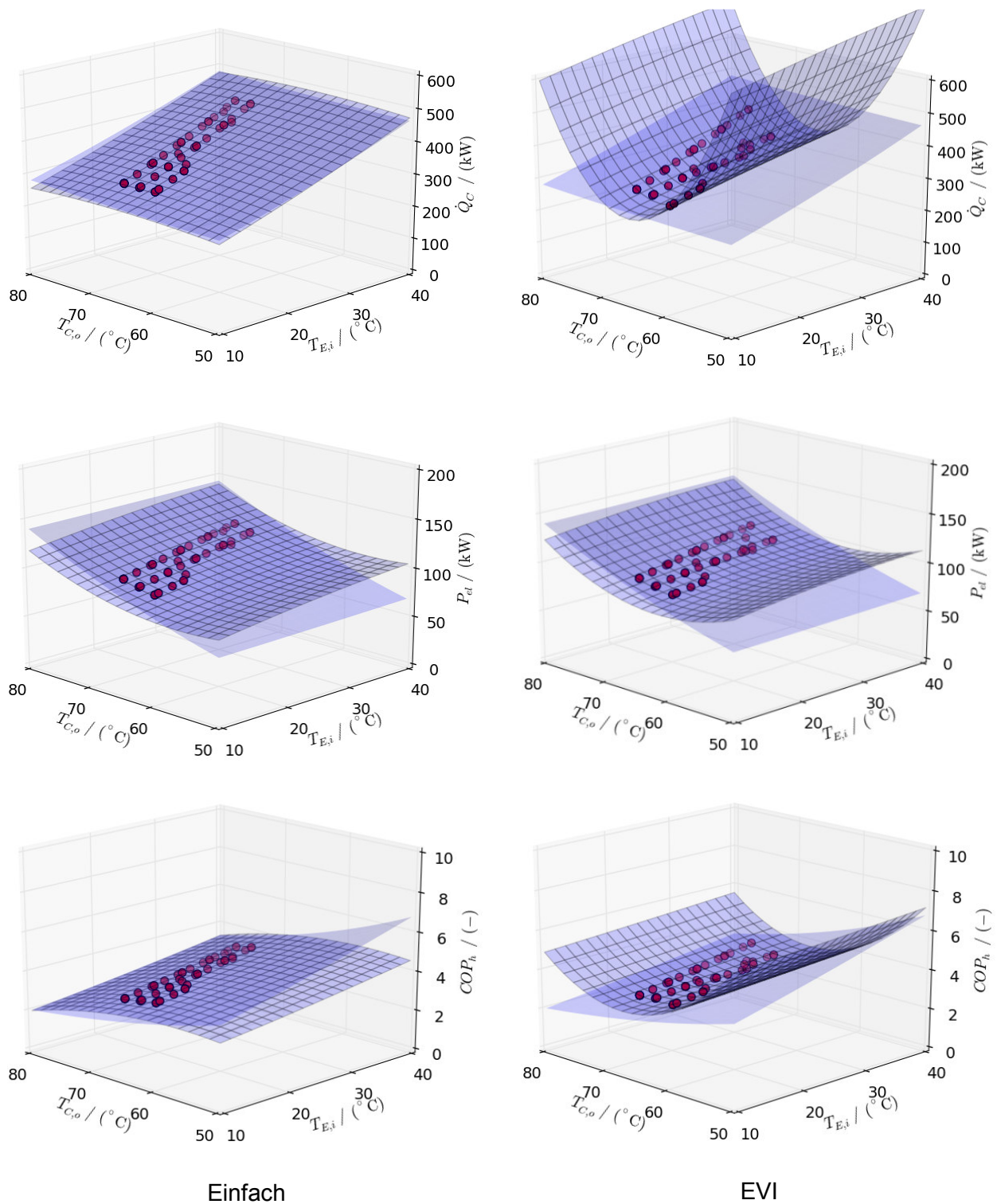


Abbildung 50: Kennfeldstützpunkte für Variante A 15/65

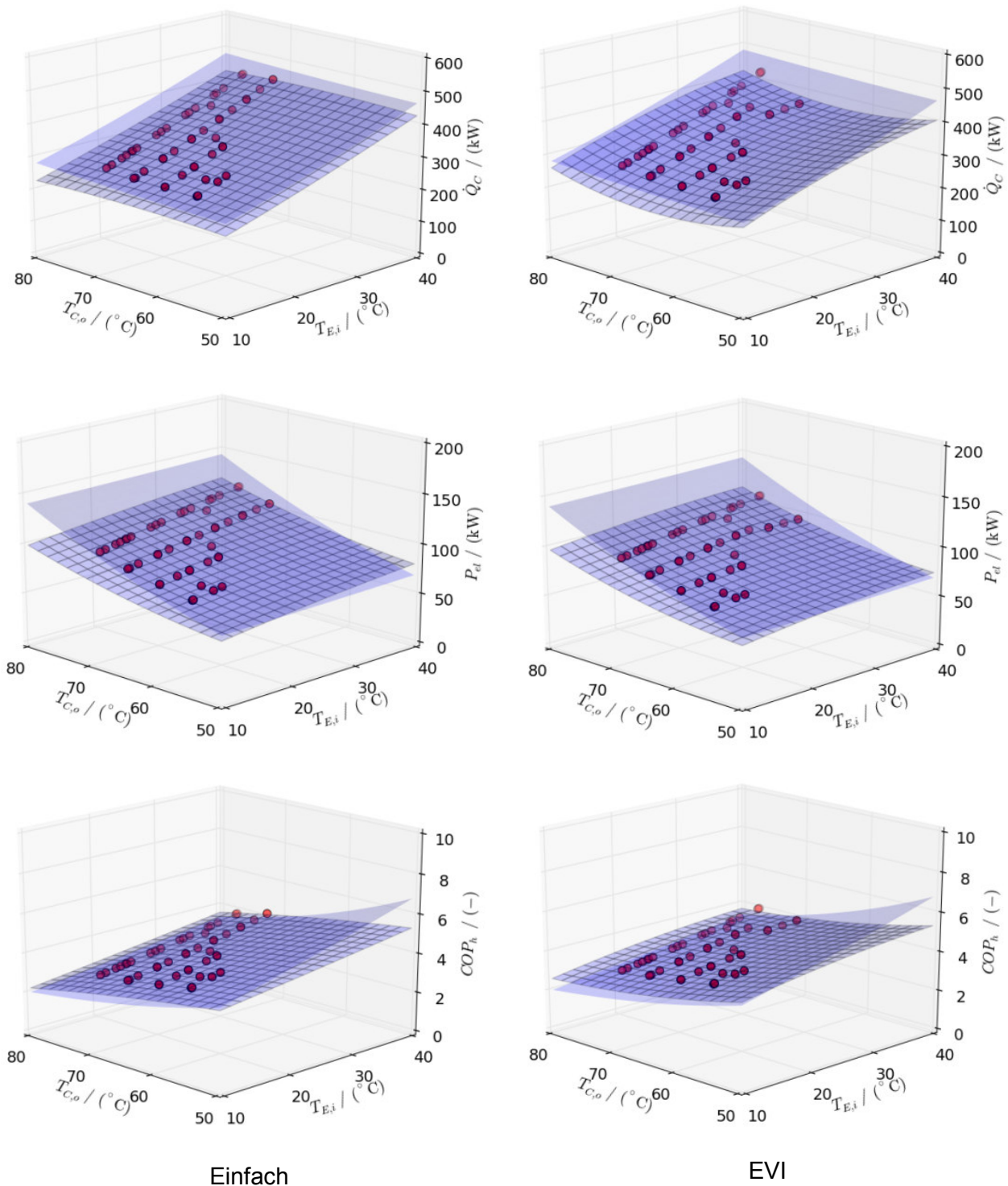


Abbildung 51: Kennfeldstützpunkte für Variante B 20/70

Abbildung 52 und Abbildung 53 zeigen die resultierenden Kennfeldnetze aus Abbildung 50 und Abbildung 51 als Konturplots für beide Einbindungsvarianten. Die COP-Verbesserung beim EVI-Kältekreis gegenüber dem einfachen Kältekreis ist hauptsächlich bei großen Temperatur-Lifts zu erkennen. Bei niedrigen Temperatur-Lifts ist dieser Vorteil minimal.

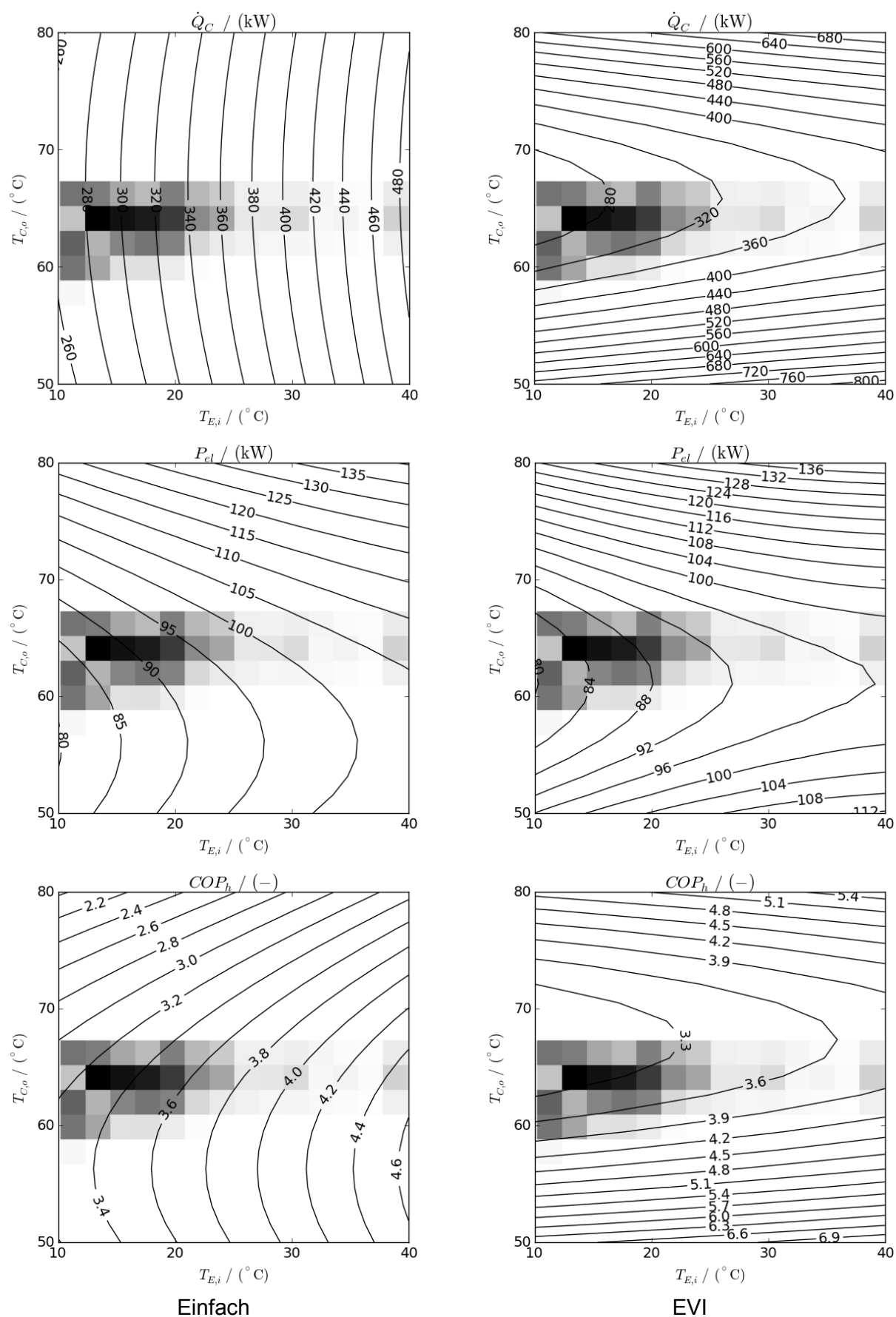


Abbildung 52: Kennfelder für Variante A 15/65

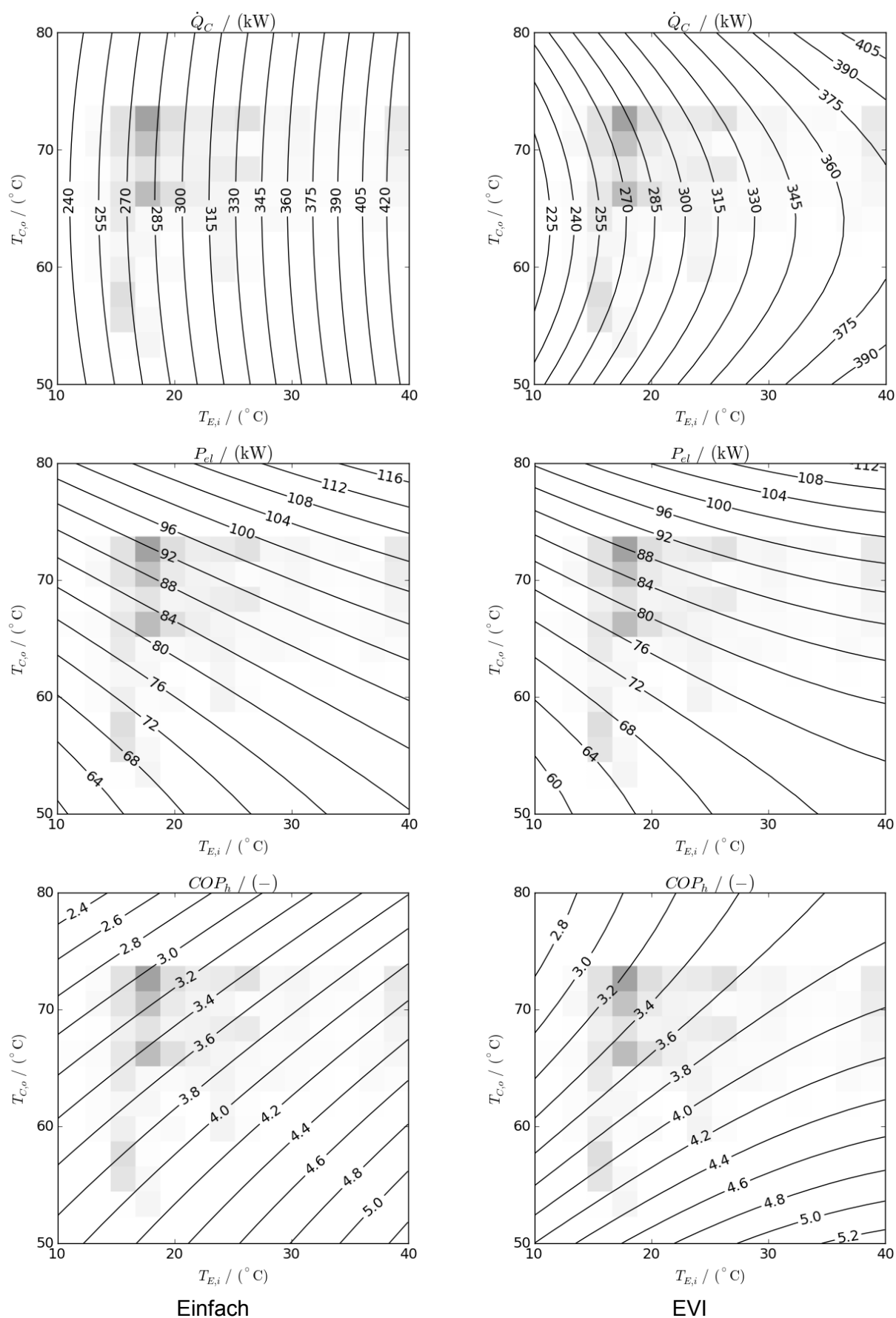


Abbildung 53: Kennfelder für Variante B 20/70

4.2.5 Wärmepumpenspezifische Inputs für die Modellierung des Gesamtsystems

Für die Systemsimulationen in Kapitel 5.2.2 der Varianten A und B können aus den zuvor beschriebenen Kennfeldern Koeffizienten für die verwendeten Kennfeldpolynome in Trnsys (siehe 5.2) ermittelt werden. Damit ist es möglich die für das Projekt Store4Grid optimierten Wärmepumpenvarianten für die zwei unterschiedlichen Systemintegrationen der Wärmepumpe (Variante A und B) in die Systemsimulationen in Trnsys zu integrieren. Die identifizierten Koeffizienten der Kennfeldpolynome sind in Tabelle 24 angegeben.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{C,P1} + \dot{Q}_{C,P2} \cdot T_{C,o} + \dot{Q}_{C,P3} \cdot T_{C,o}^2 + \dot{Q}_{C,P4} \cdot T_{E,i} + \dot{Q}_{C,P5} \cdot T_{E,i}^2$$

$$P_{el} = P_{el,P1} + P_{el,P2} \cdot T_{C,o} + P_{el,P3} \cdot T_{C,o}^2 + P_{el,P4} \cdot T_{E,i} + P_{el,P5} \cdot T_{E,i}^2$$

$$COP_h = COP_{h,P1} + COP_{h,P2} \cdot T_{C,o} + COP_{h,P3} \cdot T_{C,o}^2 + COP_{h,P4} \cdot T_{E,i} + COP_{h,P5} \cdot T_{E,i}^2$$

Tabelle 24: Koeffizienten der Kennfeldpolynome

	Variante A 15/65		Variante B 20/70	
	Einfach	EVI	Einfach	EVI
$\dot{Q}_{C,P1}$	-28.02	7822.43	28.31	843.15
$\dot{Q}_{C,P2}$	6.92	-231.27	4.49	-22.37
$\dot{Q}_{C,P3}$	-0.05	1.75	-0.03	0.18
$\dot{Q}_{C,P4}$	5.77	5.15	5.54	9.34
$\dot{Q}_{C,P5}$	0.03	-0.02	0.02	-0.083
$P_{el,P1}$	273.05	545.36	75.44	104.82
$P_{el,P2}$	-7.33	-15.52	-1.66	-2.68
$P_{el,P3}$	0.067	0.13	0.02	0.03
$P_{el,P4}$	1.22	1.23	1.02	1.09
$P_{el,P5}$	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01
$COP_{h,P1}$	-4.48	55.2	4.38	10.67
$COP_{h,P2}$	0.26	-1.56	0.006	-0.2
$COP_{h,P3}$	-0.002	0.01	-0.0005	0.001
$COP_{h,P4}$	0.03	0.02	0.04	0.07
$COP_{h,P5}$	0.0003	0.0001	0.0001	-0.0007

5 Simulationsstudien mit TRNSYS

Um die Eigenschaften eines Systems mit Solaranlage, Saisonspeicher, Wärmepumpe und Abnahme analysieren zu können werden vorab in TRNSYS vereinfachte Simulationen durchgeführt. Vor allem das Wärmenetz wird für diesen Teil der Arbeit vernachlässigt und erst später über SIMPLEX (<http://www.pink.co.at/energieoptimierung.htm>) abgebildet. Über die Ergebnisse aus diesen Studien können aber schon wesentliche Aussagen getroffen werden, die für die weiteren Arbeitsschritte hilfreich sind.

5.1 Randbedingungen

Für jede thermische Anlagen- und Gebäudesimulation ist es notwendig die Randbedingungen anzugeben. Diese bestehen im Wesentlichen aus den Klimadaten und der Wärmeabnahme (Gebäude und Warmwasserbedarf). Im Folgenden soll darüber ein kurzer Überblick gegeben werden.

5.1.1 Klimadaten

Der Wetterdatensatz für Würzburg wurde mit Meteonorm 7 (<http://meteonorm.com>) so generiert, dass sich der gleiche Einstrahlungswert wie im SDH Online Tool für den Referenzfall ergibt. Dadurch wurde ein Vergleich mit der in diesem Projekt erstellten Basisvariante möglich (siehe dazu Kapitel 5.2.1). Für die durchgeführten Simulationen sind die Solarstrahlung (Abbildung 54) und die Außenlufttemperatur (Abbildung 55) am Standort (hier Würzburg) relevant.

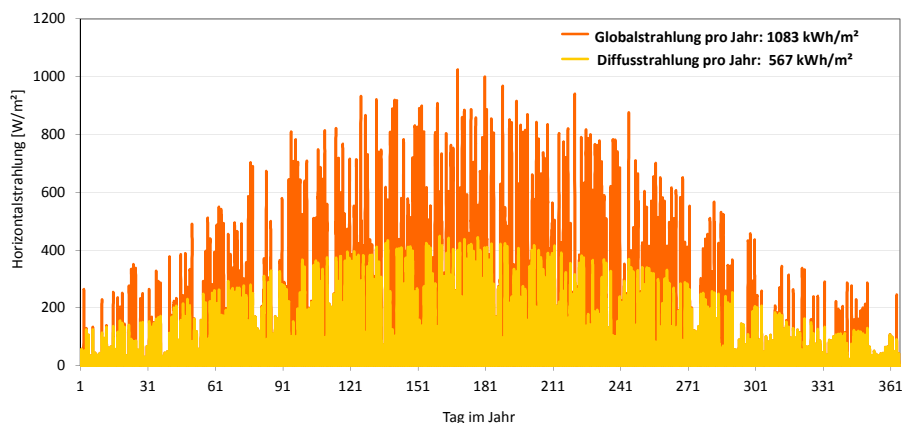


Abbildung 54: Global- und Diffusstrahlung auf die Horizontale am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm 7)

In Abbildung 54 ist der übliche Verlauf der Global- und Diffusstrahlung auf die Horizontale zu erkennen. Die Differenz aus Global- und Diffusstrahlung ergibt den Wert für die Direktstrahlung. Am gewählten Standort Würzburg ergeben sich für den generierten Datensatz eine Globalstrahlung von 1083 kWh/m² und eine Diffusstrahlung von 567 kWh/m² im Jahr.

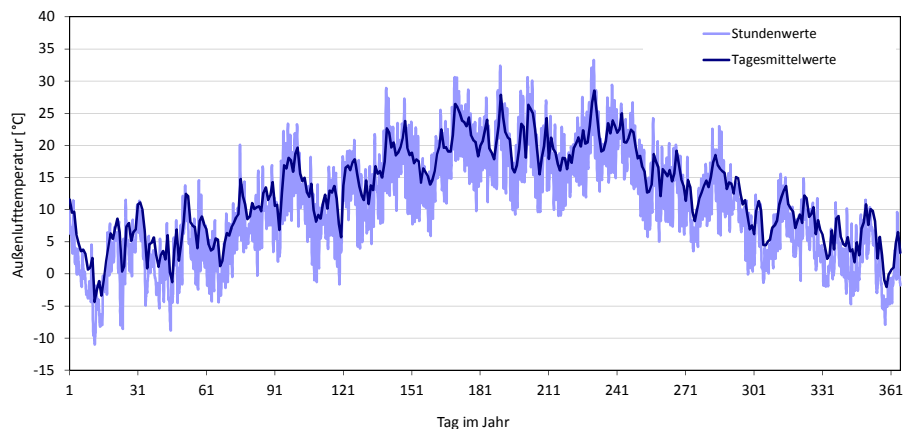


Abbildung 55: Außenlufttemperatur am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm)

Die Außenlufttemperatur spielt vor allem für die Berechnung von thermischen Verlusten für die einzelnen Simulationskomponenten (z.B. Solarkollektoren, Gebäude) eine wesentliche Rolle. Der Verlauf dieser Größe ist in Abbildung 55 mit den Tagesmittelwerten (dunkelblaue Linie) dargestellt. Der Jahresmittelwert der Außenlufttemperatur beträgt 10.2 °C (siehe auch Tabelle 25).

Tabelle 25: Übersicht über Monats- und Jahreswerte der Strahlung und Außenlufttemperatur am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm)

Würzburg (Meteonorm)													
	JAN	FEB	MAR	APR	MAI	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEZ	JAHR
GLOBALSTRAHLUNG													
Maximum, [W/m²]	351	512	703	814	932	1023	968	939	876	564	343	287	1023
Durchschnitt, [W/m²]	28	53	93	175	215	239	227	198	137	63	31	21	124
Energie, [kWh/m²]	21	36	69	126	160	172	169	147	98	47	22	16	1083
DIFFUSSTRAHLUNG													
Maximum, [W/m²]	156	248	329	394	434	449	423	391	368	257	184	129	449
Durchschnitt, [W/m²]	18	34	60	85	112	122	114	84	71	38	23	14	65
Energie, [kWh/m²]	14	23	44	61	83	88	84	62	51	28	17	11	567
LUFTTEMPERATUR													
Minimum, [°C]	-11.0	-8.9	-4.5	-1.7	3.4	5.9	9.2	9.0	5.0	-0.1	-2.0	-8.0	-11.0
Maximum, [°C]	11.5	14.6	20.1	23.4	28.9	30.6	32.4	33.3	26.7	23.0	15.6	11.5	33.3
Durchschnitt, [°C]	0.9	2.4	5.6	10.2	14.9	17.9	19.3	19.2	14.4	10.0	5.2	1.7	10.2

5.1.2 Gebäude

Für die Simulationen in dieser Arbeit werden hinsichtlich des Gebäudes die Randbedingungen des IEA SHC Task 44 verwendet (Dott et al., 2013). Im Task 44 wurden drei Einfamilien-Referenzgebäude definiert, die für den Standort Straßburg einen Heizwärmebedarf (HWB) von 15, 45 und 100 kWh/(m²a) aufweisen (SFH15, 45 und 100). In dieser Arbeit wurde nur das Gebäude SFH15 verwendet. Für das Heizungssystem wurde eine Fußbodenheizung mit einer Vorlauftemperatur von 30 °C simuliert. Geregelt wurde auf die Raumlufthtemperatur im Gebäude (Raumlufthtemperatur < 22 °C: Heizung ein; Raumlufthtemperatur > 24 °C: Heizung aus).

Um nun den Wärmebedarf von mehreren Gebäuden abzubilden wird nur ein Gebäude simuliert und der Bedarf mit der Anzahl der Gebäude multipliziert (für alle Simulationen wurden 100 Gebäude angenommen). Durch diese Vereinfachung entstehen natürlich Gleichzeitigkeiten in der Abnahme, die in

realen Systemen nicht in dieser Form vorkommen werden. Man kann aber davon ausgehen, dass man dadurch die Obergrenze der Leistungsanforderung an das System abbildet.

5.1.3 Warmwasserbedarf

Vor allem für den Warmwasserbedarf kann man die oben erwähnten Gleichzeitigkeiten nicht ansetzen, da es dadurch zu sehr unrealistisch hohen Leistungsspitzen kommt. Aus diesem Grund wurde mit statischen Mitteln ein Verbrauchsprofil generiert. Das Profil besteht aus einem Datensatz, in dem jedem Zeitschritt im Jahr ein Wert für den Warmwasser-Volumenstrom zugeordnet wird. Das Profil wurde mit dem Programm DHWcalc von Ulrike Jordan erstellt (Download: <http://solar.umwelt-uni-kassel.de/downloads.de.html>; 9.6.2015). Informationen zu den in diesem Programm verwendeten Algorithmen finden sich in (Jordan, 2001). Für den Bedarf wurden 180 l/d für ein Gebäude (4 Personen Haushalt) angenommen.

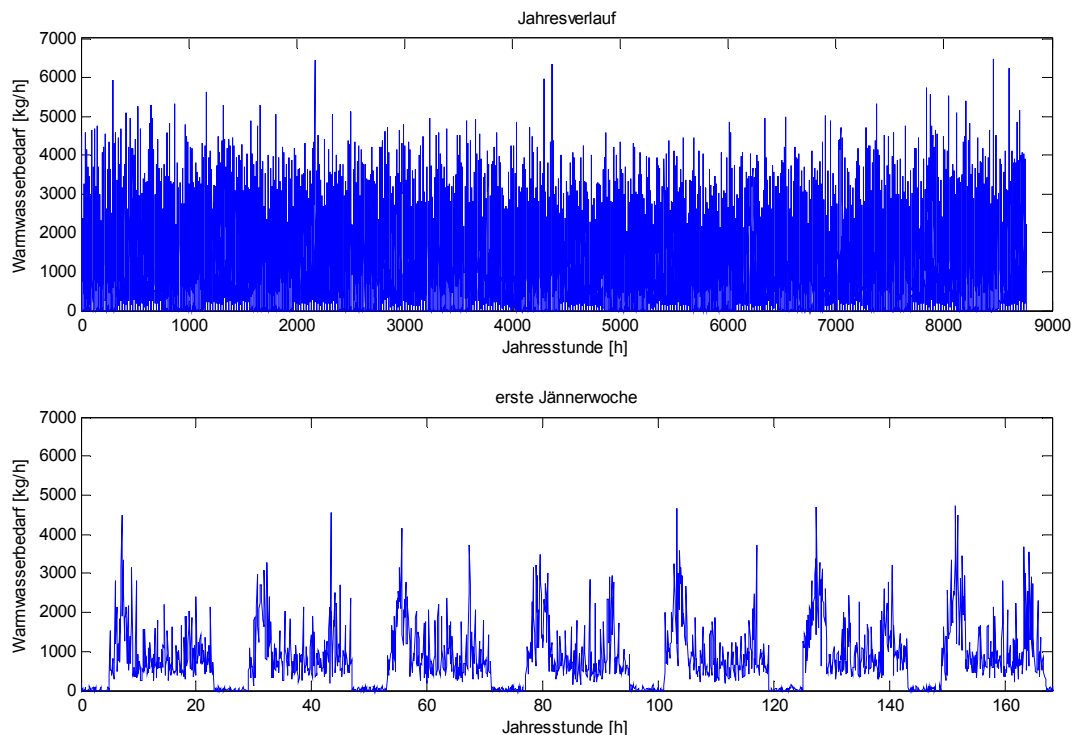


Abbildung 56: Verlauf des Warmwasserzapfprofiles für 100 Einfamilienhäuser (18000 l/d)

Der Verlauf des generierten Datensatzes ist in Abbildung 56 dargestellt und man kann deutlich erkennen, dass durch die Anwendung dieser statistischen Verfahren keine unrealistischen Lastspitzen auftreten. Für die Berechnung des Energiebedarfs für die Warmwasserbereitung wurden in der Simulation eine konstante Kaltwassertemperatur von 15 °C und eine zu erreichende Warmwassertemperatur von 45 °C angenommen.

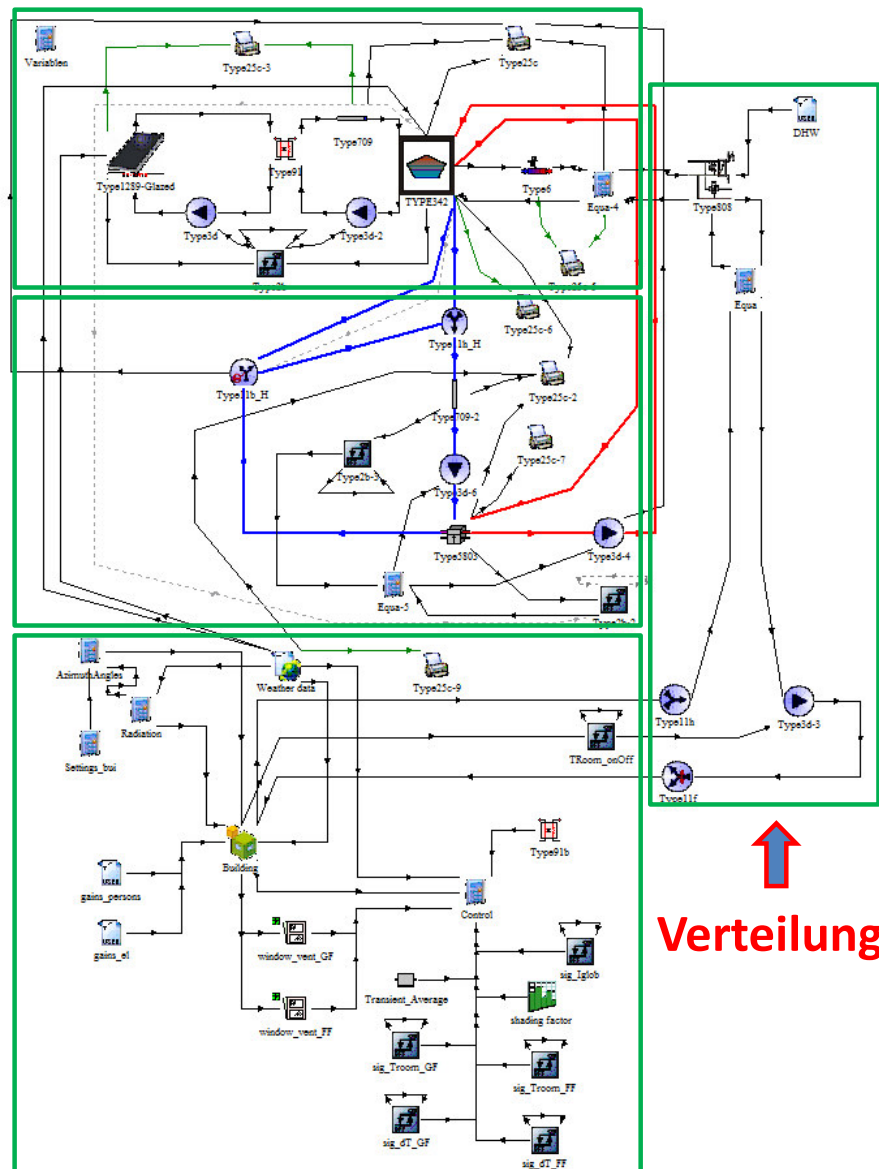
5.2 Simulationen

Der Aufbau der Simulation lässt sich in vier Bereiche unterteilen (siehe auch grüne Rahmen in Abbildung 57): Solaranlage (mit Saisonspeicher), Verteilung, Wärmepumpe und Gebäude (siehe dazu Kapitel 5.1.2).

**Solar-
anlage** ➡

**Wärme-
pumpe** ➡

Gebäude ➡



➡ **Verteilung**

Abbildung 57: Aufbau der Gesamtsimulation im TRNSYS Studio

Solaranlage mit Saisonspeicher:

Dieser Bereich besteht aus einem Kollektormodell (Type1289), einem Wärmetauscher Modell (Type91), zwei Pumpen (Type3d) mit einem gemeinsamen Regler (Type2b), dem Saisonspeichermodell (Type342) und einer externen Nachheizung (Type6). Geregelt wird auf die Temperaturdifferenz zwischen dem untersten Speicherknoten zum Kollektorausgang. Steigt die Temperatur im obersten Speicherknoten über 95 °C werden die Pumpen in jedem Fall ausgeschaltet, um einen Stagnationsschutz zu gewährleisten.

Die Kollektorkennlinie wurde in Anlehnung an den ökoTech HT (siehe <http://www.oekotech.biz>) gewählt. Die Koeffizienten wurden jedoch leicht abgeändert, um den gleichen Kollektorertrag wie für die

Berechnungen mit dem SDH Online – Rechner zu erhalten. Folgende wesentlichen Parameter wurden für den Type1289 verwendet:

- Kennlinie: $a_1 = 0.75$, $a_2 = 2.8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$, $a_3 = 0.01 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$
- Neigungswinkel: 42°
- Ausrichtung: Süden

Zur Modellierung des Speichers wurde ein sogenannter „non-standard Type“ von TRANSSOLAR verwendet (siehe <http://www.trnsys.de>), mit dem ein erdvergrabener Speicher abgebildet werden kann. Folgende wesentlichen Parameter wurden für den Type342 verwendet:

- Knotenanzahl: 30
- Dämmung: 17 cm ($0.04 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$) über den gesamten Speicher
- Wärmeleitfähigkeit der umgebenden Erde: $1.45 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
- Wärmekapazität der umgebenden Erde: $2411 \text{ kJ/(m}^3\cdot\text{K)}$
- Erdüberdeckung des Speichers: 0 m

Für die ideale Nachheizung stehen 280 MW zur Verfügung und es wird eine Mindesttemperatur von 60°C für die Verbraucherseite als Netzvorlauftemperatur garantiert.

Verteilung:

Die Verteilung wird mit einer Übergabestation (Type 808) modelliert. Für die Warmwasserbereitung wird das generierte Zapfprofil (siehe Kapitel 5.1.3) eingelesen. Die Kaltwassertemperatur wird mit konstanten 15°C , die Warmwassertemperatur mit konstanten 45°C angenommen. Für die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung werden 30°C gesetzt. Der Massenstrom wird über eine Pumpe mit 1200 kg/h vorgegeben, die mit einem Hysteresis Regler (Type 2b) geregelt wird (siehe auch Kapitel 5.1.2). In den Gleichungen zwischen Übergabestation und Pumpe der Fußbodenheizung wird unter anderem auch die Skalierung auf 100 Gebäude vorgenommen.

Wärmepumpe:

Für die Wärmepumpe wird ein Kennfeldmodell verwendet (Type5803). Im Wesentlichen kann die Leistung am Kondensator und die elektrische Leistung über folgende quadratische Gleichungen angenähert werden:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{C,P1} + \dot{Q}_{C,P2} \cdot T_{C,o} + \dot{Q}_{C,P3} \cdot T_{C,o}^2 + \dot{Q}_{C,P4} \cdot T_{E,i} + \dot{Q}_{C,P5} \cdot T_{E,i}^2$$

$$P_{el} = P_{el,P1} + P_{el,P2} \cdot T_{C,o} + P_{el,P3} \cdot T_{C,o}^2 + P_{el,P4} \cdot T_{E,i} + P_{el,P5} \cdot T_{E,i}^2$$

Zusätzlich gilt noch:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_C \cdot c_p \cdot (T_{C,o} - T_{C,i})$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_E \cdot c_p \cdot (T_{E,i} - T_{E,o}) = \dot{Q}_C - P_{el}$$

$$COP = \dot{Q}_C / P_{el}$$

$\dot{Q}_{C,Pi}$... Parameter für die Kondensatorleistung ($i = 1,2,3,4,5$)

$P_{el,Pi}$... Parameter für die elektrische Leistung ($i = 1,2,3,4,5$)

$T_{C,o}$... Kondensator Austrittstemperatur

$T_{C,i}$... Kondensator Eintrittstemperatur

$T_{E,o}$... Verdampfer Austrittstemperatur

$T_{E,i}$... Verdampfer Eintrittstemperatur

Geregelt wird hier im Wesentlichen auf die Temperatur im Saison- bzw. Pufferspeicher (siehe dazu Kapitel 5.2.2). Die Beimischschaltung im Verdampferkreis sorgt dafür, dass die Temperatur in den Verdampfer nicht größer als 40 °C ist. Der Massenstrom am Verdampfer wird mit 40000 kg/h und am Kondensator mit 60000 kg/h von den Pumpen vorgegeben.

Für jede Variante wurden immer zwei volle Simulationsjahre gerechnet und für die Auswertungen nur Daten des zweiten Jahres verwendet. Damit ist gewährleistet, dass das System eingeschwungen ist und keine Ergebnisverfälschungen durch gewählte Anfangsbedingungen entstehen.

5.2.1 Simulationsvarianten ohne Wärmepumpe

Zu Beginn wurde als Basisvariante eine Simulation ohne Wärmepumpe aufgebaut und unterschiedlichste Experimente durchgeführt. Im Wesentlichen wurde hier die Energiebilanz überprüft und die Anlage so dimensioniert, dass sich für die oben angeführten Randbedingungen ein solarer Deckungsgrad von ca. 70 – 90 % (je nach Kollektorfläche) ergab.

5.2.1.1 Vergleich mit SDH online Tool

Die Vorgehensweise war hier die bestmögliche Annäherung an die Ergebnisse des SDH online Tools für die Variante mit Kollektorfläche 1500 m² und einem H/D Verhältnis von 0.4 zu finden (in Tabelle 26 rot umrandet). Dabei wurden die Kollektorkenndaten, der Wärmeverlust der Anschlussleitungen und der Wärmeverlust des Saisonspeichers angepasst. Anschließend wurden Varianten für unterschiedliche Kollektorflächen und H/D Verhältnisse gerechnet. Die Auswertung erfolgte nach den Definitionen wie sie in der Beschreibung für den SDH Online – Rechner festgelegt sind (siehe <http://www.sdh-online.solites.de/Content/media/SDH-Online-Rechner.PDF>).

Tabelle 26: Übersicht der Ergebnisse für den Variantenvergleich mit dem SDH online Tool

	Kollektorfläche 1200					Kollektorfläche 1500					Kollektorfläche 1900					Kollektorfläche 2300					Kollektorfläche 2600				
	SDH	TRNSYS				SDH	TRNSYS				SDH	TRNSYS				SDH	TRNSYS				SDH	TRNSYS			
H/D =>	1.0	0.8	0.6	0.4		1.0	0.8	0.6	0.4		1.0	0.8	0.6	0.4		1.0	0.8	0.6	0.4		1.0	0.8	0.6	0.4	
Einstrahlung auf das Kollektorfeld [MWh]:	1471	1471	1471	1471	1471	1841	1838	1838	1838	1838	2334	2329	2329	2329	2329	2828	2819	2819	2819	2819	3198	3186	3186	3186	3186
Kollektorfelddertrag [MWh]:	469	435	435	436	437	528	525	526	526	528	602	626	628	630	634	675	695	700	707	715	729	743	744	750	766
Spezifischer Kollektorfelddertrag [kWh/m ²]:	391	362	363	363	364	352	350	350	351	352	317	329	330	332	333	293	302	304	307	311	280	286	286	288	295
Nutzungsgrad des Kollektorfeldes [%]:	32	30	30	30	30	29	29	29	29	29	26	27	27	27	27	24	25	25	25	25	23	23	23	24	24
Wärmeverluste der Anschlussleitungen [MWh]:	17	17	17	17	16	22	22	22	22	22	29	30	29	29	29	35	39	39	38	38	40	46	46	46	45
Speichervolumen [m ³]:	3600	3600	3600	3600	3600	4500	4500	4500	4500	4500	5700	5700	5700	5700	5700	6900	6900	6900	6900	6900	7800	7800	7800	7800	7800
Zykluszahl [-]:	1.1	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7
Speichernutzungsgrad [%]:	77	82	81	80	78	74	81	81	80	78	72	80	79	78	76	71	77	77	76	74	70	76	75	74	72
Wärmeverluste des Speichers [MWh]:	93	76	78	82	91	111	94	97	102	112	134	121	124	131	143	156	149	154	161	177	171	170	174	183	202
Wärmeabgabe Speicher zur Nutzung [MWh]:	359	342	340	336	329	393	409	407	403	394	438	474	472	469	460	481	503	503	501	494	514	516	515	513	509
Nachheizung [MWh]:	173	189	191	194	202	138	121	123	128	137	94	57	58	61	70	50	27	28	30	36	18	15	16	18	22
Maximale Nachheizleistung [MW]:	0.2	0.8	0.8	0.8	0.8	0.2	0.6	0.6	0.6	0.7	0.2	0.4	0.4	0.4	0.5	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2
Gesamtwärmebedarf [MWh]:	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531	531
Solarer Deckungsgrad [%]:	68	64	64	63	62	74	77	77	76	74	82	89	89	88	87	91	95	95	94	93	97	97	97	97	96

Die Ergebnisse in Tabelle 26 zeigen im Vergleich zum SDH Online – Rechner (grau hinterlegte Spalten) eine gute Übereinstimmung. Abweichungen ergeben sich dadurch, dass Detailangaben für gewisse Größen (z.B. Länge der Anschlussleitungen, Dämmung des Saisonspeichers) für den SDH Online – Rechner fehlen. Die Abweichung der maximalen Nachheizleistung ist wahrscheinlich auf die

Gleichzeitigkeit des Heizwärmebedarfs für die 100 Gebäude in den durchgeführten TRNSYS Simulationen zurückzuführen.

5.2.2 Einbindung der Wärmepumpe

Für die Einbindung einer Wärmepumpe steht im SDH Online – Rechner keine Möglichkeit zur Verfügung. Unterschiedliche Möglichkeiten für eine Integration wurden im Konsortium diskutiert, unterschiedlichste Simulationsstudien durchgeführt und zwei Varianten ausgewählt (siehe Abbildung 58), um sie über die oben dargestellte Basisvariante simulationstechnisch zu untersuchen.

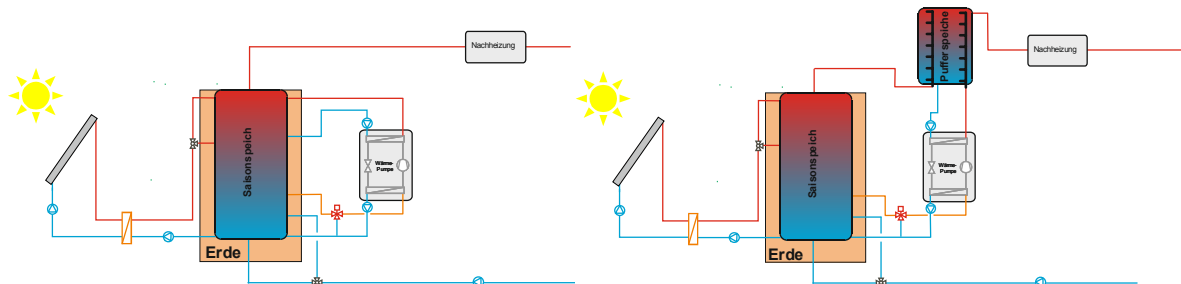


Abbildung 58: Einbindung der Wärmepumpe in den Saisonspeicher (links) und über einen Pufferspeicher vor der Nachheizung (rechts)

Für die Parameter des Wärmepumpenmodells wurden für die ersten Simulationen am Institut für Wärmetechnik Werte aus einem Kennfeld einer kleinen WP hochskaliert (Bezeichnung der Varianten „WP vom IWT“). In weiterer Folge wurden die gleichen Varianten mit Modellparametern „WP mit EVI vom AIT“ und „WP einfach vom AIT“ durchgerechnet.

5.2.2.1 Ergebnisse zur Einbindung der Wärmepumpe in den Saisonspeicher

In Tabelle 27 sind die Änderungen für die unterschiedlichen Varianten zusammengefasst. Die anderen Größen blieben unverändert. Für die Kollektorfläche wurden 1500 m² angenommen und für das spezifische Speichervolumen wurden 3 m³/m² gewählt, womit sich 4500 m³ für den Speicher ergeben. .

Tabelle 27: Zusammenstellung der veränderten Parameter in den Varianten

	WP	H/D	Speicherdämmung ($\lambda = 0.04 \text{ W}/(\text{m.K})$)		
			oben (cm)	Mantel (cm)	unten (cm)
var1	ohne	0.4	50	40	30
var2	ohne	1.0	50	40	30
var3	ohne	3.0	50	40	30
var4	mit	0.4	50	40	30
var5	mit	1.0	50	40	30
var6	mit	3.0	50	40	30
var7	mit	3.0	17	17	17

Tabelle 28 zeigt die Ergebnisse für die in der Tabelle 27 dargestellten Varianten. Ausgewertet wurde wieder in Anlehnung an den SDH Online – Rechner.

Tabelle 28: Ergebnisse für die Varianten

	SDH	TRNSYS (ohne WP)				TRNSYS (mit Wp vom IWT)				TRNSYS (mit WP mit EVI vom AIT)				TRNSYS (mit WP einfach vom AIT)			
		var1	var2	var3	var4	var5	var6	var7		var4	var5	var6	var7	var4	var5	var6	var7
Einstrahlung auf das Kollektorfeld [MWh]:	1841	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846
Kollektorfeldertrag [MWh]:	528	514	509	510	538	539	541	567	539	538	544	569	543	542	545	573	
Spezifischer Kollektorfeldertrag [kWh/m²]:	352	343	339	340	358	359	360	378	359	359	363	380	362	361	363	382	
Nutzungsgrad des Kollektorfeldes [%]:	29	28	28	28	29	29	29	31	29	29	29	31	29	29	30	31	
Wärmeverluste der Anschlussleitungen [MWh]:	22	22	23	23	21	21	21	19	21	21	21	20	19	21	21	20	19
Speichervolumen [m³]:	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Zykluszahl [-]:	1.0	1.0	1.0	1.0	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
Speichernutzungsgrad [%]:	74	88	90	89	102	102	102	97	102	102	101	96	101	101	101	96	
Wärmeverluste des Speichers [MWh]:	111	59	51	54	61	52	54	96	61	52	54	96	60	51	54	95	
Wärmeabgabe Speicher zur Nutzung [MWh]:	393	434	437	435	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529
Nachheizung [MWh]:	138	95	91	94	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Maximale Nachheizleistung [MW]:	0.2	0.7	0.7	0.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Gesamtwärmebedarf [MWh]:	531	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529
Solarer Deckungsgrad (exkl. WP) [%]:	74	82		83	82	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
WP elektrischer Energieverbrauch [MWh]:					74	64	64	79	72	63	61	76	67	59	57	72	
WP Kondensatorenergie [MWh]:					229	200	196	241	228	201	195	241	235	206	202	247	
Mittlerer COP [-]:					3.08	3.10	3.09	3.04	3.19	3.20	3.20	3.19	3.48	3.50	3.50	3.44	
Solarer Deckungsgrad (inkl. WP) [%]:					86	88	88	85	86	88	88	86	87	89	89	86	

Für die Varianten mit Wärmepumpe ist keine zusätzliche Nachheizung mehr nötig (wodurch der solare Deckungsgrad exkl. WP auf 100 % ansteigt. Rechnet man den Stromverbrauch der WP in den solaren Deckungsgrad hinein, dann ergeben sich leicht höhere Werte als ohne WP. Der Energieverbrauch für die Nachheizung bei den Varianten ohne WP ist um 20 – 30 MWh höher als der elektrische Energieverbrauch der Wärmepumpe. Bei geringerer Dämmung des Saisonspeichers (var7) steigt der elektr. Energieverbrauch der WP nur geringfügig an und der solare Deckungsgrad sinkt leicht um 2-3 Prozentpunkte.

5.2.2.2 Ergebnisse zur Einbindung der Wärmepumpe in einen Pufferspeicher zur Wärmeabnahme

Bei den Varianten für die Einbindung der Wärmepumpe in einen Pufferspeicher wurde die Größe dieses Speichers variiert (siehe Tabelle 29). Die Kollektorfläche wurde wieder mit 1500 m² und das Speichervolumen mit 4500 m³ angenommen. Die Dämmung des Saisonspeichers wurde gleich gewählt wie für die Varianten var1 bis var6 im vorigen Kapitel (siehe Tabelle 27). Für den Pufferspeicher wurde eine Dämmstärke von 20 cm angesetzt. Da es sich hier um sehr kurze Speicherzeiten handelt spielt die Dämmstärke hierbei keine wesentliche Rolle.

Tabelle 29: Zusammenstellung der veränderten Parameter in den Varianten

	Puffergröße [m³]
var1	6
var2	8
var3	10
var4	12
var5	14
var6	16
var7	18
var8	20
var9	50
var10	100
var11	150

Tabelle 30 zeigt die Ergebnisse der zuvor definierten Varianten. Ausgewertet wurde wieder in Anlehnung an den SDH Online – Rechner.

Tabelle 30: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter vom IWT)

	var1	var2	var3	var4	var5	var6	var7	var8	var9	var10	var11
Einstrahlung auf das Kollektorfeld [MWh]:	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846
Kollektorfeldertrag [MWh]:	540	540	540	540	540	540	540	540	542	544	546
Spezifischer Kollektorfeldertrag [kWh/m²]:	360	360	360	360	360	360	360	360	361	363	364
Nutzungsgrad des Kollektorfeldes [%]:	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	30
Wärmeverluste der Anschlussleitungen [MWh]:	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	20
Speichervolumen [m³]:	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Zykluszahl [-]:	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8
Speichernutzungsgrad [%]:	72	72	71	71	71	71	71	71	69	67	65
Wärmeverluste des Speichers [MWh]:	57	57	57	57	57	57	57	57	56	56	56
Wärmeabgabe Speicher zur Nutzung [MWh]:	377	375	373	372	371	370	369	369	361	352	344
Nachheizung [MWh]:	2.0	1.7	1.5	1.3	1.2	1.1	1.0	0.8	0.0	0.0	0.0
Maximale Nachheizleistung [MW]:	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
Gesamtwärmebedarf [MWh]:	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529
Solarer Deckungsgrad (exkl. WP) [%]:	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
WP elektrischer Energieverbrauch [MWh]:	56	57	58	59	59	60	60	61	66	73	78
WP Kondensatorenergie [MWh]:	154	157	159	161	162	164	165	167	182	199	213
Mittlerer COP [-]:	2.83	2.81	2.81	2.80	2.80	2.80	2.80	2.80	2.77	2.75	2.76
Solarer Deckungsgrad (inkl. WP) [%]:	89	89	89	89	89	89	88	88	87	86	85

Es zeigt sich, dass erst bei großen Pufferspeichern (ab 50 m³) keine ideale Nachheizung mehr nötig ist. Da an der Modellierung der Wärmepumpe nichts geändert wurde und die Massenströme, die am Pufferspeicher anliegen, sehr hoch sind muss die WP oft nur für kurze Zeit eingeschaltet werden (öfter als 10 mal am Tag).

In Tabelle 31 und Tabelle 32 sind auch noch die Ergebnisse für die Modellparameter vom AIT dargestellt. Im Vergleich zu den ersten Annahmen sieht man doch deutliche Verbesserungen.

Tabelle 31: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter einfach vom AIT)

	var1	var2	var3	var4	var5	var6	var7	var8	var9	var10	var11
Einstrahlung auf das Kollektorfeld [MWh]:	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846
Kollektorfeldertrag [MWh]:	544	544	544	544	544	544	544	544	547	549	551
Spezifischer Kollektorfeldertrag [kWh/m²]:	362	363	363	363	363	363	363	363	364	366	368
Nutzungsgrad des Kollektorfeldes [%]:	29	29	29	29	29	29	29	30	30	30	30
Wärmeverluste der Anschlussleitungen [MWh]:	20	21	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Speichervolumen [m³]:	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Zykluszahl [-]:	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8
Speichernutzungsgrad [%]:	71	71	70	70	70	70	69	69	68	65	64
Wärmeverluste des Speichers [MWh]:	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	55
Wärmeabgabe Speicher zur Nutzung [MWh]:	374	371	370	368	367	366	365	365	357	347	341
Nachheizung [MWh]:	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.0	0.0	0.0
Maximale Nachheizleistung [MW]:	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
Gesamtwärmebedarf [MWh]:	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529
Solarer Deckungsgrad (exkl. WP) [%]:	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
WP elektrischer Energieverbrauch [MWh]:	50	51	52	52	53	53	54	54	59	65	69
WP Kondensatorenergie [MWh]:	158	161	163	165	167	168	170	171	185	203	215
Mittlerer COP [-]:	3.20	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19	3.16	3.15	3.15
Solarer Deckungsgrad (inkl. WP) [%]:	90	90	90	90	90	90	90	90	89	88	87

Tabelle 32: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter mit EVI vom AIT)

	var1	var2	var3	var4	var5	var6	var7	var8	var9	var10	var11
Einstrahlung auf das Kollektorfeld [MWh]:	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846	1846
Kollektorfeldertrag [MWh]:	548	547	547	547	547	547	548	548	550	551	553
Spezifischer Kollektorfeldertrag [kWh/m²]:	365	365	365	365	365	365	365	365	366	367	368
Nutzungsgrad des Kollektorfeldes [%]:	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Wärmeverluste der Anschlussleitungen [MWh]:	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Speichervolumen [m³]:	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Zykluszahl [-]:	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8
Speichernutzungsgrad [%]:	70	70	69	69	69	69	69	69	67	65	64
Wärmeverluste des Speichers [MWh]:	56	56	56	56	56	56	56	56	55	55	55
Wärmeabgabe Speicher zur Nutzung [MWh]:	372	369	368	366	366	365	364	363	356	345	340
Nachheizung [MWh]:	3.3	2.9	2.7	2.5	2.2	2.0	1.8	1.7	0.0	0.0	0.0
Maximale Nachheizleistung [MW]:	0.3	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.0	0.0	0.0
Gesamtwärmebedarf [MWh]:	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529	529
Solarer Deckungsgrad (exkl. WP) [%]:	99	99	99	100	100	100	100	100	100	100	100
WP elektrischer Energieverbrauch [MWh]:	55	57	58	58	59	59	60	60	66	73	78
WP Kondensatorenergie [MWh]:	158	161	163	165	167	168	170	171	186	205	217
Mittlerer COP [-]:	2.91	2.90	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.86	2.83	2.82
Solarer Deckungsgrad (inkl. WP) [%]:	89	89	89	88	88	88	88	88	88	86	85

6 Netzsimulation mit SIMPLEX

6.1 Wärmenetze

Für die im Rahmen des Projekts durchgeführte Simulation von Wärmenetzen wurde basierend auf einem Katasterplan einer steirischen Kleinstadt ein Siedlungsgebiet erstellt, das sowohl die energetische Bewertung der Wärmeverteilung als auch die Betrachtungen hinsichtlich der Versorgung von unterschiedlichen Wohngebieten sowie Bebauungsdichten ermöglicht. Insgesamt besteht das Wohngebiet aus fünf verschiedenen Siedlungstypen, die sich im Wesentlichen hinsichtlich der Entfernung der einzelnen Abnehmer sowie der zu versorgenden Gebäude untereinander unterscheiden (siehe Abbildung 59). Durch die Möglichkeit der optionalen Integration der einzelnen Siedlungen (zu- und wegschalten der Bauanschnitte in der Software zur Wärmenetzsimulation) können unterschiedlichste Varianten für die erforderlichen Untersuchungen generiert werden.

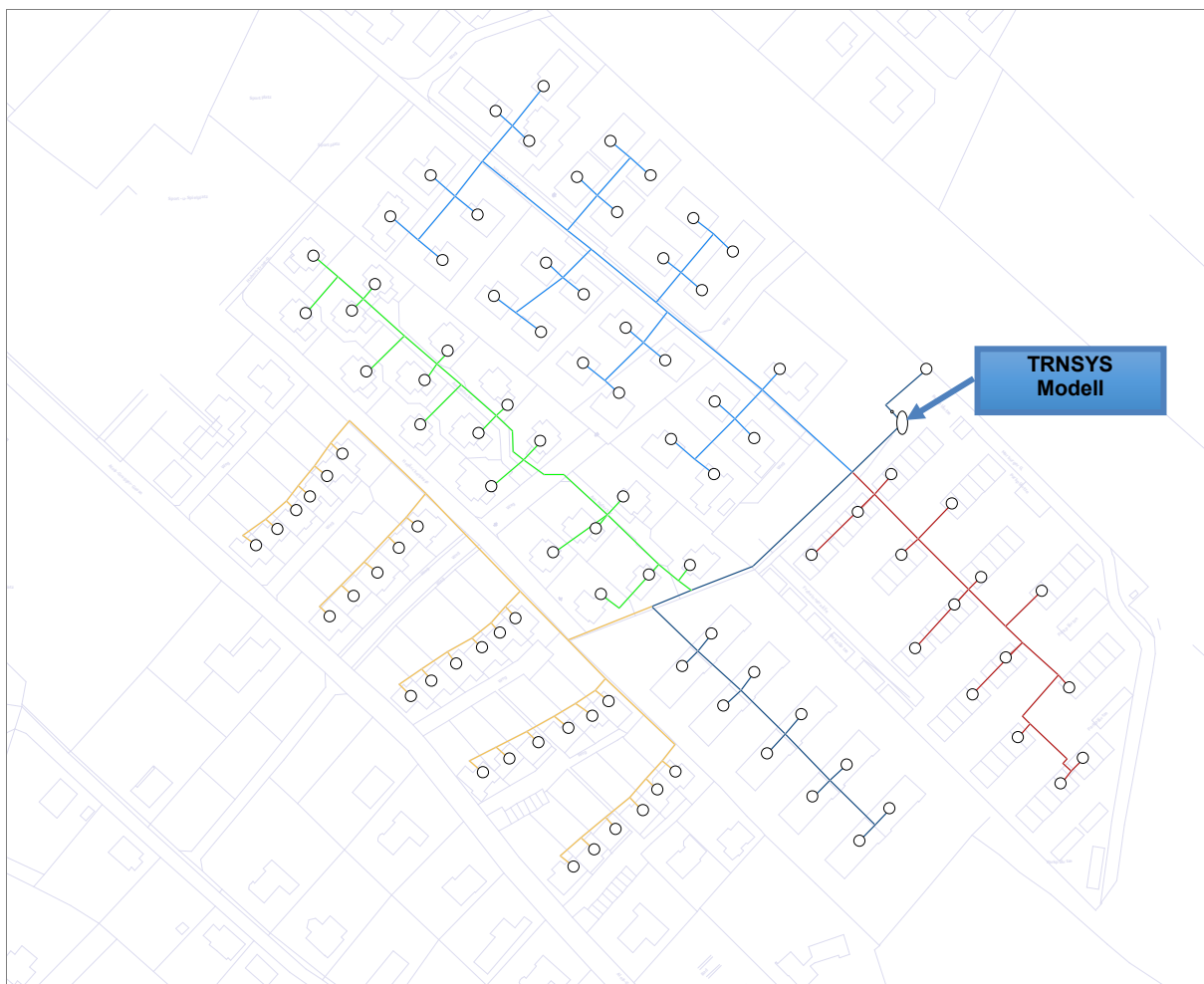


Abbildung 59: Simuliertes Wohngebiet mit fünf unterschiedlichen Siedlungen (Bauabschnitten)

Die aus den vorigen Kapiteln gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich des Speichers, der Solaranlage sowie der Wärmepumpe wurden über die Verwendung des vorhandenen TRNSYS-Modells für das Heizhaus in das Modell des Wärmenetzes integriert. Auch die Anzahl von 100 Wärmeabnehmern, die über das Wärmenetz versorgt werden sollen, wurde bereits zuvor definiert. Weiters wurden auch der spez. Heizwärmebedarf sowie der Bedarf an Warmwasser übernommen. Es wurden also 100 Einfamilien-Passivhäuser gleichen Typs in das Netz eingeordnet.

Bevor das Wärmenetz simuliert werden konnte, musste noch die Dimensionierung der Rohrleitungen vorgenommen werden. Aufgrund der sehr geringen Wärmedichte (Passivhaus HWB=15 kWh/(m²·a)) und den sich daraus ergebenden hohen relativen Wärmeverlusten wurden Fernwärmerohre mit hohen Dämmstandard (Serie 3) verwendet. Zudem wurde mit DN 15 noch eine kleinere Rohrdimension eingeführt, die standardmäßig nicht verfügbar ist. Für die Dimensionierung wurden die Empfehlungen vom Rohrhersteller für den spezifischen Druckverlust von 100 Pa/m übernommen (siehe Tabelle 33). Eine Übersicht der Rohrdimensionen ist in Abbildung 60 gegeben.

Tabelle 33: Rohrparameter laut Rohrhersteller KE KELIT (http://www.kekelit.com/uploads/media/Fernwaerme-Rohrsystem-3_Projektierung.pdf)

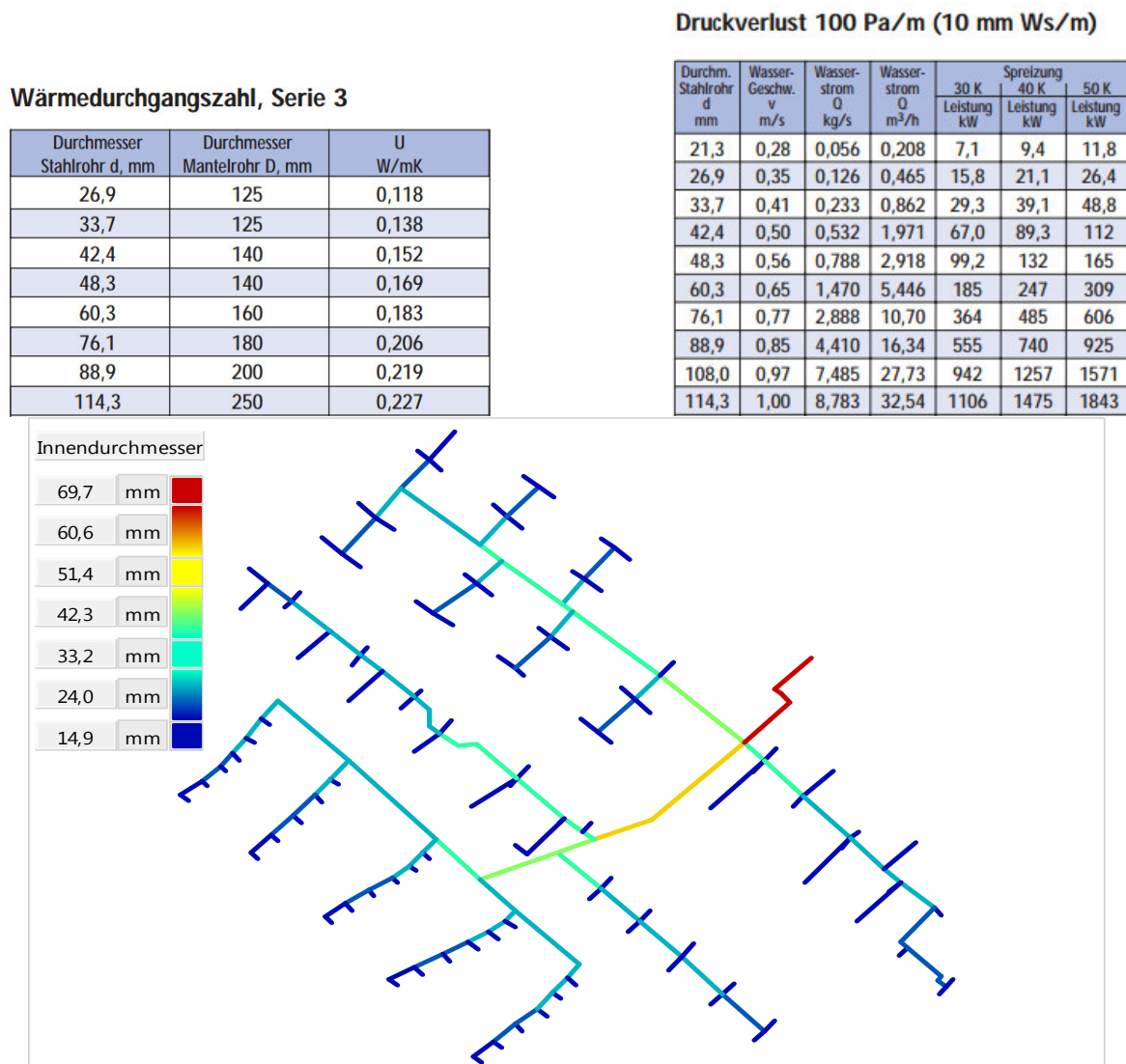


Abbildung 60: Rohrdimensionen des Wärmenetzes

6.1.1 Simulation des Wärmenetzes

Mit den vorigen Annahmen konnte das Netzmodell erstellt und anschließend das Wärmenetz simuliert werden. Ein wesentlichster Unterschied zum vereinfachten Modell der Wärmeabnahme aus dem vorigen Kapitel (verhundertfachen des Wärmebedarfs) ist jedoch die im realen Netz wesentlich geringere Gleichzeitigkeit. Der Gleichzeitigkeitsfaktor wurde in der Simulation mit 70 % festgelegt. Für die Vor- und Rücklauftemperaturen des Netzes konnten aufgrund des ausgezeichneten Dämmstandards der integrierten Gebäude sehr niedrige Werte angenommen (siehe Abbildung 59). Diese Werte können durch „Best Practice“ Beispiele von solarunterstützten Wärmenetzen in Europa auch tatsächlich erreicht werden (Verweis Solargrids).

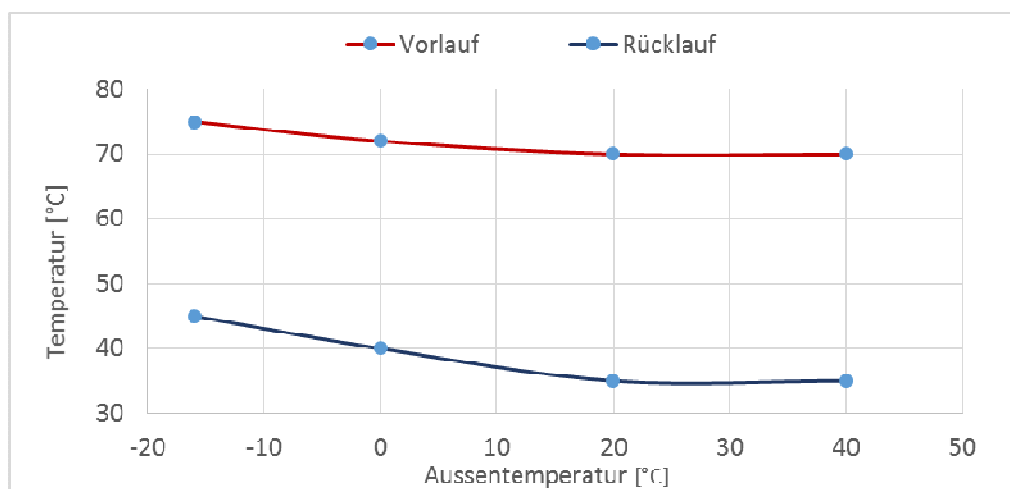


Abbildung 61: Vorgabewerte der Netztemperaturen

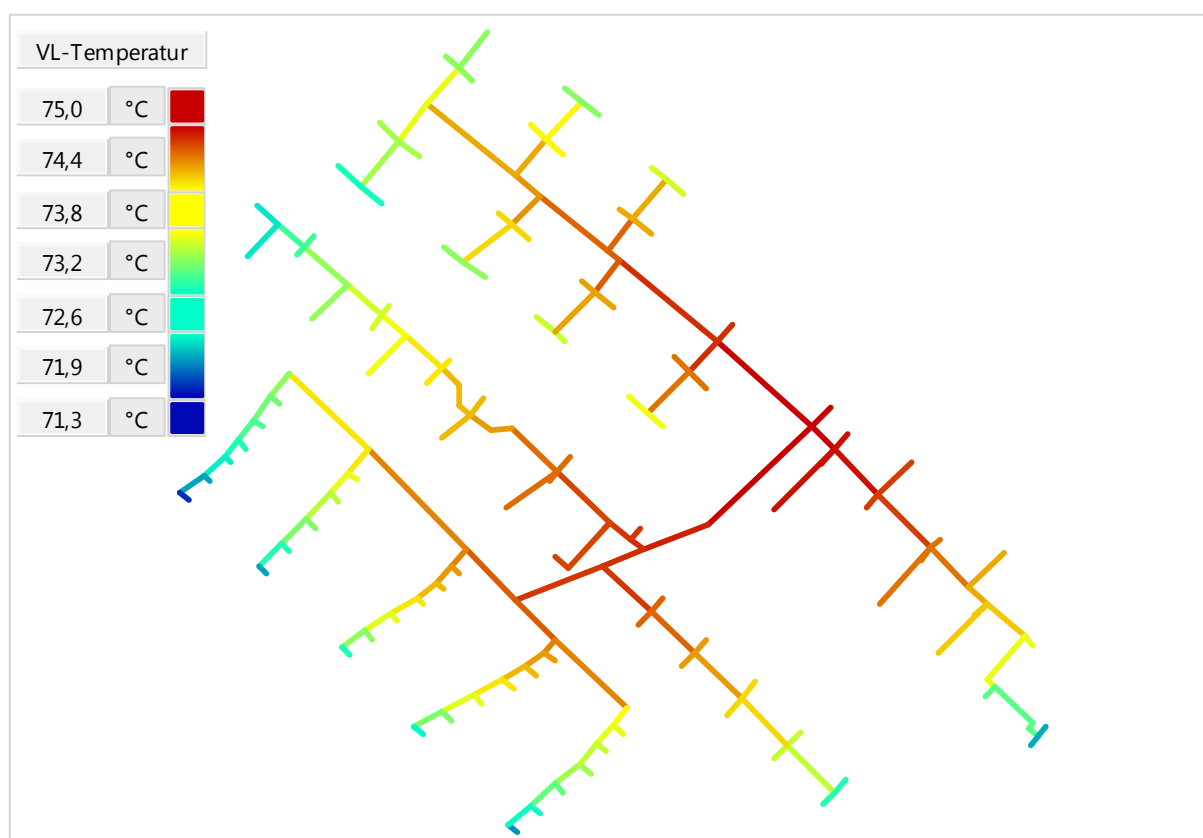
Eine weitere Anpassung erfolgte bei der Festlegung des Klimadatensatzes für den Standort Kufstein im Tirol, der für die Berechnungen herangezogen wurde. Der Datensatz dieser Klimazone entspricht ungefähr dem bevölkerungsgewichteten österreichischen Durchschnittsklima, er kann also am ehesten als repräsentativ angesehen werden (Verweis Solargrids).

6.1.1.1 Netzdaten im Auslegungsfall

Die Ergebnisse im Auslegungsfall zeigten die bereits erwähnte geringe Netzdichte von nur ~ 200 kW/trm, die weit unter den üblichen Empfehlungen für Fernwärmenetze liegt. Auf dieser lässt sich die relativ große Auskühlung im Vorlauf von ~ 4 °C begründen (siehe Abbildung 62), zugleich ist dadurch aber auch der Differenzdruck im Netz sehr gering (siehe Abbildung 63).

Tabelle 34: Netzdaten im Auslegungsfall

Netzdaten im Auslegungsfall			
Bezeichnung	Wert	[]	Bemerkung
Trassenlänge / Rohrlänge	2.489 / 4.978	m	gesamte Trassenlänge bzw. Summe der einzelnen Rohrlängen
Abnahme	405	kW	Gesamtsumme aller aus dem Netz entnommenen Leistungen
Netzlaster	284	kW	Summe der von den Heizwerken aufzubringenden Leistungen
Gleichzeitigkeit	70,0	%	das errechnete Verhältnis von Netzlaster zu Abnahme (Vorgabe)
Wärmeverlust	35	kW	Gesamter Wärmeverlust, der beim Wärmetransport an das Erdreich abgegeben wird
Vorlauf-temperatur (max. / min.)	75,0 / 71,2	°C	Maximal- und Minimalwert der Vorlauf-temperatur im gesamten Fernwärmenetz
Rücklauf-temperatur (max. / min.)	45,0 / 44,0	°C	Maximal- und Minimalwert der Rücklauf-temperatur im gesamten Fernwärmenetz
Vorlaufdruck (max. / min.)	3,40 / 3,20	bar	Maximal- und Minimalwert des Vorlaufdrucks im gesamten Fernwärmenetz
Rücklaufdruck (max. / min.)	2,20 / 2,00	bar	Maximal- und Minimalwert des Rücklaufdrucks im gesamten Fernwärmenetz
Differenzdruck (max. / min.)	1,40 / 1,00	bar	Maximal- und Minimalwert des Differenzdrucks im gesamten Fernwärmenetz

**Abbildung 62: Vorlauf-Netztemperaturen im Auslegungsfall**

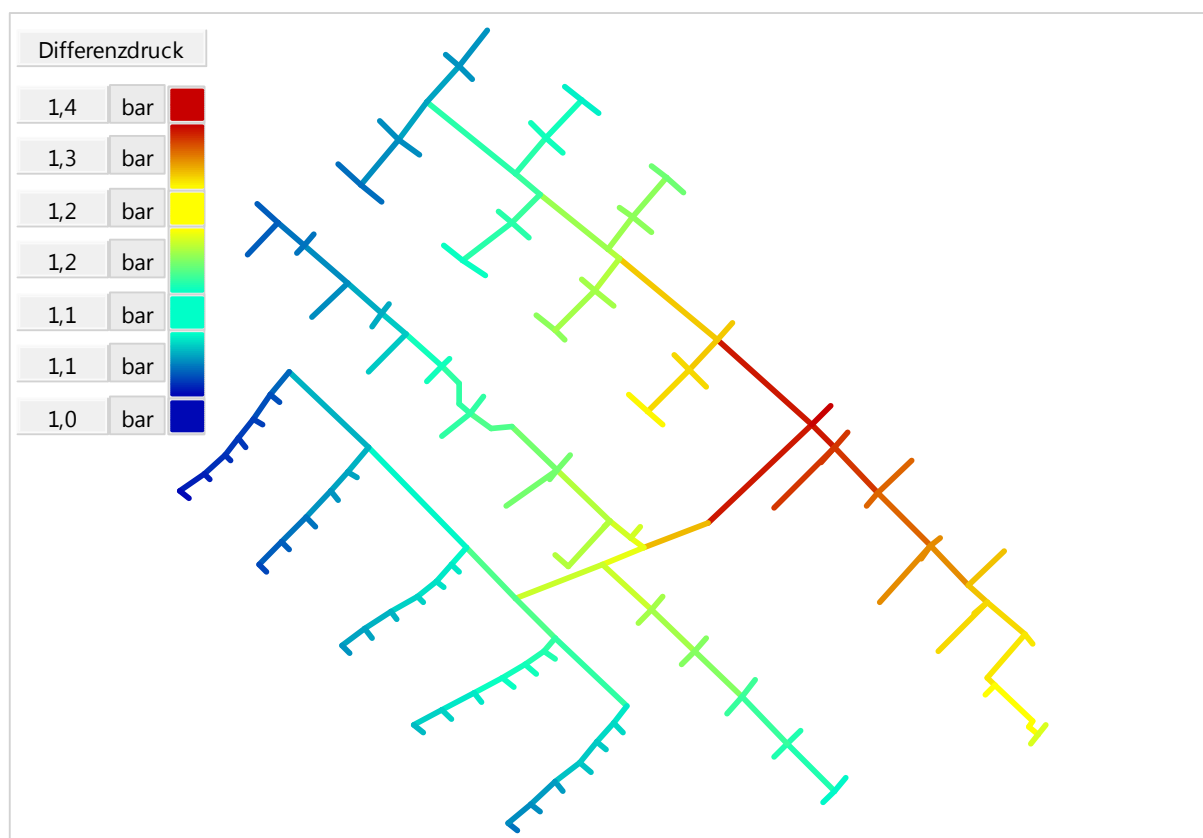


Abbildung 63: Differenzdruck im Auslegungsfall

6.1.1.2 Jahressimulation

Die Ergebnisse der Jahressimulation zeigten die sehr geringen Anteile der Raumheizung im Vergleich zur Warmwasserbereitung. Während der meisten Zeit des Jahres wird das Netz also nur zur Warmwasserbereitung betrieben, lediglich in wenigen Perioden muss auch geheizt werden. Auch der Wärmeverlust ist aufgrund der sehr geringen Wärmedichte des Wärmenetzes mit 30 % sehr hoch.

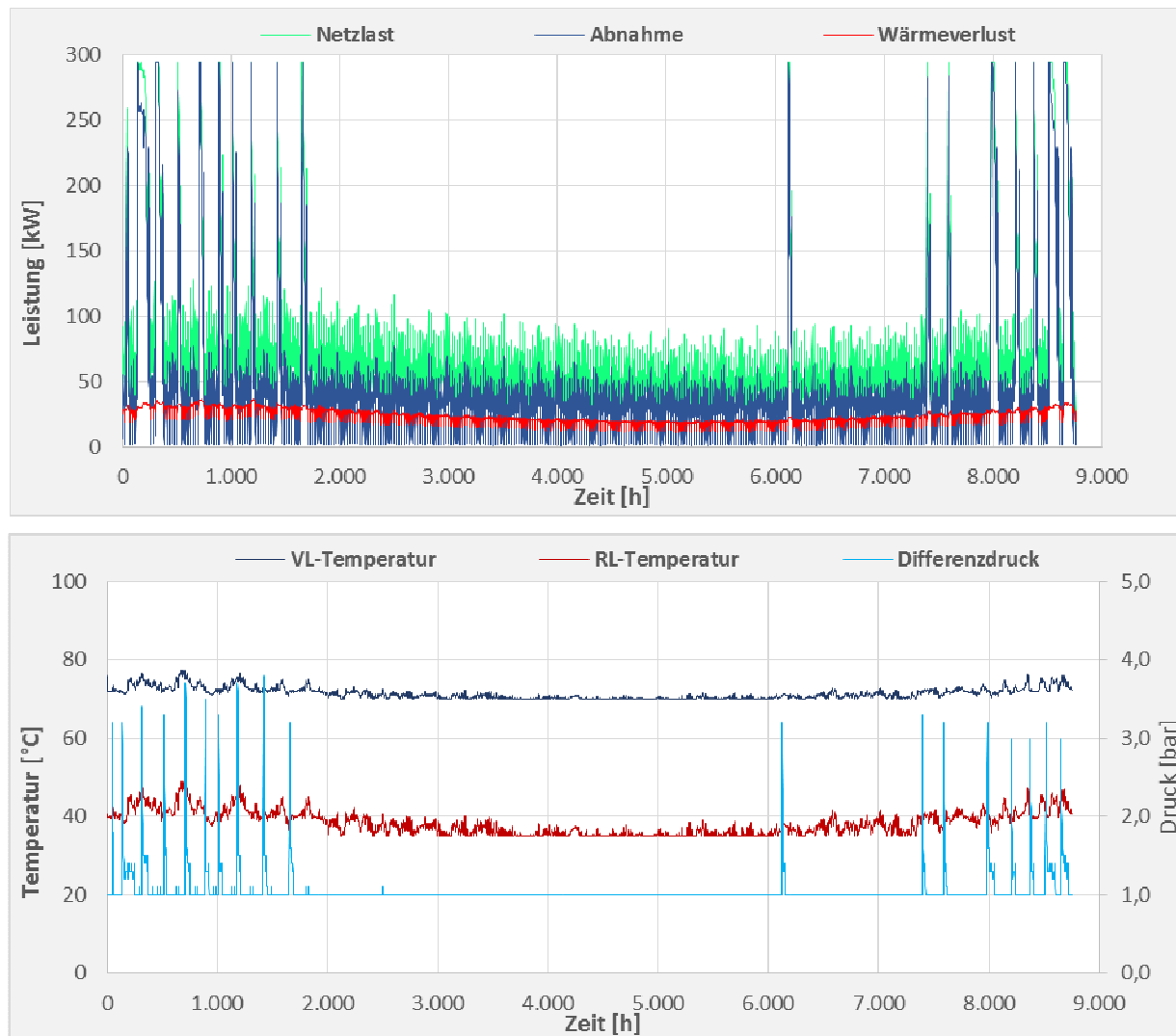


Abbildung 64: Verlaufsdaten Fernwärmenetz

6.1.1.3 Einordnung des Saisonalen Speichers

Durch die Einbindung des TRNSYS-Modells konnte die saisonale Speicherung in Kombination mit Wärmepumpe und Pufferspeicher simuliert werden. Basierend auf den Ergebnissen aus den vorigen Kapiteln wurden folgende Varianten festgelegt:

- Speicher 4500 m³
- Solaranlage 1500 m²
- Wärmepumpe AIT mit EVI,
- Puffergröße 50 m³

Die Ergebnisse der Simulation wurden analog zu den vorigen Kapiteln dargestellt (siehe Tabelle 35). Darin zeigten sich unter anderem die geringeren solaren Deckungsgrade, die sich aufgrund der größeren Netzlast ergaben. Denn zusätzlich zur gleichbleibenden Abnahmemenge der 100 Abnehmer von 530 MWh mussten noch ~ 200 MWh für den Wärmeverlust des Netzes aufgebracht werden, wodurch sich eine gesamte ins Netz einzuspeisende Wärmemenge von 730 MWh ergab. Davon konnten

ja nach Variante ein Anteil von 62 % bis 78 % durch die Solaranlage abgedeckt werden. Aufgrund der geringen Wärmedichte liegt der Nutzungsgrad des Netzes nur bei etwas über 70 %.

Tabelle 35: Berechnungsergebnisse „Einordnung Speicher ins Netzmodell“

			Speicher	+WP	+PU
Solar 1500 m ²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	535,2	624,6	641,1
	Spez. Kollektorertrag	[MWh/m ²]	356,8	416,4	427,4
	Wärmeverlust	[MWh]	23,5	17,0	16,7
	Nutzungsgrad	[%]	31%	36%	37%
Speicher 4500 m ³	Wärmeverlust	[MWh]	56,8	56,1	44,2
	Wärmeabgabe	[MWh]	454,9	551,5	580,1
	Zyklenzahl	[-]	2,9	2,6	2,8
	Nutzungsgrad	[%]	89%	93%	94%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	-	600,5	406,1
	Verdampfer	[MWh]	-	416,4	290,3
	elektr. Energie	[MWh]	-	184,1	115,9
	Mittlerer COP	[MWh]	-	3,3	3,5
Netz 100 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	276,2	7,5	46,6
	Netzlast	[MWh]	731,1	743,0	742,6
	Abnahme	[MWh]	530,7	530,3	530,2
	Wärmeverlust	[MWh]	200,4	212,7	212,4
	Nutzungsgrad	[%]	73%	71%	71%
Solarer Deckungsgrad		[%]	62%	74%	78%

Die ungleichen Kollektorerträge bzw. Abdeckungsanteile der drei Varianten lassen sich durch die unterschiedlichen Temperaturverhältnisse im Speicher erklären (siehe Abbildung 65). Bei der einfachen Variante ohne Wärmepumpe und Puffer werden die unteren Speichertemperaturen durch den Rücklauf des Wärmenetzes vorgegeben, weshalb sie im Vergleich zu den Varianten mit Wärmepumpe höher sind. Dadurch findet die Solaranlage nicht so günstige Verhältnisse vor wie bei der Integration einer Wärmepumpe.

Durch die Erweiterung des Systems um einen Pufferspeicher kann zudem noch die Vorlauftemperatur im Speicher gering gehalten werden, wodurch der Solarertrag weiter steigt. Weiters wirkt sich die Variante mit Puffer auch positiv auf den Wärmeverlust des Speichers aus. Bei dieser Variante ist jedoch anzumerken, dass die Kombination aus Wärmepumpe und Pufferspeicher etwas zu klein dimensioniert ist, weshalb die Nachheizung mehrmals aktiviert werden muss, um die vorgegeben Vorlauftemperatur zu erreichen.

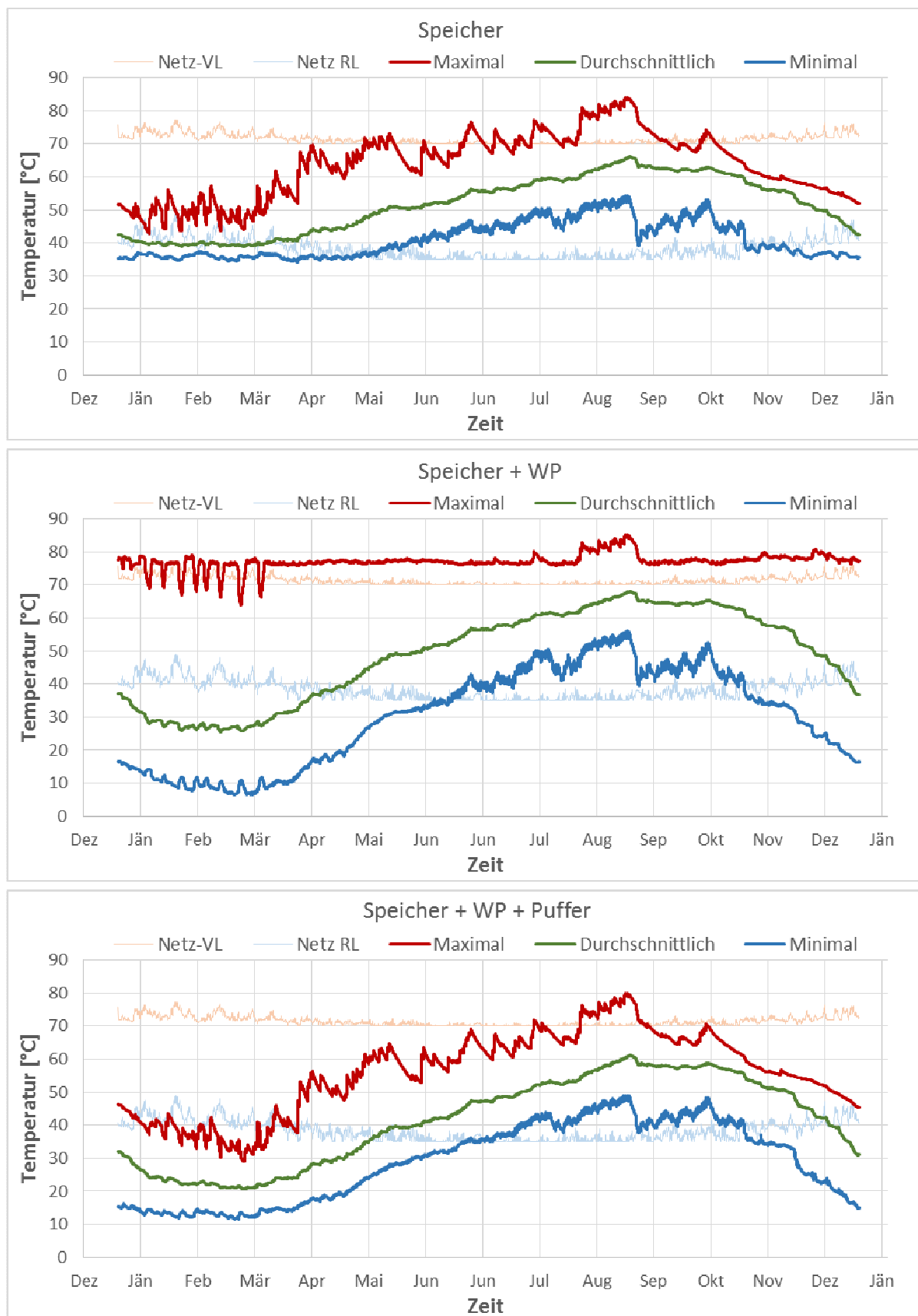


Abbildung 65: Speichertemperaturen im Jahresverlauf

6.1.2 Änderung Siedlungsgebiet

Um die Auswirkung der Kombination der festgelegten Speichersysteme mit unterschiedlichen Größen von Wärmenetzen betrachten zu können, wurden die Netzsimulationen mit unterschiedlichen Netzstrukturen durchgeführt. Als erstes wurden die im Netz definierten Bauabschnitte inklusive der Abnehmer (baugleiche Einfamilien-Passivhäuser) aus dem Netz herausgenommen, das Verhältnis Netzgröße zu Speichergröße wurde also verändert. Insgesamt ergaben sich so fünf verschiedene Varianten (siehe Abbildung 66). Für jedes Netz wurden die Rohrdimensionen entsprechend den Vorgaben des Rohrherstellers neu dimensioniert.

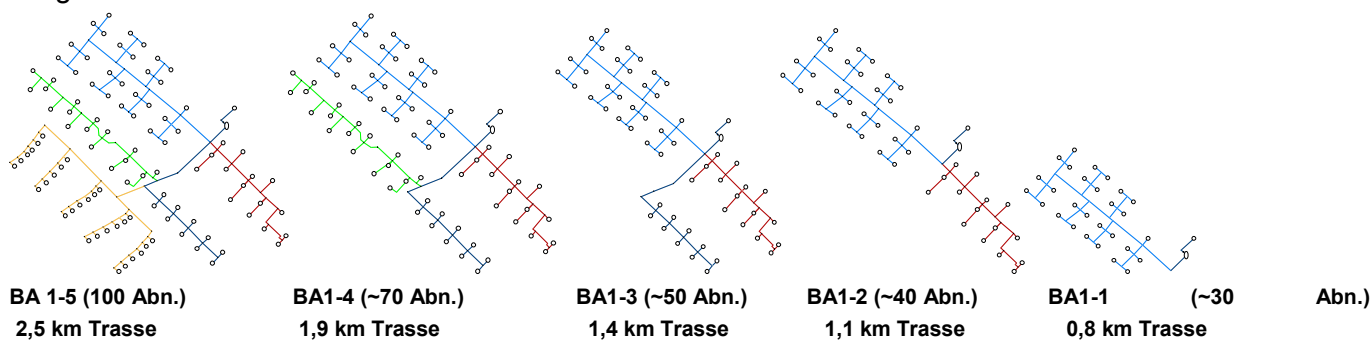


Abbildung 66: Varianten unterschiedliche Netzstruktur

Durch die Reduktion der Abnahmemenge steigt der solare Deckungsgrad, bei der Variante BA1-1 mit 30 Abnehmern kann der fast die gesamte im Netz benötigte Wärme von der Solaranlage aufgebracht werden (siehe Tabelle 33). Gleichzeitig steigt aufgrund der höheren Systemtemperaturen jedoch auch der Wärmeverlust von Speicher und Solarleitung, für die ~150 MWh Abnahmemenge müssen mehr als 330 MWh Solarenergie ins Netz eingespeist werden. Weiters sinkt bei höheren Deckungsgraden auch der spezifische Kollektorsertrag von über 350 auf unter 230 kWh/(m²·a)

Tabelle 36: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher“

Bauabschnitt			BA1-5 100 Abnehmer	BA1-4 70 Abnehmer	BA1-3 50 Abnehmer	BA1-2 40 Abnehmer	BA1-1 30 Abnehmer
Solar 1500 m ²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	535,2	495,8	454,3	409,7	336,5
	Spez. Kollektorsertrag	[MWh/m ²]	356,8	330,5	302,8	273,1	224,3
	Wärmeverlust	[MWh]	23,5	25,2	28,1	30,7	34,3
	Nutzungsgrad	[%]	31%	29%	26%	24%	19%
Speicher 4500 m ³	Wärmeverlust	[MWh]	56,8	64,4	72,3	78,0	87,1
	Wärmeabgabe	[MWh]	454,9	406,1	353,8	301,0	215,1
	Zyklenzahl	[-]	2,9	2,6	2,3	1,9	1,4
	Nutzungsgrad	[%]	89%	86%	83%	79%	71%
Netz	Nachheizung	[MWh]	276,2	115,2	49,8	24,3	3,8
	Netzlast	[MWh]	731,1	521,1	403,8	324,5	219,1
	Abnahme	[MWh]	530,7	377,0	281,2	227,9	148,5
	Wärmeverlust	[MWh]	200,4	144,1	122,6	96,6	70,6
	Nutzungsgrad	[%]	73%	72%	70%	70%	68%
Solarer Deckungsgrad			62%	78%	88%	93%	98%

Die Unterschiede der Varianten mit integrierter Wärmepumpe sowie Pufferspeicher (siehe Tabelle 37 und Tabelle 38) zeigen für größere Abnahmemenge wieder größere solare Deckungsgrade, dieser Vorteil verschwindet jedoch für kleiner Siedlungsgebiete.

Tabelle 37: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher + WP“

Bauabschnitt			BA1-5	BA1-4	BA1-3	BA1-2	BA1-1
			100 Abnehmer	70 Abnehmer	50 Abnehmer	40 Abnehmer	30 Abnehmer
Solar 1500 m ²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	624,6	533,0	467,4	420,0	341,2
	Spez. Kollektorfeldertrag	[MWh/m ²]	416,4	355,3	311,6	280,0	227,5
	Wärmeverlust	[MWh]	17,0	22,6	26,6	30,4	34,7
	Nutzungsgrad	[%]	36%	31%	27%	24%	20%
Speicher 4500 m ³	Wärmeverlust	[MWh]	56,1	67,1	76,1	82,2	91,6
	Wärmeabgabe	[MWh]	551,5	443,3	364,7	307,4	215,0
	Zyklenzahl	[-]	2,6	2,1	1,7	1,5	1,0
	Nutzungsgrad	[%]	93%	89%	84%	80%	71%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	600,5	280,4	133,3	72,5	23,4
	Verdampfer	[MWh]	416,4	199,8	96,7	52,8	17,0
	elektr. Energie	[MWh]	184,1	80,7	36,6	19,7	6,4
	Mittlerer COP	[MWh]	3,3	3,5	3,6	3,7	3,7
Netz	Nachheizung	[MWh]	7,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	Netzlastertrag	[MWh]	743,0	523,9	401,4	327,8	220,7
	Abnahme	[MWh]	530,3	376,4	280,9	227,8	148,4
	Wärmeverlust	[MWh]	212,7	147,5	120,6	100,0	72,2
	Nutzungsgrad	[%]	71%	72%	70%	69%	67%
Solarer Deckungsgrad			74%	85%	91%	94%	97%

Tabelle 38: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher + WP + Puffer“

Bauabschnitt			BA1-5	BA1-4	BA1-3	BA1-2	BA1-1
			100 Abnehmer	70 Abnehmer	50 Abnehmer	40 Abnehmer	30 Abnehmer
Solar 1500 m ²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	641,1	549,6	478,1	428,2	347,2
	Spez. Kollektorfeldertrag	[MWh/m ²]	427,4	366,4	318,8	285,5	231,5
	Wärmeverlust	[MWh]	16,7	22,2	27,0	29,7	34,6
	Nutzungsgrad	[%]	37%	32%	27%	25%	20%
Speicher 4500 m ³	Wärmeverlust	[MWh]	44,2	59,2	69,9	76,6	85,9
	Wärmeabgabe	[MWh]	580,1	468,2	381,3	321,9	226,7
	Zyklenzahl	[-]	2,8	2,2	1,8	1,5	1,1
	Nutzungsgrad	[%]	94%	90%	86%	82%	73%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	406,1	213,4	120,8	76,3	33,2
	Verdampfer	[MWh]	290,3	151,9	87,2	55,9	24,2
	elektr. Energie	[MWh]	115,9	61,5	33,5	20,4	9,0
	Mittlerer COP	[MWh]	3,5	3,5	3,6	3,7	3,7
Netz	Nachheizung	[MWh]	46,6	3,8	1,8	0,7	0,1
	Netzlastertrag	[MWh]	742,6	533,8	416,5	343,0	236,3
	Abnahme	[MWh]	530,2	376,6	280,6	227,8	148,3
	Wärmeverlust	[MWh]	212,4	157,2	135,8	115,2	88,0
	Nutzungsgrad	[%]	71%	71%	67%	66%	63%
Solarer Deckungsgrad			78%	88%	92%	94%	96%

6.1.3 Änderung Dämmung

Mit der Veränderung der im Wärmenetz integrierten Verbraucher bzw. der Dämmstandards der integrierten Gebäude wurde untersucht, wie sich eine Erhöhung der Wärmedichte des Netzes auf die Berechnungsergebnisse auswirkt (siehe Tabelle 39 bis Tabelle 41). Neben den 100 baugleichen Einfamilien-Passivhäuser wurden noch 100 baugleiche Einfamilienhäuser mit folgenden unterschiedlichen Heizwärmebedarfen ins Wärmenetz eingeordnet:

- HWB = 15 kWh/(m²·a) A+ Passivhaus (siehe auch Kapitel 5)
- HWB = 50 kWh/(m²·a) B Niedrigenergiehaus
- HWB = 100 kWh/(m²·a) C Bauvorschrift 2005
- HWB = 150 kWh/(m²·a) D alte unsanierte Gebäude

Der Warmwasserbedarf bleibt für alle Varianten unverändert, es wird also pro Haus bzw. Abnehmer immer gleich viel Warmwasser verbraucht. Das untersuchte Netz entsprach dem BA 1-5 (also alle Bauanschnitte) aus dem vorigen Kapitel, es wurde auch wieder für alle Varianten eine Neudimensionierung der Rohrleitungen vorgenommen.

Die Ergebnisse zeigten

Tabelle 39: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher“

Einfamilienhaus kWh/(m ² ·a)->			15	45	100	150
Solar 1500 m ²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	535,2	537,3	556,4	566,6
	Spez. Kollektorertrag	[MWh/m ²]	356,8	358,2	370,9	377,7
	Wärmeverlust	[MWh]	23,5	23,3	22,2	21,6
	Nutzungsgrad	[%]	31%	31%	32%	33%
Speicher 4500 m ³	Wärmeverlust	[MWh]	56,8	54,9	50,9	48,7
	Wärmeabgabe	[MWh]	454,9	459,0	483,2	496,3
	Zyklenzahl	[-]	2,9	2,9	3,1	3,2
	Nutzungsgrad	[%]	89%	89%	90%	91%
Netz 100 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	276,2	735,6	1.657,6	2.471,6
	Netzlast	[MWh]	731,1	1.194,4	2.140,6	2.967,1
	Abnahme	[MWh]	530,7	969,4	1.866,3	2.695,0
	Wärmeverlust	[MWh]	200,4	225,1	274,3	272,1
	Nutzungsgrad	[%]	73%	81%	87%	91%
Solarer Deckungsgrad			62%	38%	23%	17%

Tabelle 40: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher + WP“

Einfamilienhaus kWh/(m²*a)->			15	45	100	150
Solar 1500 m²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	624,6	653,7	693,3	714,0
	Spez. Kollektorsertrag	[MWh/m²]	416,4	435,8	462,2	476,0
	Wärmeverlust	[MWh]	17,0	15,7	13,6	13,1
	Nutzungsgrad	[%]	36%	38%	40%	41%
Speicher 4500 m³	Wärmeverlust	[MWh]	56,1	49,9	43,9	41,4
	Wärmeabgabe	[MWh]	551,5	588,0	635,8	659,6
	Zyklenzahl	[-]	2,6	3,8	4,1	4,2
	Nutzungsgrad	[%]	93%	95%	95%	96%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	600,5	1036,2	1564,3	1876,4
	Verdampfer	[MWh]	416,4	758,1	1205,4	1470,6
	elektr. Energie	[MWh]	184,1	278,1	358,9	405,8
	Mittlerer COP	[MWh]	3,3	3,7	4,4	4,6
Netz 100 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	7,5	335,9	1.151,9	1.912,8
	Netzlaster	[MWh]	743,0	1.201,7	2.139,4	2.977,8
	Abnahme	[MWh]	530,3	969,4	1.866,9	2.695,9
	Wärmeverlust	[MWh]	212,7	232,3	272,5	281,9
	Nutzungsgrad	[%]	71%	81%	87%	91%
Solarer Deckungsgrad			74%	49%	30%	22%

Tabelle 41: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher + WP +Puffer“

Einfamilienhaus kWh/(m²*a)->			15	45	100	150
Solar 1500 m²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	641,1	683,8	711,5	728,2
	Spez. Kollektorsertrag	[MWh/m²]	427,4	455,8	474,3	485,5
	Wärmeverlust	[MWh]	16,7	14,8	13,5	13,1
	Nutzungsgrad	[%]	37%	39%	41%	42%
Speicher 4500 m³	Wärmeverlust	[MWh]	44,2	36,6	32,4	30,5
	Wärmeabgabe	[MWh]	580,1	632,4	665,5	684,7
	Zyklenzahl	[-]	2,8	4,0	4,2	4,4
	Nutzungsgrad	[%]	94%	95%	97%	97%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	406,1	970,3	1478,6	1792,1
	Verdampfer	[MWh]	290,3	711,5	1144,7	1408,5
	elektr. Energie	[MWh]	115,9	258,9	333,9	383,6
	Mittlerer COP	[MWh]	3,5	3,7	4,4	4,7
Netz 100 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	46,6	324,3	1.151,2	1.913,9
	Netzlaster	[MWh]	742,6	1.210,4	2.148,4	2.982,2
	Abnahme	[MWh]	530,2	969,5	1.867,1	2.696,0
	Wärmeverlust	[MWh]	212,4	240,8	281,3	286,2
	Nutzungsgrad	[%]	71%	80%	87%	90%
Solarer Deckungsgrad			78%	52%	31%	23%

6.1.4 Änderung Gebäude

Abschließend wurde noch die Verdichtung des Netzes aufgrund von unterschiedlichen Gebäudetypen untersucht, wobei als Netzstruktur das Siedlungsgebiet BA 2 aus dem Netzmodell verwendet wurde.

Die 20 im Netz integrierten Abnehmer versorgen bei den 4 Varianten unterschiedlich viele Wohnungen mit jeweils 90 m² und einem HWB von 15 kWh/(m²·a), wobei der Warmwasserbedarf pro Wohnung wieder dem Bedarf für die Passiv-Einfamilienhäuser entsprach. Auch die Dimensionierung der Rohrleitungen wurde wieder für alle Varianten durchgeführt.

20 Abnehmer	2 Wohnungen / Haus	(Variante 40 Whg)
.....	4 Wohnungen / Haus	(Variante 80 Whg)
.....	6 Wohnungen / Haus	(Variante 120 Whg)
.....	8 Wohnungen / Haus	(Variante 160 Whg)

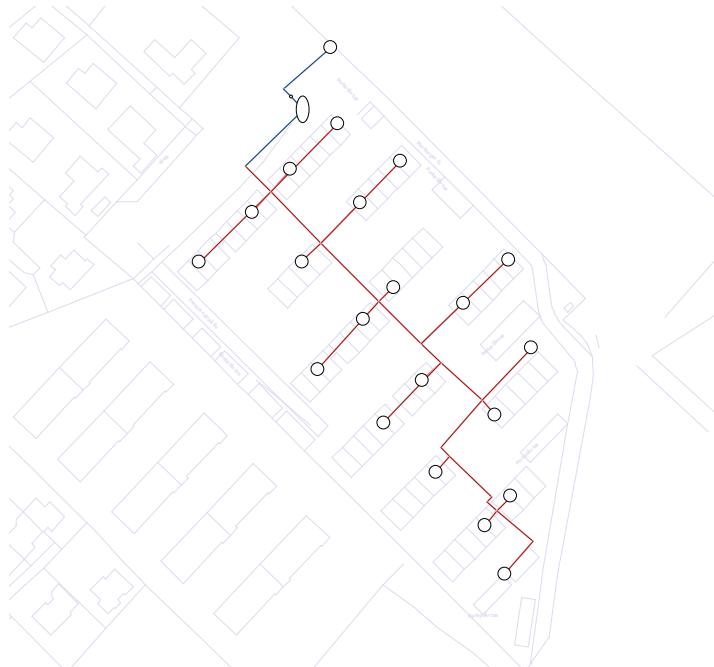


Abbildung 67: Siedlungsgebiet für die Integration von Wohnungen und Varianten

Im Vergleich zu den schlechter verdichteten Netzen zeigten die Berechnungsergebnisse annähernd gleiche solare Deckungsgrade jedoch bei unterschiedliche Netzdaten, auch die Auswirkungen der Integration von Wärmepumpe und Pufferspeiche waren ähnlich.

Beispielhaft lag die Abnahmemenge der 100 Passivhäuser (PH=530 MWh) unter der Abnahme der 160 Wohnungen (Whg=567 MWh), die solaren Deckungsgrade der drei Systemvarianten waren ähnlich (SP 62 bzw. 62%, SP +WP 75 bzw. 74 %, SP +WP +Puffer 78 bzw. 80%). Die größeren Netzverluste (PH=~200 MWh bzw. Whg=~60 MWh) wurden demnach durch den größeren Kollektorertrag (PH=~600 MWh bzw. Whg=~550 MWh) teilweise wieder ausgeglichen, anteilig werden also bei größeren Netz mehr Netzverluste von der Solaranlage abgedeckt.

Tabelle 42: Variation Wohnungen, Variante „Speicher“

Gebäude 15 kWh/(m²*a) ->			40 Whg	80 Whg	120 Whg	160 Whg
Solar 1500 m²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	316,3	422,5	461,5	480,0
	Spez. Kollektorertrag	[MWh/m²]	210,9	281,7	307,7	320,0
	Wärmeverlust	[MWh]	35,6	29,3	27,6	26,4
	Nutzungsgrad	[%]	18%	24%	27%	28%
Speicher 4500 m³	Wärmeverlust	[MWh]	88,8	80,7	69,2	65,3
	Wärmeabgabe	[MWh]	191,9	312,5	364,7	388,3
	Zyklenzahl	[-]	1,2	2,0	2,3	2,5
	Nutzungsgrad	[%]	68%	81%	84%	86%
Netz 20 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	3,2	0,0	118,3	241,0
	Netzlastertrag	[MWh]	195,2	343,9	483,6	630,0
	Abnahme	[MWh]	142,1	283,8	424,9	566,8
	Wärmeverlust	[MWh]	53,1	60,1	58,7	63,2
	Nutzungsgrad	[%]	73%	83%	88%	90%
Solarer Deckungsgrad			98%	91%	75%	62%

Tabelle 43: Variation Wohnungen, Variante „Speicher + WP“

Gebäude 15 kWh/(m²*a) ->			40 Whg	80 Whg	120 Whg	160 Whg
Solar 1500 m²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	321,4	422,6	501,9	560,7
	Spez. Kollektorertrag	[MWh/m²]	214,2	281,7	334,6	373,8
	Wärmeverlust	[MWh]	35,8	29,4	24,7	21,2
	Nutzungsgrad	[%]	18%	24%	29%	32%
Speicher 4500 m³	Wärmeverlust	[MWh]	93,2	80,7	71,2	63,7
	Wärmeabgabe	[MWh]	192,4	312,5	406,0	475,8
	Zyklenzahl	[-]	1,2	2,0	2,6	3,0
	Nutzungsgrad	[%]	68%	81%	87%	91%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	20,9	112,5	268,3	492,9
	Verdampfer	[MWh]	15,2	81,8	190,0	336,5
	elektr. Energie	[MWh]	5,7	30,7	78,3	156,4
	Mittlerer COP	[MWh]	3,7	3,7	3,4	3,2
Netz 20 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	0,0	0,0	0,0	0,0
	Netzlastertrag	[MWh]	198,2	342,9	483,7	632,2
	Abnahme	[MWh]	142,1	283,8	425,4	567,1
	Wärmeverlust	[MWh]	56,1	59,1	58,3	65,2
	Nutzungsgrad	[%]	72%	83%	88%	90%
Solarer Deckungsgrad			97%	91%	84%	75%

Tabelle 44: Variation Wohnungen, Variante „Speicher + WP“

Gebäude 15 kWh/(m²*a) ->			40 Whg	80 Whg	120 Whg	160 Whg
Solar 1500 m²	Einstrahlung Kollektorfeld	[MWh]	1739	1739	1739	1739
	Kollektorfeldertrag	[MWh]	325,3	432,5	517,8	585,2
	Spez. Kollektorertrag	[MWh/m²]	216,9	288,3	345,2	390,1
	Wärmeverlust	[MWh]	35,7	29,2	24,5	20,6
	Nutzungsgrad	[%]	19%	25%	30%	34%
Speicher 4500 m³	Wärmeverlust	[MWh]	87,2	74,7	63,1	53,5
	Wärmeabgabe	[MWh]	202,5	328,5	430,2	511,1
	Zyklenzahl	[-]	1,3	2,1	2,7	3,3
	Nutzungsgrad	[%]	71%	83%	89%	92%
WP AIT mit EVI	Kondensator	[MWh]	34,8	116,0	240,7	412,6
	Verdampfer	[MWh]	25,4	83,8	169,2	282,2
	elektr. Energie	[MWh]	9,4	32,3	71,5	130,3
	Mittlerer COP	[MWh]	3,7	3,6	3,4	3,2
Netz 20 Abnehmer	Nachheizung	[MWh]	0,0	0,0	0,0	0,2
	Netzlastertrag	[MWh]	211,5	360,5	500,5	641,5
	Abnahme	[MWh]	142,3	283,8	425,5	567,2
	Wärmeverlust	[MWh]	69,2	76,6	75,0	74,3
	Nutzungsgrad	[%]	67%	79%	85%	88%
Solarer Deckungsgrad			96%	91%	86%	80%

7 Ökonomische Gesamtbewertung

Es wurden auch die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen für Langzeitspeicher in Wärmenetzen betrachtet. Dafür herangezogen wurde das System ohne zusätzlichen Pufferspeicher, welches unter Kapitel 5 mittels Simulation energetisch betrachtet wurde.

Mittels dynamischer Investitionskostenrechnung wurde berechnet, zu welchem Preis Wärme durch die Kombination von Langzeitspeicher, Solarthermie, und Wärmepumpe erzeugt werden kann. Sämtliche Berechnung sind ohne die Berücksichtigung einer Förderung erfolgt.

7.1 Systemgrenze

Als Systemgrenze wurde die Wärmelieferung in das Wärmenetz gewählt. D.h. zu welchen Preis kann Wärme in das Netz eingespeist werden. Kosten für die Errichtung sowie die Wartung des Wärmenetzes sind dabei nicht berücksichtigt.

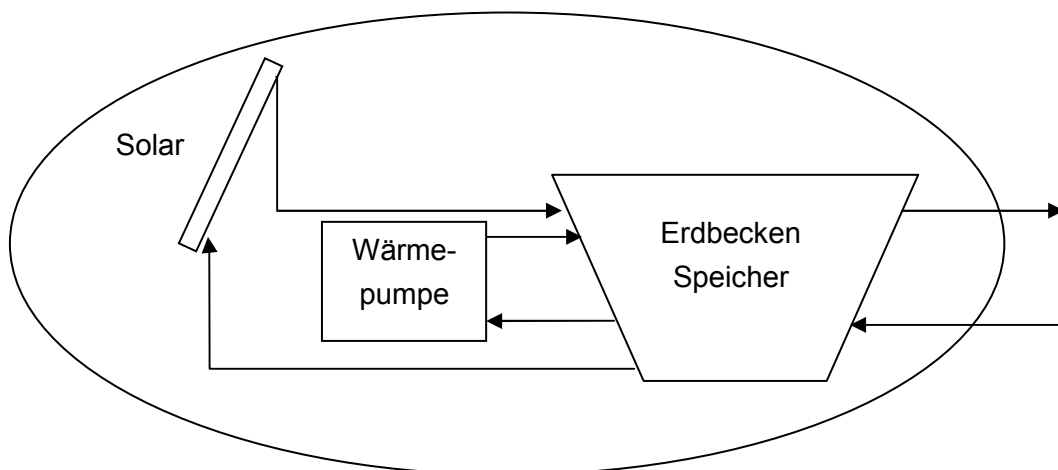


Abbildung 68: Systemgrenze Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Um einfache Vergleiche anstellen zu können, wurden die entstehenden Vollkosten auf einen Preis pro verkaufter kWh herunter gebrochen.

7.2 Varianten Vergleich

Neben dem originären System von Erdbeckenspeicher + Solarthermie und Wärmepumpe wurden auch noch andere Systeme als Referenz untersucht. Insbesondere das klassische monovalente Biomasseheizwerk wurde hier als Vergleich herangezogen. Aber auch zwei Modifikationen des Langzeitspeicherkonzeptes wurden durchgerechnet. Ursprünglich wurde davon ausgegangen, dass die Nachheizung des Erdbeckenspeichers mittels einer Wärmepumpe erfolgt. Diese Nachheizung kann jedoch auch durch andere Energiequellen ersetzt werden. In den betrachteten Fällen sind dies ein Gas- bzw. Biomassekessel, wobei diese im Gegensatz zur Wärmepumpe, direkt den Netzvorlauf nachheizen. Dementsprechend erfolgte auch die Dimensionierung dieser Kessel.

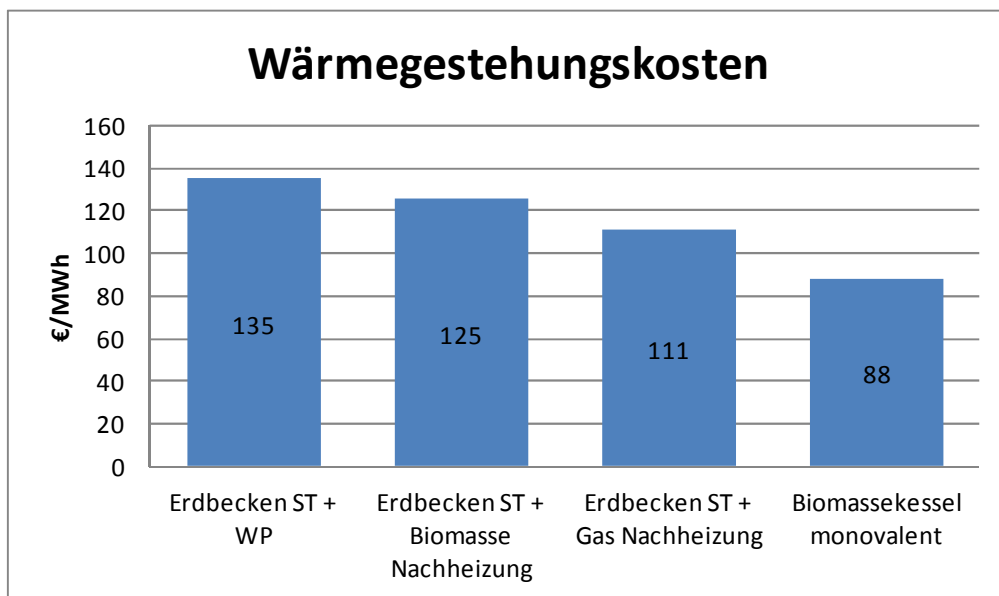


Abbildung 69: Wärmegestehungskosten

Im direkten Vergleich schneidet, wie zu erwarten war, das System Erdbeckenspeicher mit Solarthermie und Wärmepumpe am schlechtesten ab. Am besten hat jenes mit monovalentem Heizwerk abgeschnitten. Jedoch ist der Vorsprung geringer als ursprünglich erwartet. Insbesondere wenn man die Variante Erdbecken ST + Gas Nachheizung betrachtet, kommt man bereits in einen Bereich, der interessant ist. Dies ist insbesondere bemerkenswert, weil die Langzeitspeichersysteme nicht auf Wirtschaftlichkeit, sondern auf Effizienz bzw. hohe solare Deckung ausgelegt wurden.

Darüber hinaus ist auch noch festzuhalten, dass es sich bei Langzeitspeichern um keine etablierte Technologie von der Stange handelt. Hier ist zukünftig mit einer Kostendegression zu rechnen. Auch etwaige Investitionsförderungen, die für den Durchbruch neuer Technologien verantwortlich sein können, wurden nicht berücksichtigt.

7.3 Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden wird skizziert, welche Parameter sich besonders auf die Wirtschaftlichkeit auswirken:

- 1) Die hohen Investitionskosten von Langzeitspeichern (und auch der Solarthermie) stellen einen wesentlichen Bestandteil der Gesamtkosten dar.
- 2) Besonders sensibel reagiert das System auch auf die Änderung von Energie/Brennstoffkosten, Verzinsung und Inflation. Hier wurde ein konservativer, realistischer Ansatz mit den folgenden Parametern gewählt:

Verzinsung	3,0%
Inflation	1,5%
Energiepreisindex	2,5%

Außerhalb der Systemgrenze ist jedenfalls auch noch die vorhandene tatsächliche Netztopologie relevant.

7.4 Endverbraucherpreise

Der Endverbraucherpreis setzt sich im Wesentlichen aus den Kosten für den Betrieb des Wärmeerzeugungssystems (wie oben beschrieben) sowie den Netzkosten zusammen. Bei den Netzkosten ist vor allem die Abnehmerdichte relevant.

Basierend auf der Netzuntersuchung (siehe Kapitel 6) ergibt sich für das betrachtete Niedrigenergie Netz für Einfamilien- bzw. Reihenhäuser eine Netzlänge von etwa 2,5km. Bei typischen Baukosten zwischen 200-400€/Trassenmeter (C.A.R.M.E.N. Merkblatt) ergeben sich für das betrachtete Netz anteilige Netzkosten um 50€/abgegebener MWh. Dies ist ein relativ hoher Wert. Würde das Netz beispielsweise aus dem Verbund von mehreren Mehrfamilienhäusern bestehen, und ließe sich die Netzlänge so auf ein Fünftel (500m) senken, so wäre mit anteiligen Netzkosten von 10€/MWh zu rechnen.

In Abbildung 70 und Abbildung 71 sind jeweils für ein sehr kompaktes Netz bzw. ein langes Netz ohne hohe Abnehmerdichte, die berechneten Endverbraucherpreise dargestellt.

Das dichte oder kompakte Netz würde in diesem Fall einem sehr kurzen Netzverbund von einigen wenigen Mehrfamilienhäusern entsprechen. Auf der anderen Seite entspricht das lange Netz einem Typischen Einfamilien/Reihenhaus Neubaugebiet welches schon relativ kompakt angeordnet wurde. Die geringe Abnehmerdichte resultiert in diesem Fall nicht daraus, dass die Abnehmer weit voneinander entfernt sind, sondern aus den sehr guten Heizwärmeanforderungen der betrachteten Gebäude.

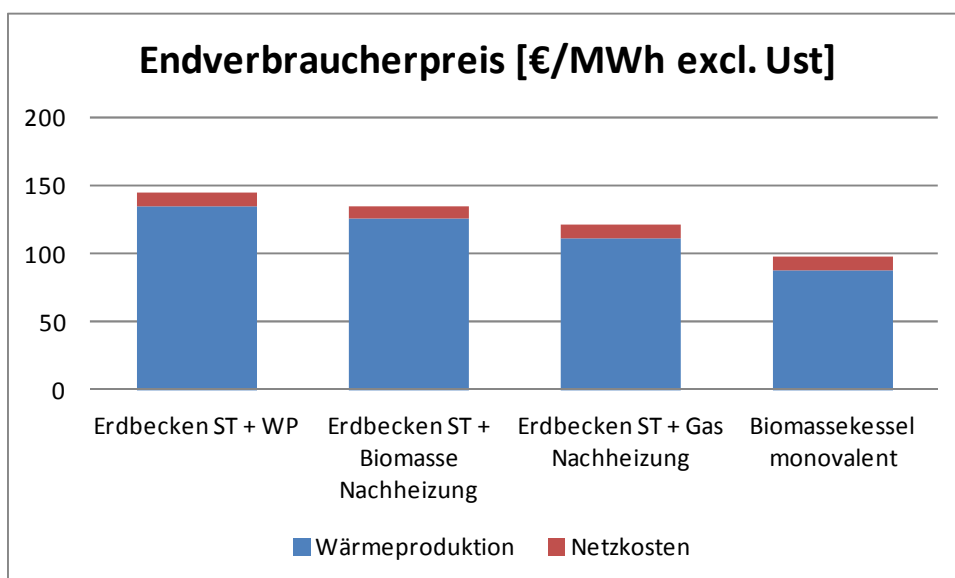


Abbildung 70: Endverbraucherpreis „dichtes“ Netz

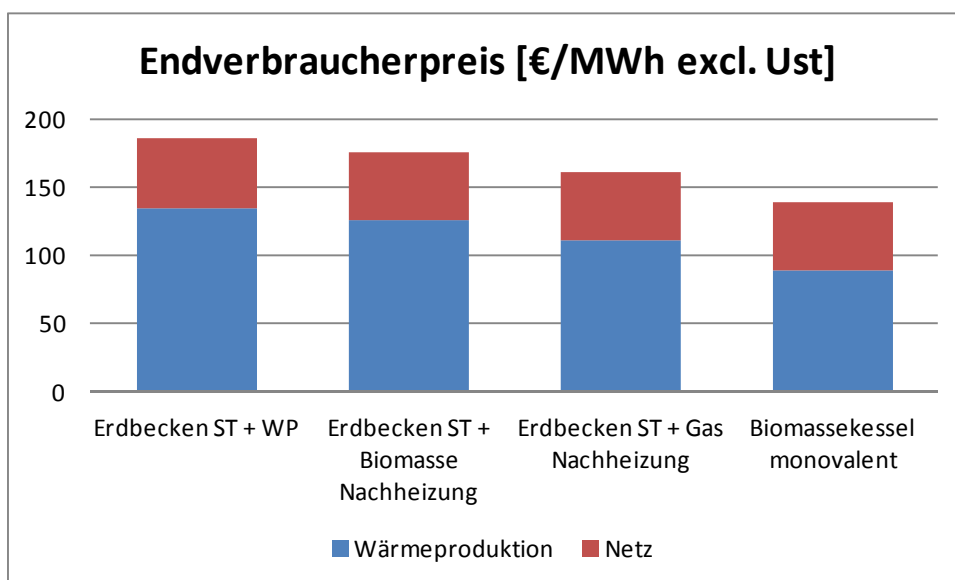


Abbildung 71: Endverbraucherpreis „langes“ Netz

Im Fall von langen Netzen mit geringer Abnehmerdichte lassen sich mit Erdbeckenspeicher keine marktfähigen Endverbraucherpreise erzielen. Selbst das monovalente Biomasse Heizwerk, welches am besten abschneidet, liegt in diesem Fall mit ca. 140€/MWh schon sehr hoch. Beim dichten Netz hingegen, sieht dies anders aus. Die Langzeitspeichervarianten können dabei Wärme um 120 - 140€/MWh bereitstellen. Dieser Preis wird bereits heute in manchen Fernwärmenetzen verrechnet.

8 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

8.1 Optimierung der Baudetails

Ein gekoppeltes FD und FE Speicher-Modell wurde entwickelt, kreuz-validiert und beispielhaft zur Berechnung der Speicherverluste bzw. Speichernutzungsgrade angewendet. Mit dem neu entwickelten Modell für unterirdische Wärmespeicher können damit sowohl Wärmespeicher verschiedener Bauart verglichen als auch Wärmespeicher bezüglich ihrer Bauart (Erdecken, Tank) und Ausführung (mit/ohne Wärmedämmung) für eine spezielle Anwendung optimiert werden.

Unter Verwendung von S-functions wird das Modell in die Simulationsumgebung Matlab/Simulink eingebunden. Damit können solare Nah- bzw. Fernwärmesysteme mit Wärmespeicher, sowie mit Wärmepumpe simuliert werden. Es wird damit u.a. untersucht unter welchen Randbedingungen die Wärmedämmung des Speichers wirtschaftlich ist. Es kann aufbauend auf diesen Ergebnissen ermittelt werden, ob ein Wärmepumpenbetrieb mit Erdbecken-Wärmespeicher mit i.d.R. ungünstigem h/d und A/V-Verhältnis sinnvoll möglich ist und um wieviel das Volumen eines optimalen Zylinders im Vergleich zu solch einem Erdbecken-Wärmespeicher reduziert werden kann, mit dem Ziel die Wirtschaftlichkeit solcher Lösungen zu verbessern.

Beispielhaft ist dies durch die Simulation verschiedener Speicherkonzepte durchgeführt worden, eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wurde durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass der Speichernutzungsgrad und damit die Wirtschaftlichkeit stark von der Speicherbauart und von der Betriebsweise abhängt. In den hier untersuchten Fällen (mit Speicher zwischen 1000 m³ und kleiner 10000 m³) ist eine kompakte Bauart und eine Wärmedämmung des Speichers zu empfehlen.

Zusätzlich kann zukünftig die mögliche Verschlechterung der Dämmeigenschaften durch Feuchte bei unterirdischen Wärmespeichern in diesem Modell Berücksichtigung finden. Auch der Einfluss von Konvektion bei Dämmstoffschüttungen kann zukünftig abgebildet werden.

Durch die Modellierung und Simulation von Wärmenetzen mit unterschiedlichen Speicherkonzepten und Bauarten können Strategien erarbeitet werden, wodurch Wärmenetze langfristig besser auf Angebot- und Nachfrageschwankungen reagieren können, dezentrale und/oder fluktuierende Energiequellen eingebunden werden können, der Beitrag solarthermischer Energie insbesondere durch (Groß-)Anlagen erhöht werden kann und der Rohstoffeinsatz unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit minimiert wird. Es sollte zukünftig eine Validierung gegen Messdaten und eine Weiterentwicklung des Modells hin zu einem ausreichend schnellen Komponentenmodell für andere Simulationsumgebungen, wie z.B. TRNSYS erfolgen.

8.2 Simulationsstudien mit TRNSYS

Für ein Siedlungsgebiet von 100 Passivhäusern konnte mit einem vereinfachten Simulationsansatz unter den angenommenen Randbedingungen gezeigt werden, dass mit einer Kollektorfläche von 1500 m² und einem erdvergrabenen Saisonspeicher von 4500 m³ ein solarer Deckungsgrad von 75 %, ohne der

Verwendung einer Wärmepumpe erreicht werden kann. Die Ergebnisse können auch mit dem SDH Online – Rechner nachvollzogen werden.

Bei der Einbindung einer Wärmepumpe in den Saisonspeicher oder auch einen zwischengeschalteten Pufferspeicher steigt der solare Deckungsgrad an. Bei geeigneter Wahl der Dimensionierungsparameter ist eine zusätzliche ideale Nachheizung nicht mehr notwendig. Bei der Einbindung in einen nachgelagerten Pufferspeicher muss die Wärmepumpe jedoch oft nur für kurze Zeit eingeschalten werden. Dieses Problem könnte eventuell durch eine drehzahlgeregelte WP vermieden werden.

8.3 Simulationsstudien mit SiMPLEX

Durch den Aufbau des Netzmodells in verschiedenen Bauabschnitten und die Integration des TRNSYS-Modells in das Wärmenetz, war die Simulation von unterschiedlichen Kombinationen aus Netzstrukturen, Gebäudetypen und Abnehmeranzahlen in Verbindung mit den bereits zuvor definierten Systemvarianten „Erdbeckenspeicher und Wärmepumpe“ sowie „mit zusätzlichem Pufferspeicher“ möglich. Der vereinfachte Simulationsansatz aus dem vorigen Kapitel wurde jedoch hinsichtlich wesentlicher Faktoren angepasst. So wurde z.B. die Gleichzeitigkeit der Abnehmer berücksichtigt, die Vor- und Rücklauftemperaturen angepasst, sowie ein „durchschnittlicher“ Klimastandort für Österreich festgelegt. Vor allem aber wurde der Wärmeverlust von unterschiedlich dimensionierten Rohrleitungsnetzen simuliert.

Die Berechnungsergebnisse zeigten unterschiedlichste solare Deckungsgrade im Bereich von 23 % bis 98 %. Für kleine Siedlungsgebiete wäre also eine vollständige Versorgung des Wärmebedarfs aus Warmwasser und Heizung möglich, wenngleich der Wärmeverlust des Gesamtsystems (Solarleitungen, Speicherverluste, Netzverluste) bei über 50 % liegen würde.

Weiters konnte gezeigt werden, dass durch die Integration einer Wärmepumpe aufgrund der Verbesserung der Temperaturverhältnisse im Speicher sowie für die Solaranlage eine Steigerung der solaren Deckungsgrade erreicht werden. Durch die zusätzliche Verwendung eines Pufferspeichers kann dieser Effekt noch weiter verstärkt werden. Diese durch die Integration von Wärmepumpe und Pufferspeicher ermöglichten Steigerungen des solaren Abdeckungsanteil werden jedoch kleiner bzw. verschwinden ganz, je größer der solare Deckungsgrad der Basisvariante ist.

8.4 Ökonomische Betrachtung

Wie schon zu Beginn erwartet wurde, kann der Erzeugerverbund aus Solarthermie, Langzeitspeicher und Wärmepumpe nicht zu Preisen von monovalten Heizwerken produzieren. Über einen Betrachtungszeitraum von 30 Jahren ist mit Mehrkosten von ca. 50% für die Wärmeerzeugung zu rechnen. Betrachtet man die Endverbraucherpreise sinkt dieser Wert, je nach Netztopologie auf bis zu 20% Mehrkosten.

In der Gesamtbetrachtung ist dies jedoch durchaus positiv zu bewerten. Es zeigt einerseits, dass es das System Fernwärme an sich in Niedrigenergie- Neubaugebieten nicht einfach hat. Andererseits hat die Wirtschaftlichkeit bei der Konzeption des Gesamtsystems nicht im Mittelpunkt gestanden. Aufgrund der neuen Technologie, der Auslegung auf hohe solare Deckung ohne konventionelle Nachheizung ist das erzielte Ergebnis trotzdem bemerkenswert. Künftige Entwicklungen im Bereich der Konstruktion von Erbeckenspeichern werden hier eine weitere Vergünstigung der Technologie mit sich bringen.

Werden Langzeitspeicher und Solarthermie mit niedrigeren Deckungsgraden in Kombination mit Biomassekesseln eingesetzt, so sinken die Mehrkosten weiter. Genau dieses Thema wird auch zukünftig intensiv durch das Konsortium betrachtet werden. Beispielsweise können durch die Implementierung von Langzeitspeichern, Solarthermie und einer Großwärmepumpe in bestehende Biomassenetze erhebliche Effizienzgewinne erzielt werden. Der Langzeitspeicher muss in diesem Fall jedoch als Monats- oder Wochenspeicher ausgelegt werden. Spitzenlast kann vom (bestehenden) Heizwerk abgedeckt werden.

9 Ausblick und Empfehlungen

Im Projekt store4grid konnte gezeigt werden, dass mit dem gewählten System hohe Solare Deckungsgrade möglich sind. Eine Vollversorgung von Netzen mit Niedrigenergiegebäuden mittels Solarthermie, Langzeitspeicher und Wärmepumpe ist möglich.

Weiterentwicklung / Forschung

Jedoch ist noch weiterer Entwicklungs- bzw. Forschungsbedarf notwendig, um die Technologie auch in bestehende Wärmenetze, mit schlechteren Dämmstandards, zu integrieren, erste Pilotprojekte zu initiieren, und auch die Kosten auf ein marktfähiges Niveau senken zu können. Dieses Ziel wird vom Projektkonsortium verfolgt. Ein Folgeprojekt wird angestrebt (store4grid2), dessen Ziel es ist den wirtschaftlichen Betrieb von heutzutage oftmals defizitären Biomasse-Nahwärmenetzen auf langfristige Sicht zu ermöglichen und zu sichern, indem die zurzeit stark sinkenden Strompreise mittels Wärmepumpen und Langzeitspeichern als alternative Wärmequelle nutzbar gemacht werden (Power-to-heat) und zusätzlich Solarthermie integriert wird. Dafür sollen Auslegungsrichtlinien und Regelungskonzepte für die einzelnen Komponenten und das Gesamtsystem mit Hilfe von hoch auflösenden, dynamischen Simulationsrechnungen entwickelt werden.

Umsetzung und Realisierung von Pilotprojekten

Ziel ist die Implementierung in ein vorhandenes Nahwärmenetz. Hier muss im ersten Schritt wahrscheinlich ein pragmatischer Ansatz gewählt werden und der solare Deckungsgrad reduziert werden. Das Stichwort wird hybride Nahwärmenetze sein. Ein Wärmenetz, das Solarthermie im großen Stil mit Langzeitspeicher und Wärmepumpe als Versorger kombiniert, jedoch nicht auf den klassischen Biomassekessel verzichtet. So kann, auch über den Sommer hinaus, teils bis weit in die Übergangszeit der Biomassekessel still stehen, solange Energie aus dem Langzeitspeicher entnommen wird. Ist dieser leer fährt das Heizwerk unter hoher Last an. Die Herausforderung dabei besteht vor allem in der richtigen Dimensionierung bzw. hydraulischen Einbindung der Einzelkomponenten, abgestimmt auf das jeweilige Netz.

Kosten / Markt

Die Gesamtkosten des Systemverbundes aus Solarthermie, Langzeitspeicher und Wärmepumpe liegen, wie zu erwarten war, über jenen eines vergleichbaren monovalenten Biomasse Heizwerks. Auch in diesem Bereich ist Entwicklungsbedarf gegeben, um auch eine ökonomische Optimierung des Systems durchzuführen. Vor allem seitens der Kostenoptimierung gibt es hier einige interessante Aspekte die vielversprechend sind. Bei der Betriebsweise der Wärmepumpe ist dabei insbesondere der stromgeführte Betrieb interessant, um die Zeitfenster günstigen Stroms am Markt bestmöglich nutzen zu können (Power2heat). Solche Systeme ließen sich technisch relativ leicht umsetzen. Kurzfristig muss jedoch gesagt werden, dass wahrscheinlich nur ein Marktanreizprogramm erste Pilotanlagen ermöglichen wird, um erste Erfahrungen zu gewinnen. Insbesondere defizitäre Heizwerke mit der Notwendigkeit einer Investition in die Kesselanlage können hier eine Zielgruppe sein.

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Volumen, Höhe, Böschungswinkel und Oberfläche großer Erdbecken-Wärmespeicher, vgl. (Ochs 2010), (Sørensen 2014).....	10
Tabelle 2: Pyramidenstumpf, Kegelstumpf, Zylinder, 2D	16
Tabelle 3: Vergleich der thermischen Verluste (in MWh) eines freistehenden Zylinders für eine Speicherperiode von 3 Monaten mit einer Dämmung von 50 cm (Deckel), 40 cm (Wand) und 30 cm (Boden) für ein einfaches Lastprofil, vgl. Abschnitt 3.5.....	26
Tabelle 4: Matrix der Parametervariation für verschiedene Speichermodelle.....	30
Tabelle 5: Geometrie des untersuchten zylindrischen Wärmespeichers	34
Tabelle 6: Geometrie des untersuchten Erdbecken-Wärmespeichers.....	34
Tabelle 7: Eigenschaften der Dämmung und des Erdreichs, Abstand des Grundwassers	34
Tabelle 8: Thermische Verluste während der Speicherperiode für den Zylinder und für das Erdbecken mit (w_l) und ohne (w_{lo}) Boden- und Wanddämmung; Vergleich mit einem freistehenden Zylinder.....	36
Tabelle 9: Gesamtenergieeffizienz, Speicherwirkungsgrad in %, Abstand des Grundwassers dGW = 20 m für verschiedene Erdreischeigenschaften für ein Jahr incl. Beladung, Speicherung und Entladung (w_{lo} ohne w_l mit)	38
Tabelle 10: Spezifische Kosten für die Erdarbeiten (Quelle: Züblin 2014)	38
Tabelle 11: Spezifische Kosten der Wärmespeicherkonstruktion (basierend auf Erfahrungen von realisierten Projekten)	39
Tabelle 12: Resultierende spezifische Investitionskosten für die beiden untersuchten Wärmespeicher-Konstruktionen (Tank und Erdbecken) als Funktion des Volumens.....	39
Tabelle 13: Eingesparte Energie in €/a, Annuität (der Wärmedämmung) für eine mittlere Erdreichwärmeleitfähigkeit (2 W/(m K)).....	40
Tabelle 14: Überblick Verdichterhersteller (IEA Heat Pump Centre, 2014).....	44
Tabelle 15: Überblick Ausgeführte Labor- und Pilotanlagen (IEA Heat Pump Centre, 2014)	45
Tabelle 16: Überblick über ausgewählte Wärmepumpenanlagen in Wärmenetzen (Schöffmann, 2015) ..	46
Tabelle 17: Übersicht möglicher Hochtemperatur-Kältemittel (Wolf et al., 2012).....	48
Tabelle 18: Übersicht Kältemiteleigenschaften.....	51
Tabelle 19: Vergleich zwischen Liquid Injection und Vapour Injection (Heitz, 9. Okt. 2012).....	57
Tabelle 20: Auslegungspunkte der zwei Anlagenkonzepte.	60
Tabelle 21: Ökonomische mittlere Temperaturdifferenz bei Wärmeübertragern in Wärmepumpen (Granryd et al., 2005).	62
Tabelle 22: Ergebnisse im Auslegungspunkt 15/65 für 1000 Betriebsstunden pro Jahr. Die Werte in Klammer sind für 8000 Betriebsstunden pro Jahr.	62
Tabelle 23: Zusammenfassung der Auslegungssimulationen für das Kältemittel R717 für Variante A und Variante B für eine technisch optimierte Auslegung der Wärmeübertrager.	64
Tabelle 24: Koeffizienten der Kennfeldpolynome	70
Tabelle 25: Übersicht über Monats- und Jahreswerte der Strahlung und Außenlufttemperatur am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm)	72
Tabelle 26: Übersicht der Ergebnisse für den Variantenvergleich mit dem SDH online Tool	76
Tabelle 27: Zusammenstellung der veränderten Parameter in den Varianten	77
Tabelle 28: Ergebnisse für die Varianten	78
Tabelle 29: Zusammenstellung der veränderten Parameter in den Varianten	78

Tabelle 30: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter vom IWT)	79
Tabelle 31: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter einfach vom AIT)	79
Tabelle 32: Ergebnisse für die Varianten (WP Parameter mit EVI vom AIT)	79
Tabelle 33: Rohrparameter laut Rohrhersteller KE KELIT (http://www.kekelit.com/uploads/media/Fernwaerme-Rohrsystem-3_Projektierung.pdf)	81
Tabelle 34: Netzdaten im Auslegungsfall	83
Tabelle 35: Berechnungsergebnisse „Einordnung Speicher ins Netzmodell“	86
Tabelle 36: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher“	88
Tabelle 37: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher + WP“	89
Tabelle 38: Variation Bauabschnitte, Variante „Speicher + WP + Puffer“	89
Tabelle 39: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher“	90
Tabelle 40: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher + WP“	91
Tabelle 41: Variation Dämmstandard, Variante „Speicher + WP +Puffer“	91
Tabelle 42: Variation Wohnungen, Variante „Speicher“	93
Tabelle 43: Variation Wohnungen, Variante „Speicher + WP“	93
Tabelle 44: Variation Wohnungen, Variante „Speicher + WP“	94

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: (links) Wärmespeicher des Fernwärmenetzes in Linz (Quelle: www.vam.at); (mitte/rechts) Erdbecken-Wärmespeicher in Marstal (sunstore IV), (Quelle: Marstal Fjernvarme)	9
Abbildung 2: Speichergeometrie und Verlustmechanismen	9
Abbildung 3: Einbindung einer Wärmepumpe in ein Nah-/Fernwärmesystem mit großem Wärmespeicher (HP Wärmepumpe BU Nachheizung TES Wärmespeicher)	11
Abbildung 4: Energiebilanz eines Nah-/Fernwärmesystem mit großem Wärmespeicher und Wärmepumpe	11
Abbildung 5: Bauformen von Behälter (B)- und Erdbecken (E)-Wärmespeichern	12
Abbildung 6: Entscheidungsstruktur freistehender od. unterirdischer Wärmespeicher	13
Abbildung 7: Schematische Darstellung wichtigster Einflussgrößen auf die Wirtschaftlichkeit von großen Wärmespeichern	14
Abbildung 8: Links, Erdbecken-Wärmespeicher mit schwimmender Abdeckung, Mitte Doppelkegelstumpf, rechts freistehender Zylinder mit Erdreichkopplung	17
Abbildung 9: Mögliche Varianten der Speichergeometrie und derzeitige Implementierung im Model	18
Abbildung 10: Temperaturprofil (in °C, beliebiger Zeitpunkt, x,y-Koordinaten in m) im Erdreich in der Umgebung eines (links) unterirdischen und (rechts) eines oberirdischen Behälter-Wärmespeichers mit Erdreichkopplung, Umgebungs- und Erdreichtemperatur 10 °C	18
Abbildung 11: Schematische Darstellung des Ansatzes Partielle DGL mit der Simulationsumgebung Simulink zu lösen - Anwendung der Linienmethode (Method of Lines)	19
Abbildung 12: Schematische Darstellung dreier Speichersegmente (i-1, i, i+1) mit Energieflüssen (links) und Kopplung an die Erdreichdomäne, (mitte) Zylinder (rechts) Kegelstumpf	20
Abbildung 13: Temperaturschichtung im Speicher, verschiedene Modelle im Vergleich	22
Abbildung 14: Vergleich der Temperaturen im Speicher des Speichermodells der CARNOT Toolbox (gestrichelte Linie) mit dem neuen gekoppelten FD-Speicher und FE-Umgebungsmodell (durchgezogene Linie); jeweils 10 Knoten; (links) Speicherverluste bei 80 °C Anfangs- und 10 °C Umgebungstemperatur;	

(rechts) Entladung von 80 °C Anfangstemperatur für 6 d mit 12h/d Entladung mit 30 °C Vorlauftemperatur, x-Achse: Zeit in Stunden.....	23
Abbildung 15: Vergleich der Speicherverluste (oben) und Be- bzw. Entladeleistung (unten) für (links) $U = 0.3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, (mitte) $U = 0.2 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ und (rechts) $U = 0.1 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ für 2 Monate Beladung, 2 Monate Speicherung und 1 Monat Entladung (M2M2M1).....	24
Abbildung 16: Thermische Verluste für den freistehenden Tank (FD-FE-Modell) im Vergleich mit dem CARNOT-Modell für verschiedene Dämmstärken.....	25
Abbildung 17: Schematische Darstellung der verschiedenen Betriebsweisen eines Langzeit-Wärmespeichers; Speichertemperatur im Verlauf der Zeit	28
Abbildung 18: Speichernutzungsgrad h als Funktion des h/d -Verhältnisses für drei verschiedene Speicherperioden, 2 Monate beladen 1, 2 bzw. 3 Monate speichern und 1 Monat entladen.....	30
Abbildung 19: (links) Speichernutzungsgrad als Funktion der Speicherperiode (1, 2, 3 Monate) mit dem U -Wert der Wärmedämmung als Parameter; Zylinder mit $V = 1050 \text{ m}^3$; $d = 10 \text{ m}$; (rechts) für einen unterirdischen Speicher als Funktion des A/V -Verhältnisses für unterschiedliche Erdschichtwärmeleitfähigkeiten;.....	31
Abbildung 20: Abkühlkurve eines Wärmespeichers mit links homogener Wärmedämmung und rechts nach oben zunehmender Wärmedämmung bei gleichem Wärmedämmvolumen.....	32
Abbildung 21: Geometrie-Parameter für das FD-FE-Modell	33
Abbildung 22: Geometrie und Randbedingung für die Fallstudie für den Fall eines Zylinders mit einem Volumen von $V = 5559 \text{ m}^3$	33
Abbildung 23: Geometrie und Randbedingung für die Fallstudie für den Fall eines Erdbeckens mit einem Volumen von $V = 5559 \text{ m}^3$	34
Abbildung 24: Temperaturprofil nach der Ladeperiode für den Zylinder ($V = 5559 \text{ m}^3$) ohne Boden und Wanddämmung; Koordinaten in m, Temperatur in °C;.....	35
Abbildung 25: Temperaturprofil nach der Ladeperiode für den Erdbecken-Wärmespeicher ($V = 5559 \text{ m}^3$) ohne Boden und Wanddämmung; Koordinaten in m, Temperatur in °C;.....	36
Abbildung 26: Thermische Verluste während der Speicherperiode als Funktion des Abstands der unteren Randbedingung um den Einfluss von Grundwasser abschätzen zu können; $V = 5559 \text{ m}^3$ (pit: Erdbecken, cylinder: Tank, w\ mit, w/o ohne).....	37
Abbildung 27: Thermische Verluste während der Speicherperiode als Funktion der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches; $V = 5559 \text{ m}^3$, $d_{\text{GW}} = 20 \text{ m}$ (pit: Erdbecken, cylinder: Tank, w\ mit, w/o ohne).....	37
Abbildung 28: Spezifische Investitionskosten (ohne Planung und Mehrwertsteuern) der untersuchten Wärmespeicher im Vergleich zu realisierten Projekten (Quelle, www.solites.de); 3: 1457 m^3 , 2: 2664 m^3 , 1: 5559 m^3 , Quelle Solites & eigene Berechnungen; Pit: Erdbecken-Wärmespeicher, BTES:	40
Abbildung 29: Verdichtereinsatzgrenzen mit R134a (Travnicek, 2013).....	43
Abbildung 30: Verdichtereinsatzgrenzen Emerson ZH*KCE (Emerson, 2015)	44
Abbildung 31 (links): Treibhauspotential der untersuchten Kältemittel	49
Abbildung 32 (rechts): Volumetrische Kälteleistung bei $T_e 30 \text{ °C}$ und $T_c 75 \text{ °C}$	49
Abbildung 33 (links): Verdampfungsdruck in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur T_e	49
Abbildung 34 (rechts): Kondensationsdruck in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur T_c	49
Abbildung 35 (links): Verdichteraustrittstemperatur in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur ..	50
Abbildung 36 (rechts): Druckverhältnis in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur	50
Abbildung 37 (links): Leistungszahl in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur	50
Abbildung 38 (rechst): Carnot-Gütegrad in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur.....	50
Abbildung 39: Mischbarkeit Kältemaschinenöl und Kältemittel (Fuchs GmbH, 2014).....	52
Abbildung 40: Einstufiger Kältekreislauf (Granryd et al., 2005).....	54

Abbildung 41: Unterkühlung und Überhitzung (Granryd et al., 2005).....	55
Abbildung 42: Zweistufiges Basissystem mit externem Zwischenkühler (Granryd et al., 2005).....	55
Abbildung 43: EVI-Kältekreislauf (Heitz, 9. Okt. 2012).....	56
Abbildung 44: LI-Kältekreislauf (Heitz, 9. Okt. 2012).....	56
Abbildung 45: Verdichter - Einsatzgrenzendigramm.....	57
Abbildung 46: Einbindung der Wärmepumpe in den Saisonspeicher (links) und über einen Pufferspeicher vor der Nachheizung (rechts).....	59
Abbildung 47: Anzahl der Betriebsstunden der Wärmepumpe bei unterschiedlichen WQA-Eintritts- bzw. WNA-Austrittstemperaturen pro Jahr.....	60
Abbildung 48: R717 Kältekreis, Auslegungspunkt Variante A 15/65, technisch optimiert (8000 Betriebsstunden pro Jahr).	63
Abbildung 49: R717 Log p-h Diagramm, Auslegungspunkt Variante A 15/65 (blau=einfach, schwarz=EVI), technisch optimiert (8000 Betriebsstunden pro Jahr).....	64
Abbildung 50: Kennfeldstützpunkte für Variante A 15/65.....	66
Abbildung 51: Kennfeldstützpunkte für Variante B 20/70.....	67
Abbildung 52: Kennfelder für Variante A 15/65.....	68
Abbildung 53: Kennfelder für Variante B 20/70.....	69
Abbildung 54: Global- und Diffusstrahlung auf die Horizontale am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm 7).....	71
Abbildung 55: Außenlufttemperatur am Standort Würzburg (Datensatz aus Meteonorm).....	72
Abbildung 56: Verlauf des Warmwasserzapfprofiles für 100 Einfamilienhäuser (18000 l/d).....	73
Abbildung 57: Aufbau der Gesamtsimulation im TRNSYS Studio.....	74
Abbildung 58: Einbindung der Wärmepumpe in den Saisonspeicher (links) und über einen Pufferspeicher vor der Nachheizung (rechts).....	77
Abbildung 59: Simuliertes Wohngebiet mit fünf unterschiedlichen Siedlungen (Bauabschnitten).....	80
Abbildung 60: Rohrdimensionen des Wärmenetzes.....	81
Abbildung 61: Vorgabewerte der Netztemperaturen.....	82
Abbildung 62: Vorlauf-Netztemperaturen im Auslegungsfall.....	83
Abbildung 63: Differenzdruck im Auslegungsfall.....	84
Abbildung 64: Verlaufsdaten Fernwärmenetz.....	85
Abbildung 65: Speichertemperaturen im Jahresverlauf.....	87
Abbildung 66: Varianten unterschiedliche Netzstruktur.....	88
Abbildung 67: Siedlungsgebiet für die Integration von Wohnungen und Varianten.....	92
Abbildung 68: Systemgrenze Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.....	95
Abbildung 69: Wärmegestehungskosten.....	96
Abbildung 70: Endverbraucherpreis „dichtes“ Netz.....	98
Abbildung 71: Endverbraucherpreis „langes“ Netz.....	98

12 Literaturverzeichnis

Literatur Kapitel 3

Arteconi A., Hewitt N.J., Polonara F., (2013), Domestic demand-side management (DSM): Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems, Applied Thermal Engineering, Volume 51, Issues 1–2, 2013, P. 155–165

Bauer, D., Drück, H., Heidemann, W., Marx, R., Nußbicker-Lux, J., Ochs, F., (2013) Solarthermie2000plus: Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2013.

Dallmayer W., Kuckelkorn J., Radspieler M., Reuß M., Schölkopf W., Schweigler C., Staudacher L., (2010) Begleitforschung Solare Nahwärme Am Ackermannboigen in München – SNAB, BMU/PTJ, FKZ 0329607G, Munich, 2010

Dröscher A., Andreas Heinz A., (2013) Evaluation of Heat Pump Operation in a Large Scale Solar Thermal System, International Journal of Science and Technology Vol. 2 No. 2 March 2013

Feist W., (2014), Passivhaus – das nächste Jahrzehnt, 18. Internationale Passivhaustagung, Aachen, 2014.

Hafner, B. (2012), CARNOT Toolbox für Matlab/Simulink Ver. 5.2, August 2012, CARNOT 5.2 Manual. 2012.

Haller M.Y., Streicher W., Andersen, E., Furbo S., (2009) Comparative Analysis of the Thermal Energy Storage Stratification Efficiency – A New Method Combines Advantages of Previous Approaches, EffStock 2009 - The 11th Intl Conference on Thermal Energy Storage for Efficiency and Sustainability, Stockholm, 2009

Hafner B., (2005), CARNOT TOOLBOX for Matlab/Simulink, Solar Institut Jülich. 2005

Hampel M., (2008), Rechnerunterstützte Entwicklung von Warmwasser-Wärmespeichern für Solaranlagen, Diss. ITW, Universität Stuttgart, 2008

Janetti Bianchi M., Ochs F., Feist W., (2015), Thermal conductivity of foam glass gravels: a comparison between experimental data and numerical results, 6th International Building Physics Conference, IBPC, Torino, 2015

Kah O., Feist W., (2005) Wirtschaftlichkeit von Wärmedämm-Maßnahmen im Gebäudebestand 2005, Studie im Auftrag des Gesamtverbands der Dämmstoffindustrie GDI, Berlin

Matlab®/Simulink® Version R2012b, The Mathworks, Inc, 2012.

Mangold D., (Editor) (2009), DSTTP, Forschungsstrategie AG 3 Saisonale Wärmespeicherung

Marx R., (2015), Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung, 978-3-8440-3476-9, Shaker Verlag, 2015

Ochs F. (2010), Modelling Large-Scale Thermal Energy Stores, Diss. Universität Stuttgart, Shaker Verlag, ISBN 978-3-8322-8834-1 2010.

Ochs F., (2013), Dermentzis G. Feist W., (2013), Investigation of New Concepts of Ground Heat Exchangers and Building Integrated Heat Exchangers for Passive Houses by Means of Dynamic Building and System Simulation, 13th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, BS 2013, Chambery 2013.

Ochs F. (2013a), Stand der Technik erdvergrabener Wärmespeicher, Bericht, FFG Projekt store4grid, Innsbruck, 2013

Ochs F., (2014), Modelling and simulation of large-scale thermal energy stores in district heating systems, 2nd International Solar District Heating Conference, Hamburg, DE, 3-4 June 2014

Ochs F., (2014) Large-Scale Thermal Energy Stores in District Heating Systems – Simulation Based Optimization, EuroSun 2014, Aix-Le-Bains, France, 2014

Ochs F., (2015) Simulation Based Optimization of Pit and Tank Thermal Energy Storage for Solar District Heating Systems, Solar District Heating Conference 2015 (SDH 2015), 17.-18.06.2015, Toulouse, France, <http://solar-district-heating.eu/newsevents/sdhconference2015.aspx>

Panthalookaran, V., Heidemann, W. & Müller-Steinhagen, H., (2007). A new method of characterization for stratified thermal energy stores. Solar Energy, 81(8), 1043-1054.

Raab, Stefan, (2006) Simulation, Wirtschaftlichkeit und Auslegung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Heißwasser-Wärmespeicher / Stefan Raab. - 1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2006. - XV, 162 S. : Ill., graph. Darst. ISBN 3-86727-049-X ISBN 978-3-86727-049-6, Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2006, Signatur: Diss. 2006/2832, Signatur: 5M 3378

Rezaie B., Reddy B. Rosen M. A., (2012), Seasonal Stratified Thermal Energy Storage Exergy Analysis, Proceedings of eSim 2012: The Canadian Conference on Building Simulation, 2012

Schmidt T., (2014), Monitoring results from the SUNSTORE 4 smart district heating plant in Marstal, Denmark, 2nd International Solar District Heating Conference, Hamburg, DE, 3-4 June 2014

Schmidt T., (2015), Monitoring results from large-scale solar thermal plants with long term storage in Marstal, Brædstrup and Dronninglund, Denmark, Solar District Heating Conference 2015 (SDH 2015), 17.-18.06.2015, Toulouse, France, <http://solar-district-heating.eu/newsevents/sdhconference2015.aspx>

SDH Online , <http://www.sdh-online.solites.de/Tool/2#>

Steinweg J., Stegmann M., Rockendorf G., (2012) Entwicklung eines erdvergrabenen Wärmespeichers – Stand der Messungen und Simulationen, Förderprogramm des BMU zu Forschung und Entwicklung im Bereich Niedertemperatur Solarthermie, FKZ: 0325950A, 0325950B 01.01.2009 – 31.12.2011; Verbundprojekt: Solarthermie2000plus: Neuartiges Konzept für kosteneffiziente erdvergrabene Heißwasserspeicher (KES) FKZ: 0325950A, 0325950B20

Sørensen P. A., (2013) Heat storages and heat pumps in DK, Report made for the Danish Energy Agency Report made by PlanEnergi, Teknologisk Institut, GEO, Grøn Energi,

<http://www.ens.dk/undergrund-forsyning/el-naturgas-varmeforsyning/forsyning-varme/fjernvarme/analyse-fremtidens>, 2013

Sørensen P. A. (2014), Per Alex Sørensen, Planenergi, Persönliche Auskunft, April, 2014.

Klein et al. (2013), TRNSYS

Züblin Spezialtiefbau (2014), A. Roster, Dezentrale unterirdische Speicher in städtischen FW-Netzen, Presentation Arbeitskreis-Langzeit-Wärmespeicher Frankfurt, 14.10.2014, AGFW, Frankfurt

Literatur Kapitel 4

ABBAS, L. und W. RACHED, 2014. Safe and Environment friendly refrigerants for industrial energy recovery processes. In: *ASHRAE Winter Conference*.

AVERFALK, H., P. INGVARSSON, U. PERSSON und S. WERNER, 2014. ON THE USE OF SURPLUS ELECTRICITY IN DISTRICT HEATING SYSTEMS.

CHAMOUN, M., R. RULLIERE, P. HABERSCHILL und J.-L. PEUREUX, 2014. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant [online]. *International Journal of Refrigeration*, **44**, 177-188. ISSN 01407007. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019

CLIMALIFE, 2013. *Catalogue Climalife 2013*.

CLIMALIFE, 2015. *Synthetische Schmiermittel für die Kälteproduktion von morgen*.

CUBE, STEIMLE, LOTZ und KUNIS, 1997. *Lehrbuch der Kältetechnik*. 4., völlig überarb. Aufl. Karlsruhe: C. F. Mueller. ISBN 3788075090.

DELFORGE, E., 2014. Steam producing industrial heatpump. Innovation and sustainability. In: *From waste heat to process heat. Heat reintegration and drying optimisation with industrial heat pumps*.

DIETRICH, W., 2013. *GEA Grasso Grosswärmepumpen für das Kältemittel Ammoniak*. VDI-Wissensforum.

DIN 51503 Teil 1:2011, *Schmierstoffe - Kältemaschinenöle*.

EMERSON, 2014. *New R134a Large Commercial Scroll For Heat Recovery and High Condensing Applications*. Pressrelease.

EMERSON, 2015. *General Product Guide 2015*. Produktübersicht.

FUCHS GMBH, 2014. *Kältemaschinenöle 2014/2015. Industrieschmierstoffe*. Produktübersicht.

FUKUDA, S., C. KONDOU, N. TAKATA und S. KOYAMA, 2014. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps [online]. *International Journal of Refrigeration*, **40**, 161-173. ISSN 01407007. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014

GRANRYD, E., I. EKROTH, P. LUNDQVIST, A. MELINDER, B. PALM und P. ROHLIN, 2005. *Refrigerating Engineering*. 5. Auflage.

HEITZ, J.-F., 9. Okt. 2012. *Optimized Heat pump with liquid injection*. Nürnberg.

- HOFFMANN, K. und D. FORBES PEARSON, 2011. Ammonia Heat Pumps for District Heating in Norway - a case study. Verfügbar unter: ior.org.uk
- HONEYWELL, 2012. *Solstice™ ze (HFO-1234ze) Refrigerant - The Alternative to Traditional Refrigerants*. Produktübersicht.
- IEA HEAT PUMP CENTRE, 2014. *Application of Industrial Heat Pumps. IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex 13 IEA Heat Pump Programme Annex 35*.
- KONTOMARIS, K., 2013. Low GWP Working Fluid for High Temperature Heat Pumps: DR2. In: *European Heat Pump Summit*.
- KORN, D., 2008. *Störfälle in Rohrsystemen von Kälteanlagen. Schadensursachen erkennen und beheben*. Heidelberg: Müller. Praxis. ISBN 9783788078041.
- KORN, D., 2011. *Effizienter Betrieb von Kälteanlagen. Energieeinsparung, Wärmerückgewinnung, Abwärmenutzung*. Berlin [u.a.]: VDE-Verl. ISBN 9783800732647.
- OCHSNER, 2012. *Hochtemperatur Industrierwärmepumpen*. Pressrelease PR370.
- ÖNORM EN 378-1:2014, *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien*.
- REISSNER, F., B. GROMOLL, J. SCHÄFER, V. DANOV und J. KARL, 2013. Experimental performance evaluation of new safe and environmentally friendly working fluids for high temperature heat pumps. In: *European Heat Pump Summit*.
- RIEBERER, R., G. ZOTTER, A. ZOTTL und T. FLECKL, 2015. *IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen*.
- ROBBI, S., Hg., 2010. *Multifunktionale Fernwärmesysteme. [Teilthema II des Forschungsvorhabens Multilevel District Heating]*. Frankfurt am Main: AGFW-Projektges. LowEx Fernwärme Multilevel District Heating. 19. ISBN 3-89999-031-5.
- SCHÖFMANN, P., 2015. *Integration von Wärmepumpen in Wärmenetze*. Masterarbeit.
- SCHRAMEK, E.-R., Hg., op. 2007. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik : mit über 2100 Abbildungen und über 350 Tafeln sowie 4 Einschlagtafeln : [07/08]*. 73. Aufl. München: Oldenbourg Industrieverlag. ISBN 978-3-8356-3104-5.
- SEXAUER H.J. LET AL., 1987. *Lehrbuch der Kältetechnik*: G.F. Müller.
- THERMEA, 2008. *High-Temperature Large Scale Heat Pumps for Industrial Use*.
- TRAVNICEK, A., 2013. *Theoretische Grenzen verfügbarer Kompressionswärmepumpentechnologie für Hochtemperaturanwendungen*. Bachelorarbeit.
- WATANABE, C., 2012. *Trends in industrial heat pump technology in Japan*.
- WOLF, S., J. LAMBAUER, M. BLESLE, U. FAHL und A. VOß, 2012. Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers. *ECEEE 2012 Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, 543-550.

Literatur Kapitel 5,6,7

(Dott et al., 2013) Ralf Dott, Michel Y. Haller, Jörn Ruschenburg, Fabian Ochs, Jacques Bony (2013), The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, A technical report of subtask C Report C1 Part B

(Jordan, 2001) Jordan U. und Vajen K., 2001. Influence of the DHW Load Profile on the Fractional Energy Savings: A Case Study of a Solar Combi-System with TRNSYS Simulations, 197-208, Journal of the Int. Solar Energy Society, 2001.

(C.A.R.M.E.N. Merkblatt): Nahwärmenetze und Bioenergieanlagen: Ein Beitrag zur effizienten Wärmenutzung und zum Klimaschutz

IMPRESSUM

Verfasser

Daniel Reiterer
AEE NÖ-Wien
Karolinengasse 32/1
Tel: 01/710 75 23
E-Mail: reiterer@aee-now.at
Web: www.aee-now.at
Projektwebsite: www.aee-now.at/store4grid

AutorInnen

Universität Innsbruck – Institut für
Konstruktion und Materialwissenschaften
– Fabian Ochs

Austrian Institute of Technology

- Andreas Zottl
- Michael Lauermann

TU Graz – Institut für Wärmetechnik

- Hermann Schranzhofer

Pink GmbH

- Christian Halmdienst

AEE NÖ-Wien

- Daniel Reiterer

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds
Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien
E-Mail: office@klimafonds.gv.at
Web: www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige
Verantwortung für den Inhalt dieses
Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise
die Meinung des Klima- und Energiefonds
wider.

Weder der Klima- und Energiefonds noch
die Forschungsförderungsgesellschaft
(FFG) sind für die Weiternutzung der hier
enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH