

Die Bedeutung von Großwärmepumpen im Kontext der Tiefengeothermie

Felix Loistl

SWM - Stadtwerke München, Entwicklung regionale EE-Erzeugung,
Emmy-Noether-Straße 2, 80992 München, Deutschland
loistl.felix@swm.de

Kurzfassung

Die Wärmetransformation ist das zentrale Instrument zur Dekarbonisierung der Wärmeversorgung. Für die Stadt München und das angrenzende Umland bietet das Molassebecken aufgrund seiner geologischen Beschaffenheit großes Potenzial zur Nutzung tiefengeothermischer Energie. Durch die Anbindung an ein Fernwärmenetz kann zukünftig der größte Teil des Wärmebedarfs regenerativ gedeckt werden.

Neben der Tiefengeothermie werden Großwärmepumpen einen maßgeblichen Anteil an der Wärmeerzeugung haben. Diese werden im Zusammenspiel mit Geothermieanlagen betrieben, wobei Thermalwasser als hochwertige Wärmequelle dient und Wärmeenergie effizient für verschiedene Betriebsweisen bereitgestellt werden kann. Bereits in der Vorkonzeption stellen sich viele Fragen, wie die Wahl eines zukunftssicheren und geeigneten Kältemittels, die optimierte Anlagenauslegung, die Teillastfähigkeit der Anlage und der hohe Stromanschlussbedarf bei hohen Leistungen. Zudem ist die Anzahl der Hersteller von Großwärmepumpen noch sehr begrenzt und viele Entwicklungen sind noch laufend. Im Folgenden werden der Hintergrund des Wärmepumpeneinsatzes in der Tiefengeothermie erläutert, verschiedene Betriebsweisen dargestellt und einige der aktuellen Herausforderungen näher erörtert.

1 Einleitung

Die Bereitstellung von Mittel- und Hochtemperaturniveaus durch Großwärmepumpen stellt in verschiedenen Branchen eine effiziente Lösung dar. Großwärmepumpen gewinnen daher im Wärmemarkt zunehmend an Bedeutung und auch der Herstellermarkt entwickelt sich fortlaufend [1]. Im Rahmen der Wärmewende setzt die Stadt München überwiegend auf Tiefengeothermie. Sukzessive soll eine Dekarbonisierung der Fernwärme durchgeführt werden, bei der neben der Tiefengeothermie auch Großwärmepumpen, die das Thermalwasser als Wärmequelle nutzen, eine maßgebliche Rolle spielen. Abbildung 1 zeigt schematisch die zukünftige Entwicklung der Anteile bei der Fernwärmeerzeugung. Großwärmepumpen werden in Größenordnungen von einige 100 MW benötigt, wobei mehrere Wärmepumpen an verschiedenen Standorten zum Einsatz kommen. Die restlichen Gebiete, die nicht durch die Fernwärme erschlossen sind, werden gemäß dem kommunalen Wärmeplan durch weitere Wärmelösungen wie Nahwärmekonzepte oder Luftwärmepumpen adressiert [2], [3].

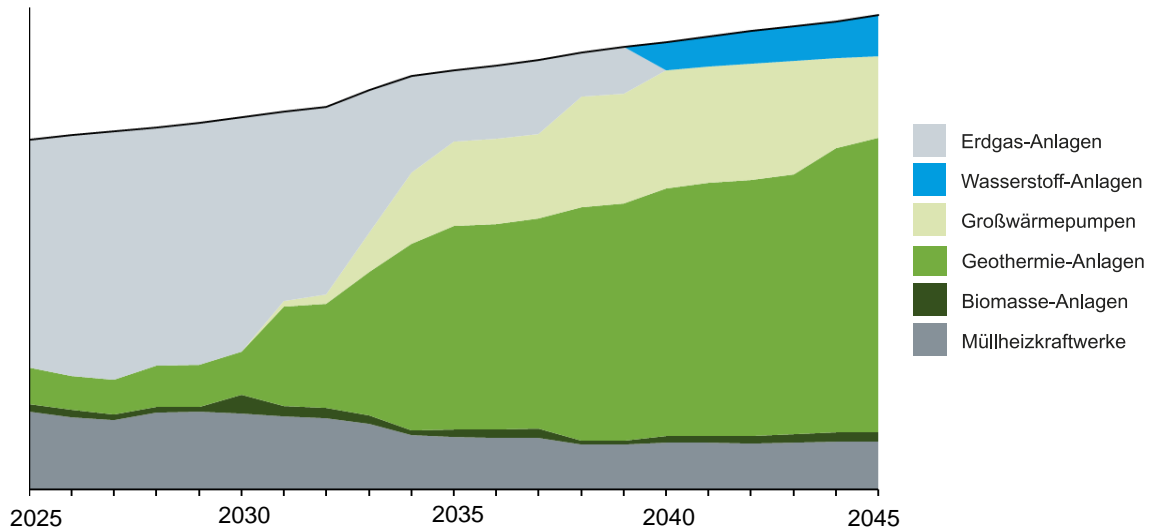


Abbildung 1: Entwicklung der Anteile an der Fernwärmeerzeugung, SWM

Das in München vorkommende Molassebecken ist eine wasserführende Gesteinsschicht des Voralpenlands in einer Tiefe von 2.000 Metern (nördliche Stadtgrenze) bis über 3.000 Metern (südliche Stadtgrenze) unter der Erdoberfläche, mit Wassertemperaturen von 80 bis über 100 Grad Celsius (siehe Abb. 2). Die geringeren Reservoir-Temperaturen im Norden sind auf die geringere Tiefe der thermalwasserführenden Schicht zurückzuführen. Im Süden hingegen besteht aufgrund der tieferen Lage ein erhöhtes Bohr- und Fündigkeitsrisiko. Für eine ökonomische Versorgung des Fernwärmenetzes mit nicht zu langen Transportleitungen und eine optimale Ausnutzung des Reservoirs sind Geothermieranlagen im gesamten Münchner Raum vorgesehen.

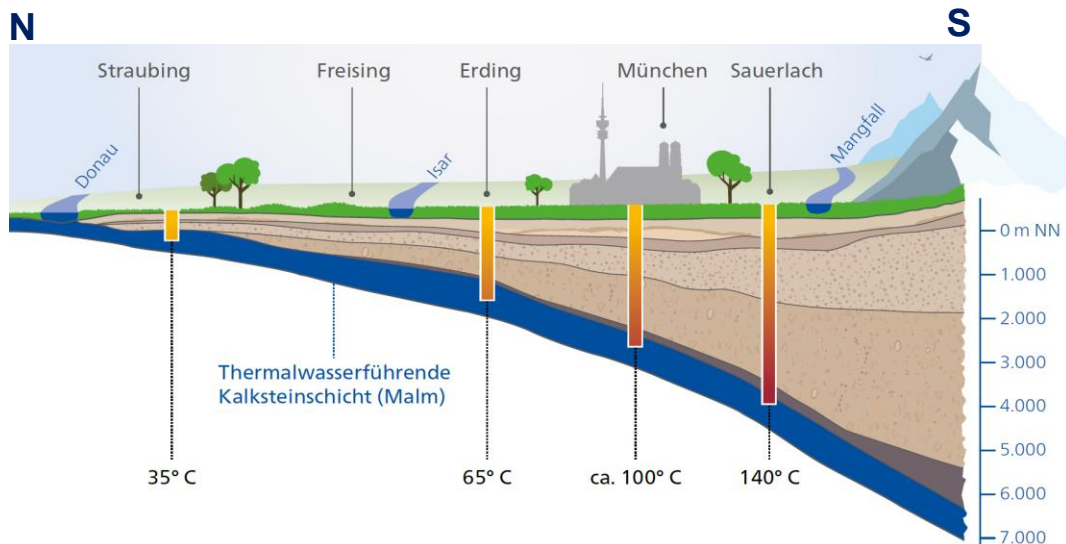


Abbildung 2: Nord Süd-Schnitt durch das Voralpenland, [1]

Die Vorlauftemperaturen der Fernwärme können je nach Fernwärmenetz oder Netzabschnitt variieren. Besonders Inselnetze können bei homogenen Kundenanforderungen mit niedrigeren Vorlauftemperaturen betrieben werden. Grundsätzlich wird bei der Heißwasser-Fernwärme der Vorlauf über das ganze Jahr hinweg mit gleitender Temperatur betrieben, die von der Außentemperatur abhängt. In Netzabschnitten mit den höchsten Anforderungen an die Vorlauf-temperatur werden bis zu 125 °C bei tiefster Winteraußentemperatur erzeugt. Diese Temperatur wird sukzessive auf 85 °C reduziert und ab einer Außentemperatur von 6 °C konstant gehalten.

Nicht alle Geothermie-Standorte können ganzjährig die benötigten Fernwärme-Temperaturen liefern. Daher ist es notwendig, an Standorten mit zu niedrigen Thermalwassertemperaturen eine Temperaturanhebung vorzunehmen.

2 Einsatzarten der Wärmepumpe

Die Anhebung der Temperatur auf die geforderte Vorlauftemperatur stellt die erste Einsatzart der Wärmepumpe dar: das Nachheizen des Thermalwassers. Eine schematische Darstellung einer möglichen Einbindung zeigt Abbildung 3. Das aus dem Thermalwasserwärmeübertrager austretende Wasser wird über den Kondensator geführt und auf die aktuelle Vorlauftemperatur erwärmt. Die Verschaltung des Kondensators und des Thermalwasserwärmeübertragers erfolgt dabei seriell. Als Wärmequelle am Verdampfer wird der Rücklauf der Fernwärme genutzt, der seine Wärme wiederum über den Thermalwasserwärmeübertrager bezieht.

Eine zweite Einsatzart ist das zusätzliche Heizen. Da die Ergiebigkeit von Förderbohrungen bzw. die Thermalwasserschüttung (l/s oder kg/s) begrenzt ist, kann durch zusätzliches Heizen mehr Wärme erzeugt werden. In Zeiten, in denen die Wärmepumpe kostengünstiger Wärme bereitstellt, können durch den gezielten Einsatz der Wärmepumpe andere Wärmeerzeuger im Wärmenetz zurückgefahren werden. Der Massenstrom auf der Fernwärmeseite wird erhöht und ein Teilstrom des Rücklaufs auf den Kondensator geführt. Die Einbindung des Kondensators erfolgt in diesem Fall parallel zum Thermalwasserwärmeübertrager.

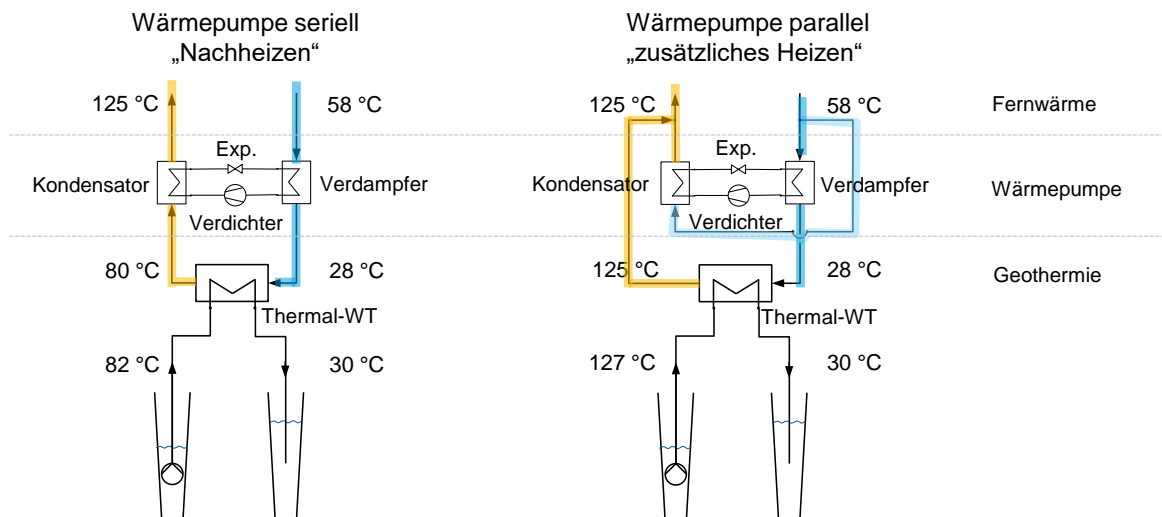


Abbildung 3: Einsatzarten der Wärmepumpe - Nachheizen (links) und Zusätzliches Heizen (rechts) [4]

Die Wärmequelle am Verdampfer ist, wie im Nachheizbetrieb, ebenfalls die Wärme aus dem Thermalwasser über den Fernwärmerücklauf. Durch das weitere Auskühlen des Rücklaufs kann eine deutlich höhere Leistung vom Thermalwasser übertragen werden. Abbildung 4 zeigt mittels eines vereinfachten NTU-Gegenstrommodells ein Rechenbeispiel für die Leistungssteigerung des Thermalwasser-Wärmeübertragers bei niedrigeren Eintrittstemperaturen. So erhöht sich bei den Annahmen die Leistung um 34% bei einer Senkung der Eintrittstemperatur auf 45°C. Die Grädigkeit stellt hierbei die Differenz zwischen der fernwärmeseitigen Austrittstemperatur und der Thermalwasservorlauftemperatur dar. Die Wärmequelle kann somit bei gleicher Pumpenleistung bei einer geringfügigen Einbuße an Grädigkeit (von 2 auf 2,6 K) effizient bereitgestellt werden.

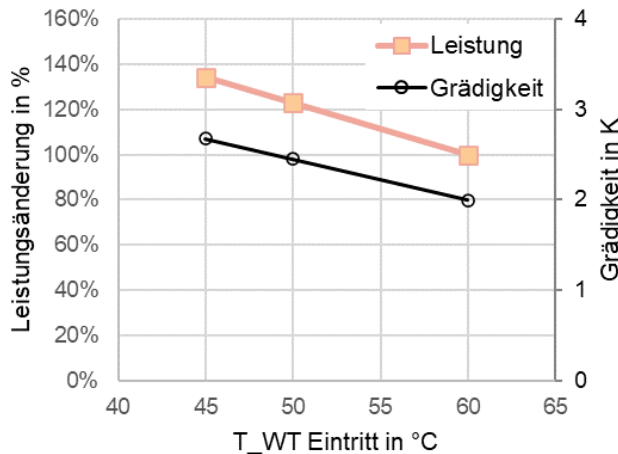


Abbildung 4: Leistungsänderung und Grädigkeit eines Wärmeübertragers bei Veränderung der Eintrittstemperatur (fern-wärmeseitig), Annahmen: 2 K Grädigkeit bei 100% Leistung, $T_{Th} = 104^\circ\text{C}$, symmetrischer Betriebsmassenstrom

Bei der Leistungsauslegung der Wärmepumpe wird in der Regel der Nachheizbetrieb zugrunde gelegt. Die Dimensionierung der Anlage hängt dabei nach Gl. (1) von der Thermalwassertemperatur, der geforderten Vorlauf-temperatur, der Anzahl der Dubletten (Förder- und Schluckbohrung) sowie der Schüttung ab.

$$\dot{Q}_{WP} = n_{\text{Dubletten}} \cdot \dot{m}_{\text{Schüttung}} \cdot c_p \cdot (T_{VL} - (T_{Th} - T_{Gräd})) \quad (1)$$

Bei einem Projekt mit zwei Dubletten und einer Schüttung von 100 kg/s je Dublette, einer durchschnittlichen Thermalwassertemperatur von 104 °C und einer Grädigkeit von 2 K ergibt sich bei einer Vorlauf-temperatur von 125 °C nach Gl (2) eine Heizleistung von etwa 19 MW

$$\dot{Q}_{WP} = 2 * 100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (125^\circ\text{C} - (104^\circ\text{C} - 2\text{K})) = 19,2 \text{ MW} \quad (2)$$

Hohe Gesamtschüttungen und niedrige Thermalwassertemperaturen erhöhen folglich die Wärmepumpenleistung.

3 Verschaltung, Betrieb und Effizienz

Die Effizienz der Wärmepumpe hängt maßgeblich von der Güte des Wärmepumpenprozesses und dem erforderlichen Temperaturhub zwischen Verdampfer und Kondensator ab. Der Temperaturhub wird durch die Temperaturen auf der Wärmezufuhr- und Wärmesenkenseite bestimmt. Bei der Wärmequelle ist die niedrigste Temperatur die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer, während auf der Wärmesenkenseite die höchste Temperatur die geforderte Vorlauf-temperatur des Fernwärmenetzes ist.

Sinkt die Vorlauf-temperatur, verringert sich der Temperaturhub. Zudem führt ein Teillastbetrieb, bei gleichbleibendem Massenstrom, zu einer Verringerung der Temperaturspreizung am Verdampfer. Der Pumpenstrom für die Umwälzung des Massenstroms sollte im Kontext des Effizienzgewinns der Wärmepumpe betrachtet werden. Thermodynamisch gesehen, sind niedrigere Vorlauf-temperaturen anzustreben, um den Hub und somit die Arbeit der Wärmepumpen zu reduzieren. Derzeit bestehen jedoch noch Hindernisse, die eine weitere Senkung der Vorlauf-temperatur erschweren. Dazu zählen bestehende Technische Anschlussbedingungen (TAB) mit festgelegten hohen Vorlauf-temperaturen, vorhandene Anlagentechnik auf der Kundenseite, die auf hohe Vorlauf-temperaturen ausgelegt ist, und Transportleitungen, die in der Spitzenlast einen großen Temperaturunterschied zwischen Vor- und Rücklauf benötigen, um hohe Leistungen zu übertragen.

Perspektivisch könnten z.B. eine Senkung von Vor- und Rücklauf-temperatur und eine angepasste Auslegung der Hausübergabestation Verbesserungen bewirken. Unabhängig davon begünstigt die gleitende Betriebsweise des

Fernwärmeverlaufs den Wärmepumpenprozess. Maximale Vorlauftemperaturen werden nur bei den geringsten Außentemperaturen und damit wenigen Betriebsstunden benötigt. Ein Großteil der Zeit liegt somit ein deutlich geringerer Temperaturhub und dadurch ein effizienterer Betrieb vor. Abbildung 5 verdeutlicht den Temperaturhub mit beispielhaften externen Temperaturen für verschiedene Fälle im Nachheizbetrieb. Gut erkennbar ist der reduzierte Temperaturhub bei nominaler (durchschnittlicher) Last und der geringste Hub in der Übergangs- bzw. Sommerzeit bei Außentemperaturen über 6°C.

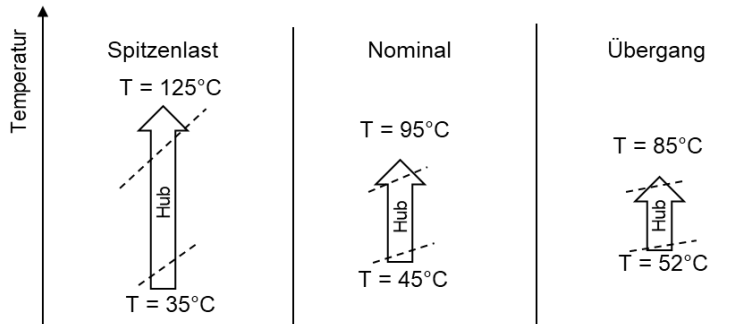


Abbildung 5: Temperaturhub bezogen auf externe Temperaturen bei verschiedenen Betriebsfälle, beispielhaft mit einer Austrittstemperatur von 83 °C aus dem Thermalwasserwärmeübertrager und einer Rücklauftemperatur von 60°C

Eine weitere Optimierung lässt sich bei mehreren Wärmepumpenmodulen durch eine geschickte Verschaltung der einzelnen Module erreichen. Vor allem bei hohen Spreizungen auf der Wasserseite kann ein serielles, gegenläufiges Durchströmen der Wärmepumpen den Hub der einzelnen Wärmepumpenmodule verringern und die Gesamteffizienz somit erhöhen. Abbildung 6 zeigt dies schematisch, wobei die tiefere Austrittstemperatur den effizienteren Betrieb mit weniger Strom- und höherem Wärmequelleneinsatz symbolisiert. Weitere hydraulische Verschaltungsmöglichkeiten von Wärmepumpen werden in der Literatur aufgeführt und erläutert [5]. Aufgrund der hohen Temperaturdifferenzen auf der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite lässt sich die theoretisch erreichbare Effizienz mit dem Lorenz-COP bestimmen, welcher den Carnot-COP übersteigt. Dies liegt daran, dass der Lorenz-COP die gesamten Temperaturverläufe der Wärmeübertragungsprozesse berücksichtigt, während der Carnot-COP isotherme Zustände annimmt. [6].

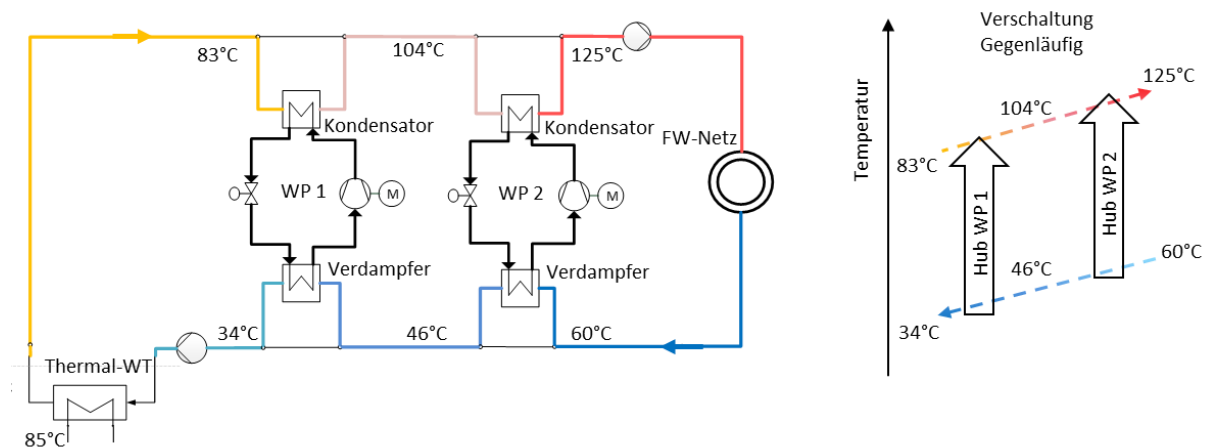


Abbildung 6: Verschaltung seriell und gegenläufig zweier Wärmepumpen, links Schema, rechts Temperaturhub von WP 1 und WP 2 bezogen auf die externen Temperaturen

Für einen effizienten Jahresbetrieb sollte die Auslegung auf die nominale Bedingung optimiert und zugleich die anderen Betriebspunkte erreicht werden. Hierbei ist neben der Leistung und der Temperatur auch der Volumenstrom an den Wärmeübertragern der Wärmepumpe zu berücksichtigen.

Bei großen Projekten mit hoher Nachheizleistung kann der Einsatz mehrerer Wärmepumpenmodule sinnvoll sein. Die Wahl der Anzahl an Wärmepumpen ist eine Abwägung zwischen Investitionskosten, Betriebskosten, Regelungsverhalten, Effizienz und Platzbedarf. Da Großwärmepumpen, insbesondere jene mit Turbokompressoren und Regelung über Vorleitschaufeln, in ihrer Leistungsmodulation begrenzt sind, muss auch die minimal

gewünschte Teillast in die Auslegung einbezogen werden. Weiterhin kann bei der Fokussierung auf Betriebssicherheit die Redundanz entscheidend sein.

Grundsätzlich nimmt die Komplexität der Auslegung bei großen Anlagen mit mehreren Wärmepumpen, einem breiten Leistungsspektrum, verschiedenen Betriebs-Volumenströmen und unterschiedlichen Betriebstemperaturen zu.

4 Aufbau, Kältemittel und Hersteller

In Großwärmepumpen werden neben den Hauptkomponenten weitere Komponenten zur Effizienzsteigerung eingesetzt. Verdampfer und Verflüssiger werden häufig als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt, da diese eine bessere Gestaltungs- und Reinigungsmöglichkeit sowie eine höhere Druckbeständigkeit bieten. Bei der Verwendung natürlicher Kältemittel wie Isobutan oder Butan kommen zusätzliche Überhitzer-Wärmeübertrager zum Einsatz.

Als Kompressoren werden üblicherweise Turbo- oder Schraubenverdichter und im unteren MW-Bereich auch Hubkolbenverdichter verwendet [1]. Bei einem hohen Verdichtungshub kommen bei Turboverdichtern mehrere Verdichterstufen mit einer Zwischeneinspritzung über einen Flash-Tank zur Anwendung. Interne Wärmeübertrager, Unterkühler, Flash-Tanks und Kältemiteleinstritzung können die Effizienz des Prozesses weiter steigern. In Abbildung 7 sind ein vereinfachtes Schaltbild und ein schematischer Kältekreislauf im $\log(p)$ - h -Diagramm dargestellt.

Das Diagramm zeigt einen zweistufigen Verdichtungsprozess mit einem Unterkühler und einem Flash-Tank, der auf Mitteldruckniveau zwischen den Verdichterstufen eine Zwischeneinspritzung besitzt. Der energetische Vorteil dieses zweistufigen Prozesses gegenüber einem einstufigen wird im $\log(p)$ - h -Diagramm durch die verbesserte Nutzung der Breite des Phasendiagramms und den reduzierten Energiebedarf bei der Verdichtung verdeutlicht. Weitere Konfigurationen von Kältekreisläufen in Großwärmepumpen und deren Bewertung werden u.a. durch Mateu-Royo et al. erläutert [8],[7].

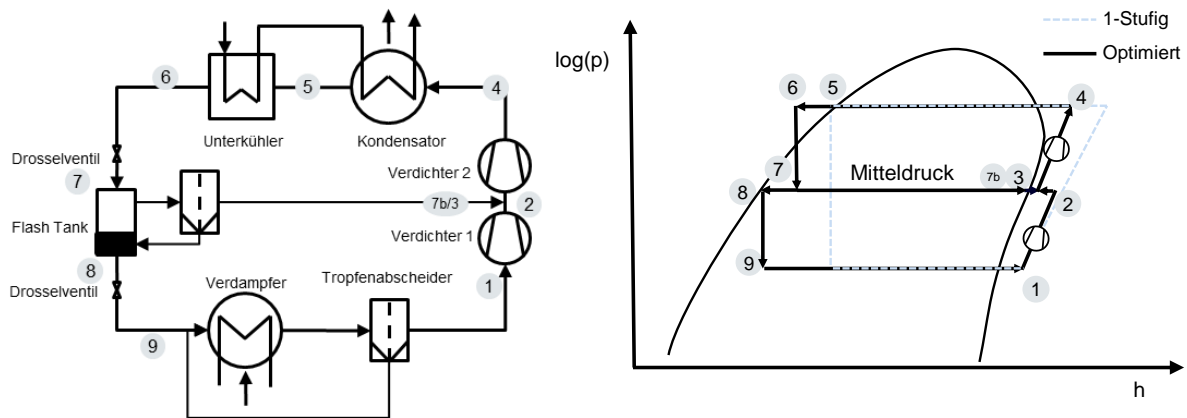


Abbildung 7: Schaltbild und schematischer Kälteprozess im $\log(p)$ - h Diagramm eines zweistufigen Wärmepumpenprozesses und eines einfachen einstufigen Prozesses, modifiziert von [4]

Das Kältemittel hat auf die Effizienz, den Einsatzbereich, sowie die Komponenten einen maßgeblichen Einfluss. Es gilt, das passende Kältemittel für die Anwendungstemperaturen auszuwählen, wobei gute thermodynamische Eigenschaften, Umwelteinflüsse, Kosten und Sicherheitsaspekte berücksichtigt werden müssen.

Um das Treibhauspotenzial zu verringern, verlangt die F-Gase-Verordnung eine schrittweise Reduktion von Kältemitteln mit hohem GWP (Global Warming Potential). Abbildung 8 bietet eine Übersicht über eine Auswahl an Kältemitteln mit niedrigem Treibhauspotenzial (Low-GWP-Kältemittel), die im Kontext der Wärmequellen- und Senkentemperaturen von Geothermieanlagen in der Metropolregion München relevant sind. Die Darstellungsweise und die Anwendungsgrenzen der Kältemittel basieren auf Arpagaus C. [9]. Dabei werden Abstände zu den kritischen Temperaturen, den unteren Temperaturen, konstruktive Einschränkungen bei Ammoniakverdichtern sowie die Grenze von 120°C im transkritischen CO_2 -Prozess berücksichtigt. Um den Fokus

auf die Anwendungstemperaturen zu setzen, ist die Temperaturachse auf 0°C bis 160°C begrenzt, wodurch einige Kältemittel nicht vollständig in ihrem möglichen Arbeitsbereich dargestellt sind.

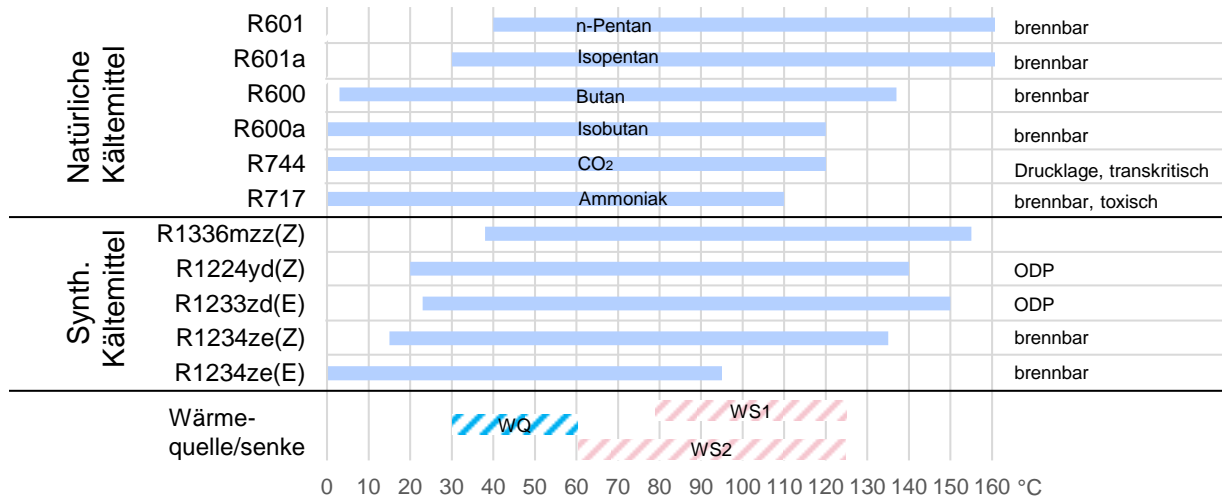


Abbildung 8: Übersicht einer Auswahl von Low-GWP Kältemitteln mit deren Merkmalen in Kontext zu Wärmequellen- und senkentemperatur Wärmepumpenanwendungen in der Tiefengeothermie, modifizierte Abbildung von [9]

Die Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke stellen bereits die Bandbreite von Ein- und Austritt dar. Die Eintrittstemperatur der Wärmequelle liegt zwischen 50 und 60°C und sinkt während des Wärmeentzugs. Bei der Wärmesenke wird zwischen WS1, dem Nachheizbetrieb des Thermalwassers, und WS2, dem zusätzlichen Heizen, unterschieden (vgl. Abbildung 3). WS2 weist dabei eine niedrigere Eintrittstemperatur in den Verflüssiger auf. Für diesen Anwendungsbereich eignen sich natürliche Kältemittel wie Kohlenwasserstoffe, CO₂ oder Ammoniak sowie synthetische Kältemittel. Höhere Vorlauftemperaturen können insbesondere von R1234ze(E) und Ammoniak nicht erreicht werden. Das transkritische CO₂-Kältemittel arbeitet bei hohen Drücken und erfordert für einen effizienten Betrieb eine möglichst geringe Wärmesenkeneintrittstemperatur (ca. unter 50°C). Kohlenwasserstoffe (Pentan, Butan und Isobutan) sind aufgrund ihrer hohen Brennbarkeit mit bestimmten Konstruktions- und Sicherheitsvorkehrungen verbunden. Bei den synthetischen Kältemitteln handelt es sich um HFO und HCFO, die unter die PFAS-Stoffe fallen. R1234ze(E) und (Z) weisen eine geringe Brennbarkeit auf, während R1233zd(E) und R1224yd(Z) eine geringe ozonschädigende Wirkung haben (ODP). Ein tiefergehender Einblick mit weiteren Kältemitteln für Hochtemperaturwärmepumpen kann aus [9] entnommen werden.

Im Bereich der hohen Leistungsklassen ist das Angebot an Herstellern sehr begrenzt. Ab einer Leistung von etwa 10 MW handelt es sich meist um maßgeschneiderte Anlagenbau-Lösungen, die von spezialisierten Unternehmen wie Turboden oder Strabag (in Kooperation mit Atlas Copco) entwickelt werden. Ein aktueller Überblick über Hersteller von Industriewärmepumpen findet sich in [6]. Bei der Auswahl und Auslegung sind neben den Investitionskosten, der optimierten Effizienz und dem zuverlässigen Betrieb auch der Platzbedarf der Anlage von Bedeutung. Große Wärmepumpen erfordern einen erheblichen Flächenbedarf, eine ausreichende Höhe (teilweise über 6 m) für die Anlagenkomponenten sowie angemessene Platzverhältnisse für die Ein- und Ausbringung und die Wartung. Zusätzlich müssen Flächen für Peripheriegeräte, Umwälzpumpen, Elektrik und gegebenenfalls Kühlsysteme vorgesehen werden. Die Planung der Energiezentrale wird somit maßgeblich durch die Integration von Wärmepumpen beeinflusst.

5 Systemgrenzen und Szenarien Betrachtung

Durch die Definition von Systemgrenzen können vergleichbare energetische Bewertungen sowohl in der Betriebsphase als auch in der Konzeption durchgeführt werden, einschließlich Betrachtungen, Simulationen und Optimierungen. Fernwärmesysteme und ihre Systemgrenzen, sowie die Bildung von Kennzahlen für eine schnelle Analyse sind in der Literatur ausführlich beschrieben [10]. Abbildung 9 veranschaulicht, speziell auf das Zusammenspiel von Wärmepumpen und Tiefengeothermie, in vereinfachter Form die Systemgrenzen.

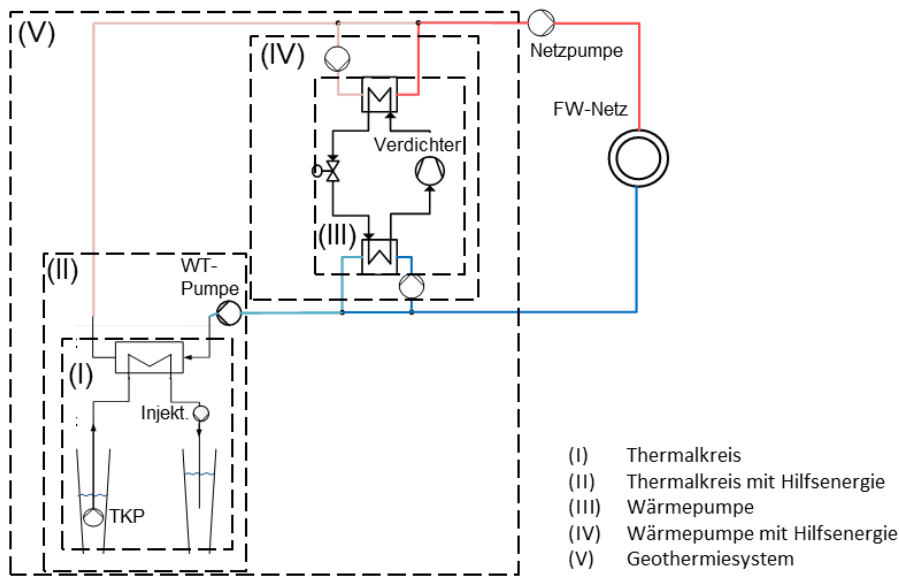


Abbildung 9: Systemgrenzen einer Geothermieanlage mit Wärmepumpe

Aufgeführt sind die Bilanzräume: Thermalwasser (I), der Tauchkreis- und Injektionspumpe umfasst; erweiterter Bilanzraum (II), welcher die für den Thermalkreis benötigten Hilfsenergien, wie Umwälzpumpen für den Thermalwasser-Wärmeübertrager, beinhaltet; Bilanzraum (III), der zur reinen Betrachtung der Wärmepumpe dient; der erweiterte Bilanzraum der Wärmepumpe (IV), welcher die Peripheriegeräte, wie beispielsweise die Umwälzpumpen am Verdampfer und Verflüssiger, umfasst; und die Systemgrenze (V), die das Geothermiesystem beider Anlagenkomponenten inklusive der Hilfsenergien abdeckt. Beim Vergleich mit dezentralen Systemen kann der Bilanzraum durch zusätzliche Komponenten, wie Netzpumpen, noch weiter vergrößert werden.

Im Folgenden wird eine plakative Bewertung eines Tiefengeothermie-Systems mit Wärmepumpe für vier unterschiedliche Szenarien vorgestellt. Die Berechnungen basieren auf einem vereinfachten Modellansatz, der ein NTU-Gegenstromwärmeübertrager-Modell für den Thermalwasserwärmeübertrager und einem WP-Modell mit Carnot-Ansatz. Als Bilanzräume wurden die Energieverbräuche des Thermalkreises (I) und der Wärmepumpe (II) herangezogen, da diese die größten Energieverbraucher darstellen und das Einbeziehen weiterer Hilfsenergien die Effizienz nur geringfügig mindert. Zudem werden gute Injektionseigenschaften des Reservoirs angenommen, weshalb keine Injektionsenergie berücksichtigt wird. Tabelle 1 enthält die zugrunde gelegten Annahmen und Kernparameter der Szenarien. Es wird eine Geothermieanlage mit zwei Förderbohrungen und einer Thermalwasserschüttung von je 120 l/s angenommen.

Tabelle 1: Annahmen für die Szenarien

Eingabegrößen	Wert	Eingabegrößen	Wert
Thermalwassertemperatur	87 °C	Grädigkeit GT-WT	2 K
Gesamt-Fördervolumenstrom	240 l/s	Grädigkeit Verflüssiger	2 K
Spez. Stromverbrauch TKP	6 kW _{el} / (l/s)	Grädigkeit Verdampfer	2 K
Rücklauftemperatur Fernwärme	58 °C	Carnot-Güte-Grad WP	0,6

In der darauffolgenden Gegenüberstellung wird der reine Nachheizbetrieb betrachtet. Die Leistung der Wärmepumpe für das Nachheizen ergibt sich folglich aus der geforderten Vorlauftemperatur, die wiederum von der Außentemperatur abhängig ist (siehe Gl. (1) und Einleitung). Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse für vier verschiedene Szenarien. Dabei stellt $\dot{Q}_{Hz,ges}$ die Gesamtheizleistung dar, \dot{Q}_{WP} die Heizleistung der Wärmepumpe, $\dot{Q}_{GT,HZ}$ die Heizleistung aus der Geothermie und \dot{Q}_{WT} die Gesamte Leistung des Thermalwasserwärmeübertragers, welche sowohl die Heizleistung der Geothermie als auch die Wärmequellenleistung für die Wärmepumpe beinhaltet.

Tabelle 2: Ergebnisse theoretische Betrachtung

Szenarien	T_{VL} °C	$\dot{Q}_{Hz,ges}$ MW	\dot{Q}_{WP} MW	$\dot{Q}_{GT,Hz}$ MW	\dot{Q}_{WT} MW	COP_{GT} [-]	COP_{WP} [-]	COP_{ges} [-]
Spitzenlast Betrieb	125	65,5	39,07	26,4	50,0	18,3	2,5	3,9
Spitzenlast mit WP-Kaskade	125	65,5	39,1	26,4	52,0	18,3	2,9	4,4
Nominaler Betrieb	95	36,2	9,2	27,0	34,2	18,8	4,6	11,0
Übergangszeit	85	27,5	0,0	27,5	27,5	19,2	-	19,2

Die resultierenden Werte basieren auf einer theoretischen Betrachtung mit exemplarischen Annahmen, aus denen dennoch Schlussfolgerungen abgeleitet werden können. Erwartungsgemäß ist der Spitzenlastbetrieb bei hoher geforderter Vorlauftemperatur und Leistung am energieintensivsten, was aus der hohen Energiebereitstellung der Wärmepumpe und dem erforderlichen großen Temperaturhub resultiert (vgl. Abb. 5). Dieser Betrieb tritt jedoch nur während sehr weniger Betriebsstunden auf. Im häufigeren nominalen Betrieb werden hingegen Gesamt-Leistungszahlen von über 10 erreicht. Bei der angenommenen Thermalwassertemperatur ist in der Übergangszeit ($T_{VL} = 85^\circ C$) ein alleiniger Geothermiebetrieb ohne Wärmepumpe möglich, was zu hohen Leistungszahlen von bis zu 20 führt. Durch die Auslegung des Wärmeübertragers auf den Spitzenlastbetrieb steigt $\dot{Q}_{GT,Hz}$ im Übergangsbetrieb, aufgrund der sich leicht verbessernden Grädigkeit, geringfügig an.

Grundsätzlich liegt die Jahreseffizienz eher im Bereich des nominalen oder Übergangsbetriebs, da diese deutlich mehr Betriebsstunden umfassen als der Spitzenlastbetrieb. Das Szenario "Spitzenlast mit WP-Kaskade" stellt, wie in Abbildung 6 gezeigt, eine gegenläufige Reihenschaltung von zwei Wärmepumpen dar und kann hierdurch die Effizienz im Vergleich zu einem Spitzenlastbetrieb mit nur einer Wärmepumpe erheblich steigern. Auch Hersteller geben hierzu Angaben, dass sich die Leistungszahl der Wärmepumpe beispielsweise durch die Verschaltung von vier Geräten bei einer Temperaturspreizung von 30 K auf der Verflüssigerseite um bis zu 40 % steigern lässt [11]. Diese und andere Verschaltungsmöglichkeiten sowie auf die Anforderungen angepasste Kälteprozesse bieten ein hohes Potenzial zur Effizienzoptimierung.

Übergeordnet würde sich bei ansonsten konstanten Parametern die Effizienz der Geothermie und somit die Gesamteffizienz mit höheren Thermalwassertemperaturen steigern ($COP_{ges} > 30$ möglich).

Basierend auf den vorangegangenen Überlegungen kann zukünftig ein detailliertes Simulationsmodell entwickelt werden, das Kältemittel-Stoffdaten, reales Betriebsverhalten, Hilfsenergien und die Kopplung zu vorhandenen Reservoir-Modellen integriert, um die gegenseitige Wechselwirkung sowie verschiedene Verschaltungs- und Betriebsmöglichkeiten tiefergehend zu bewerten.

6 Zusammenfassung und Herausforderungen

Im Zuge der Dekarbonisierung der Fernwärme wird der Bedarf an Großwärmepumpen in der Tiefengeothermie zunehmen. Verschiedene Einsatzmöglichkeiten und Einbindungskonzepte kommen hierfür infrage, bei denen das Thermalwasser durch weiteres Auskühlen effektiv als regenerative Wärmequelle genutzt werden kann. In der Konzeption müssen unterschiedliche Betriebsfälle unter Berücksichtigung der geforderten Vorlauftemperaturen und Leistungen einbezogen werden. Geschickte Verschaltungen mehrerer Wärmepumpen, eine optimierte Auslegung des Kälteprozesses und der Anlagenkomponenten sowie intelligente Betriebsweisen beeinflussen die Effizienz maßgeblich. Im Gesamtsystem ist die Wechselwirkung der Wärmepumpen mit der Tiefengeothermie zu analysieren. Eine einfache theoretische Analyse zeigt hierzu, dass bei nominalem Betrieb eine deutlich höhere Effizienz als im Spitzenlastbetrieb erzielt wird. Die Auswahl des Kältemittels muss im Zusammenhang mit den Betriebstemperaturen und spezifischen Anforderungen betrachtet werden. Abhängig von der Anwendung eignen sich verschiedene Low-GWP-Kältemittel, darunter natürliche (z.B. Butan, Ammoniak, n-Pentan) und synthetische (z.B. R1234ze(E), R1233zd(E)) Optionen. Abgesehen von den guten thermodynamischen Eigenschaften sind u.a. die Umweltverträglichkeit und die Verfügbarkeit von Herstelleranlagen, die das Kältemittel einsetzen, zu berücksichtigen.

Neben einer betrieboptimierten Anlagenkonzeption und der geeigneten Kältemittelwahl ergeben sich weitere Herausforderungen beim Einsatz von Großwärmepumpen. Unter anderem ist bei Standorten mit hoher Wärmepumpenleistung für die Planung der Energiezentrale ein großer Platzbedarf erforderlich. Ebenfalls resultiert aus

einer hohen Wärmepumpenleistung ein hoher Strombedarf und somit ein hoher Stromanschlusswert. Die Kapazitäten müssen frühzeitig mit den Netzbetreibern abgestimmt werden, da die Anschlusswerte ebenfalls zu neuen Herausforderungen beim Netzbetreiber führen. Der Herstellermarkt für Wärmepumpen mit einer Leistung über 5-10 MW ist sehr begrenzt, und die Anlagen sind mit hohen Investitionskosten verbunden. In diesem Kontext bietet das Bundesprogramm für Wärmenetze Möglichkeiten zur Förderung der Investitions- und Betriebskosten, um den Einsatz von Großwärmepumpen in Fernwärme- und Nahwärmenetzen zu unterstützen.

7 Nomenklatur

Formelzeichen und Abkürzungen

\dot{m}	Massenstrom (kg/s)	FW	Fernwärme
P	Elektrische Antriebsleistung (W)	GT	Geothermie
\dot{Q}	Wärmestrom (W)	HZ	Heizen
T	Temperatur (K)	VL	Vorlauf
c_p	Spezifische Wärmekapazität (J/kg · K)	WS	Wärmesenke
COP	Coefficient of Performance (-)	WQ	Wärmequelle
Th	Thermalwasser	WT	Wärmeübertrager

8 Literaturverzeichnis

[1] Fraunhofer ISE, "Roll-out von Großwärmepumpen in Deutschland: Strategien für den Markthochlauf in Wärmenetzen und Industrie," Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V. (2020)

[2] Stadtwerke München (SWM), "Information zur Wärmewende der SWM," verfügbar unter: <https://www.swm.de/unternehmen/waermewende>, (abgerufen am Okt. 15, 2024).

[3] Geoportal München, "Wärmeplan," verfügbar unter: <https://geoportal.muenchen.de/portal/waermeplan/>, abgerufen am 15.10.2024.

[4] Ullmann, P., Großwärmepumpen in Kombination mit Geothermie für die Fernwärme Münchens, 2. Großwärmepumpen und Hochtemperaturanwendungen Seminar, CCI, 10. Oktober 2023, München.

[5] Arnitz A., Rieberer R., Wilk V., "IEA HPT Annex 48: Second Phase. Task 4: Training materials for industrial heat pumps," IEA HPT (Ed.), Austrian Report, 2019. <https://nachhaltigwirtschaften.at/de/iea/publikationen/iea-hpt-annex-48-industrial-heat-pumps-austrian-report-task4-2019.php> (abgerufen am Okt. 15, 2024).

[6] Heat Pump Centre, High-Temperature Heat Pumps: Task 1 – Technologies, Annex 58, Task Report, veröffentlicht von Heat Pump Centre, Borås, Schweden, August 2023, Report No. HPT-AN58-2, ISBN 978-91-89821-34-7.

[7] Jiang J., Hu B., Wang RZ., Deng N., Cao F., Wang C-C. "A review and perspective on industry high-temperature heat pumps." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 161 (2022): 112106.

[8] Mateu-Royo C., Arpagaus C., Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Bertsch S. S. (2021). Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study. *Energy Conversion and Management*, 229, 113752.

[9] Arpagaus C., Hochtemperatur-Wärmepumpen Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale, VDE Verlag, 2019

[10] AGFW Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e.V., „Methodenkatalog: Verbundvorhaben: EnEff:Wärme - Nemo: Wärmenetze im energetischen Monitoring“, Frankfurt am Main, Stresemannallee 30, Dezember 2021.

[11] Carrier, „Produktdatenblatt der Wärmepumpe 61XWHZE“, verfügbar unter: https://eto.carrier.com/literature/psd_short/30191_PSD_04_2024_61XW_ZE_Short_version.pdf, (abgerufen am Okt. 15, 2024).