



Wärmepumpen für die Instandsetzung

Systemevaluation für die Instandsetzung

Schlussbericht

IMPRESSUM

Auftraggeberin:

Stadt Zürich,
Amt für Hochbauten,
Fachstelle Energie- und Gebäudetechnik,
Amtshaus III, Lindenhofstrasse 21
8021 Zürich

Bearbeitung:

Alex Primas (Basler & Hofmann AG, Zürich)
Yves Stettler (Basler & Hofmann AG, Zürich)
Beat Sonderegger (Basler & Hofmann AG, Zürich)
info@baslerhofmann.ch

Projektleitung:

Franz Sprecher
Fachstelle Energie- und Gebäudetechnik,
Amt für Hochbauten

Projektteam:

Peter Hubacher (Hubacher Engineering, Engelburg)
Alex Primas (Basler & Hofmann AG, Zürich)
Franz Sprecher (Stadt Zürich, AHB)
Beat Wellig (Hochschule Luzern, HSLU)

Download als pdf von
www.stadt-zuerich.ch/egt
-> Projekte realisiert
Zürich, August 2014

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	5
2	Einführung	8
2.2	Gewählter Lösungsweg	8
3	Grundsätzliche Überlegungen.....	10
3.1	Spannungsfeld der Planung	10
3.2	Vorgehensablauf	10
3.3	Hauptkriterien für die Systemwahl	11
4	Hydraulische Einbindung	17
4.1	Anlagenteile	17
4.2	Regelung von Heizungsgruppen.....	17
4.3	Pufferspeicher	24
4.4	Laderegulung der Wärmepumpe	25
4.5	Warmwassererwärmung.....	27
4.6	Abwärmenutzung	36
4.7	Einbindung von Solarwärme.....	42
4.8	Einbindung Raumkühlung	44
5	Quellenkreis und Verdichter.....	49
5.1	Pumpenstrom und Druckverluste.....	49
5.2	Verdichterbauarten.....	51
6	Leistungsregelung	53
6.1	Hintergrund	53
6.2	Methoden zur Leistungsregelung.....	54
6.3	Kaskadenschaltungen	58
7	Spitzenlastdeckung.....	62
7.1	Einsatz und Einbindung.....	62
7.2	Einfluss der Systemauslegung auf die Effizienz und den Deckungsgrad	64
7.3	Einfluss der Spitzenlastdeckung auf die Kosten	69
7.4	Gas-Wärmepumpe	72
7.5	Blockheizkraftwerk	74
8	Ablaufdiagramme.....	76
8.1	Ziel der Ablaufdiagramme	76
8.2	Hydraulische Einbindungen der Heizgruppen.....	76
8.3	Konzepte zur Leistungsregelung	77
8.4	Konzepte zur Spitzenlastdeckung.....	78
8.5	Konzepte zur Warmwasserbereitung.....	79
8.6	Konzepte zur Einbindung von Abwärme	80
8.7	Konzepte zur Einbindung einer Raumkühlung	81

9	Kenndaten	82
9.1	Luft Wasser Wärmepumpen	82
9.2	Sole-Wasser Wärmepumpen.....	84
9.3	Wasser-Wasser Wärmepumpen.....	85
9.4	Direktverdampfer Wärmepumpen.....	87
10	Anhang.....	88
10.1	Literaturverzeichnis	88
10.2	Ablaufdiagramme	90

1 Zusammenfassung

In diesem Bericht wird die hydraulische Einbindung und Regelung von Wärmepumpenanlagen für grössere Wohn- oder Dienstleistungsgebäude (ab 50 kW Leistung) untersucht. Dazu wurden die Fragestellungen die sich bei der Anlagenkonzeption ergeben analysiert, um wesentliche Entscheide aufzuzeigen die einen effizienten Betrieb der Wärmepumpe ermöglichen.

Für die Entscheidungsfindung wurden dazu Ablaufdiagramme mit Lösungsvorschlägen für die Themenbereiche Heizgruppen und hydraulische Einbindung, Leistungsregelung, Spitzenlastdeckung, Abwärmenutzung, Warmwasserbereitung und Raumkühlung erstellt.

Heizgruppen und hydraulische Einbindung

Um eine gute Effizienz zu erreichen ist es wichtig, durch geeignete Massnahmen den Temperaturhub der Wärmepumpe zu minimieren. Dies beinhaltet folgende Punkte:

- Gute Abklärungen bezüglich der vorhandenen, bzw. effektiv benötigten Systemtemperaturen in allen Heizgruppen
- Optimieren der Wärmeabgabe, damit die erforderliche Vorlauftemperatur so tief wie möglich ist (z.B. Ersatz von Heizkörpern in kritischen Räumen)
- Prüfen und Optimieren der Hydraulik, damit die Temperaturverluste durch die Regelungen (z.B. Heizgruppen) so klein als möglich bleiben
- Aufteilen von Anlageteilen mit stark unterschiedlichen Temperaturanforderungen, damit die Wärmepumpe jeweils in einem optimalen Bereich arbeiten kann
- Einsatz von leistungsgeregelten Maschinen, damit eine hohe Effizienz im Teillastbereich erreicht wird und die Temperaturüberhöhung im Speicher minimiert wird
- Durch grosszügige Auslegung der Quellenseite und der Nutzung verfügbarer Abwärmen eine möglichst hohe Quellentemperaturen sicherstellen
- Wärmeübertrager zur hydraulischen Trennung nur einsetzen, wo sie unbedingt nötig sind und dann grosszügig auslegen. Ein minimaler Temperaturabstand ist anzustreben

Wenn sich die zu versorgenden Heizungsgruppen im Temperaturniveau stark unterscheiden sollten folgende Situationen unterschieden werden:

Tabelle 1 Unterschiedene Varianten mit verschiedenen Temperaturniveaus der Heizungsgruppen

Leistungsanteil und VL-Temperatur	Varianten für Einbindung
Grosser Leistungsanteil auf hohem Niveau	Heruntermischen der tieferen Niveaus (vertretbare Verluste)
Zwei Niveaus mit vergleichbarer Leistung	Aufteilung auf 2 Anlagen oder Kaskadenschaltung *) prüfen
Grosser Leistungsanteil auf tiefem Niveau	Aufteilung auf 2 Anlagen bzw. Nutzung der Heissgasauskopplung oder Spitzenlast mit Gaskessel prüfen

*) Kaskadenschaltung bringt nur einen Vorteil, wenn die tiefe Rücklauftemperatur genutzt wird (keine Schichtladung)

Wenn der grösste Leistungsanteil für Heizgruppen mit tiefer Vorlauftemperatur benötigt wird, ist es sehr wichtig die Wärmepumpenanlage vor allem auf diesen Betriebsfall zu optimieren. Damit kann die Effizienz des Gesamtsystems stark verbessert werden.

In der FAWA-Studie [6] zeigte sich, dass im Mittel eine Verbesserung des COP resp. der JAZ von 1.6-2% bei einer Absenkung der mittleren Vorlauftemperatur um 1 K erwartet werden kann.

Auch zeigte sich, dass Regelungen mit Raumtemperaturaufschaltung deutliche Vorteile bezüglich der JAZ aufweisen. Für die untersuchten Anlagen wurde eine Effizienzverbesserung von 6.5% ermittelt, was einer um ca. 4 K reduzierten Vorlauftemperatur entspricht.

Bei Anlagen mit mehreren Heizgruppen ist es wichtig, dass die Ladetemperatur der Wärmepumpe nicht höher als notwendig gefahren wird. Dazu ist eine Zusammenfassung der Regelsignale der Einzelgruppen für die Laderegelung der Wärmepumpe erforderlich.

Wärmepumpe und Leistungsregelung

Für die Wahl der Wärmepumpe ist es wichtig, den Energie- und Leistungsbedarf der zu versorgenden Nutzungen gut zu kennen. Nur wenn bekannt ist, wie sich der Bedarf verhält, kann das Gesamtsystem richtig abgestimmt werden. Dies beinhaltet die folgenden Punkte:

- Sinnvolle Leistungsaufteilung oder Leistungsregelung für eine gute Teillastdeckung in einem effizienten Betriebsbereich mit geringer Schalthäufigkeit
- Wahl der passenden Wärmepumpe aufgrund der häufigsten Aussentemperatur- und Leistungsbereiche (natürlich muss auch der Auslegungsfall abgedeckt werden können)
- Kaskade mit Wärmepumpen verschiedener Leistung zur optimierten Abdeckung des Leistungsbedarfs bei guter Effizienz
- Einsatz von leistungsgeregelten Anlagen ist insbesondere bei hohen Temperaturhuben oder stark variablen Quellen wichtig (v.a. bei Luft/Wasser-Wärmepumpen)

Bei der Beurteilung von Kaskadenschaltungen und geregelten Wärmepumpen (z.B. mit Inverter) muss in jedem Fall dem Teillastbetrieb grosse Aufmerksamkeit geschenkt werden. Beim Heizbetrieb wird vor allem im Bereich $-5...+5^{\circ}\text{C}$ ein grosser Teil der Wärmeenergie benötigt. In diesem Bereich muss mit der Anlagenkonfiguration eine hohe Arbeitszahl erzielt werden. Dafür muss die Teillasteffizienz der Wärmepumpe bekannt sein. Meist sind diese Werte aus den Unterlagen der Hersteller nicht ersichtlich und müssen daher angefragt werden.

Die Analyse der Kenndaten (COP, Listenpreise) für verschiedene Wärmepumpentypen zeigt insbesondere bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen grosse Unterschiede im COP der Produkte. Dies vor allem auch bei vom Normpunkt A2/W35 abweichenden Betriebspunkten. In geringerem Masse zeigt sich dies auch bei den übrigen Wärmepumpentypen (Sole/Wasser und Wasser/Wasser). Die Analyse spezifische Gerätekosten im Verhältnis zum COP zeigt auch, dass eine Wärmepumpe mit guten COP-Werten nicht zu höheren Kosten führen muss.

Spitzenlastdeckung

Eine Spitzenlastdeckung mit einem Gas- oder Öl-Kessel kann in folgenden Fällen sinnvoll sein:

- Kosteneinsparung für Gesamtanlage bei hohem Anteil der Nutzung von Umgebungswärme
- Bereitstellen sehr hoher Vorlauftemperaturen, welche mit der Wärmepumpe nicht oder nur mit sehr ungünstiger Effizienz erreicht werden (v.a. bei Luft- / Wasser Wärmepumpen)
- Umbau einer bestehenden Mehrkesselanlage (Teile der Anlage können beibehalten werden)

Für die Spitzenlastdeckung sollte ein modulierender (Gas-)Kessel eingesetzt werden, damit eine gute Leistungsanpassung möglich ist ohne den Wärmepumpenbetrieb negativ zu beeinflussen.

Auch kann die Einbindung einer Gaswärmepumpe sinnvoll sein, um hohe Vorlauftemperaturen bei Luft als Wärmequelle zu erreichen oder wenn die Wärmequelle (v.a. bei Erdwärmesonden) für ein monovalentes System nicht ausreichend ist.

Um den Deckungsgrad durch die Wärmepumpe die Umweltbilanz und die Kosten zu optimieren ist bei Anlagen mit hohen maximalen Vorlauftemperaturen (z.B. 60°C) eine detaillierte Analyse erforderlich. Folgende Resultate sind dazu aus der Untersuchung von Bedeutung:

- Eine Reduktion der maximalen Vorlauftemperatur erhöht den Deckungsanteil der Wärmepumpe deutlich und verbessert damit die Umweltbilanz. Daher ist eine Optimierung der Systemtemperaturen, auch bei bivalenten Anlagen, in jedem Fall angezeigt
- Eine Erhöhung des Leistungsanteils der Wärmepumpe z.B. von 50% auf 70% hat nur einen relativ geringen Einfluss auf die Umweltbilanz. Bei einer Reduktion von 50% auf 30% wird die Umweltbilanz dagegen deutlich ungünstiger
- Zur Optimierung der maximalen Ladetemperatur der Wärmepumpe ist eine Analyse mit der Summenhäufigkeit über ein Betriebsjahr erforderlich. Das Optimum ist bestimmt durch den Deckungsgrad (möglichst hoch) und die Effizienz (erreichte Arbeitszahl). In vielen Fällen ist es

- sinnvoll, die Wärmepumpe mit einer höheren maximalen Ladetemperatur zu betreiben und damit einen hohen Deckungsgrad zu erzielen. Dies jedoch projektspezifisch zu ermitteln
- Das Kostenoptimum bivalenter Anlagen ist stark von den Randbedingungen abhängig. In den untersuchten Fällen lag das Optimum bei der Erdsonden-Wärmepumpe bei etwa 40% Leistungsanteil und bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe bei etwa 70%

Abwärmenutzung

Für die korrekte Einbindung von Abwärmequellen müssen zum einen die versorgten Heizungsgruppen gut bekannt sein (Leistung, Temperaturniveau, zeitlicher Verlauf) und andererseits auch die Abwärmequelle (Leistung, Temperaturniveau, Betriebscharakteristik). Zudem muss das Konzept genügend einfach und die Regelung klar und robust sein. Folgende Situationen müssen unterschieden werden:

Tabelle 2 Unterschiedene Varianten bezüglich Temperatur für die Einbindung der Abwärmenutzung

Temperaturen Abwärme / Heizgruppen	Varianten für Einbindung
$T_{AW} > T_{RL}$ NT-Gruppe mit tiefem Rücklauf	Einbindung in Rücklauf NT-Gruppe
$T_{AW} > T_{RL}$ Gruppe mit höchstem Rücklauf	Einbindung in Hauptrücklauf oder in sep. WRG-Speicher
$T_{AW} >$ Ladetemperatur Pufferspeicher	Einbindung in Speicherladung Pufferspeicher
$T_{AW} < T_{RL}$ NT-Gruppe mit tiefem Rücklauf	Einbindung nur in WW-Ladung (Vorwärmespeicher) Wenn kein WW Einbindung auf Quellenseite

T_{AW} = Temperatur der Abwärmequelle; T_{RL} = Rücklauftemperatur der Heizgruppen

Warmwasser

Bei der Warmwassererwärmung sind folgende Punkte von Bedeutung:

- Anteil des Warmwasserbedarfs am Gesamtwärmebedarf
- Anlage zentral oder dezentral
- Anlage mit oder ohne Zirkulation
- Anforderungen an Warmwassertemperatur und Legionellenschutz

Für die Warmwassererwärmung stehen folgende Konzepte zur Verfügung

Tabelle 3 Konzepte zu Warmwassererwärmung und deren Einsatzgebiet / Eignung

Konzept	Einsatzgebiet / Eignung
Warmwasser-Wärmepumpe	Dezentrale Nutzungen, Abwärmen aus Räumen so nutzbar
Warmwasserspeicher mit internem Register	Einfache zentrale Anlagen, Anlagen mit Solarthermie
Warmwasserspeicher mit ext. Wärmeübertrager	Zentrale Anlagen mit hohem Anforderungen und WW-Bedarf
Erwärmung über Frischwasserstation	Anlagen mit kleinem WW-Bedarf ohne Zirkulation

Allgemein ist ein Zirkulationssystem für die Wärmeerzeugung mit Wärmepumpe wegen den hohen Temperaturen und der Durchmischung ungünstig. Ist ein Zirkulationssystem vorhanden, so sind die Leitungen gut zu dämmen (z.B. Rohr-an-Rohr-System), die Zirkulations-Fördermenge zu minimieren und ein guter hydraulischer Abgleich der einzelnen Zirkulationsstränge wichtig.

2 Einführung

2.1.1 Ausgangslage, Absicht

Wenn bei der Sanierung bestehender Gebäude das bisherige Heizsystem durch eine Wärmepumpe ersetzt werden soll, sind zum einen die Randbedingungen des Gebäudes wie auch der verfügbaren Wärmequellen für die Wärmepumpe wichtig. Diese beiden Punkte wurden in zwei vom AHB in Auftrag gegebenen Studien („Erhöhung der Quelltemperatur von Wärmepumpen“ [1] und „Niedertemperatur Wärmeverteilsysteme“ [2]) bereits untersucht. Eine gute Effizienz des Gesamtsystems ist jedoch auch in hohem Masse von der hydraulischen Einbindung und der Regelung der Anlage abhängig.

Die hydraulische Einbindung der Anlage ist dabei von der Art der Wärmequelle (Erdwärmesonde, Luft, Abwärme, etc.) wie auch von der Art der Wärme- bzw. Kälte-Abnehmer (Heizkörper, Flächenheizung, Lüftung, Warmwasser etc.) abhängig. Eng damit zusammenhängend sind auch die Art und die Möglichkeiten zur Regelung der Anlage. Dies beinhaltet neben einem allfälligen Speicher vor allem auch die Leistungsregelung der Wärmepumpe. Für Kleinanlagen bestehen bereits entsprechende Untersuchungen [3], [4], [5]. Da bei grösseren Anlagen die Planung objektspezifisch erfolgt, sind entsprechende Angaben für grössere und komplexere Anlagen nicht in dieser Art der Zusammenfassung verfügbar.

2.2 Gewählter Lösungsweg

In der Untersuchung soll die Einbindung und Regelung von Wärmepumpenanlagen für grössere Wohn- oder Dienstleistungsgebäude (ab 50 kW Leistung) untersucht werden. Dazu sollen zum einen die Rahmenbedingungen der Verbraucher (Wärmeabgabe) wie auch der Wärmequelle mit einbezogen werden.

Folgende Anlagentypologien werden betrachtet:

- Anlage mit/ohne Warmwasser
- Anlage mit/ohne Raumkühlung
- Anlage mit/ohne Abwärmenutzung (Serverabwärme)
- Art der Wärmequelle (Erdwärmesonde, Wasser, Luft, etc.)
- Art und Temperatur der Heizgruppen (einige typische Varianten)
- Art der Leistungsregelung (Kaskade, Drehzahlregelung, etc.)
- Art der Spitzenlastabdeckung (bivalente Anlage Gas/WP, Gas-Wärmepumpe)

Die Untersuchung beinhaltet folgende Punkte:

- Geeignete hydraulische Einbindungen
- Einbindung der WW-Erwärmung
- Einbindung von Kühlkreisen (Klimakälte, Serverkühlung)
- Leistungsregelung der Anlage
- Kaskadenschaltungen
- Bivalente Anlagen bzw. Gas-Wärmepumpen

Für die Anlagentypologien werden geeignete hydraulische Schaltungen und Einbindungskonzepte erarbeitet und aufgezeigt. Diese werden mit ihrer Funktion, den Vor- und Nachteilen, Eignungs- bzw. Ausschlusskriterien sowie den wesentlichen Kenngrössen kurz beschrieben.

Im Weiteren werden Lösungen aufgezeigt, wie eine effiziente Leistungsregelung grundsätzlich erreicht werden kann. Die zur Verfügung stehenden Konzepte werden mit den Einsatzgebiet, Eignungskriterien, Kennwerten sowie der grundsätzlichen Vor- und Nachteilen beschrieben.

Zudem werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie Spitzenlasten bezüglich Leistung oder hohen Vorlauftemperaturen abgedeckt werden können. In diesem Punkt ist die Optimierung der Wirtschaftlichkeit der Anlage ein Schwerpunkt (z.B. für Erdwärmesondenanlagen). Auf der anderen Seite wird ein Vergleich mit Konzepten, welche eine Gaswärmepumpe einbeziehen erarbeitet.

Auch wird aufgezeigt, welche Optionen bestehen um die Anlage in Bezug auf die Investitionskosten oder das Betriebsverhalten zu optimieren, ohne dass der Nutzungsanteil an erneuerbarer Energie stark verringert wird (Einbezug von Konzepten mit einem hohen Deckungsanteil des Wärmebedarfs mit der Wärmepumpe).

Als Resultat der Analysen werden für die verschiedenen Fragestellungen Ablaufschemen erstellt, welche wesentliche Entscheide aufzeigen um einen effizienten Betrieb zu erreichen. Diese Darstellung dient dabei als zusammenfassende Übersicht um auf einfache Art die geeigneten Optionen für eine Umsetzung am Objekt zu erhalten. Sie beinhalten folgende Punkte:

- Hydraulische Einbindungen der Heizgruppen
- Konzepte zur Leistungsregelung
- Spitzenlastdeckung
- Warmwasserbereitung
- Nutzung von Abwärmequellen
- Einbindung von Kälte für Raumklimatisierung

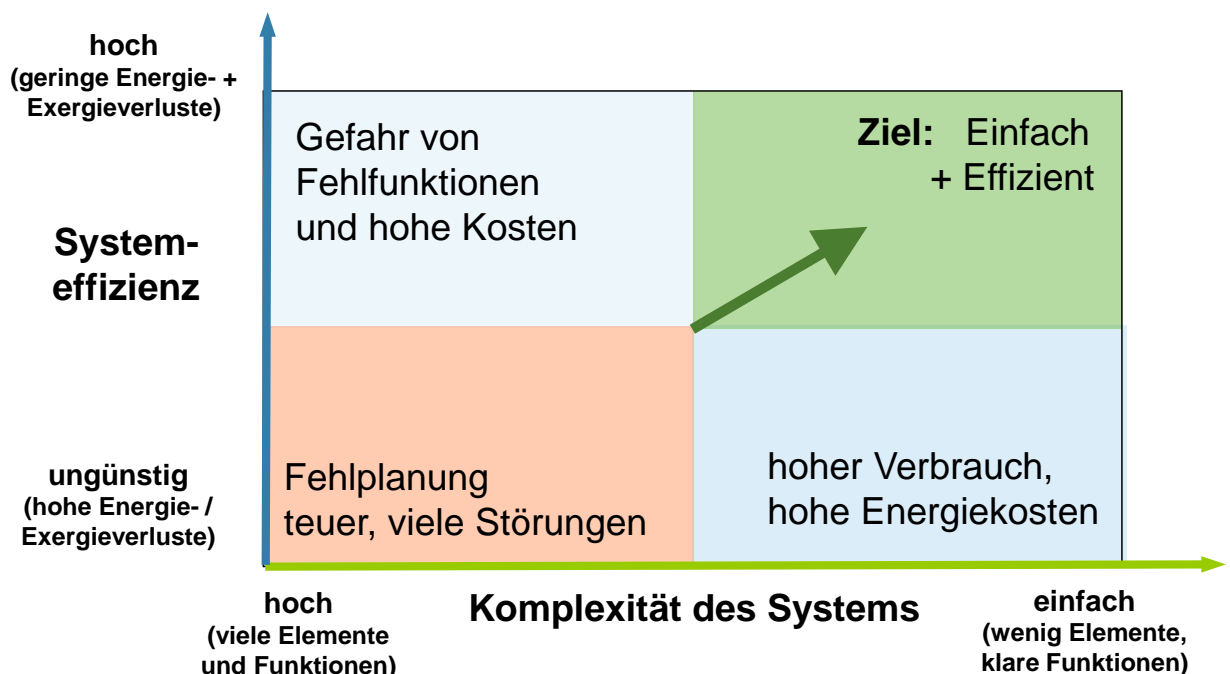
3 Grundsätzliche Überlegungen

3.1 Spannungsfeld der Planung

In der Planung grösserer Anlagen besteht immer das Spannungsfeld zwischen der Komplexität der Anlage und der Effizienz. Wird die beim Gebäude vorhandene Situation zu wenig einbezogen und ein sehr einfaches System erstellt, so kann dadurch die Effizienz deutlich unter den Möglichkeiten liegen. Dies kann beispielsweise den Verzicht auf eine Nutzung von Abwärmen oder auch eine zu stark vereinfachte Hydraulik sein, welche zu Exergie-Verlusten und damit zu einer geringeren Effizienz führt. Wird auf der anderen Seite jede technische Möglichkeit ausgeschöpft, welche eine Energieeinsparung verspricht, wird die Gefahr von Fehlfunktionen wegen der Komplexität des Systems stark erhöht. Zudem steigen damit auch die Kosten für die Erstellung wie auch die Betreuung und Wartung. Für die Wahl des geeigneten Konzeptes sind daher in erster Linie Überlegungen nötig, welche zu einfachen aber trotzdem effizienten Anlagen führen. Dies beinhaltet folgende Punkte:

- Welches sind die für die Effizienz bestimmenden Anlagenteile und Parameter?
- Sind diese bekannt bzw. wie werden diese bestimmt?
- Wo ist der sinnvolle Kompromiss zwischen Komplexität und Einsparungsmöglichkeit?
- Bestehen alternative aber einfachere Konzepte mit vergleichbarer Effizienz?
- Bei welchen Komponenten dürfen keine Kompromisse eingegangen werden (z.B. bezüglich Anforderungen in der Submission)?
- Wie werden die Inbetriebnahme und die Anlagen-Optimierung sichergestellt?

Figur 1 Spannungsfeld der Anlagenplanung



3.2 Vorgehensablauf

Um bei einem Projekt das für ein Gebäude geeignete Konzept zu finden müssen zuerst die wichtigsten Randbedingungen und Vorgaben geklärt werden und daraus für die wesentlichen Einflussfaktoren die geeigneten Lösungsvarianten abzuleiten.

Als Basis müssen die Art und Leistung der Verbraucher und Wärmequellen sowie die Randbedingungen im Gebäude bekannt sein.

Figur 2 Vorgehensablauf für die Eingrenzung der in Frage kommenden Systemtypen

Vorgaben	Art und Leistung der Verbraucher	Art und Leistung der Wärmequelle(n)	Randbedingungen im Gebäude
Merkmale	<ul style="list-style-type: none"> - Heizkörper neu ($\leq 50^{\circ}\text{C}$) - Heizkörper alt ($> 50^{\circ}\text{C}$) - Flächenheizung - Warmwasser - Luftherhitzer - Raumkühlung - Serverkühlung 	<ul style="list-style-type: none"> - Erdsonde - Grundwasser - Luft - Abwärme (z.B. von Server) - Spitzendeckung notwendig (Quelle nicht ausreichend) 	<ul style="list-style-type: none"> - Platzverhältnisse für Technik - Distanz WP - Verteiler - Distanz zu Luftherhitzer - mehrere versorgte Gebäude oder Gebäudeteile
Einflussfaktoren	<ul style="list-style-type: none"> - Art der Einbindung (mit Abwärmenutzung, mit WW, mit Freecooling,...) - Aufteilung der Anlage (z.B. eigene WP für Warmwasser, mehrere Temperaturniveaus,...) - Art der Wärmepumpe (z.B. Hochtemperatur WP, WP mit Leistungsregelung, Kaskade) - Art der Spitzendeckung (z.B. monovalent mit WP, Leistung + Einbindung Spitzendeckung) - Art des Heizverteilers (z.B. druckloser Verteiler / System mit Hauptpumpe) - Regeltyp Heizgruppen (z.B. Drossel-, Beimisch-, Einspritzschaltung) 		

Damit kann eine erste Eingrenzung der in Frage kommenden Systemtypen erfolgen. Dies betrifft zum einen die Art der geeigneten Wärmepumpe, des eventuell notwendigen Spitzenkessels und der grundlegenden Einbindung (z.B. mit/ohne Kälte oder WW). Zum anderen werden dadurch die Art des Heizverteilers und der Regelungstyp der Heizgruppen eingegrenzt. Figur 2 zeigt diese Themenpunkte schematisch.

3.3 Hauptkriterien für die Systemwahl

Damit das System effizient arbeitet sind folgende Punkte von Bedeutung für die Auslegung und den Betrieb:

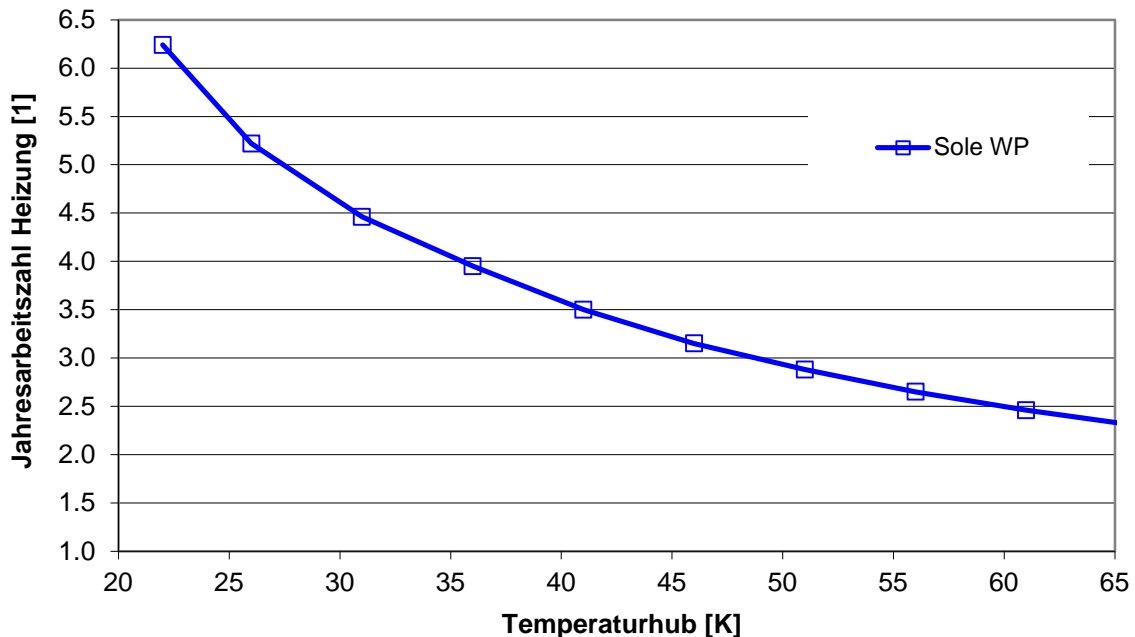
- Minimieren des notwendigen Temperaturhubes der Wärmepumpe
- Wahl einer für die Temperaturen und Hübe geeigneten Wärmepumpe (v.a. Kältemittel)
- Anlagen- und Hydraulikkonzept das lange Laufzeiten (auch bei Teillast) sicherstellt
- Einbezug wesentlicher Abwärmequellen, aber nur mit einfacher und robuster Hydraulik

Im Folgenden wird auf die einzelnen Punkte kurz eingegangen.

3.3.1 Temperaturhub der Wärmepumpe

Der benötigte Temperaturhub, der die Wärmepumpe insgesamt zwischen der Wärmeabgabe und der Wärmequelle zu leisten hat, ist ein wesentlicher Einflussfaktor für die erzielte Effizienz.

Figur 3 Einfluss des Temperaturhubes auf die Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe;



Datenbasis: Eigene Berechnung mit WPesti / V6.3 / 2009 auf Basis COP aus Herstellerangaben, inkl. Sondenpumpe

Wie Figur 3 zeigt, ist es wichtig und sinnvoll, durch diverse Massnahmen den Temperaturhub zu minimieren:

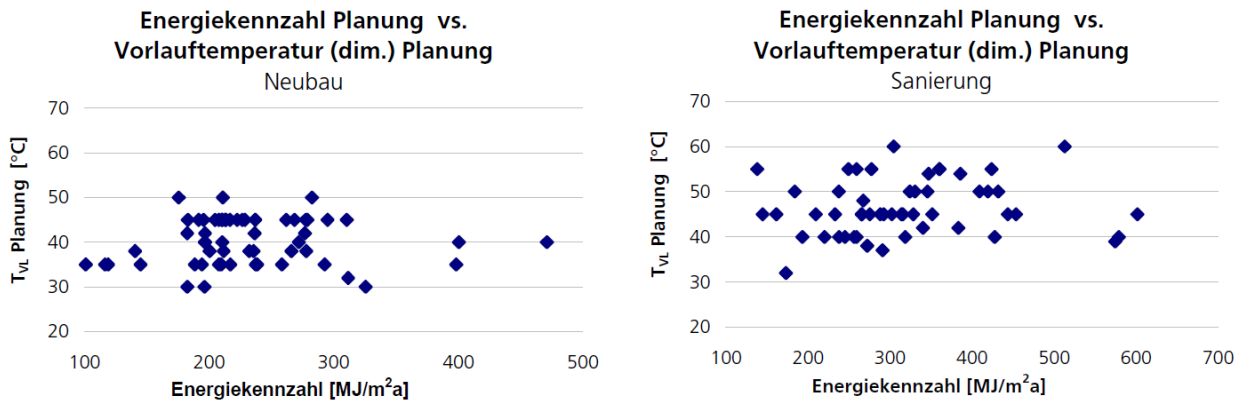
- Optimieren der Wärmeabgabe, damit die erforderliche Vorlauftemperatur so tief wie möglich ist
- Prüfen und Optimieren der Hydraulik, damit die Temperaturverluste durch die Regelungen (z.B. Heizgruppen) so klein als möglich bleiben
- Aufteilen von Anlageteilen mit stark unterschiedlichen Temperaturanforderungen, damit die Wärmepumpe jeweils in einem optimalen Bereich arbeiten kann
- Einsatz von leistungsgeregelten Maschinen, damit eine hohe Effizienz im Teillastbereich erreicht wird und die Temperaturüberhöhung im Speicher minimiert wird. Dadurch wird auch eine Optimierung der Nebenanlagen erreicht
- Durch grosszügige Auslegung der Quellenseite und der Nutzung verfügbarer Abwärmen eine möglichst hohe Quellentemperaturen sicherstellen. Bei der Nutzung von Erdwärmesonden für die Raumkühlung sind jedoch die Randbedingungen für den Kühlfall zu beachten
- Wärmeübertrager zur hydraulischen Trennung nur einsetzen, wo sie unbedingt nötig sind und dann grosszügig auslegen. Ein minimaler Temperaturabstand ist anzustreben

Die Resultate der FAWA-Studie [6] zeigen, dass sowohl bei den untersuchten Neubauten wie auch bei Altbauten keine Korrelation zwischen der Energiekennzahl und der Vorlauftemperatur gefunden werden konnte. Dies lässt den Schluss zu, dass ein beträchtliches energetisches Optimierungspotential bei der Auslegung der Abgabesysteme besteht. Zudem ist ein korrekter hydraulischer Abgleich und die korrekte Einstellung der Heizkurven sehr wichtig.

In der FAWA-Studie zeigte sich, dass vor allem Sole/Wasser Anlagen häufig über dem heiztechnisch erforderlichen Niveau betrieben wurden. Im Mittel kann eine Verbesserung des COP resp. der JAZ von 1.6-2% bei einer Absenkung der mittleren Vorlauftemperatur um 1 K

erwartet werden. Es zeigte sich, dass Regelungen mit Raumtemperaturaufschaltung deutliche Vorteile bezüglich der JAZ aufweisen. Für die untersuchten Anlagen zeigte sich ein mittlerer Vorteil von 6.5%, was einer um ca. 4 K reduzierten Vorlauftemperatur entspricht.

Figur 4 Korrelation Planungswerte der Energiekennzahl mit der Vorlauftemperatur



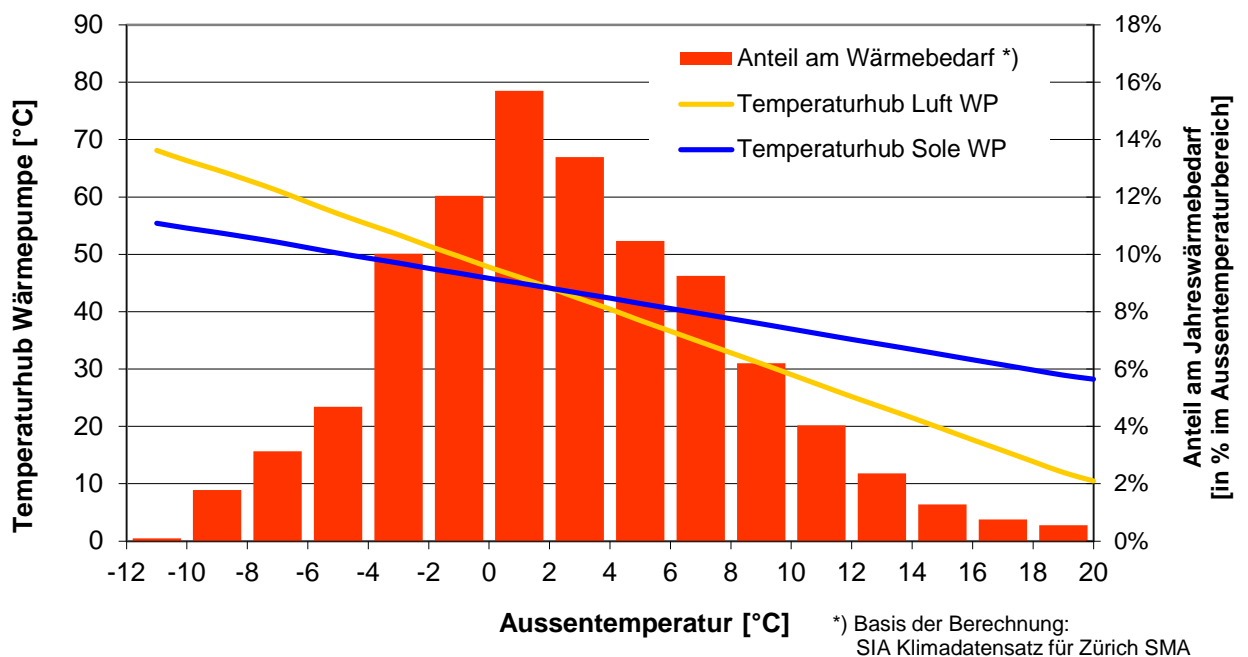
Quelle: FAWA Studie [6]

3.3.2 Wahl der Wärmepumpe

Für die Wahl der Wärmepumpe ist es wichtig, den Energie- und Leistungsbedarf der zu versorgenden Nutzungen gut zu kennen. Nur wenn bekannt ist, wie sich der Bedarf verhält, kann das Gesamtsystem auf einen effizienten Betrieb abgestimmt werden. Dies beinhaltet unter anderem die folgenden Punkte:

- Sinnvolle Leistungsaufteilung oder Leistungsregelung für eine gute Teillastdeckung in einem effizienten Betriebsbereich mit geringer Schalthäufigkeit
- Wahl der passenden Wärmepumpe aufgrund der häufigsten Aussentemperatur- und Leistungsbereiche (natürlich muss auch der Auslegungsfall abgedeckt werden können)

Figur 5 Anteil am Jahreswärmebedarf und zugehöriger Temperaturhub



*) Basis der Berechnung:
SIA Klimadatensatz für Zürich SMA

Datenbasis: Eigene Berechnung auf Basis einer typischen Heizwärmeerzeugung mit T_{VL} 55°C (Auslegung)

Figur 5 zeigt, dass der Temperaturbereich zwischen leicht unter 0°C und gut 5°C für die Auslegung der Anlage von grosser Bedeutung ist, da hier ein grosser Teil der Wärmeenergie erzeugt werden muss (viele Tage in diesem Temperaturbereich). Dies hat einen entsprechenden Einfluss auf die Auswahl der Anlage mit den optimalen Eigenschaften. Ein wesentlicher Faktor bei der Auswahl der Wärmepumpe ist das geforderte Temperaturniveau (Kondensator- und Verdampferseitig), der erforderliche Temperaturhub (Voll- und Teillast) und damit der Einsatz des geeigneten Kältemittels.

3.3.3 Anlagen- und Hydraulikkonzept

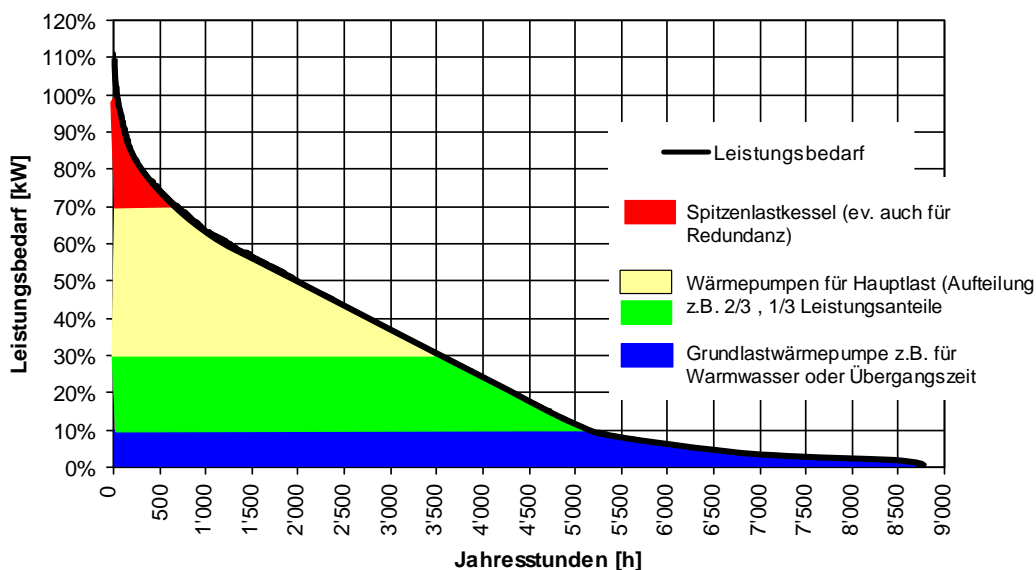
Lange Laufzeiten der Wärmepumpenanlage sind wünschenswert, um die Anfahrverluste gering zu halten und die damit verbundene Belastung der Kompressoren zu verringern (längere Lebensdauer des Kompressors). Dafür sind folgende Punkte in die Überlegungen mit einzubeziehen:

- Kaskade mit Wärmepumpen verschiedener Leistung zur optimierten Abdeckung des Leistungsbedarfs bei guter Effizienz
- Einsatz einer leistungsgeregelter Anlage, um eine bedarfsgerechte Leistung zur Verfügung stellen zu können (v.a. für Luft-Wasser WP von Bedeutung)
- Hydraulisches Separieren von stark unterschiedlichen Gruppen (Temperaturen, Laufzeiten), um eine bedarfsgerechtere Regelung zu ermöglichen (v.a. bei grösseren Anlagen kann eine Aufteilung auf mehrere Anlagen sinnvoll sein)

Dem Gesamtkonzept kommt bei grösseren Anlagen eine grosse Bedeutung zu, da es mehrere (teilweise gegensätzliche) Voraussetzungen erfüllen soll:

- Sicherstellen, dass die erforderliche Leistungen erreicht, und Sicherheit gewährleistet werden kann
- Wirtschaftlichkeit soll mit der bestmöglichen Lösung über den Lebenszyklus gewährleistet werden (höhere Investitionen können sich über die Jahre auszahlen)
- Richtige Auswahl und Abstimmung der Anlagenteile (WP, Pumpen, Ventile) sowie Optimierung der erforderlichen hydraulischen und regeltechnischen Parameter nach der Inbetriebsetzung

Figur 6 Anteil am Jahreswärmebedarf und zugehöriger Lastanteile



Datenbasis: Eigene Berechnung auf Basis einer typischen Heizwärmeerzeugung mit $T_{VL} 55^\circ\text{C}$ (Auslegung)

Figur 6 zeigt eine mögliche Aufteilung des Leistungsbedarf auf 3 Wärmepumpen. In diesem Fall wird zudem die Spitzenlast über einen Spitzenkessel gedeckt. Der Energieanteil des Kessels bleibt dabei klein und gleichzeitig wird verhindert, dass die Wärmepumpen sehr gross dimensioniert werden müssen und damit teurer werden. Mit einem Kessel könnten auch zusätzliche Anforderungen an die Redundanz oder Sperrzeiten gelöst werden.

3.3.4 Einbezug von Abwärmequellen

Mit dem Einbezug der im Gebäude verfügbarer Abwärmen kann die Systemeffizienz verbessert werden. Wenn die Temperatur der Abwärme ausreicht, kann damit der Rücklauf oder das Warmwasser vorgewärmt werden. Reicht das Temperaturniveau nicht aus, kann die Wärme auf der Quellenseite genutzt werden, um die Quellentemperatur anzuheben und damit den COP der Wärmepumpe zu verbessern. Für eine Abwärmenutzung sind folgende Punkte in die Überlegungen mit einzubeziehen:

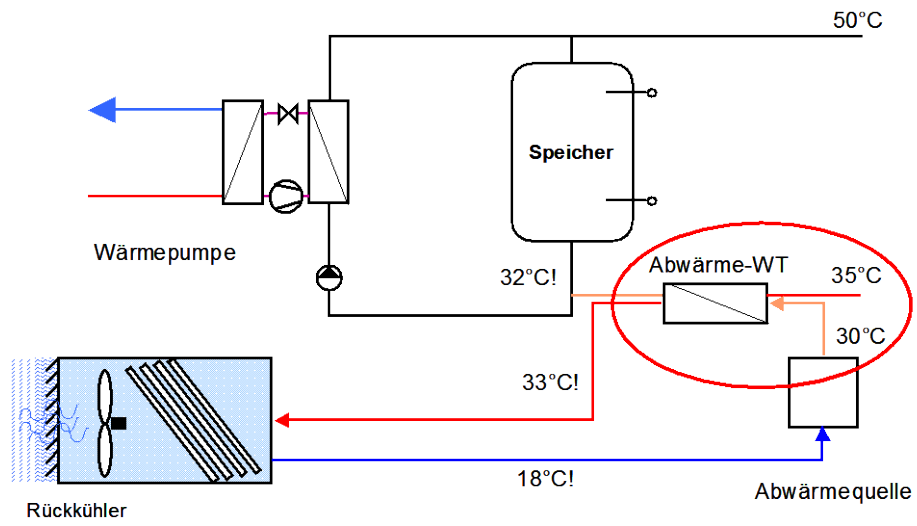
- Ist bekannt, in welchem Umfang (Leistung, Tagesgang) und auf welchem Temperaturniveau Abwärme zur Verfügung steht? Wenn nein, ist dies zu ermitteln
- Ist die Abwärme ganzjährig (auch in der Heizperiode) vorhanden oder nicht? Wenn nein, ist nur ein Einsatz für die Warmwassererwärmung sinnvoll
- Besteht eine Heizungsgruppe mit klar tieferen Rücklauftemperaturen als die übrigen Gruppen? Eine Nutzung soll in erster Linie für diese Gruppe betrachtet werden, da hier die beste Chance für eine Nutzung besteht

Bei der Nutzung von Abwärme sind beim hydraulischen Konzept unbedingt folgende Punkte zu beachten:

- Ist das Konzept genügend einfach und die Regelung klar und robust?
- Wird eine Abkühlung des Heizungs- oder Quellenkreises durch „Abwärme“ mit tieferer Temperatur (in jedem Betriebsfall) sicher ausgeschlossen? (siehe Figur 7)
- Wird eine Erwärmung des Rückkühl- bzw. Abwärmekreises durch den Heizungs- oder Quellenkreis mit höherer Temperatur in jedem Betriebsfall sicher ausgeschlossen?
- Ist die Rückkühlung im Abwärmekreis in jedem Fall mit einfachen Regelmassnahmen sichergestellt?
- Sicherstellen, dass die erforderliche Leistungen erreicht, und Sicherheit gewährleistet werden kann
- Die Wirtschaftlichkeit soll mit der bestmöglichen Lösung über den Lebenszyklus gewährleistet werden (höhere Investitionen können sich über die Jahre auszahlen)
- Richtige Auswahl und Abstimmung der Komponenten sowie Optimierung der erforderlichen hydraulischen und regeltechnischen Parameter nach der Inbetriebsetzung

Bei der Nutzung von Abwärmen ist immer im Vorfeld eine Gegenüberstellung der potentiellen Abwärmequellen und Wärmebezüger zu erstellen, um die räumlich und technisch sinnvollen Kombinationen zu ermitteln. Sind diese bekannt und quantifiziert, kann ein Nutzungskonzept (Hydraulik, Regelung) erarbeitet werden. Danach ist immer die Frage zu stellen, ob die Hydraulik, Regelung genügend einfach und der Nutzen genügend gross für eine Realisierung sind, denn nicht funktionierende „Abwärmenutzungen“ können heimliche „Effizienzkiller“ sein!

Figur 7 Beispiel „Todsünde“ Abwärmenutzung bei zu hoher Rücklauftemperatur



4 Hydraulische Einbindung

4.1 Anlagenteile

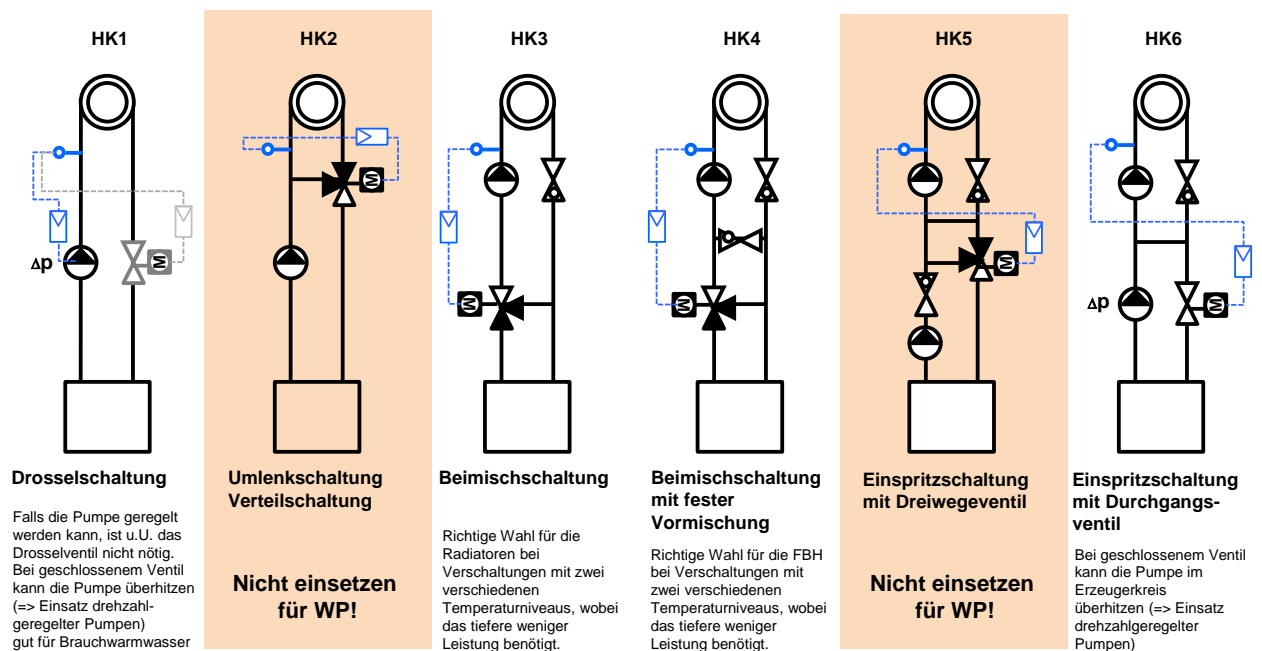
Im Folgenden werden die hydraulischen Schaltungen aufgeteilt auf folgende Anlagenteile beschrieben und diskutiert:

- Heizungsgruppen
- Pufferspeicher / Laderegelung
- Warmwassererwärmung
- Abwärmenutzung

4.2 Regelung von Heizungsgruppen

Typischerweise werden 6 Grundschaltungen unterschieden. Zwei dieser Schaltungen sind jedoch für den Einsatz in Systemen mit Wärmepumpen nicht geeignet und sollten (wenn in einem Altbau vorhanden) unbedingt umgebaut werden. Bei den übrigen Schaltungen ist der Einsatz abhängig von der jeweiligen Situation und den Anforderungen. Nachfolgend werden die Grundschaltungen kurz charakterisiert.

Figur 8 Prinzipschema, hydraulische Grundschaltungen



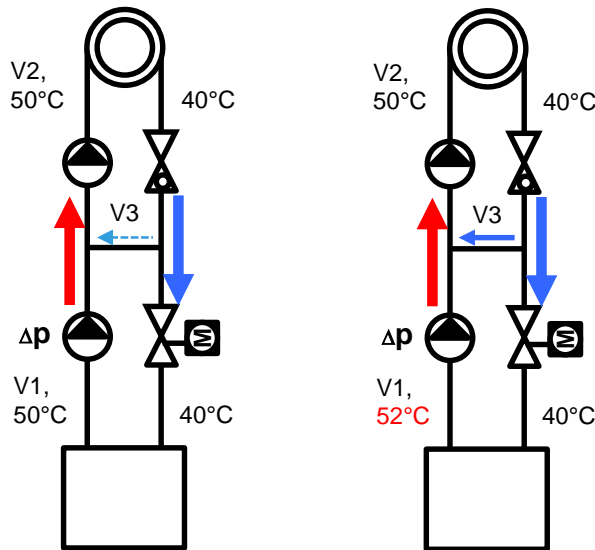
Grundlagenquellen für Darstellung: [7]; [8]

Bei Verteilerhauptpumpen muss die Zirkulation bedarfsgerecht erfolgen. Es wichtig eine ständige Zirkulation zu vermeiden, da dies eine Rücklauf Temperaturerhöhung verursacht. Wenn Verteilerhauptpumpen notwendig sind, beispielsweise bei Einspritzschaltungen, sind folgende Punkte zu beachten [9]:

- Drehzahl geregelte Pumpe über Differenzdruckmessung am Schlechtpunkt verwenden (Totalabschaltung wenn keine Last).
- Bei verzweigten Netzen mit mehreren Verteilern ist es sinnvoll, vor den einzelnen Verteilern Differenzdruckregler oder automatische Durchflussregler zu installieren. In Verbindung mit einer drehzahl geregelten Hauptpumpe wird dadurch gewährleistet, dass jeder Verteiler ausreichend versorgt wird
- Differenzdruck über Verteiler muss bekannt sein

Damit bei einer Einspritzschaltung mit Durchgangsventil möglichst keine unerwünschte Differenz zwischen der Temperatur des Hauptvorlaufs und der Sekundärseite entsteht, müssen die Druckverhältnisse gut bekannt sein. Andernfalls ist eine höhere Vorlauftemperatur erforderlich um im Auslegungsfall (Durchgangsventil offen) die gewünschte Temperatur zu erreichen.

Figur 9 Einspritzschaltung mit Durchgangsventil; Einfluss von Abweichungen zur Auslegung



Auslegungsfall optimal
(Theoretisch, ideal)

$V1 = V2; V3 = 0$
damit: $T1 = T2 = 50^\circ\text{C}$

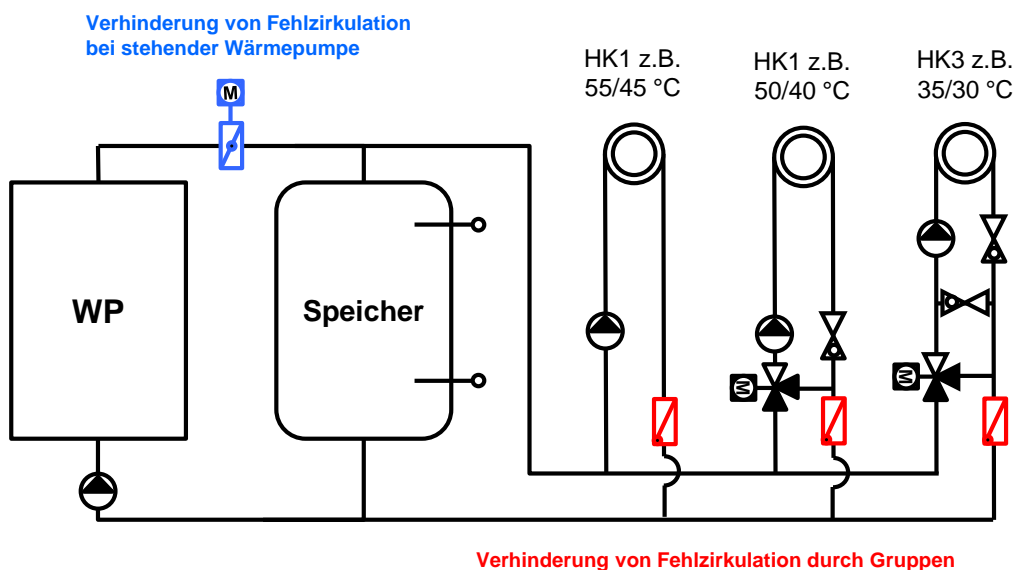
Auslegungsfall real
(nicht ideal)

$V1 < V2; V3 > 0$
damit: $T1 > T2$

Annahme für Darstellung: $V2 =$ identisch; $V3 = 20\%$ von $V12$; $T1$ eff. 2 K erhöht damit Wärmeabgabeleistung identisch

Bei Beimischschaltungen ist zu beachten, dass keine Fehlzirkulation auftritt. Dies kann durch die gegenseitige Beeinflussung der Verbrauchergruppen (Druckveränderungen am Verteiler) entstehen und ist durch Rückschlagklappen zu verhindern. Auch bei stehender Wärmepumpe kann eine Fehlzirkulation durch die Wärmepumpe entstehen, welche die Vorlauftemperatur senken würde. Dies wird mit einer motorischen Absperrklappe verhindert.

Figur 10 Massnahmen zur Verhinderung einer Fehlzirkulation bei Beimischschaltungen



In Tabelle 4 werden die wesentlichen Eigenschaften der verschiedenen hydraulischen Schaltungen zusammengefasst.

Tabelle 4 Eigenschaften der hydraulischen Grundsaltungen

	HK 1	HK 2	HK 3	HK 4	HK 5	HK 6
Verteiler ohne Hauptpumpe			X	X		
Verteiler mit Hauptpumpe, differenzdruckarm			X	X		
Verteiler mit Hauptpumpe, differenzdruckbehafet	X	X			X	X
Grundsaltung zur Änderung des Durchflusses	X	X				
Grundsaltung zur Änderung der Vorlauftemperatur			X		X	X
Sinnvoller Einsatz geregelter Pumpen	X					X
Variabler Primärstrom	X		X	X		X
Variabler Sekundärstrom	X	X				
Max. Verbrauchertemperatur = Erzeugertemperatur	X	X	X		X	X
Max. Verbrauchertemperatur < Erzeugertemperatur				X	X	X
Hohe Rücklauftemperatur zum Erzeuger = ungeeignet für WP!		X			X	
Geeignet für Radiatorheizung (TVerbraucher = TKessel)			X		X	X
Geeignet für Fussbodenheizung (TVerbraucher < TKessel)				X	X	X
Geeignet für Luftherhitzer mit Einfriergefahr			X ¹⁾		X	X
Geeignet für Ladung Warmwasserspeicher	X	X	X		X	X
Speicherladung mit externem Wärmeübertrager	X		X			
Fernwärmeanschluss direkt	X					X
Fernwärmeanschluss indirekt	X					
Distanzen über ca. 20 m (>1 kPa, mit Hauptpumpe) zwischen Bypass und Regel-Fühler möglich	X ²⁾	X			X	X

¹⁾ Schaltung nicht geeignet für Anlagen mit Distanzen über 20 m zwischen Bypass und Regel-Fühler (Totzeit)

²⁾ Beim Anfahren zeitliche Verzögerung der Eintrittstemperatur in den Wärmeverbraucher (Totzeit)

Grundlagenquellen für Darstellung: [7]; [8]

4.2.1 Unterschiedliche Temperaturniveaus der Heizungsgruppen

Wenn sich die zu versorgenden Heizungsgruppen im Temperaturniveau stark unterscheiden, ist es wichtig, die hydraulische Schaltung an die entsprechende Versorgung anzupassen. Folgende Situationen müssen unterschieden werden:

Tabelle 5 Varianten mit verschiedenen Temperaturniveaus der Heizungsgruppen

Leistungsanteil und VL-Temperatur	Varianten für Einbindung
Grosser Leistungsanteil auf hohem Niveau	Heruntermischen der tieferen Niveaus (vertretbare Verluste)
Zwei Niveaus mit vergleichbarer Leistung	Aufteilung auf 2 Anlagen oder Kaskadenschaltung *) prüfen
Grosser Leistungsanteil auf tiefem Niveau	Aufteilung auf 2 Anlagen bzw. Nutzung der Heissgasauskopplung oder Spitzenlast mit Gaskessel prüfen

*) Kaskadenschaltung bringt nur einen Vorteil, wenn die tiefe Rücklauftemperatur genutzt wird (keine Schichtladung)

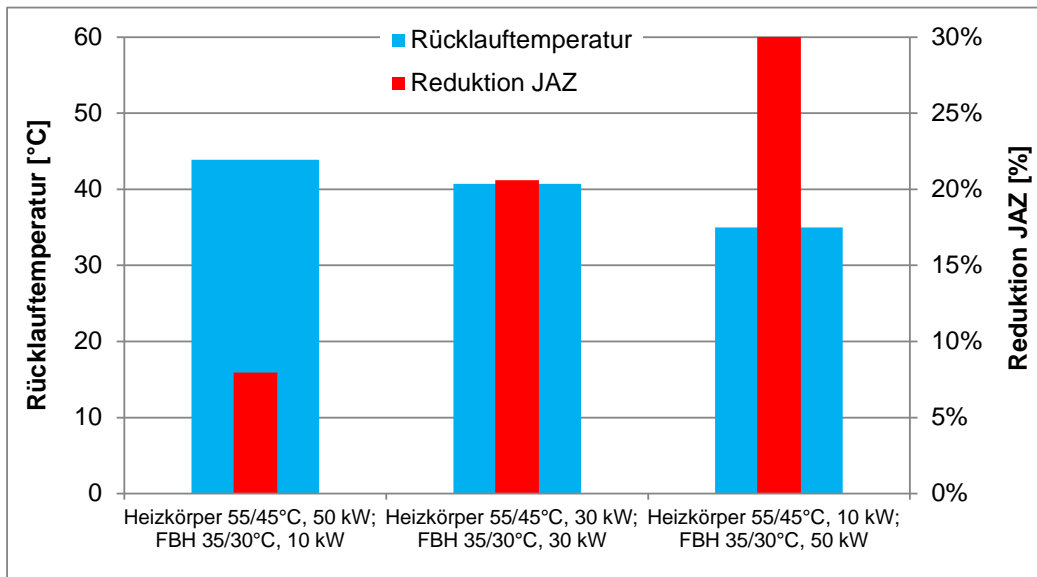
Da die erforderliche maximale Vorlauftemperatur in erster Linie die Arbeitszahl der Wärmepumpe bestimmt, treten je nach Leistungsanteil mit hoher VL-Temperatur erhebliche Einbussen bei der Jahresarbeitszahl der Gesamtanlage auf, wenn der Anlagebetrieb auf die höchste Heizgruppe ausgerichtet wird. Für den Vergleich dieser Fälle wurde eine Anlage mit zwei unterschiedlichen Heizgruppen und 60 kW Gesamtleistung betrachtet. Folgende Varianten wurden unterschieden:

- Heizkörper 55/45°C, 50 kW; FBH 35/30°C, 10 kW
- Heizkörper 55/45°C, 30 kW; FBH 35/30°C, 30 kW
- Heizkörper 55/45°C, 10 kW; FBH 35/30°C, 50 kW

Die Resultate zeigen, dass eine Aufteilung auf mehrere Teilanlagen (HT und NT Bereich) vor allem bei mittleren bis grossen Leistungsanteilen auf tiefem Temperaturniveau sinnvoll sind. Für die Entscheidung, wo die Grenze gezogen wird und eine Aufteilung (mit dadurch komplexerer Anlage) realisiert werden soll, sind folgende Punkte von Bedeutung:

- Grösse der Gesamtanlage (bei grossen Anlagen Aufteilung eher sinnvoll)
- Möglichkeiten für eine Aufteilung der Heizgruppen (leicht / erschwert / nicht möglich)
- Differenz der max. VL-Temperaturen der Gruppen (je grösser desto eher eine Aufteilung)
- Komplexität der Verteilung (viele Gruppen mit div. Verteilern und verschiedenen Heizkurven sprechen eher gegen eine Aufteilung und eher für ein bivalentes System)

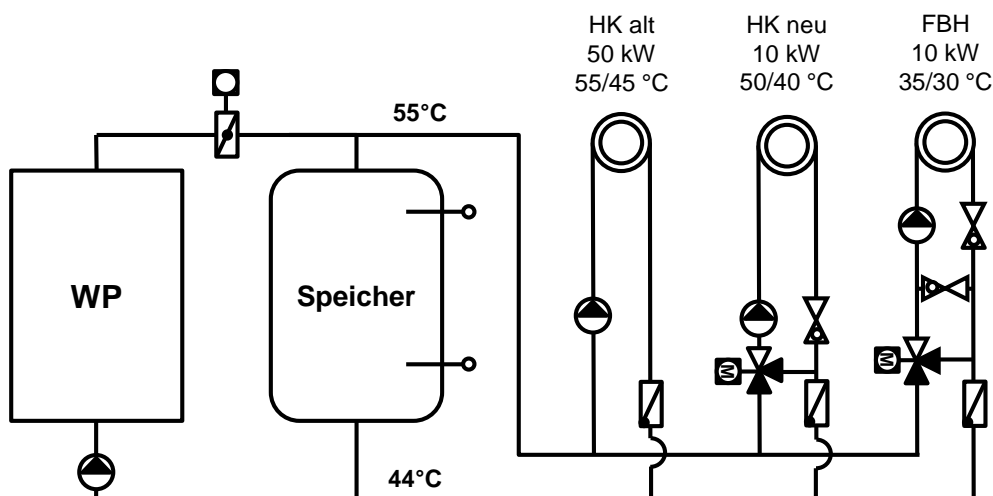
Figur 11 Einfluss unterschiedlicher Temperaturniveaus von Heizungsgruppen auf Effizienz



Datenbasis: Eigene Berechnung mit WPEsti / V6.3 / 2009 auf Basis COP für WP mit Erdwärmesonde, inkl. Sondenpumpe

Fall 1: Grosser Leistungsanteil auf hohem Niveau

Figur 12 Schaltung für einfache Anlage mit grossem Leistungsanteil auf hohem Niveau



Im Beispiel mit einem grossen Leistungsanteil auf hohem Temperaturniveau werden die Gruppen mit tieferen Vorlauftemperaturen mit den Beimischschaltungen heruntergemischt. Dadurch entsteht dort ein Exergieverlust, welcher in der Wärmepumpe mit einer schlechteren Arbeitszahl „bezahlt“ werden muss. Da der grosse Leistungsanteil an der Gruppe mit der höchsten

Vorlauftemperatur benötigt wird hält sich die Reduktion der Jahresarbeitszahl in Grenzen. Eine Aufteilung ist in diesem Fall wenig sinnvoll, da die Komplexität der Anlage im Verhältnis zur erzielbaren Einsparung relativ hoch ist nicht begünstigt.

Wenn nicht eine Gruppe klar (zu jeder Zeit) die höchste Vorlauftemperatur benötigt, müssen alle Gruppen mit einer Vorlauftemperaturregelung ausgerüstet werden. Dies ist bei komplexeren Anlagen oft der Fall. In diesem Fall muss die Ladetemperatur der Wärmepumpe auf die jeweils höchste Gruppe geregelt werden (Zusammenfassung der Regelsignale der Einzelgruppen für die Laderegelung der Wärmepumpe). Damit wird verhindert, dass unnötigerweise eine zu hohe Vorlauftemperatur gefahren wird.

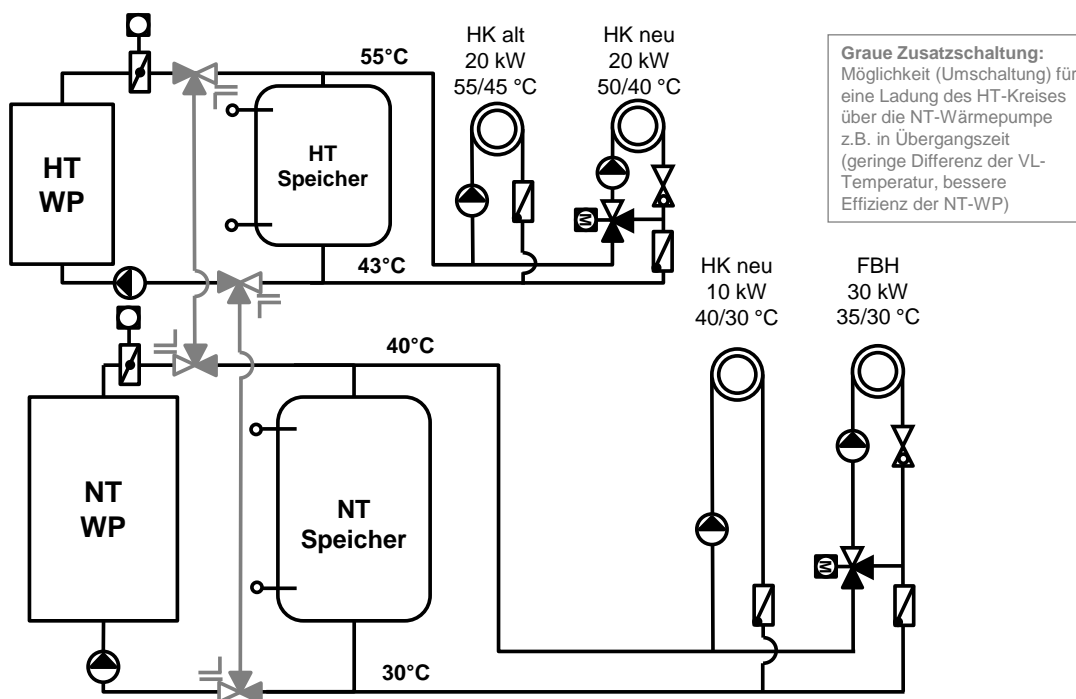
Bei komplexen Anlagen z.B. mit mehreren Verteilern und der Notwendigkeit einer Hauptpumpe (druckbehaftete Verteiler) werden für die Regulierung der Gruppen auch Einspritzschaltungen mit Durchgangsventil eingesetzt.

Fall 2: Vergleichbarer Leistungsanteil auf hohem und tiefem Niveau

Wenn bei den Verbrauchern Heizgruppen mit hoher und tiefer Vorlauftemperatur (z.B. bestehende Heizkörper + Fussbodenheizung) mit ähnlichem Leistungsbedarf vorkommen, sind die Verluste bei einer Mischregelung im Verteiler bereits wesentlich höher. In diesem Fall kann eine Aufteilung in Hochtemperatur- und Niedertemperaturgruppen sinnvoll sein. Folgende Punkte zeichnen eine Aufteilung in 2 Teilanlagen aus:

- Wärmepumpe kann optimal für jeweilige Betriebstemperatur gewählt werden (z.B. Maschine mit Kältemittel R134a für HT-Bereich; Niedrighubmaschine für NT-Bereich)
- Unterschiedliche Betriebscharakteristiken der Gruppen können besser geregelt werden
- Aber: Komplexere und teurere Anlage, da zwei Wärmepumpen nötig und komplexere Hydraulik

Figur 13 Schaltung für Anlage mit Leistungsanteil auf hohem und tiefem Niveau mit 2 Teilanlagen

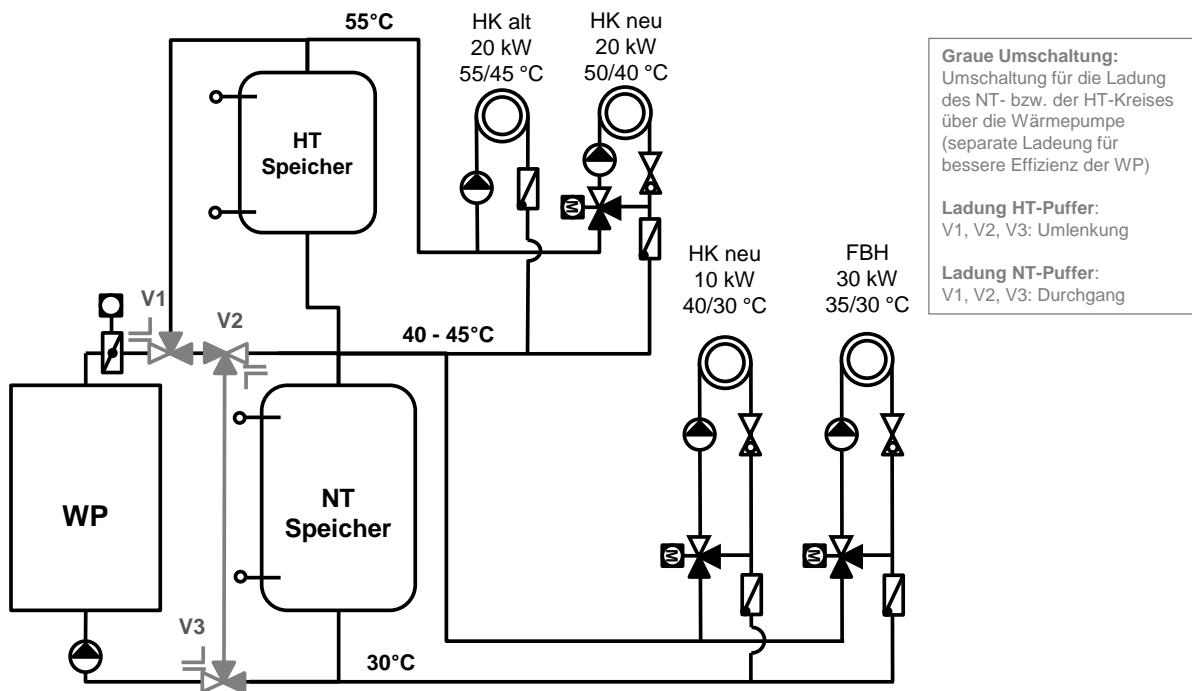


Für den Fall, dass durch die Verbraucher in der Hochtemperatur- und Niedertemperaturgruppe vergleichbare Wassermengen fließen und die Betriebscharakteristik ähnlich ist, kann auch eine Kaskadenschaltung der Hoch- und Niedertemperaturgruppe in Betracht gezogen werden. Dabei

wird der Rücklauf der Hochtemperaturgruppe als Vorlauf für die Niedertemperaturgruppe verwendet. Damit kann die Wassermenge mit tiefer Rücklauftemperatur erhöht und so die Exergie-Verluste verringert werden. Damit sich dies positiv auf die Effizienz der Wärmepumpe auswirkt, müssen die NT- und HT-Puffer separat geladen werden können. Folgende Punkte sind hier gegenüber einer Aufteilung in 2 Teilanlagen nachteilig:

- Durch die hydraulische Kopplung Gefahr von Fehlzirkulation. Dadurch hohe Anforderung an gute hydraulische Auslegung und klare Verhältnisse bei den Heizkurven
- Wärmepumpe muss für höchste Betriebstemperatur gewählt werden (HT Bereich)
- Aber: Anlage kann mit nur einer Wärmepumpe betrieben werden

Figur 14 Schaltung für Anlage mit vergleichbarer Leistungsanteil auf hohem und tiefem Niveau in Kaskade



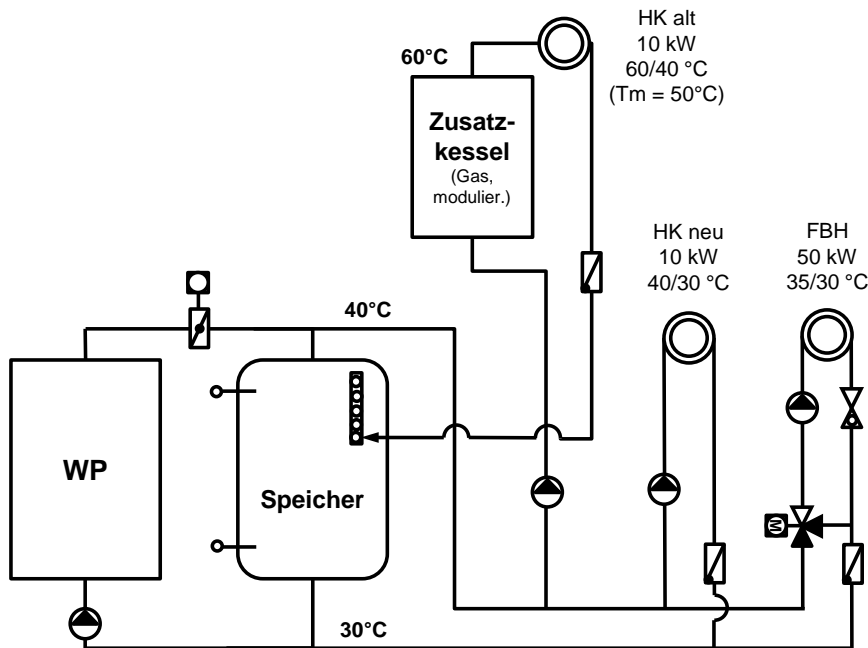
Aufgrund der oben beschriebenen Nachteile ist die Aufteilung in 2 Teilanlagen (Figur 13) einer Kaskadenschaltung (Figur 14) vorzuziehen.

Fall 3: Grosser Leistungsanteil auf tiefem Niveau

Wenn der grösste Leistungsanteil für Heizgruppen mit tiefer Vorlauftemperatur benötigt wird, ist es sehr wichtig die Wärmepumpenanlage vor allem auf diesen Betriebsfall zu optimieren. Insofern ist es in diesem Fall sinnvoll, die Gruppe mit hoher Vorlauftemperatur und kleiner Leistung separat zu betreiben. Dies kann wie im vorgehenden Kapitel beschrieben durch eine Aufteilung in 2 Teilanlagen (Figur 13) gelöst werden. Aufgrund der kleinen Leistung auf hohem Niveau kann es aber auch einfacher sein, die höheren Temperaturen über eine separate modulierende Gastherme zu erbringen. Um den Rücklauf der Niedertemperatur-Gruppen nicht durch den Rücklauf der Gruppe mit hohen Systemtemperaturen heraufzumischen, wird vorgeschlagen, den Rücklauf der Hochtemperatur-Gruppe separat in den Pufferspeicher zurückzuführen (z.B. über eine Schichtlanze in den oberen Teil des Puffers. Diese Variante ist vor allem sinnvoll, wenn folgende Punkte gegeben sind:

- Grosse Temperaturdifferenz zu Niedertemperatur-Gruppe bzw. VL-Temperatur >60°C
- Grosse Spreizung in dieser Gruppe realisierbar
- Jahresenergiebedarf der HT-Gruppe im Vergleich zum gesamten Bedarf gering
- Gastherme in Vorlauf der Gruppe einfach integrierbar

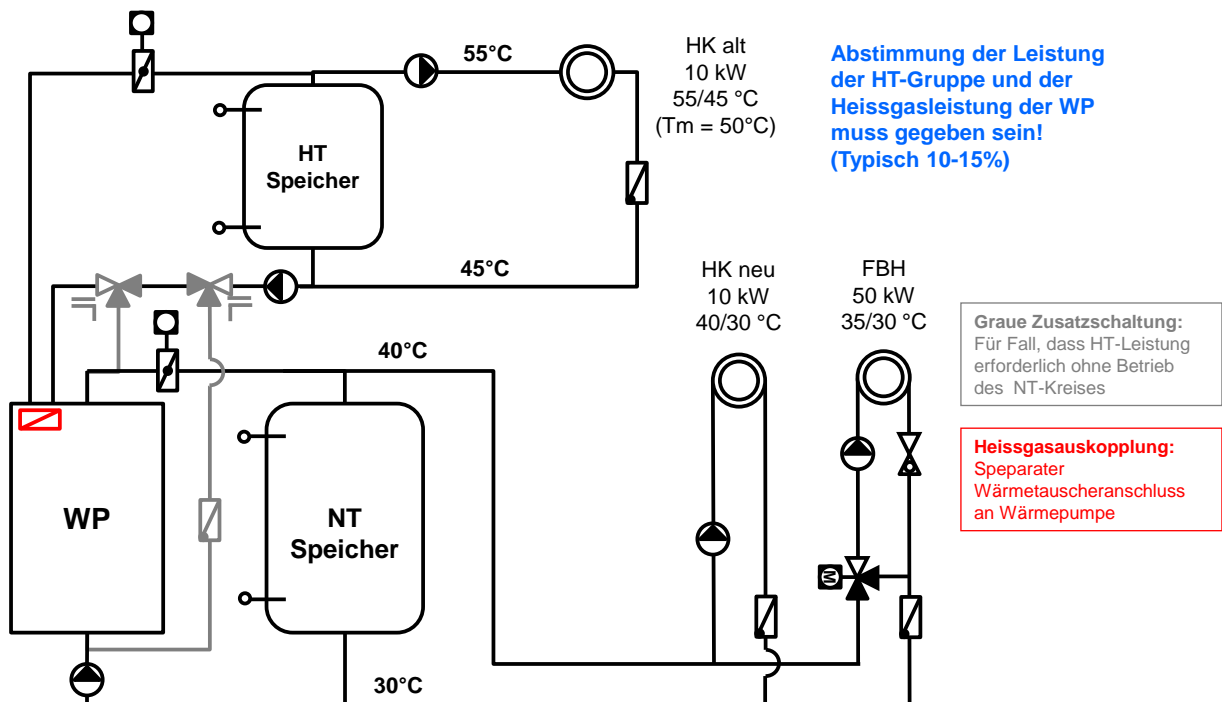
Figur 15 Schaltung für Anlage mit grossem Leistungsanteil auf tiefem Niveau mit Gaskessel



Eine weitere Möglichkeit besteht für die HT-Gruppe die hohen Temperaturen einer der Heissgasauskopplung der Wärmepumpe zu nutzen. Damit dies realisierbar ist, müssen folgende Punkte gegeben sein:

- Wärmepumpe muss über einen separate Heissgasauskopplung verfügen
- Leistungsbedarf der HT-Gruppe und der Heissgasauskopplung müssen korrespondieren
- Betriebscharakteristik der HT- und NT-Gruppen müssen ähnlich sein (wegen der Gleichzeitigkeit der Wärmeproduktion auf NT- und HT-Niveau)

Figur 16 Schaltung für Anlage mit grossem Leistungsanteil auf tiefem Niveau mit Heissgasauskopplung



Oft wird die Heissgasauskopplung wegen den hohen Temperaturen auch für die Warmwassererwärmung eingesetzt. In diesem Fall ergibt sich jedoch oft keine Gleichzeitigkeit im

Betrieb zwischen Warmwasserladung und Heizung. Aus diesem Grund wird empfohlen, die Warmwasserladung immer als separate Laderegelung auszubilden (siehe Kap. 4.5).

4.3 Pufferspeicher

Für den störungsfreien Betrieb müssen Wärmepumpen mit einer Minimalwassermenge durchströmt werden. Bei einer Wärmeverteilung mit einem wesentlichen¹ Anteil an Thermostatventilen kann diese nur gewährleistet werden, wenn eine hydraulische Trennung zwischen Erzeugerkreis und Abgabekreis erfolgt. Üblicherweise geschieht dies mit einem parallel geschalteten technischen Speicher. Als grober Richtwert für die Dimensionierung des Speichers gelten etwa 15-20 Liter pro Kilowatt der maximalen Wärmepumpenleistung [10], [11]. Die Dimensionierung ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausschaltpunkt der Speicherladung sowie der gewünschten maximalen Schalzhäufigkeit der Wärmepumpe².

Wenn für die Funktion der Anlage eine Energiespeicherung z.B. zur Überbrückung von Sperrzeiten oder bei einer Nutzung von Abwärme erforderlich ist, spricht man von einem Energiespeicher. Der erforderliche Speicherinhalt muss in diesem Fall projektbezogen bestimmt werden.

Auf den Pufferspeicher kann verzichtet werden, wenn folgende Punkte erfüllt sind:

- Kleinanlage mit guter Speicherfähigkeit der Wärmeabgabe (z.B. FBH)
- Heizwasservolumen der Anlage grösser als 15 l/kW
- Maximal 40% der Wärmeabgabe mit Thermostatventilen
- Keine Sperrzeiten der Wärmepumpe (sonst Energiespeicher für Überbrückung erforderlich)
- Geringe Temperaturschwankung der Wärmequelle (< 5 K) oder WP mit Leistungsregelung
- Keine Wärme für Abtauung über Prozessumkehrung nötig (Luft/Wasser-WPinsbesondere bei grösseren Anlagen von Bedeutung)

Verschiedene Untersuchungen an realisierten Anlagen zeigen, dass technische Speicher keinen positiven Einfluss auf die JAZ haben, sondern die Gesamteffizienz verschlechtern (siehe dazu auch Figur 28). Der Hauptgrund liegt in der Erhöhung der Kondensationstemperatur der Wärmepumpe, was zu einer Verschlechterung der Arbeitszahl führt. Da die Studien meist kleine Wohngebäude (v.a. EFH) mit Fussbodenheizung untersuchten, muss das Thema Puffer- oder Energiespeicher bei grösseren Gebäuden fallweise beurteilt werden.

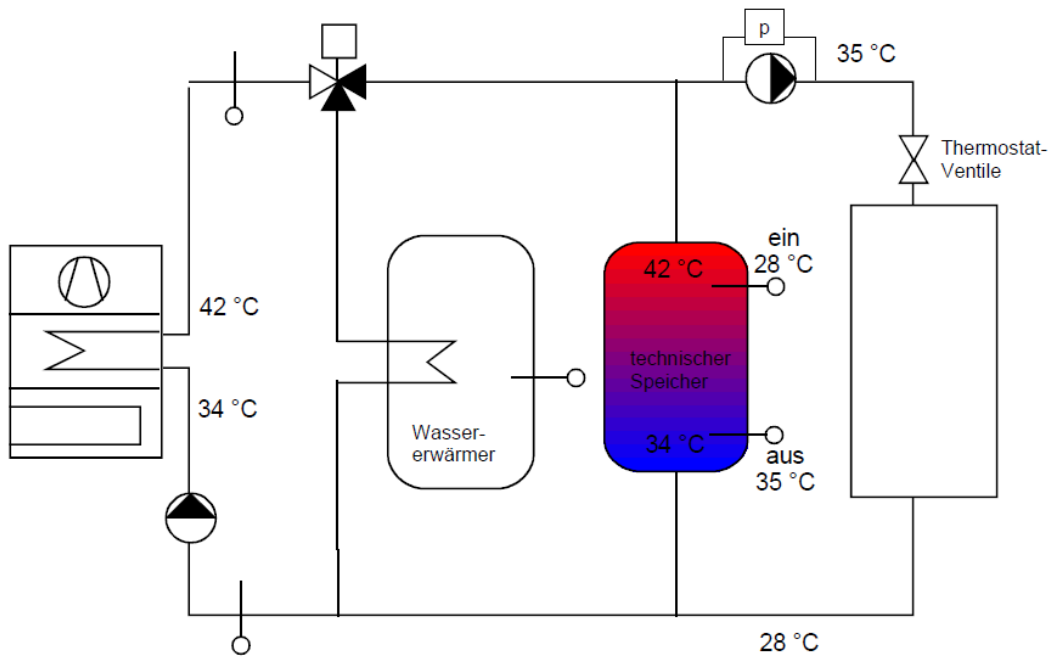
Für grössere Gebäude mit einer komplexeren Wärmeverteilung (mehrere Gruppen mit unterschiedlichen Betriebsarten oder Temperaturen) ist ein Pufferspeicher zur hydraulischen Trennung sinnvoll. Dies gilt vor allem für Gebäude (v.a. Altbauten) mit einem hohen Anteil an Heizkörpern mit Thermostatventilen.

Aus diesem Grund werden in diesem Bericht primär Anlagen und hydraulische Schaltungen mit Pufferspeicher betrachtet. Die Übertemperatur im technischen Speicher (Differenz zwischen Speichertemperatur und Vorlauftemperatur Heizung) ist so gering wie möglich zu halten. Um dies zu erreichen, ist eine Leistungsanpassung bei der Wärmeerzeugung wichtig (Einsatz einer mehrstufigen oder stufenlos regelbaren Wärmepumpe).

¹ Wärmeabgabe mit mehr als 40% Thermostatventilen.

² Typisch: 220 Liter/(kW x K x Schaltzyklus pro Stunde) entspricht bei Schaltdifferenz $dT = 5K$ und 3 Schaltzyklen Pro Stunde = 15 Liter/kW, bzw. bei 3 Schaltzyklen Pro Stunde = 22 Liter/kW; Quelle: [10]

Figur 17 Speichertemperaturüberhöhung bei Wärmepumpe mit Stufenladung



Quelle [12]: A. Huber, Energie-Praxis Seminar 2005 Präsentation „Wärmepumpen ohne Speicher mit tiefen Vorlauftemperaturen“

4.4 Laderegelung der Wärmepumpe

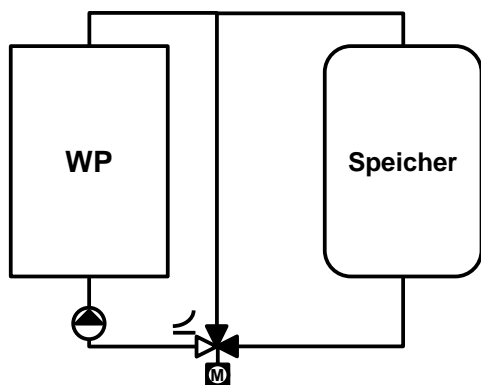
Die Wärmepumpenhersteller spezifizieren die Minimalwassermenge mit der die Wärmepumpe durchströmt werden muss. Dadurch kann die Temperaturdifferenz über dem Kondensator nur in einem gewissen Mass erhöht bzw. an die Erfordernisse der Speicherladung angepasst werden.

Als Laderegelung für die Speicherladung kommen folgende Regelungsarten zum Einsatz.

- Stufenladung
- Schichtladung

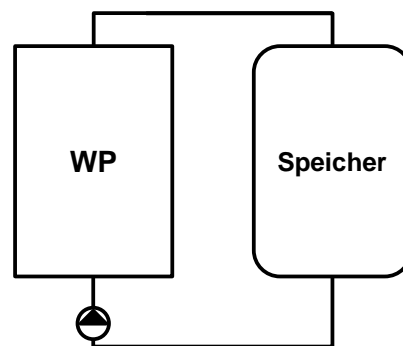
Figur 18 Prinzipschema Laderegelung für Speicherladung

Schichtladung



Vorlauftemperatur exakt steuerbar
Kleineres Umwälzvolumen

Stufenladung



Bessere JAZ
einfachere Verschaltung, geringere Kosten

Ein detaillierter Vergleich dieser beiden Laderegelungen ist in [13] zu finden. Folgende wesentlichen Merkmale und Vor- / Nachteile werden daraus für diese Studie abgeleitet:

Tabelle 6 Vor- / Nachteile und Merkmale der Stufenladung

Funktion	
Bei der Stufenladung erfolgt die Ladung in mehreren Durchgängen („stufenweise“). Zu Beginn mit tiefer und anschliessend mit steigender Kondensator-Austrittstemperatur.	
Vorteile	Nachteile
Einfache Hydraulik, kostengünstig	Endtemperatur nach Ladung höher als erforderlich (dT)
Regelung einfach, ohne Regelventil	Vorlauftemperaturschwankungen (bei Ladung)
Über Ladezyklus bessere Arbeitszahl	Unterdeckung beim ersten Ladedurchgang
	Rückwirkung auf Verdampfer beim Anfahren
Geeignet für	Ungeeignet für
Kleinanlagen (vor allem wegen Einfachheit)	Komplexe Anlagen mit hohen Anforderungen
Anlagen mit hoher Spreizung zwischen VL / RL (z.B. Warmwasserbereitung, Frischwassersysteme)	Anlagen mit geringer Spreizung zwischen VL / RL (wegen Überschwingen bzw. reduziertem Hub der WP)
Wenige Heizgruppen mit geringer Empfindlichkeit auf Schwankungen in der VL-Temperatur	Anlagen mit hohen Anforderungen an Regelgenauigkeit (z.B. Luftherhitzer)
Wärmepumpenanlagen mit guter Leistungsregelung (dadurch nur geringe Temperaturüberhöhung)	

Tabelle 7 Vor- / Nachteile und Merkmale der Schichtladung

Funktion	
Bei der Schichtladung erfolgt die Ladung in einem einzigen Durchgang mit konstanter Kondensator-Austrittstemperatur. Dabei wird die Austrittstemperatur über das 3-Wege Ventil geregelt.	
Vorteile	Nachteile
Genauere Regelung der Speichertemperatur	Durch Beimischung schlechtere Arbeitszahl
konstante Vorlauftemperatur sichergestellt	Regelventil erforderlich (Kosten, Druckverlust)
maximale Nutzung der Speicherkapazität (Schichtung)	
keine Rückwirkung auf den Verdampfer (Anfahrbetrieb)	
Geeignet für	Ungeeignet für
Komplexe Anlagen mit hohen Anforderungen (konstante Vorlauftemperatur wichtig)	Kleinanlagen (wegen Komplexität)
Anlagen mit geringer Spreizung zwischen VL / RL (Hub der WP kann maximiert / optimiert werden)	Anlagen mit hoher Spreizung zwischen VL / RL (starke Effizienzmindern durch Beimischung)
Bei hohen Anforderungen an Regelgenauigkeit (Gruppen mit Luftherhitzer oder sehr geringer Trägheit)	Speichersysteme mit schlechter Schichtung (z.B. hohe Volumenströme, ungünstige Speicherform)

Grundsätzlich ist bei komplexeren Anlagen der Einbau des 3-Wege Ventils zur Regelung vorzusehen, um für gewisse Betriebsarten (z.B. Anfahrbetrieb) eine hohe Störungssicherheit zu gewährleisten. Dies auch wenn der Normalbetrieb der Anlage mit Stufenladung erfolgt.

Wenig sinnvoll ist es, die Wärmepumpe auf eine kleine Temperaturdifferenz über dem Kondensator auszulegen um eine Stufenladung mit geringer Temperaturüberhöhung im Endladezustand zu erreichen. Dadurch werden der Durchfluss und damit der Druckabfall stark erhöht, was zu einem hohen Strombedarf der Ladepumpe führt. In diesem Fall ist es besser mit einer Schichtladung bei einer für die Wärmepumpe optimalen Temperaturdifferenz zu fahren. Dieses Optimum ist abhängig vom Typ der Wärmepumpe (Verdichter) und dem eingesetzten Kältemittel.

Im Fall einer hohen Spreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf würde mit einer Schichtladung die Effizienz stark reduziert (hohe Kondensationstemperatur). In diesem Fall ist eine Stufenladung günstiger. Damit muss jedoch eine grössere Schwankungsbreite der Vorlauftemperatur zugelassen werden. Dies kann beispielsweise bei der Warmwasserladung meist akzeptiert werden.

4.5 Warmwassererwärmung

Bei der Warmwassererwärmung sind für die Wahl der Einbindungsart folgende Punkte von Bedeutung:

- Anteil des Warmwasserbedarfs am Gesamtwärmebedarf
- Anlage mit oder ohne Zirkulation
- Warmwassererzeugung zentral / dezentral

In SIA 385/1 [14] werden folgende Anforderungen an die Temperaturen für die Warmwassererwärmung gestellt:

- Trinkwasser, das bei einer Temperatur von 25°C bis 50°C während mehr als 24 Stunden nicht genutzt wird, muss thermisch desinfiziert, d.h. während einer Stunde auf 60°C erwärmt werden (Pflicht bei Gebäuden mit mittlerem Risiko nach SIA 385/1)
- Die Warmwasserversorgung wird so ausgelegt, dass 60°C am Ausgang des Wassererwärmers, 55°C in den warm gehaltenen Leitungen und 50°C an den Entnahmestellen erreicht werden können
- Für Durchflusswassererwärmer gilt diese Temperaturanforderung nicht, wenn das Warmwasser im angeschlossenen Warmwasserverteilsystem bis zu seiner Entnahme nicht länger als 24 Stunden bei einer Temperatur von 25°C bis 50°C bleibt

Diese Regelungen favorisiert die Trinkwasserbereitstellung im Durchlaufprinzip gegenüber der Verwendung von grossen Trinkwarmwasserspeichern z.B. zur Bevorratung eines Tagesbedarfs.

Bei der Warmwassererwärmung stehen grundsätzlich folgende Möglichkeiten zur Verfügung:

- Erwärmung mit eigener Warmwasser-Wärmepumpe
- Erwärmung über Warmwasserspeicher mit internem Register
- Erwärmung über Warmwasserspeicher mit externem Wärmeübertrager
- Erwärmung über Frischwasserstation

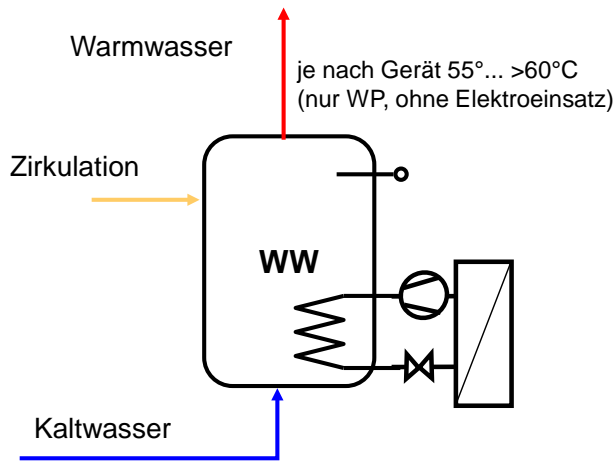
4.5.1 Wärmepumpenboiler / separate Warmwasser-WP

Insbesondere wenn der Warmwasserbedarf nicht sehr hoch ist oder an mehreren Orten (dezentral) anfällt, ist ein Wärmepumpenboiler eine prüfungswerte Lösung. Dies gilt insbesondere dann wenn folgende Punkte zutreffen:

- Durch kleinere, dezentrale Anlagen kann ein weitverzweigtes Zirkulationsnetz eingespart werden, was die Effizienz deutlich erhöht
- Räume mit lokal nutzbarem Abwärmepotential vorhanden (z.B. Waschküchen, Kompressorenräume, kleinere Kälteanlagen)
- Das Raumvolumen des Aufstellungsortes soll pro 1 kW Nennaufnahme mindestens 25 m³ betragen, ansonsten muss die abgekühlte Luft nach aussen oder in einen anderen Raum geblasen werden (Abluftventilator)

Durch die vollständige Trennung von der Raumwärmeerzeugung kann die Wärmepumpe optimal auf die Warmwassererzeugung ausgelegt werden. Bei Anlagen mit grossem Warmwasserverbrauch kann dies auch mit einer eigenen von der Raumheizung unabhängigen Warmwasser-Wärmepumpe geschehen.

Figur 19 Schema Wärmepumpenboiler mit direkter Kondensation



Folgende Vor- und Nachteile sowie Kenndaten sind für Wärmepumpenboiler von Bedeutung

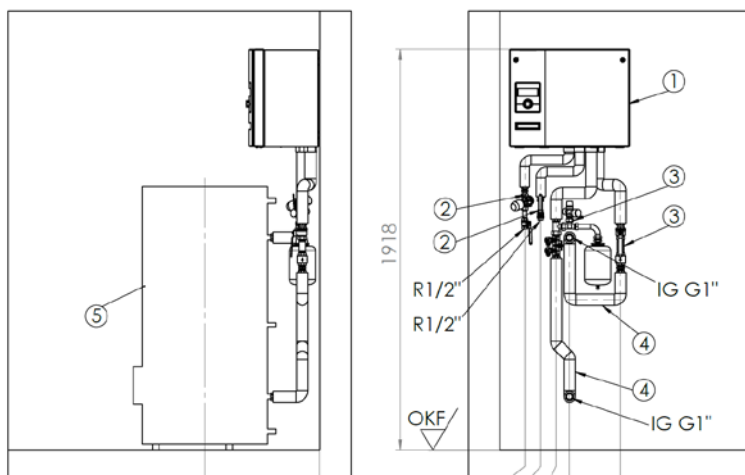
Tabelle 8 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Wärmepumpenboiler

Vorteile	Nachteile
Standardprodukte und daher günstig	Abhängig von verfügbarer Abwärme oder Raumwärme
Unabhängige dezentrale Erzeugung	Arbeitszahlen systembedingt beschränkt
Einfache Nutzung von Abwärme in Räumen möglich	
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Speichergrosse Standardgeräte: 250...1000 Liter	Eignung für dezentrale Nutzungen
Wärmeleistung Standardgeräte: 1.5...ca. 3 kW	Teilweise auch als Splitgeräte erhältlich
Kosten Standardgeräte: 3'000.- ... 10'000.- (je nach Speichergrosse; excl. Montage, excl. MWSt.)	Standardgeräte einsetzbar für min. Lufttemperaturen ab +6°C (gewisse Geräte auch +1°C bzw. + 8°C)
	min. Raumgrösse 25 m ³ für Wärmeentzug aus Luft

Dezentrale Warmwasser-WP

Stehen keine Abwärmen zur Verfügung, so kann auch mit einer speziellen Klein-Wärmepumpe das Warmwasser dezentral erzeugt werden. Als Wärmequelle für dieses System dient Heizungswasser mit 20°C bis 42°C. Damit kann eine Einbindung je nach Temperatur einfach in den Heizungsvorlauf oder -rücklauf erfolgen. Mit einem COP von 4.4 (bei W25/W50) kann so das Warmwasser mit einer guten Effizienz dezentral erzeugt werden.

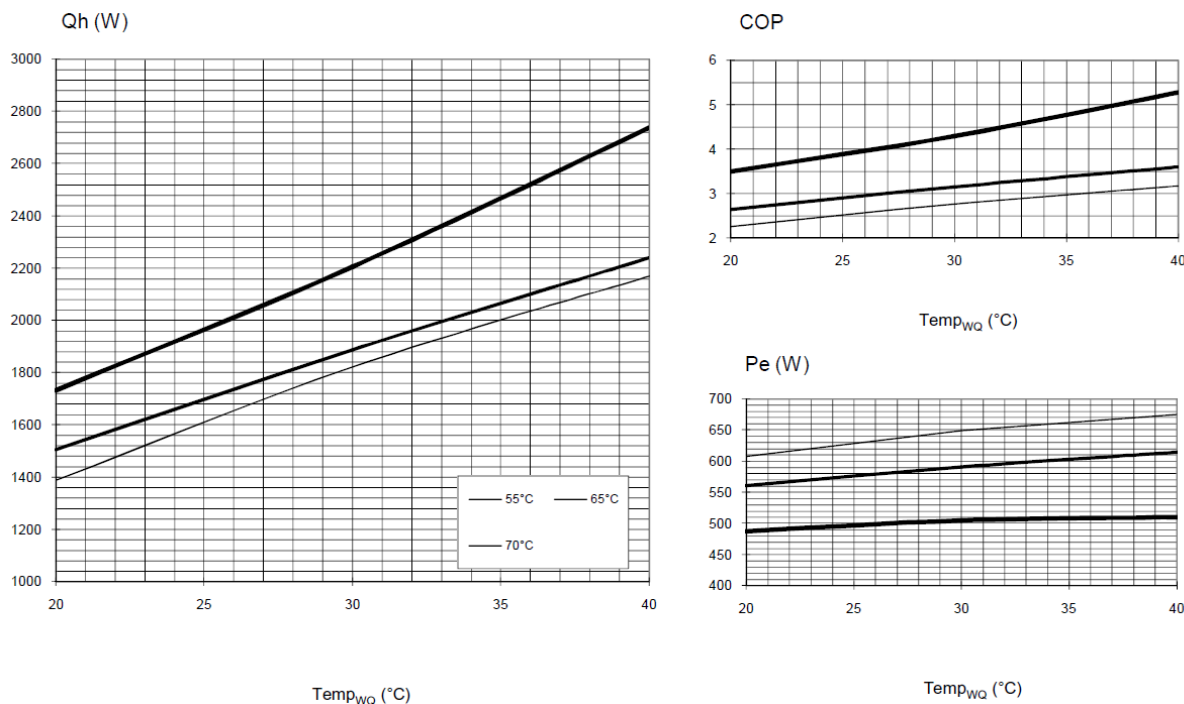
Figur 20 Installationskizze für dezentrale Warmwasser WP mit 200l Speicher



Bildquelle: Alpha-InnoTec GmbH, www.alpha-innotec.ch

Bislang ist die verfügbare Produktauswahl und damit das verfügbare Leistungsspektrum sehr beschränkt. Figur 21 zeigt die Leistungskurve einer Warmwasser-WP in Abhängigkeit der Quelltemperatur (Heizungstemperatur). Zu beachten ist bei diesem System, dass der abgekühlte Heizungsrücklauf in der Heizperiode durch die für die Raumwärme eingesetzte Wärmepumpe wieder erwärmt werden muss. Dies ist bei der Berechnung der Arbeitszahl für die gesamte Warmwassererwärmung zu berücksichtigen.

Figur 21 Leistungskurve dezentrale Warmwasser WP in Abhängigkeit der Quelltemperatur



Bildquelle: Alpha-InnoTec GmbH, www.alpha-innotec.ch

4.5.2 Warmwasserspeicher mit internem Heizregister

Mit einem internen Heizregister kann der Warmwasserspeicher grundsätzlich mit einer guten Arbeitszahl geladen werden, wenn das Heizregister grosszügig ausgelegt wird. Damit kann eine relativ ungestörte Schichtladung erreicht werden und die tiefe Verflüssigereintrittstemperatur zu Beginn der Ladung ergeben eine gute Arbeitszahl. Andererseits ist der Wärmeübergang vom im Speicher liegenden Heizregister an das Warmwasser viel schlechter als bei einem aussenliegenden Wärmeübertrager da die erzwungene Strömung auf der Warmwasserseite fehlt. Wichtig für die gute Funktion sind folgende Punkte:

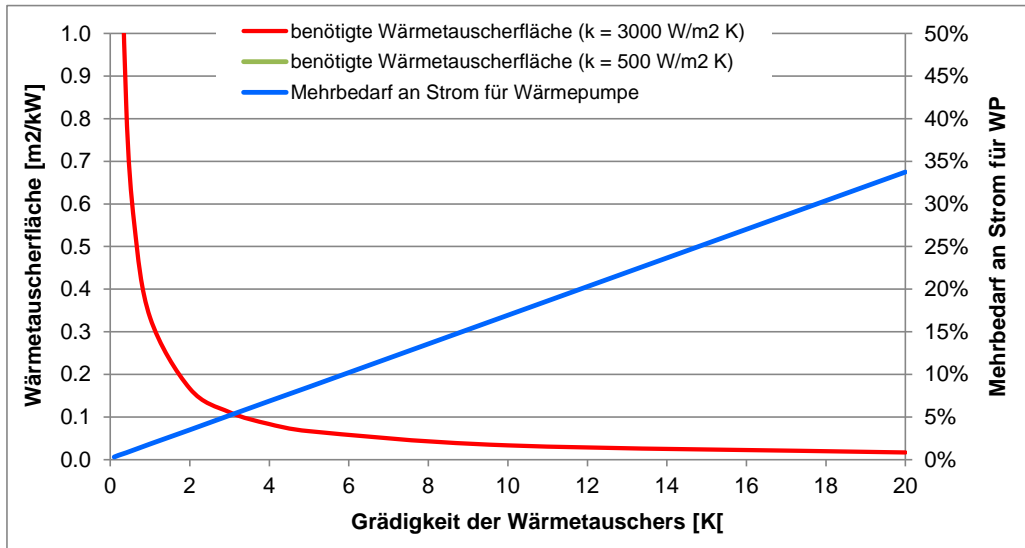
- Wärmetauschfläche mindesten $0.30 - 0.4 \text{ m}^2/\text{kW}$. Je grösser die Wärmetauschfläche desto höhere Endtemperatur wird bei identischer Vorlauftemperatur der WP erreicht
- Kein zu hoher Spitzenbedarf vorhanden, damit die benötigte Wärmeübertragerfläche im Speicher Platz findet

Diese Art der Einbindung ist einfach zu realisieren. Allerdings ist durch den ungünstigeren Wärmeübergang eine höhere Temperaturdifferenz zwischen maximaler Warmwassertemperatur und der maximalen Vorlauftemperatur der Wärmepumpe vorhanden. In Figur 22 ist die Abhängigkeit zwischen der Grädigkeit des Wärmeübertragers und der notwendigen Wärmeübertragerfläche für zwei typische Varianten dargestellt (interner Wärmeübertrager mit ca. $500 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$; externer Plattentauscher mit ca. $3'000 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$). Daneben ist der zu erwartende Mehrbedarf an Strom für die Wärmepumpe aufgetragen³. Bei einer Wärmeaustauschfläche von

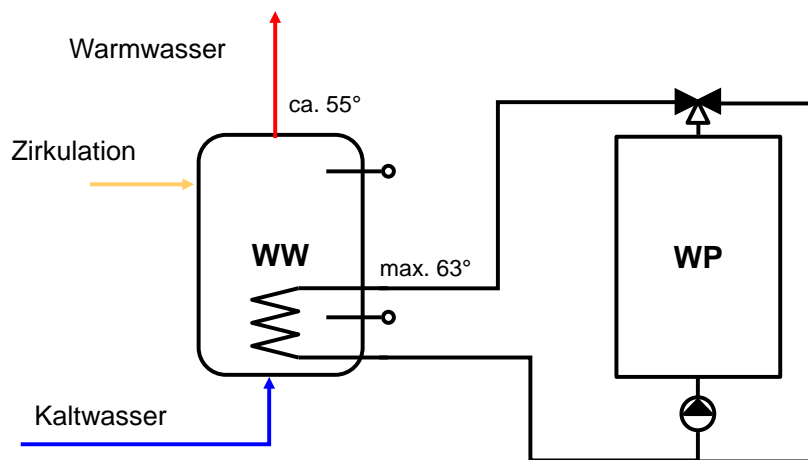
³ Basis Sole WP inkl. Sondenpumpe bei $50^{\circ}C$ Vorlauftemperatur

0.30 m²/kW sind knapp 7 K Temperaturdifferenz zu erwarten. Um 60°C am Ausgang des Warmwassererwärmers zu erreichen, wären damit mindestens 67°C Vorlauftemperatur ab der Wärmepumpe notwendig. Damit lassen sich die Anforderungen von SIA 385/1 mit üblichen Wärmepumpen alleine nicht erreichen.

Figur 22 Einfluss der Wärmeübertrager-Dimensionierung auf den Strombedarf der Wärmepumpe



Figur 23 Warmwasserspeicher mit internem Heizregister



Folgende Vor- und Nachteile sowie Kenndaten sind für Warmwasserspeicher mit internem Heizregister von Bedeutung:

Tabelle 9 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Warmwasserspeicher mit internem Heizregister

Vorteile	Nachteile
Einfache Einbindung mit wenigen Komponenten	Wärmeübertragerfläche beschränkt
Einfache Regelung, nur eine Pumpe nötig	Hohe Temperaturgrädigkeit vom Tauscher
Gut mit Solarwärme kombinierbar (Standardprodukte)	Dadurch erreichbare WW-Temperatur beschränkt
	Speicher kann nicht komplett durchgeladen werden
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Wärmetauscherfläche mindesten 0.3 - 0.4 m ² /kW	Keine hohen WW-Temperaturen erforderlich
Grosse Auswahl erhältlicher Speichergrössen	v.a. Eignung für kleinere Systeme ohne Zirkulation

4.5.3 WW-Ladung über Speicherladung mit externem Plattentauscher:

Um die Nachteile des im Speicher internen Heizregisters zu umgehen, kann die WW-Ladung über einen externen Plattentauscher erfolgen. Dadurch kann ein viel besserer Wärmeübergang erreicht werden als beim innenliegenden Wärmeübertrager. Damit ist eine höhere Übertragungsleistung und eine geringere Grädigkeit des Wärmeübergangs erreicht werden.

Durch den zusätzlichen Regelkreis und Pumpe ist diese Variante technisch deutlich komplexer. Folgende Punkte zur Regelung sind bei dieser Variante von Bedeutung:

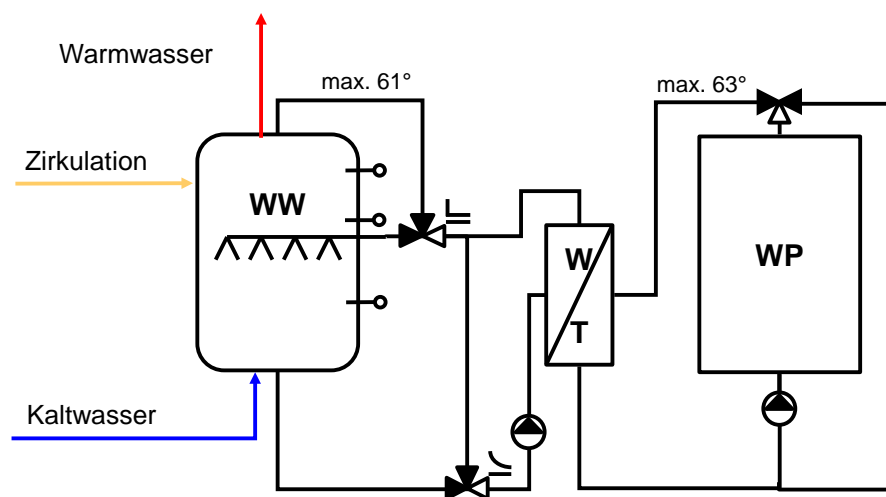
- Bei reiner Stufenladung im Zwischenkreis kann die Wärmepumpe lange mit einer tiefen Verflüssiger-Austrittstemperatur betrieben werden. Allerdings erfolgt auch eine Durchmischung der unteren Speicherhälfte und die maximal mögliche Warmwassertemperatur ist nicht konstant
- Bei reiner Schichtladung im Zwischenkreis kann auf die höchstmögliche Temperatur geladen werden und die maximale Temperatur steht sofort zur Verfügung. Ungünstig ist, dass die Wärmepumpe über die gesamte Ladung mit einer hohen Verflüssiger-Austrittstemperatur betrieben wird

Mit einer Kombination von Schicht- und Stufenladung wie sie in [15] beschrieben wird, können die Vorteile beider Laderegelungen genutzt und auch die Anforderungen an die Warmwassertemperaturen von SIA 385/1 eingehalten werden können.

Damit können folgende Hauptbetriebsarten gefahren werden:

- Normal-Ladebetrieb: Laden des Speicher mit Stufenladung über das Sprührohr in der Speichermitte, bis der Wärmepumpenaustritt die Ausschalttemperatur erreicht
- Spitzenlast-Ladebetrieb: Schichtladung des oberen Speicherbereichs auf einen definierten Ladetemperatur-Sollwert.
- Antilegionellen-Ladebetrieb: Durchladung des Speicher auf über 60°C von oben bis unten mittels Schichtladung (komplette Durchladung)

Figur 24 Warmwasserspeicher mit externem Heizregister



Grundlagenquelle für Darstellung: [15]

Folgende Vor- und Nachteile sowie Kenndaten sind für Warmwasserspeicher mit externem Heizregister von Bedeutung

Tabelle 10 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Warmwasserspeicher mit externem Heizregister

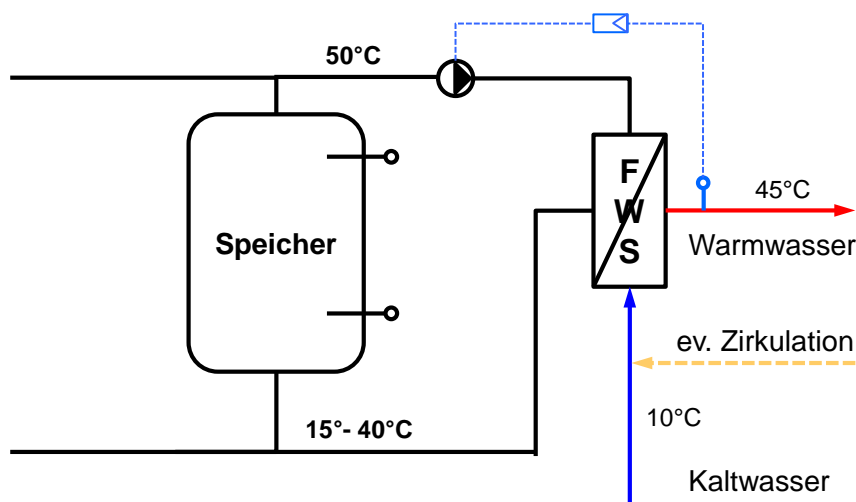
Vorteile	Nachteile
Wärmeübertragerfläche kann gross dimensioniert werden	Komplexere Einbindung mit mehr Komponenten
Geringe Temperaturgrädigkeit vom Tauscher erreichbar	Komplexere Regelung, zwei Pumpe nötig
Dadurch erreichbare WW-Temperatur bis >60°C	Grössere Druckverluste (Plattentaucher)
Legionellenschutz nur mit WP realisierbar	Höhere Kosten durch komplexeres System
Speicher kann komplett durchgeladen werden	
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Wärmeaustauschfläche mindestens 0.15 m ² /kW für geringe Grädigkeit 0.3 m ² /kW sehr zu empfehlen	Bei Anlagen mit hohen Zirkulationsverlusten können diese effizienter mit Schichtladung gedeckt werden
Freie Auswahl der Speichergrösse	Eignung daher für grössere Systeme mit Zirkulation
	Sowohl Schicht- als auch Stufenladung möglich

4.5.4 Frischwasserstation

Ein wesentlicher Vorteil der Warmwassererzeugung mit Frischwasserstationen ist, dass das Warmwasser bei Bedarf direkt erzeugt wird und keine Speicherung von Brauchwarmwasser stattfindet. Dadurch können nach SIA 385/1 tiefere Temperaturen als bei Warmwasserspeichern zulässig⁴ gefahren werden. Durch die tieferen Zapftemperaturen besteht damit eine günstige Ausgangslage für den Betrieb mit einer Wärmepumpe. Folgende Punkte sind bei der Installation von Frischwasserstationen zu beachten:

- Bei der Auslegung der Frischwasserstation ist auf eine möglichst tiefe Grädigkeit zu achten. Dadurch ist die Zapfleistung beschränkt, was bei der Gerätewahl zu beachten ist (s. Figur 26).
- Kurzfristig hoher Leistungsbedarf. Dies kann zu unerwünschten Durchmischung des Pufferspeichers führen (zu beachten bei Auslegung des Pufferspeichers)
- Bei Anlagen mit Zirkulation ist eine Zirkulationserkennung, welche im Zirkulationsbetrieb die Pufferrücklauftemperaturen weiter oben im Speicher einschichtet.
- Bei grösseren Anlagen kann eine Kaskadenschaltung von mehreren Stationen sinnvoll sein um die Bedarfsteuerung zu verbessern.

Figur 25 Warmwassererwärmung mit Frischwasserstation



Die Frischwasserstationen haben, wie auch die Warmwasserladung mit externem Wärmetaucher einen zusätzlichen Stromverbrauch für die Regelung und Pumpe. In [16] wurde

⁴ Nach SIA 385/1 Auslegung auf 60°C am Ausgang des Warmwassererwärmers, 55°C in den warm gehaltenen Leitungen und 50°C an den Entnahmestellen

dieser Stromverbrauch für Frischwasserstationen ermittelt und mit <1% des Energiebedarfs für das Warmwasser bewertet. Bezogen auf eine Wärmepumpenlösung liegt damit der zusätzliche Strombedarf bei <3% des erforderlichen Wärmepumpenstromes (Basis JAZ = 3).

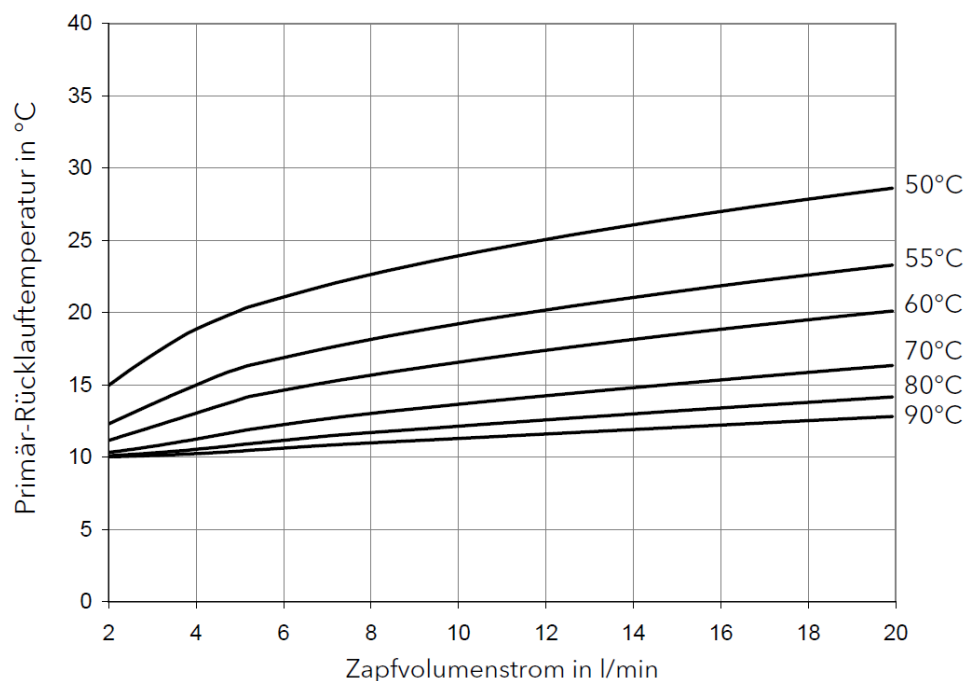
Folgende Vor- und Nachteile sowie Kenndaten sind für Frischwasserstationen von Bedeutung:

Tabelle 11 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Frischwasserstationen

Vorteile	Nachteile
Geringere WW-Temperaturen möglich (Effizienz)	Starke Schwankungen im Leistungsbedarf
Tiefe Rücklauftemperaturen realisierbar	Komplexere Regelung, zwei Pumpen nötig
Wärmeübertragerfläche kann gross dimensioniert werden	Eingeschränkte Zapfmenge bei tiefer Vorlauftemperatur
Komplette Systemgeräte mit eingebauter Regelung	Grössere Druckverluste (Plattentauscher)
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Auslegung mit minimaler Grädigkeit wichtig (max. 5K) sowie nach tiefen Primärücklauftemperaturen	Vor allem für kleinere Anlagen mit Verteilnetzen ohne Zirkulation geeignet (hohe Effizienz)
Max. Druckverlust Primärseite: 0.35...0.7 bar, Max. Druckverlust Sekundärseite: 0.45...1.2 bar	Weniger geeignet bei Anwendungen mit hohen Spitzen
Max. Zapfmenge 10-80 l/min (je nach Gerätetyp) Basis: WW: 10°C auf 45°C, VL: 50°C; RL ca. 30°C	Kaskadierung von mehreren Geräten möglich (1. Gerät für Zirkulation, weitere für WW-Spitzen)

Die Untersuchungen in [16] zeigen, dass es grosse Unterschiede zwischen Modulen bezüglich der erreichten Primärücklauftemperatur gibt. Diese Temperatur hat einen grossen Effekt auf die Systemeffizienz. Daher ist dies ein wesentliches Kriterium für die Systemauswahl. Ein grosser Wärmeübertrager kann zu tiefen Primärücklauftemperaturen führen. Dafür ist eine gute Regelung bei kleinen Volumenströmen erforderlich. Da die Leistungsangaben der Hersteller bisher meist bei verschiedenen Randbedingungen erfolgten, ist ein direkter Vergleich nicht einfach. In [16] wird daher ein Vergleich der Leistungskennwerte bei 45°C Solltemperatur, 10°C Kaltwassertemperatur und 55°C Primärvorlauftemperatur vorgeschlagen. Als Leistungskriterium ist dabei der maximale Sekundärvolumenstrom (Zapfmenge) und die erzielte Primärücklauftemperatur von Bedeutung.. Figur 26 zeigt beispielhaft die Kennlinien für ein Frischwassermodul mit einer max. Nenn-Zapfleistung von 20 l/min.

Figur 26 Beispiel für Abhängigkeit Primärücklauftemperatur von Zapfvolumen und Vorlauftemperatur

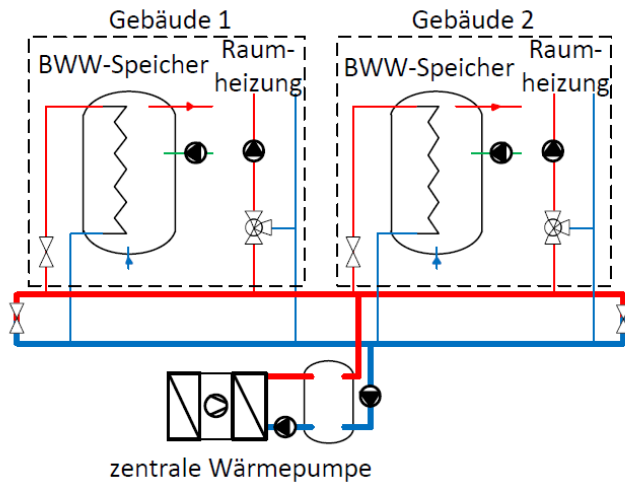


Quelle: Wagner & Co, 2010; www.wagner-solar.com; Basis Solltemperatur 45°C, Kaltwassertemperatur 10°C

4.5.5 Ungünstige Einbindung der Warmwassererwärmung

Bezüglich Effizienz als ungünstig sind Einbindungen, welche die unterschiedlichen Temperaturniveaus (Heizung und Warmwasser) gemeinsam bedienen. In [17] wurde ein System mit einer Warmwasser-Ladung über ein Nahwärmenetz untersucht. Figur 27 zeigt den Aufbau schematisch. Dabei liefert die zentrale Wärmepumpe sowohl Wärme für die Raumheizung als auch für das Warmwasser. Die Warmwasserladung in den Gebäuden erfolgt durch ein Hochfahren der Temperatur im gesamten Nahwärmenetz. Dieses System zeigte in den Berechnungen einem um Faktor 1.4 bis über 2 höheren Energiebedarf als ein System mit separater Erzeugung.

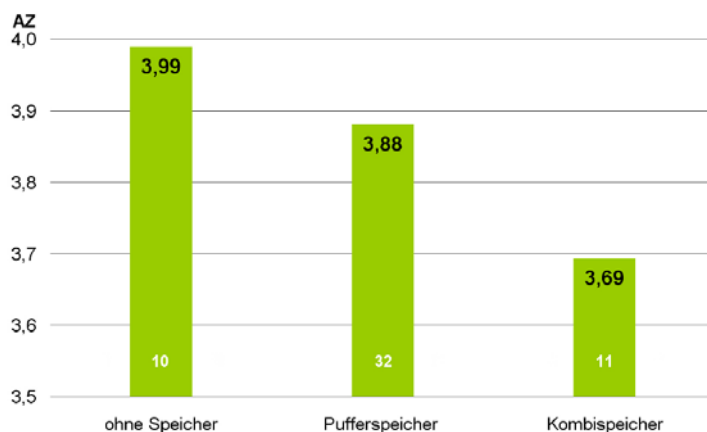
Figur 27 Ungünstiges System mit Warmwasser-Ladung über ein Nahwärmenetz



Bildquelle: [17]

Auch bei Anlagen mit Kombispeicher (Tank in Tank) zeigt sich in der Praxis bei ausgemessenen Anlagen oft eine ungenügende Effizienz. Dies zeigt sich beispielsweise in den Auswertungen der Untersuchung [18].

Figur 28 Gemessene Arbeitszahlen von Erdsonden-Wärmepumpen mit verschiedenen Speichertypen

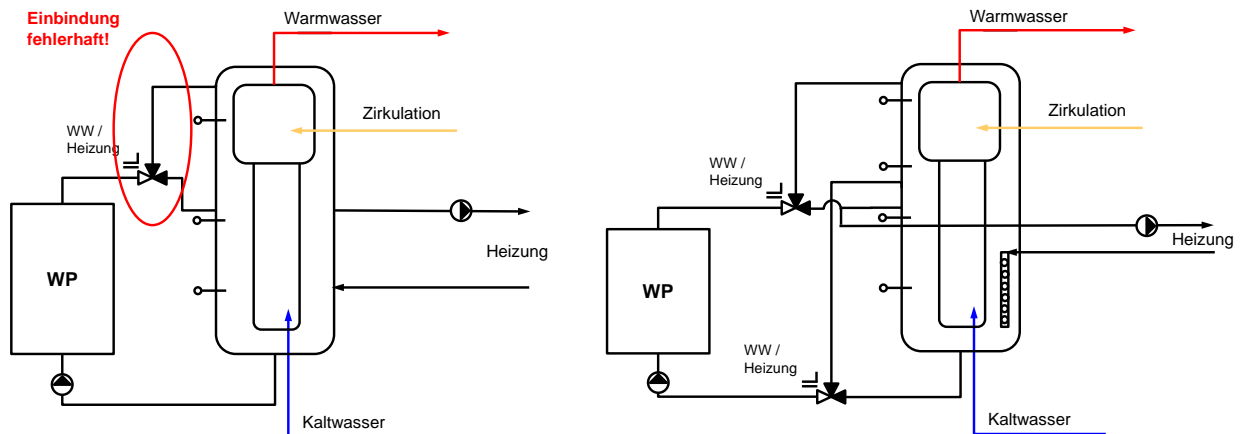


Daten und Bildquelle: [18]; Arbeitszahl für eine Jahresperiode (Heizung und WW); Datenbasis total 56 Anlagen

Als Grund für die ungünstigere Effizienz wird im Bericht insbesondere das Beladungsmanagement erwähnt. Dabei führt eine Speicherbeladung nur im Trinkwassermodus zu einer starken Effizienzminderung durch die zu hohen Temperaturen (welche für den Heizbetrieb nicht erforderlich sind). Als Gründe für das ungünstige Beladungsmanagement werden falsch positionierte Temperaturfühler, ungenaue Regelparameter und ein schlechtes Zusammenspiel der einzelnen Einflussgrößen angeführt.

Damit Systeme mit Kombispeichern effizient arbeiten, sind unbedingt ein korrekter Anschluss am Speicher, ein gutes Schichtungsverhalten und eine adäquate Einstellung des Reglers erforderlich. Auch die Temperaturschichtungen im Speicher müssen erhalten bleiben. Auch aus diesem Grund muss der Speicher in verschiedene Bereiche gegliedert sein, welche separat geladen werden können. Vom Einsatz eines Kombispeichers in einer Wärmepumpenanlage sollte abgesehen werden, wenn die Schichtung im Speicher nicht stabil gehalten werden kann.

Figur 29 Fehlerhafte und verbesserte Einbindung eines Kombispeichers



Kombispeicher sollten nur bei Einbindung von anderen Energiequellen (Sonne, Holz) verwendet werden. Wenn ein Kombispeicher eingesetzt wird, ist folgendes zu empfehlen [19]:

- Die Speicheranschlüsse sind auf ihren Einfluss auf die Schichtung bei verschiedenen Volumenströmen zu überprüfen
- Speicheranschluss für Rücklauf Boilerladebetrieb muss zwingend oberhalb der Raumwärme-Zone in den Speicher eingeführt werden
- Temperatursensor für Boilerladung muss ein Mindestabstand zur Raumwärme-Zone aufweisen damit keine Beeinflussung durch Durchmischungen erfolgt (Richtwert > 20 cm)
- Es ist zu prüfen, ob es sinnvoll / möglich ist, den Speicher bei Wärmepumpenbetrieb zur Raumheizung ganz zu umgehen (z.B. bei WP mit Leistungsregelung oder Abnehmern mit Fussbodenheizung)

4.5.6 Warmwasserzirkulation

Für die Warmwassererzeugung mit einer Wärmepumpe ist die Warmwasserzirkulation aus verschiedenen Gründen ungünstig. In verschiedenen Untersuchungen ([15], [17], [20]) wurden diese Einflussfaktoren beschrieben. Zusammengefasst sind dies folgende:

- Wärmetauscherfläche mindesten 0.30 - 0.4 m²/kW. Je grösser die Wärmeaustauschfläche desto höhere Endtemperatur wird bei identischer Vorlauftemperatur der WP erreicht
- Zusätzliche Wärmeverluste bedingt durch die Verdoppelung der Leitungslängen
- Strombedarf der Zirkulationspumpe
- Zirkulationsrücklauf mit ungünstigem Einfluss auf die Schichtung des Speichers
- Schneller absinkende Temperaturen infolge Durchmischung (häufigeres Nachladen)
- Ein um ca. 20% grösseres Speichervolumen aufgrund der Durchmischung des Speichers

Insbesondere in der Studie [17] wurde auch der Frage nachgegangen, ob eine Zirkulation oder eine Lösung mit elektrischer Begleitheizung günstiger wäre. Es zeigte sich, dass die Unterschiede relativ klein sind und eine Abwägung zwischen den beiden Systemen sinnvoll ist. Allgemein ist bei einem Zirkulationssystem und auch der Warmwasserverteilung folgendes wichtig:

- Gute Dämmung aller Leitungen
- Zirkulationsverluste z.B. durch ein Rohr-an-Rohr-System minimieren

- Zirkulations-Fördermenge minimieren. Damit möglichst grosse Temperaturspreizung. Die Grenze der zulässigen Spreizung ergibt sich aus den Anforderungen von SIA 385/1
- Guter hydraulischer Abgleich der einzelnen Zirkulationsstränge (minimierte Zirkulationsmenge)

Für den Einsatz eines Zirkulationssystems spricht folgendes:

- Grosse Warmwasserverteilung (ausgedehntes Anlagennetz)
- Möglichkeit der effizienten Deckung von Zirkulationsverlusten z.B. durch die Nutzung der Enthitzung oder ev. einer separaten Zirkulationswärmepumpe
- Geringer Einfluss der Zirkulation auf Schichtung erwartet (z.B. mit Zirkulationsspeicher)
- Deckung der Zirkulationsverluste kann mit einer Schichtladung erfolgen

Für den Einsatz einer Begleitheizung spricht folgendes:

- Warmwasserverteilung mit geringer Ausdehnung
- Bei Umbauten, welche noch keine Zirkulation aufweisen
- Warmwassersysteme mit klar definierten Betriebszeiten
- Grosser Einfluss der Zirkulation auf die Speicherschichtung und Effizienz erwartet (z.B. bei CO₂-Wärmepumpen für WW-Erzeugung)
- Deckung der Zirkulationsverluste kann auf der Anlage nur mit Stufenladung über das gesamte Speichervolumen erfolgen

4.6 Abwärmenutzung

Für die korrekte Einbindung von Abwärmequellen müssen zum einen die versorgten Heizungsgruppen gut bekannt sein (Leistung, Temperaturniveau) und zum anderen auch die Abwärmequelle (Leistung, Temperaturniveau, Betriebscharakteristik). Folgende Situationen müssen unterschieden werden:

Tabelle 12 Unterschiedene Varianten bezüglich Temperatur für die Einbindung der Abwärmenutzung

Temperaturen Abwärme / Heizgruppen	Varianten für Einbindung
$T_{AW} > T_{RL}$ NT-Gruppe mit tiefem Rücklauf	Einbindung in Rücklauf NT-Gruppe
$T_{AW} > T_{RL}$ Gruppe mit höchstem Rücklauf	Einbindung in Hauptrücklauf oder in sep. WRG-Speicher
$T_{AW} >$ Ladetemperatur Pufferspeicher	Einbindung in Speicherladung Pufferspeicher
$T_{AW} < T_{RL}$ NT-Gruppe mit tiefem Rücklauf	Einbindung nur in WW-Ladung (Vorwärmespeicher) Wenn kein WW Einbindung auf Quellenseite

T_{AW} = Temperatur der Abwärmequelle; T_{RL} = Rücklauftemperatur der Heizgruppen

Damit die Nutzung der Abwärmequelle richtig eingeschätzt wird müssen zum Betriebsverhalten der Abwärme folgende Punkt bekannt sein:

Tabelle 13 Unterschiedene Varianten bezüglich Betriebsart für die Einbindung der Abwärmenutzung

Betriebsart der Abwärmeproduktion	Varianten für Einbindung
Abwärme kontinuierlich verfügbar (z.B. Server)	Einbindung in Rücklauf Heizung und Warmwasser (Sommer)
Abwärme diskontinuierlich (z.B. Kompressoren)	Für Einbindung ist ein Speichervolumen erforderlich
Abwärme nur im Sommer (z.B. Klimakälte)	Einbindung nur für WW-Ladung (Vorwärmespeicher)
Abwärme wird über Luft abgegeben	Einbindung mit Wärmepumpenboiler (bei WW-Bedarf) oder Luft / Wasser-Wärmepumpe (Nutzung Quellenseitig)

In den folgenden Kapiteln werden einige wesentliche Abwärmequellen und deren Einbindung für Nutzungen im Bereich Wohnen, Schule und Büro beschrieben.

4.6.1 Beispiel Serverabwärme

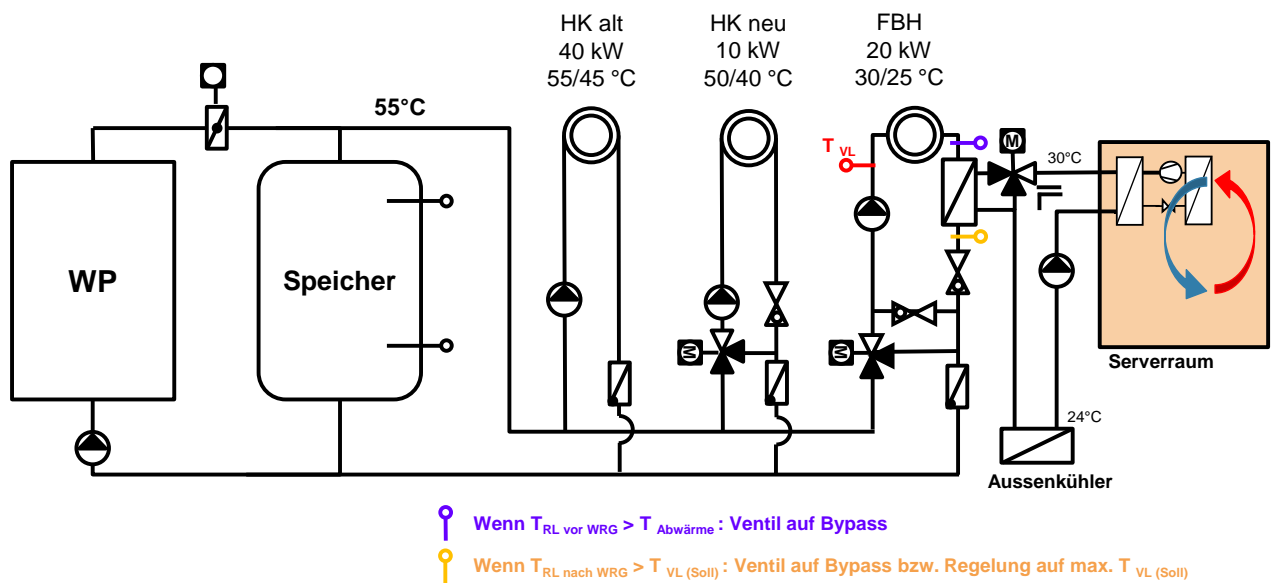
Für die Nutzung von Serverabwärme sind folgende Punkte von Bedeutung:

- Meist ganzjähriger Dauerbetrieb daher v.a. für Vorwärmung des Warmwassers geeignet
- Temperatur der nutzbaren Abwärme tief (je nach System ca. 28°C oder tiefer)
- Oft im Bestand mit bestehenden Klimageräten (Split-Geräten) gekühlt

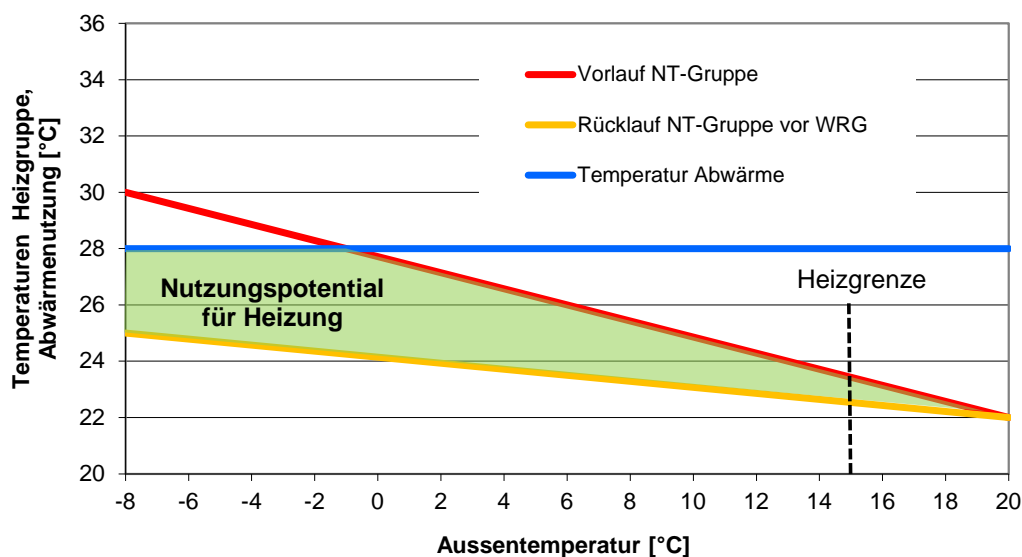
Aufgrund des tiefen Temperaturniveaus der Abwärme ist eine Nutzung im Rücklauf einer Heizgruppe nur möglich, wenn ein System mit max. Vorlauftemperaturen von 30°C oder tiefer vorhanden ist. Ist dies erfüllt kann die Abwärme für die Anhebung des Rücklaufs genutzt werden. Diese Wärmemenge muss dann nicht durch die Wärmepumpe erzeugt werden.

Bei dieser Einbindung ist darauf zu achten, dass zwingend die Rücklauftemperatur der Heizgruppe nicht die Temperatur der Abwärme überschreitet (Bypass-Regelung).

Figur 30 Beispiel Einbindung Nutzung Serverabwärme in Rücklauf NT-Gruppe



Figur 31 Temperaturen und Nutzungspotential für Serverabwärme in Rücklauf NT-Gruppe



Aus Figur 31 ist ersichtlich, dass auch in diesem Beispielfall mit tiefen Rücklauftemperaturen ein wesentlicher Teil der Abwärme ungenutzt bleibt und rückgekühlt werden muss. Um die Nutzung weiter zu verbessern kommen folgende Massnahmen in Frage:

- Bei Gebäude mit Warmwasserbedarf: Einbindung eines weiteren Wärmeübertragers zur Vorwärmung des Kaltwassers für die Brauchwarmwassererwärmung (Vorwärm Speicher)
- Bei Anlagen mit Erdwärmesonde oder Grundwassernutzung: Einbindung eines weiteren Wärmeübertragers zur Erhöhung der Quellentemperatur. Dies wäre auch der effizienteste Weg um die überschüssige Wärme rückzukühlen (z.B. im Sommer).

Tabelle 14 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Nutzung Serverabwärme

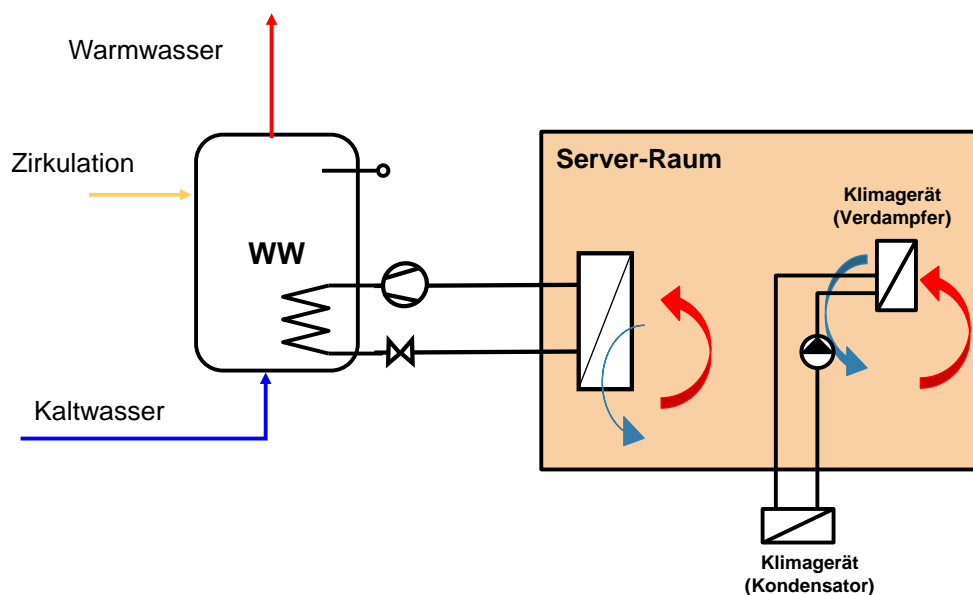
Vorteile	Nachteile
Direkte Nutzung der Abwärme	Druckverluste durch zusätzlichen Wärmeübertrager
Geringerer Rückkühlbedarf für Serverkühlung	Zusätzliche Regelungen erforderlich
Konstante Abwärmemenge	Wärmeabnahme beschränkt (nur Winter)
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Auslegung des Wärmeübertragers mit minimaler Grädigkeit (2-3K) wichtig für eine optimale Nutzung	Eignung bei Räumlicher Nähe für Einbindung des Wärmeübertrager und passendem Leistungsverhältnis
Geeignete Niedertemperatur Gruppe (VL/RL < 30/25°C)	Entsprechend ausgelegte Server-Rack notwendig

Ob die Massnahme wirtschaftlich ist hängt sehr stark von der Situation vor Ort ab. Günstig für eine gute Wirtschaftlichkeit sind folgende Punkte:

- Kurze Wege für erforderliche Verrohrung (Örtliche Nähe)
- Möglichst hohe Differenz zwischen max. Rücklauftemperatur und Temperatur der Abwärme
- Gute Übereinstimmung in der Leistungsbetrachtung zwischen Quelle und Senke (im Vergleich hoher Leistungsbedarf der Heizgruppe um bei Aussentemperaturen bis 10°C möglichst vollständige Wärmeabnahme zu erreichen)

Ist die Serverraumkühlung bestehend (z.B. Split-Geräte), ist mit vertretbarem Aufwand meist keine direkte Nutzung der Abwärme möglich. Als Alternative für Gebäude mit Warmwasserbedarf kann die Wärme aus der Raumluft mittels eines Wärmepumpenboilers relativ einfach genutzt werden. Dazu eignen sich vor allem Geräte mit separaten Verdampferinheiten (Split-Gerät). Damit kann der Wassererwärmer ausserhalb des Serverraums aufgestellt werden. Ein ähnliches Vorgehen ist auch für Waschküchen sinnvoll um die dort anfallende Abwärme zu nutzen.

Figur 32 Beispiel Einbindung Nutzung Serverabwärme mit Wärmepumpenboiler



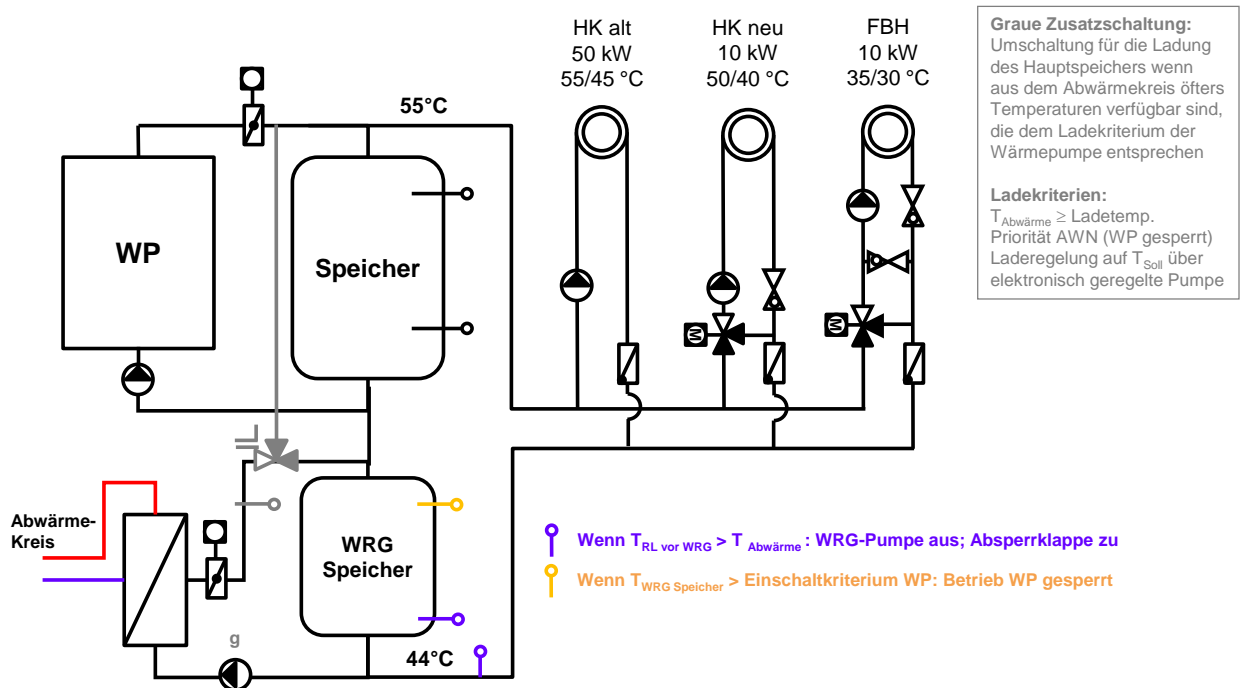
4.6.2 Beispiel Abwärme von Druckluftkompressoren

Für die Nutzung von Abwärme aus Druckluftkompressoren oder anderen diskontinuierlichen Abwärmequellen mit höherem Temperaturniveau sind folgende Punkte von Bedeutung:

- Durch den diskontinuierlichen Betrieb der Abwärme ist eine Wärmespeicherung nötig
- Temperatur der nutzbaren Abwärme kann je nach Quelle die Vorlauftemperatur bzw. das Einschaltkriterium für die Wärmepumpe übersteigen. Für die Einbindung ist daher eine Priorität gegenüber der Wärmepumpe nötig
- Oft im Bestand mit bestehenden Klimageräten (Split-Geräten) gekühlt

Ist das Temperaturniveau der Abwärme meistens höher als der Rücklauf der Heizgruppen aber deutlich kleiner als die benötigte Vorlauftemperatur, so ist eine Einbindung mit einem separaten WRG-Speicher sinnvoll. Dieser wird entsprechend der zu erwartenden Abwärmemenge (zeitliche Taktung, Einspeiseleistung) dimensioniert, dass eine gute Nutzung der vorhandenen Abwärme möglich ist. Dafür ist eine Betrachtung über die energetisch wesentlichen Betriebsbereiche (Aussentemperaturen) erforderlich. Da meist nicht sicher ausgeschlossen werden kann, dass die Rücklauftemperatur in jedem Fall tiefer als die Temperatur der Abwärmequelle ist, darf auch hier nur eine Nutzung erfolgen, wenn dies der Fall ist. Zudem soll die Wärmepumpe gesperrt werden, wenn die Temperatur im WRG-Speicher höher als das Einschaltkriterium der Wärmepumpe liegt. Damit sollen unnötige Ladungen der Wärmepumpe vermieden werden.

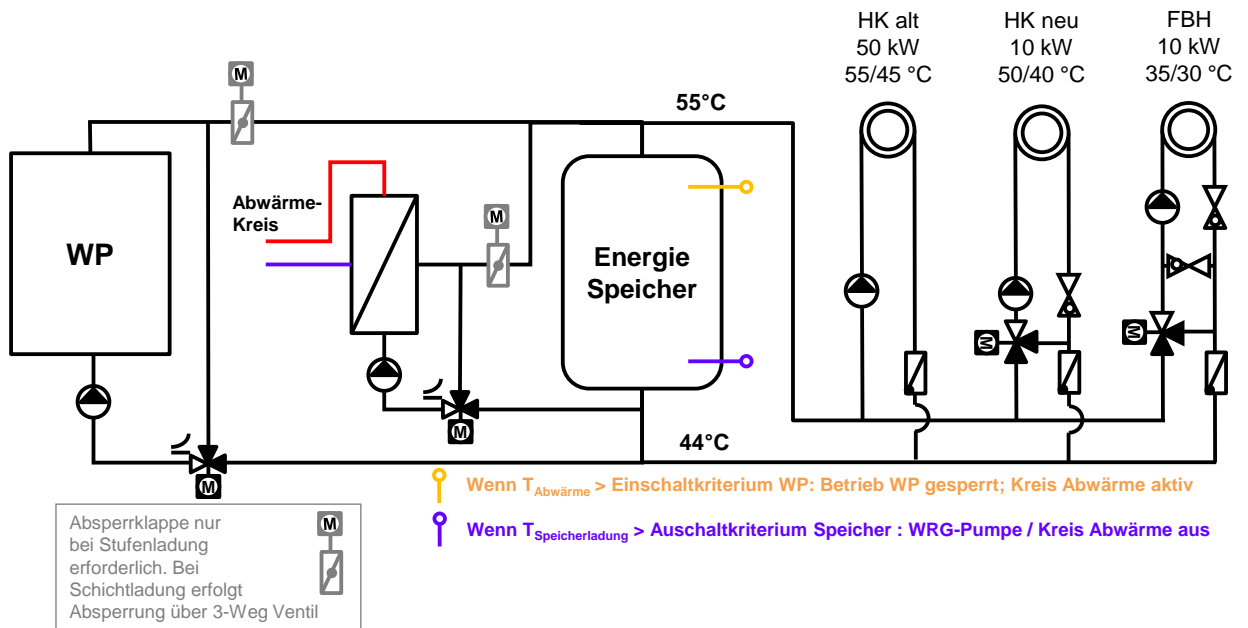
Figur 33 Beispiel Einbindung Nutzung diskontinuierliche Abwärme im Rücklauf



Ist das Temperaturniveau der Abwärme meistens höher als die erforderliche Ladetemperatur des Pufferspeichers (Vorlauftemperatur), so ist eine Einbindung direkt in den Hauptspeicher sinnvoll. Dieser muss auch hier entsprechend der zu erwartenden Abwärmemenge (zeitliche Taktung, Einspeiseleistung) dimensioniert werden, damit eine gute Nutzung der vorhandenen Abwärme möglich ist (Analyse der energetisch wesentlichen Betriebsbereiche). Meist ist es sinnvoll, den Einspeisekreis mit einer Laderegulung auszurüsten um die gewünschte Ladetemperatur im Speicher zu erreichen. Da in diesem Fall der Hauptspeicher als Wärmespeicher eingesetzt wird, ist für die Wärmepumpe ein Betrieb mit Schichtladung sinnvoller um das verfügbare Speichervolumen optimal nutzen zu können.

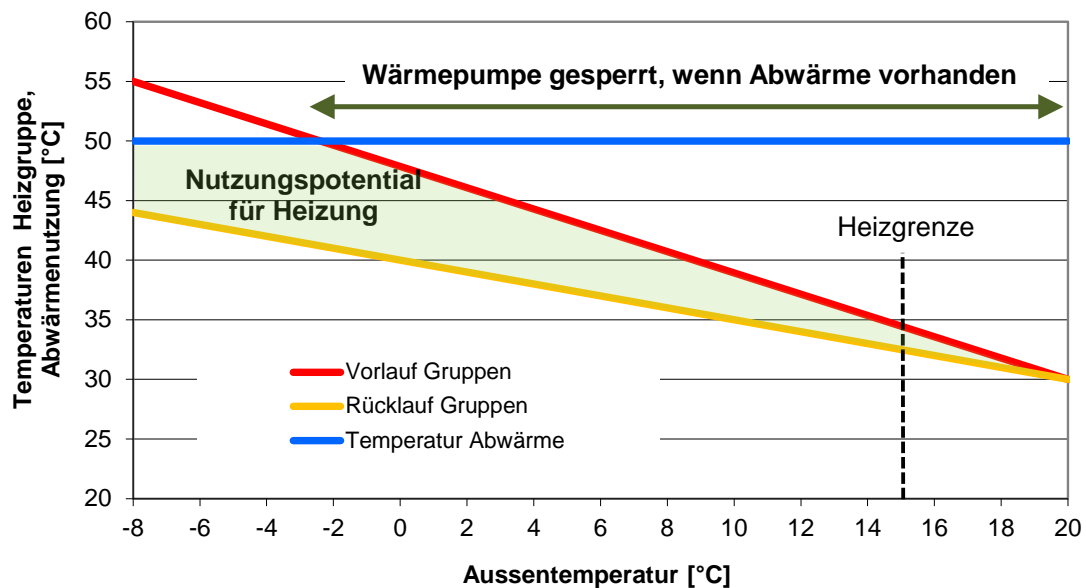
Figur 34

Beispiel Einbindung Nutzung diskontinuierliche Abwärme für Speicherladung



Figur 35

Temperaturen und Nutzungspotential bei Abwärme für Speicherladung



Ob die Massnahme wirtschaftlich ist, hängt wiederum stark von der Situation vor Ort ab. Günstig für eine gute Wirtschaftlichkeit sind folgende Punkte:

- Abwärmequelle für Abwärmenutzung vorbereitet (z.B. mit Wärmeübertrageranschluss)
- Kurze Wege für erforderliche Verrohrung (örtliche Nähe)
- Möglichst kontinuierlicher Abwärmeanfall (kleinerer Speicherbedarf)
- Temperatur der Abwärme meist genügend für Speicherladung (Vorlauftemperatur)

Ist im Gebäude ein wesentlicher Warmwasserbedarf vorhanden und die Abwärme ganzjährig verfügbar, soll in erster Priorität die Warmwasseraufbereitung mit der Abwärme zu versorgen (bessere Wirtschaftlichkeit wegen Sommerbetrieb).

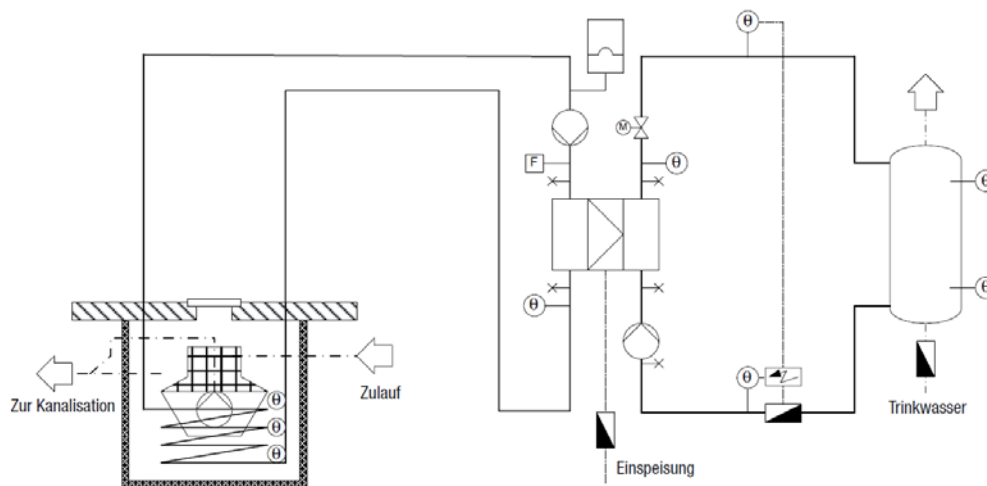
4.6.3 Beispiel Nutzung von Abwärme aus Abwasser

Für Gebäude, in denen ein grosser Warmwasserbedarf besteht, ist die Nutzung der Abwärme aus dem Abwasser sinnvoll. Da der Abwasseranfall und der Bedarf den Warmwasserspeicher nachzuladen eine günstige zeitliche Abhängigkeit haben, ist für dieses System vor allem die Nutzung der Wärme für die Warmwasserbereitung sinnvoll. Typischerweise erfolgt die Nutzung über spezielle Wärmeübertrager und eine eigene auf das Gesamtsystem angepasste Wärmepumpe. Durch den Einsatz einer speziellen Wärmepumpe können einerseits die hohen Abwärmemetemperaturen (23°C) genutzt wie auch Ladetemperaturen bis 70°C erreicht werden.

Im Vergleich zu einer Erdsonden-Wärmepumpe werden durch das hohe Quellentemperaturniveau deutlich bessere Jahresarbeitszahlen (25–30%) erreicht. Erfahrungswerte mit erstellten Anlagen zeigen eine minimale JAZ von 4.0 bei 60°C Warmwassertemperatur [21].

Die Wärme aus dem Abwasser wird dabei über einen Spiralwärmetauscher im Schacht und einen Solekreislauf zur Wärmepumpe geführt (Nutzung Quellenseitig). Das System eignet sich vor allem für Spitäler, Hallenbäder, Pflegeheime, Kasernen, Mehrfamilienhäuser oder Schulanlagen mit Duschen. Für die wirtschaftliche Nutzung der Abwasserenergie im Gebäude ist als Richtwert eine Abwassermenge von mindestens 8 bis 10 m³ pro Tag notwendig [22].

Figur 36 Beispiel Einbindung Nutzung der Abwasserwärme



Quelle:[23]; Wärmepumpen – Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung

Tabelle 15 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Nutzung Abwasserwärme

Vorteile	Nachteile
Nutzung der Abwärme vor Eintritt in Kanalisation	Platzbedarf für Abwasserschacht erforderlich
Hohe Arbeitszahl für Warmwassererzeugung (JAZ 4.0 bei 60°C Warmwassertemperatur)	Für Gebäude mit geringem Warmwasserbedarf nicht geeignet (Wirtschaftlichkeit)
Gute Gleichzeitigkeit zur WW-Ladung	Eigene Wärmepumpe für System erforderlich
Vollständige Deckung des WW-Bedarfs möglich	
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Nutzbare Abwassertemperatur ca. 23°C Ladetemperaturen für WW von 60°C problemlos	Für Gebäude mit Abwassermenge von 8 bis 10 m ³ /Tag oder mehr (entspricht ca. 30 Wohneinheiten)

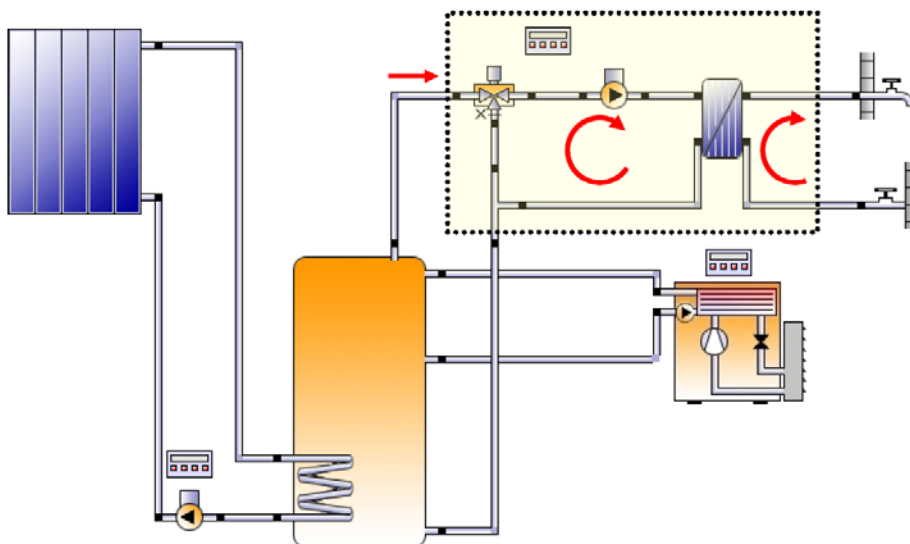
4.7 Einbindung von Solarwärme

Ob eine thermische Solaranlage installiert wird oder nicht, ist nicht in erster Linie abhängig von der Art der Wärmeerzeugung. Zwar sind thermische Kollektoren vor allem bei einer fossilen Wärmeerzeugung von Interesse, da sie den CO₂-Ausstoss direkt reduzieren. Für die Einbindung von Solaranlagen in Systeme mit Wärmepumpen ist vor allem der Warmwasserbetrieb von Interesse. Dies aus folgenden Gründen:

- Im Warmwasserbetrieb haben Wärmepumpen beschränkte Arbeitszahlen wegen den erforderlichen hohen Temperaturen. Thermische Solaranlagen können im Sommer diese Temperaturen problemlos liefern und dadurch den Strombedarf der WP reduzieren
- Thermische Solaranlagen für Heizungsunterstützung sind für Altbauten mit höheren Vorlauftemperaturen nur mit hohem finanziellem Aufwand zu realisieren. Insofern sind diese Anlagen nicht im Fokus dieses Projektes.

Für die Einbindung der Solaranlagen zur Warmwassererwärmung eignen sich die üblichen Systeme mit Warmwasserspeicher und internem oder auch externem Wärmeübertrager. Wichtig für die Einbindung der Nachladung des Warmwasserspeichers mit der Wärmepumpe ist ein grosszügig ausgelegter Wärmeübertrager (siehe auch Kapitel 4.5) sowie eine klare Priorität der Solaranlage. Aus den Resultaten einer Untersuchung zur Bewertung von Warmwasser-Erzeugersystemen [24] wird als energetisch optimale Lösung eine Variante mit Frischwasserstation bewertet.

Figur 37 Beispiel Einbindung Solaranlage für Warmwassererzeugung mit Frischwasserstation



Bildquelle: [24]

Um die Nutzung der Solarenergie zu optimieren stellt sich die Frage ob bzw. wann es sinnvoll ist, Energie aus dem Solarkreis auf der Quellenseite der Wärmepumpe (z.B. in den Erdwärmesondenkreis) einzuspeisen. Diese Frage wurde in [25] für verglaste Flachkollektoren und einer Erdwärmesonde mit +5 °C Soletemperatur untersucht.

Es zeigt sich, dass die Nutzung von Solarwärme auf der Quellenseite der Wärmepumpe nur dann zu besseren System-Arbeitszahlen führt, wenn die Einstrahlung gering ist. Im Weiteren ist das Temperaturniveau im Abgabekreis (Vorlauftemperatur) von Bedeutung. Nur bei hohen Temperaturen auf der Abgabeseite (z.B. 60°C) und bei geringen Einstrahlungen (z.B. Globalstrahlung < 100W/m²) ist die Einspeisung auf der Quellenseite interessant. Bei hoher Einstrahlung oder moderaten Vorlauftemperaturen ist eine direkte Nutzung der Solarwärme günstiger.

Für die in dieser Untersuchung betrachteten Warmwasser-Anlagen mit verglasten Kollektoren ist es daher kaum sinnvoll einen zusätzlichen Wärmeübertrager im Solekreis vorzusehen um die Solarwärme weitergehend zu nutzen. Dies aus folgenden Gründen:

- Durch die Priorität der Solarwärme gegenüber der Wärmepumpe besteht bei der Warmwassererwärmung häufig auch Wärmebedarf auf tieferem Niveau, welcher durch die Solaranlage besser direkt erbracht wird
- Durch den Wärmeübertrager würde die Anlage und Regelung deutlich komplizierter, was zu Fehlerquellen und damit einer Reduktion der Gesamteffizienz führen könnte. Dies scheint bei den eher geringen Vorteilen nicht sinnvoll

Die Betrachtung ist nicht zutreffend, wenn in der Anlage wesentliche solare Überschüsse erwartet werden (z.B. durch hohe Kollektorfläche pro Person oder lange Abwesenheiten wie z.B. in Schulferien), welche sonst ungenutzt blieben. In diesem Fall kann es sinnvoll sein, die Überschusswärme im Sommer zur Regeneration des Erdreichs zu verwenden.

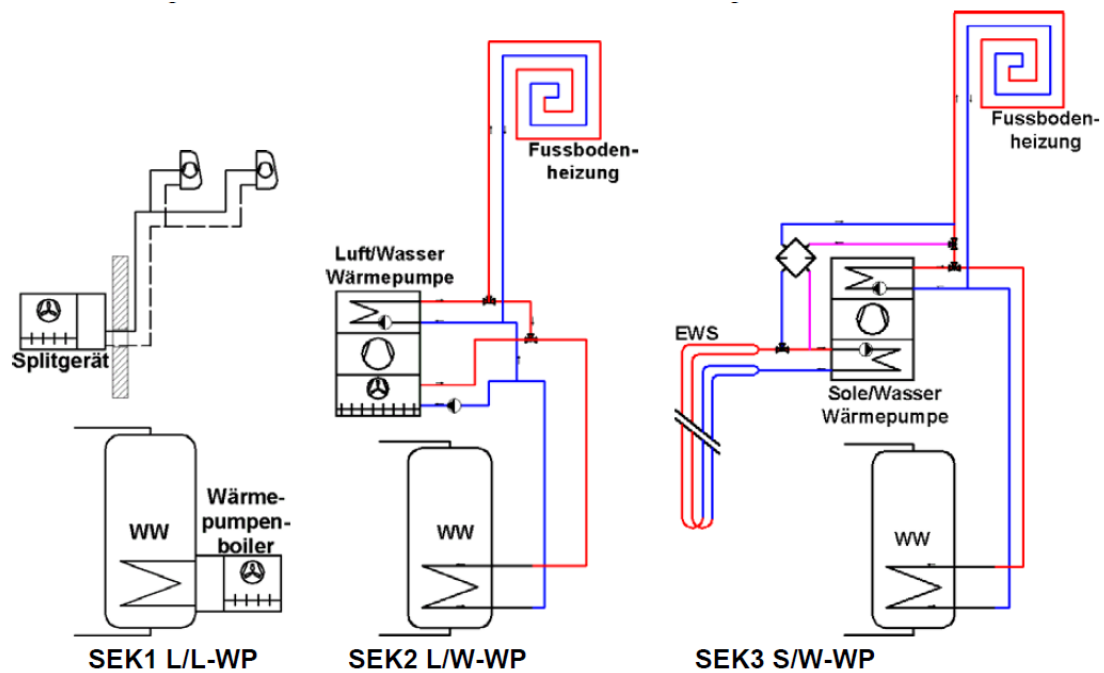
Bei Systemen mit Solaranlage muss der Einbindung und Regelung der Nachladung des Warmwasserspeichers über die Wärmepumpe folgende Punkte beachtet werden:

- Die Wärmepumpe darf die, für die Nutzung der Solarwärme wichtige, Schichtung im Speicher nicht zerstören. Dies erfolgt z.B. durch hohe zirkulierende Wasserströme oder ungünstige Anschlüsse des Wärmepumpenkreises an den Speicher. Mit einem WW-Speicher mit internem Heizregister für die Nachladung oder, bei Anlagen mit externem Wärmtauscher, mit genügendem Anschlussquerschnitt, Prallblechen oder Schichtlanzen kann die Gefahr der Durchmischung verringert werden.
- Bei einer Nachladung des Speichers mit der Wärmepumpe (für WW-Bedarf am frühen Morgen) ist der Speicherbereich für die Wärmepumpe so zu dimensionieren und zu Regeln, dass bei Sonnenaufgang der untere Speicherbereich (Solarteil) eine tiefe Speichertemperatur aufweist. Nur so ist eine effiziente Nutzung der Solarwärme möglich.

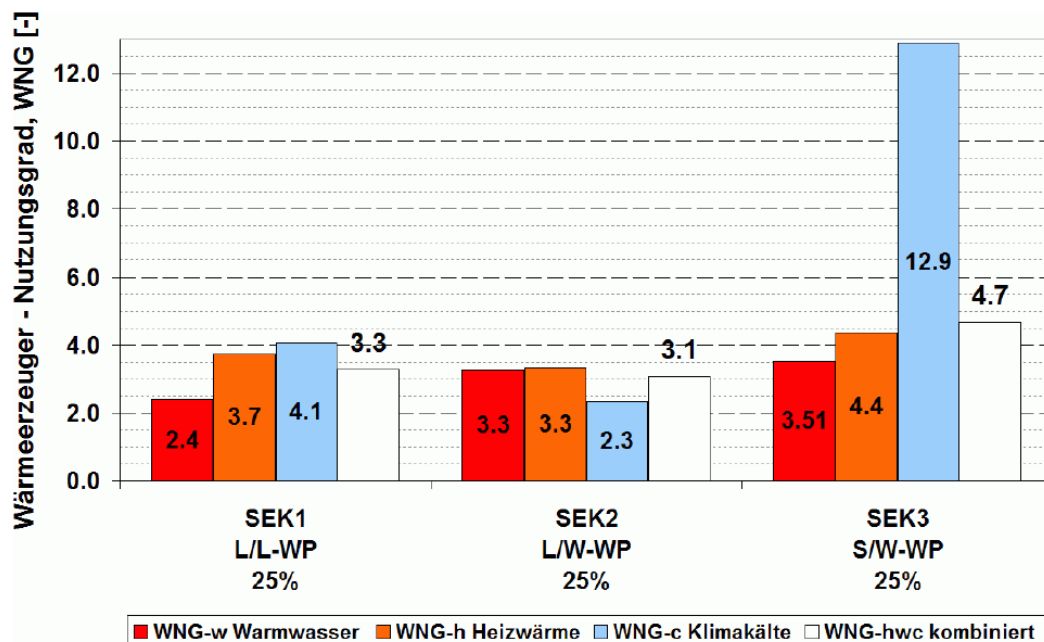
4.8 Einbindung Raumkühlung

Die Einbindung der Raumkühlung in Wärmepumpensysteme wurde in mehreren Studien analysiert [26], [27]. Während in [27] primär die Einbindung von Erdwärmesonden für eine Kühlfunktion mittels Freecooling untersucht wurde, betrachtete die Studie [26] verschiedene Standardlösungen zum Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen. Die untersuchten Systemlösungen mit Multi-Split-Wärmepumpen-Klimageräten (Luft/Luft-Geräte mit variablem Kältemittelmassenstrom (VRF), Luft/Wasser-Wärmepumpen und erdgekoppelte Sole/Wasser-Wärmepumpen decken oft eingesetzte Systeme ab. Die Resultate dieser Studie lassen sich daher gut auch auf andere Gebäudetypen als Wohngebäude anwenden. Nachfolgend sind die wesentlichen Resultate aus dieser Untersuchung dargestellt.

Figur 38 Aufbau der in [26] untersuchten Standard - Schaltungen für Heizen und Kühlen



Figur 39 Vergleich der Wärmeerzeuger-Nutzungsgrade der Funktionen Heizen, Warmwasser, Kühlen aus [26]



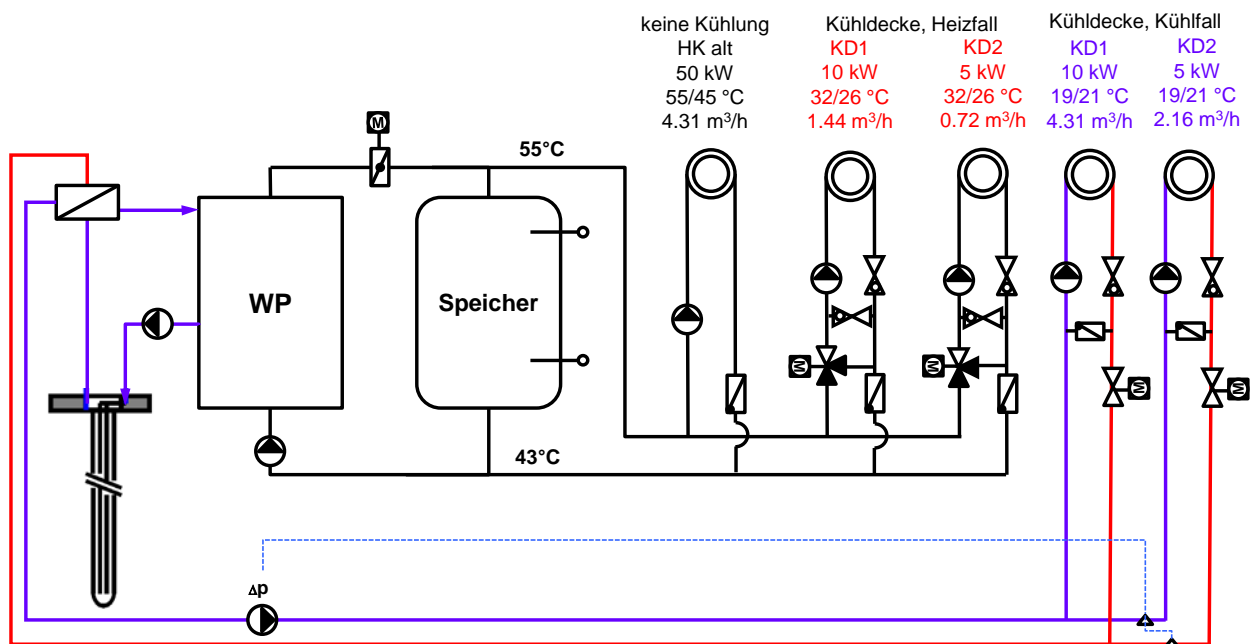
Wie zu erwarten schneidet die Variante mit erdgekoppelter Sole/Wasser-Wärmepumpen in der Gesamtbetrachtung am besten ab. Ein ähnliches Resultat ist auch für eine Nutzung von Grundwasser für die Kälteversorgung zu erwarten. Die Voraussetzung für dieses Resultat ist jedoch, dass die benötigten Kaltwassertemperaturen durch die Erdwärmesonde (oder das Grundwasser) bereitgestellt werden können. Dies verlangt bei einem höheren Kältebedarf eine entsprechende Auslegung der Quellenseite (Erdwärmesondenfeld).

Wichtig für die Anwendung eines Freecoolingbetriebs (mit Erdwärmesonde oder Grundwasser) sind möglichst hohe Kaltwassertemperaturen (z.B. 18°C oder höher), um in allen Betriebsfällen (also auch im Spätsommer) eine ausreichende Kühlung sicherzustellen zu können. Dies erfordert eine entsprechende Auslegung der Abgabeflächen (z.B. Kühldecken). Kann dies nicht sichergestellt werden (z.B. da nicht genügend Abgabeflächen realisiert werden können), muss dies mit der Bauherrschaft entsprechend abgesprochen werden, dass entsprechende Einschränkungen auftreten können.

Für die Einbindung ist der Wärmeübertrager in der Zuleitung zur Wärmepumpe anzuordnen. Wie in [27] gezeigt wurde ist damit die Gesamteffizienz besser als wenn er im Rücklauf zur Erdwärmesonde angeordnet wird.

Es ist wesentlich die erforderlichen Wassermengen für den Heiz- und Kühlfall passend zur gewählten Hydraulik auszulegen. Wenn die Wassermengen im Heiz- und Kühlfall stark unterschiedlich sind, müssen jeweils eigene Gruppen (bzw. Verteiler) mit entsprechend dimensionierten Pumpen und Ventilen vorgesehen werden. Eine vereinfachte Hydraulik mit einer gemeinsamen Pumpe kann nur eingesetzt werden, wenn die Wassermengen für beide Auslegungsfälle vergleichbar sind.

Figur 40 Beispiel Einbindung einer Raumkühlfunktion über die Erdwärmesonde mit eigenem Kälteverteiler

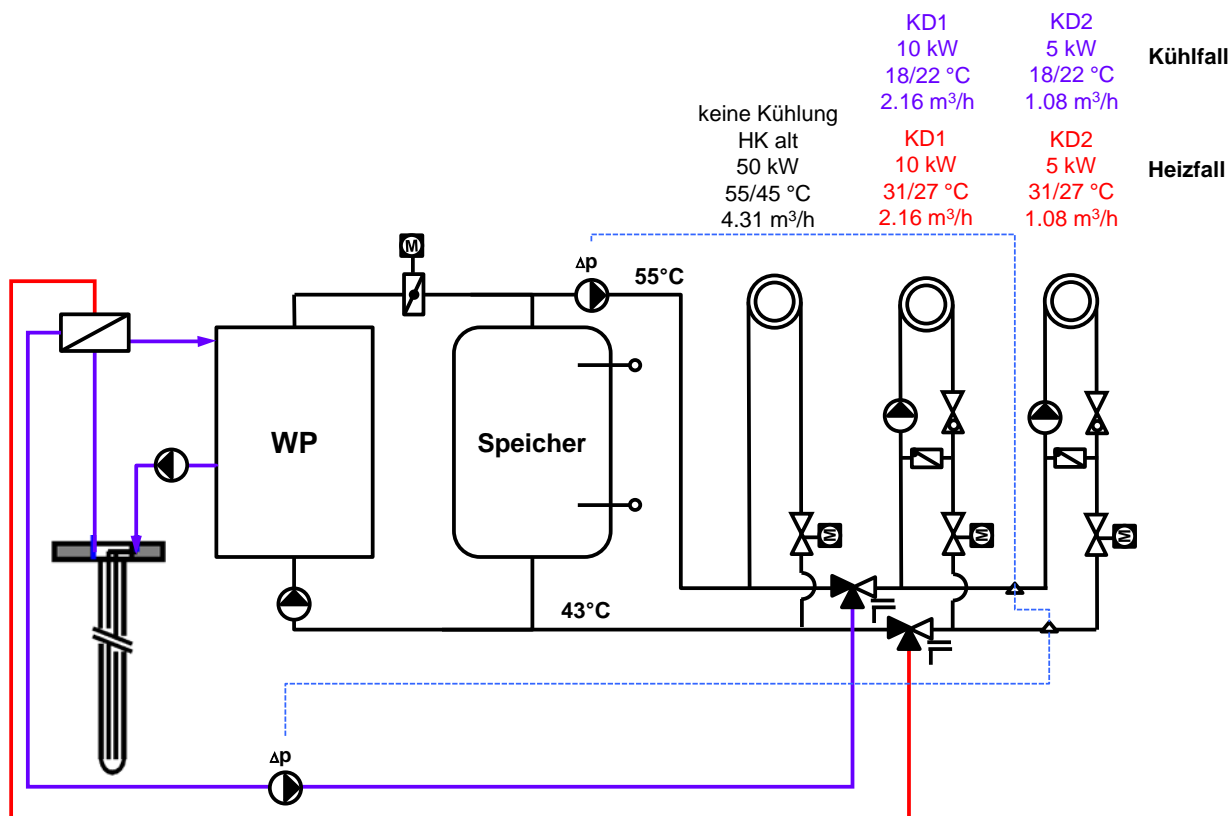


Basis der Variante: Heiz- / Kühlleistung in Räumen mit Kühldecke vergleichbar; Umschaltung Heiz- / Kühlbetrieb pro Gruppe

In der in Figur 40 dargestellten Variante liegt der Fokus auf einer Optimierung der Kaltwassertemperaturen. Dadurch wird die Spreizung tief gehalten, was jedoch zu hohen Wassermengen (mit entsprechenden Druckverlusten) führt. Durch die stark unterschiedlichen Wassermengen und Druckverhältnisse im Heiz- bzw. Kühlfall muss ein eigener Verteiler für die Kühlgruppen erstellt werden. Da oft im Kühlfall die Abgabefläche die limitierende Größe ist, kommt diese Variante v.a. dann vor, wenn ein hoher Kühlbedarf vorhanden ist bzw. eine hohe Flexibilität bei der Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlfall gefordert wird.

Eine deutliche Vereinfachung der hydraulischen Einbindung ist möglich, wenn die Wassermengen (und damit die Druckverluste) im Heiz- und Kühlfall vergleichbar sind. In diesem Fall erfolgt die Einspeisung der Kälte direkt in den Verteiler und für die Regelung kommen dieselben Komponenten wie im Heizfall zum Einsatz (hier mit Einspritzschaltungen gelöst). Wenn wie im Beispiel dargestellt noch eine bestehende Heizgruppe mit alten Heizkörpern (mit hohen Vorlauftemperaturen, ohne Kühlfunktion) vorhanden ist, sollte geprüft werden, ob eine Aufteilung der Heizgruppen in 2 Anlagenteile (siehe Figur 13) angebracht ist. Im vorliegenden Fall könnte dadurch die Arbeitszahl im Heizfall um ca. 12% verbessert werden.

Figur 41 Beispiel Einbindung einer Raumkühlfunktion über die Erdwärmesonde mit nur einem Verteiler



Basis der Variante: Heiz- / Kühlleistung in Räumen mit Kühldecke vergleichbar; Gemeinsame Umschaltung Heiz- / Kühlbetrieb

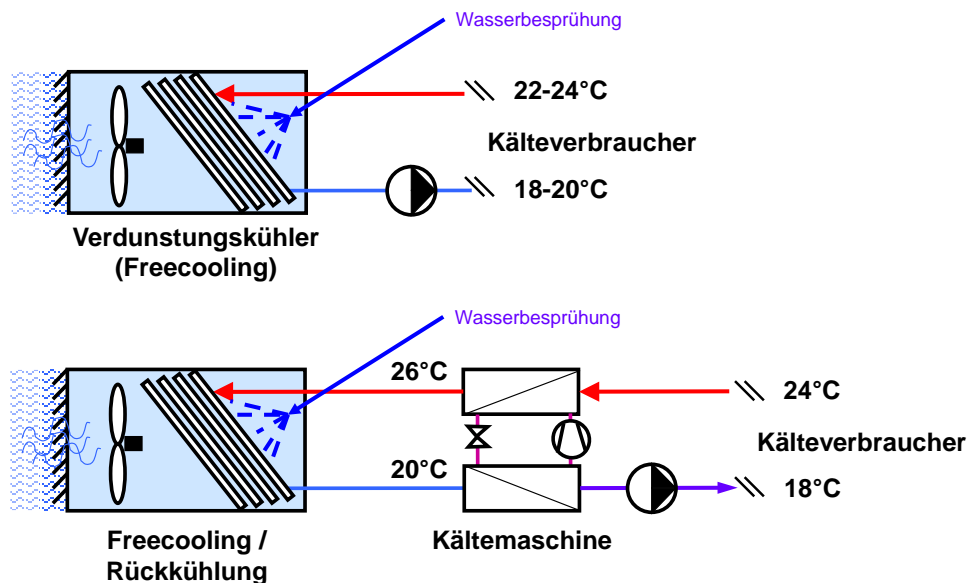
Bei der in Figur 41 dargestellten Variante muss beachtet werden, dass bei höheren Spreizungen auf der Kälteseite (bei gegebener Vorlauftemperatur) die Leistung der Abgabe (z.B. Kühldecke) stark sinkt. Dies muss mit einer grösseren aktiven Fläche oder (wie im Beispiel) mit einer tieferen Kaltwassertemperatur kompensiert werden. Insbesondere beim Freecooling sind die erreichbaren Temperaturen beschränkt. Damit kommt der Optimierung der Abgabesysteme v.a. für den Kühlfall oft eine hohe Priorität zu.

Eine weitere Studie [28] untersuchte die speziellen Bedürfnisse bei der Sanierung von Dienstleistungsgebäuden und gibt einen Überblick über effiziente Kühlsysteme für die Raumkühlung welche mit hohen Kaltwassertemperaturen (18°C Vorlauf) arbeiten können.

Besteht im Objekt keine Möglichkeit, über Erdwärmesonden oder Grundwasser eine Kühlung mittels Freecooling zu realisieren, kann eine Kühlung auch durch einen Verdunstungskühler erzeugt werden. Durch Wasserverdunstung auf dem Wärmeübertrager des Kühlers entsteht Verdunstungskälte, welche für das Kaltwassernetz genutzt werden kann. Da bei diesem System keine Kaltwassertemperaturen unter der Feuchtkugeltemperatur erreicht werden können, ist die Kälteleistung abhängig von den Aussenbedingungen (Temperatur, Feuchte) und für die Abgabesysteme ist eine Auslegung für einen Betrieb mit sehr hohen Kaltwassertemperaturen (19-20°C) erforderlich, um einen möglichst hohe Kühlung durch Freecooling zu erreichen.

Können mit dem Abgabesystem die erforderlichen hohen Kaltwassertemperaturen nicht erreicht werden oder ist eine bestimmte Kaltwassertemperatur sicherzustellen, so kann mit der Einbindung einer Kältemaschine in den Kreis eine Leistungssteigerung erreicht werden. Diese Schaltung erlaubt einen kontinuierlichen Betrieb zunächst als Freecooler bis die Aussenkonditionen dies nicht mehr zulassen und anschliessend als Rückkühlwerk. Je nach Kühlwasservorlauftemperatur ergibt sich die mögliche Betriebsstundenzahl im Freecoolingbetrieb. Dabei ist zu bemerken, dass pro Grad höherer Wassertemperatur 300 bis 400 h mehr reiner Freecooling-Betrieb möglich ist. Dies hat entsprechende Auswirkungen auf den Strombedarf für die Kälteerzeugung. In Figur 42 sind die Einbindungsarten als reiner Freecoolingbetrieb bzw. mit Kältemaschine im Kombicoolbetrieb dargestellt.

Figur 42 Kälteerzeugung durch Adiabaten Kühler mit / ohne Kältemaschine



Basis der Variante: Heiz- / Kühlleistung in Räumen mit Kühldecke vergleichbar; Gemeinsame Umschaltung Heiz- / Kühlbetrieb

Durch die Einbindung der Kältemaschine in den Vor- und Rücklauf des Verdunstungskühlers wird eine bessere Effizienz erreicht als bei einer üblichen Einbindung in den Rückkühlkreis. Durch die Erwärmung des Rücklaufs im Verflüssiger der Kältemaschine wird der Rücklauf erwärmt, was den Leistungsanteil, der über die Verdunstungskühlung erzielt werden kann erhöht. Für diese Art der Einbindung ist jedoch eine gute hydraulische Abstimmung aller Elemente (Verdunstungskühler, Kältemaschine, Verbraucherkreise) erforderlich.

Nachfolgend werden die Vor- und Nachteile sowie Kenndaten für folgende Systeme dargestellt:

- Raumkühlfunktion über Erdwärmesonde (oder Grundwasser) mit eigenem Kälteverteiler
- Raumkühlfunktion über Erdwärmesonde (oder Grundwasser) mit nur einem gemeinsamen Verteiler
- Raumkühlfunktion über Adiabaten Kühler
- Raumkühlfunktion mit Multi-Split-Wärmepumpen-Klimageräten

Nicht weiter betrachtet wurde wegen der geringen Effizienz die Kälteerzeugung mit einer Aussenluft - Wärmepumpe (Kühlung aktiv im Umkehrbetrieb). Ebenfalls nicht betrachtet wurde die klassische Kälteerzeugung mit Kältemaschine und (hybridem) Rückkühler, da diese grundsätzlich unabhängig von der Wärmeerzeugung funktionieren kann.

Tabelle 16 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Raumkühlfunktion über Erdwärmesonde mit eigenem Kälteverteiler

Vorteile	Nachteile
Hohe Flexibilität bei der Auslegung der Abgabesysteme	Grosser Installationsaufwand (Verteiler, Pumpen, etc.)
Umschaltung von Heiz- auf Kühlbetrieb pro Gruppe	Mehr Umstell- und Regelorgane (Komplexität)
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Auslegung des Wärmeübertragers mit minimaler Grädigkeit (1-2K) wichtig für eine optimale Nutzung *)	Eignung für Erdwärmesonden- / Grundwasseranlagen mit geeignetem Temperaturniveau der Abgabe **)
Höchste Effizienz (Arbeitszahl > 10)	Entsprechend ausgelegte Abgabesysteme nötig
	Für Anlagen mit hohen Anforderungen an Flexibilität

*) Gemäss [27] hat die Grädigkeit einen wesentlichen Einfluss auf den Kältedeckungsgrad bei einer Kühlung über Erdwärmesonden

***) keine Anforderungen an Entfeuchtung (mit den verfügbaren Temperaturen meist nicht realisierbar)

Tabelle 17 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Raumkühlfunktion über Erdwärmesonde mit nur einem Verteiler

Vorteile	Nachteile
Einfache Einbindung mit wenig Zusatzaufwand	Abstimmung der Wassermengen im Heiz- und Kühlbetrieb erforderlich (Auslegung der Abgabe!)
Keine Zusätzlichen Gruppenpumpen erforderlich	Umschaltung von Heiz- auf Kühlbetrieb nur gesamthaft
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Auslegung des Wärmeübertragers mit minimaler Grädigkeit (2K) wichtig für eine optimale Nutzung *)	Eignung für Erdwärmesonden- / Grundwasseranlagen mit geeignetem Temperaturniveau der Abgabe
Höchste Effizienz (Arbeitszahl > 10)	Entsprechend ausgelegte Abgabesysteme nötig
	Für Anlagen mit ähnlichem Betrieb der Gruppen

*) Gemäss [27] hat die Grädigkeit einen wesentlichen Einfluss auf den Kältedeckungsgrad bei einer Kühlung über Erdwärmesonden

***) keine Anforderungen an Entfeuchtung (mit den verfügbaren Temperaturen meist nicht realisierbar)

Tabelle 18 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Raumkühlfunktion über Verdunstungskühler

Vorteile	Nachteile
Hohe Energieeffizienz für Kühlung bei Anlagen ohne Möglichkeit einer Kühlung über Erdwärmesonde / Grundwasser	Hohe Anforderungen an die Abgabesysteme (Kaltwassertemperatur) für eine optimale Effizienz
	Platzbedarf und Wasserbedarf für Kühler
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Auslegung der Abgabesysteme auf eine Kaltwasservorlauftemperatur von 19-20°C *)	Eignung für Klima- und Serverkühlung mit hohen Kaltwassertemperaturen und ohne Entfeuchtung
Höchste Effizienz (Arbeitszahl > 10)	Entsprechend ausgelegte Abgabesysteme nötig

*) Bei tieferen Vorlauftemperaturen ist ein Betrieb mit Kältemaschine erforderlich (Kombicooler) und damit steigt der Strombedarf

Tabelle 19 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Raumkühlfunktion mit Multi-Split-Wärmepumpen-Klimageräten

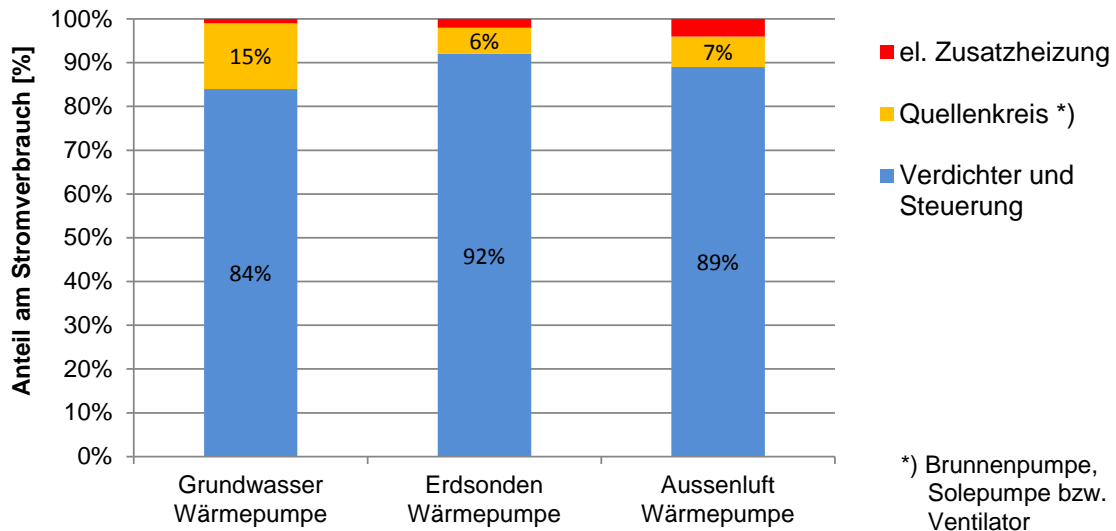
Vorteile	Nachteile
Einfache Nachrüstung in neu zu kühlenden Räumen	Wesentlich schlechtere Effizienz als Kühlung mit Freecooling Systemen
Heiz- und Kühlfunktion kann abgedeckt werden	Grosse Kältemittelmengen durch Kältemittelleitungen
Auf ein zentrales System kann verzichtet werden	Optik der Aufstellung der Ausseneinheiten
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Betrieb Raumseitig typischerweise mit Umluftkühlgeräten	Eignung für die Nachrüstung einzelner Räume oder Raumgruppen mit Kälte- und Wärmebedarf
Arbeitszahl für Kälteerzeugung ca. 4	Wärmeübergabe im Raum mit Umluftsystem muss in die Planung einfließen (Geräusch, Zugluft, Optik)

5 Quellenkreis und Verdichter

5.1 Pumpenstrom und Druckverluste

In der Studie [18] wurden die Verbrauchsanteile für die quellenseitigen Pumpen des Wärmepumpenkreises analysiert (Brunnenpumpe, Solepumpe, bzw. Ventilator) analysiert. Insbesondere bei der Grundwasserwärmepumpe zeigt sich, dass der Stromverbrauch der Brunnenpumpe einen wesentlichen Einfluss auf die Gesamteffizienz hat.

Figur 43 Anteile am Stromverbrauch von Wärmepumpen mit verschiedenen Quellen [18]

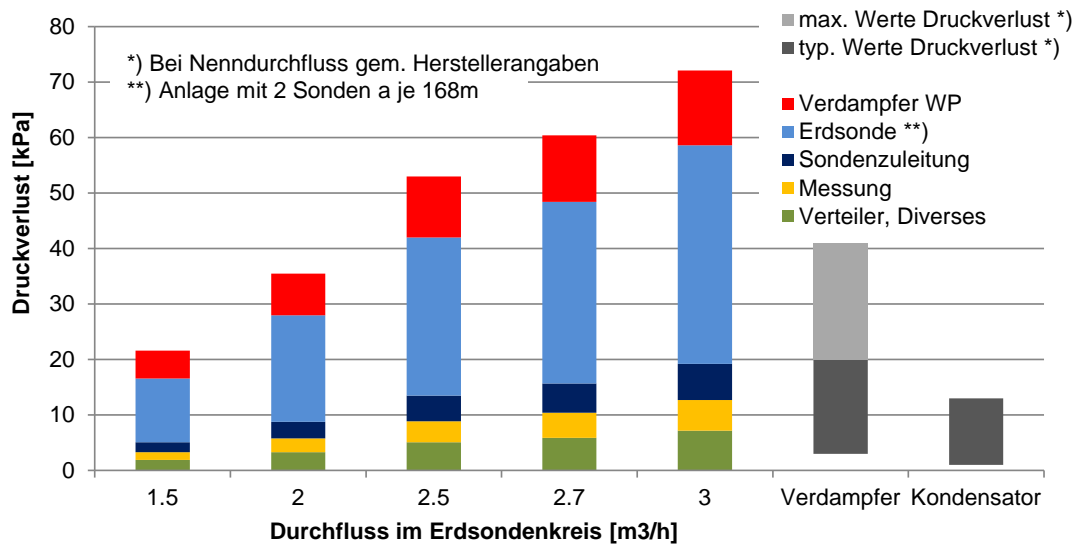


Auch bei den Erdsonden- und Luft / Wasser-Wärmepumpen sind diese Verbräuche mit 6-7% noch erheblich. Bei den Erdsonden-Wärmepumpen ist ein grosser Streubereich der gemessenen Verbrauchsanteile der Solepumpe festzustellen. In der Studie [18] lagen die Messwerte im Bereich zwischen 1.5% und 11.5% (Mittelwert 6%) des Gesamtverbrauchs. In der älteren FAWA Studie [6] wurde im Mittel ein Anteil der Solepumpe von 13% ermittelt (Maximalwerte bis 37%). Dies zeigt, dass eine richtige Dimensionierung des Solekreises von grosser Bedeutung ist. Bei den Luft / Wasser-Wärmepumpen wurde in der Studie [18] ein Verbrauchanteil der Ventilatoren zwischen 2.5% und 10.5% (Mittelwert 7%) gemessen.

Während bei der Erdsonden-Wärmepumpe primär der Druckverlust der Erdwärmesonde massgebend ist, kann bei den Luft / Wasser-Wärmepumpen durch eine geeignete Leistungsregelung der Ventilatoren der Stromverbrauch minimiert werden.

Figur 44 zeigt den Einfluss der Durchflussmenge im Quellenkreis für eine Erdsondenanlage (Datenbasis Messungen aus Studie [29]) sowie die Differenzen der Druckverluste in Verdampfer und Kondensator der Wärmepumpen aus Herstellerangaben verschiedener Wärmepumpen.

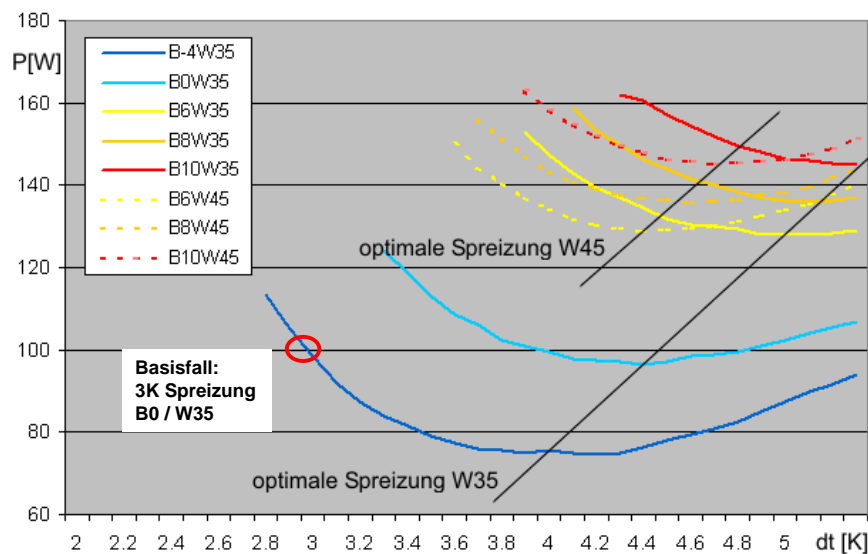
Figur 44 Druckverluste im Quellenkreis der Erdsonden-Wärmepumpe [29] sowie in den Wärmeübertragern



Aus den Resultaten zeigt sich, dass sowohl die Auslegung des Druckverlustes der Erdwärmesonden (Länge, Sondentyp, Art der Verschaltung, Temperaturspreizung, Solemedium) wie auch die Wahl einer Wärmepumpe mit einem günstigem Druckverlust (v.a. im Verdampfer) einen wesentlichen Einfluss auf die Gesamteffizienz hat. Die Solepumpe sollte pro Meter Erdwärmesonde nicht mehr als 1 bis max. 2 Watt Elektroleistung aufnehmen. Für den Erdwärmesondenkreis ist zur Gewährleistung der Frostsicherheit ein möglichst kleiner Glykolanteil zu wählen. Dies reduziert die Druckverluste. Ideal ist ein Betrieb der Erdwärmesonde mit Wasser. Dies erfordert jedoch eine entsprechende Auslegung des Erdsondenfeldes, da der Rücklauf über die Sondenlebensdauer nie in den bezüglich Frost kritischen Temperaturbereich absinken darf.

Wie sich die Effizienz des Solekreises für verschiedene Soletemperaturen und Spreizungen verhält wurde in [30] untersucht. Dabei wurde die elektrische Aufnahmeleistung der Solepumpe und der Mehrverbrauch der Wärmepumpe gegenüber der Nenn-Solespreizung (3K bei B0 / W35) addiert. Dadurch ergibt sich für verschiedene Betriebszustände jeweils eine optimale Spreizung.

Figur 45 Beispiel Optimierung der Spreizung der Erdwärmesonde in Abhängigkeit der Auslegungsfälle [30]



Bildquelle: [30] aus Online-Artikel unter www.effiziente-waermepumpe.ch

Die wesentlichen Punkte zur Optimierung der Gesamteffizienz im Quellenkreis können für die Verschiedenen Arten der Wärmequelle wie folgt zusammengefasst werden:

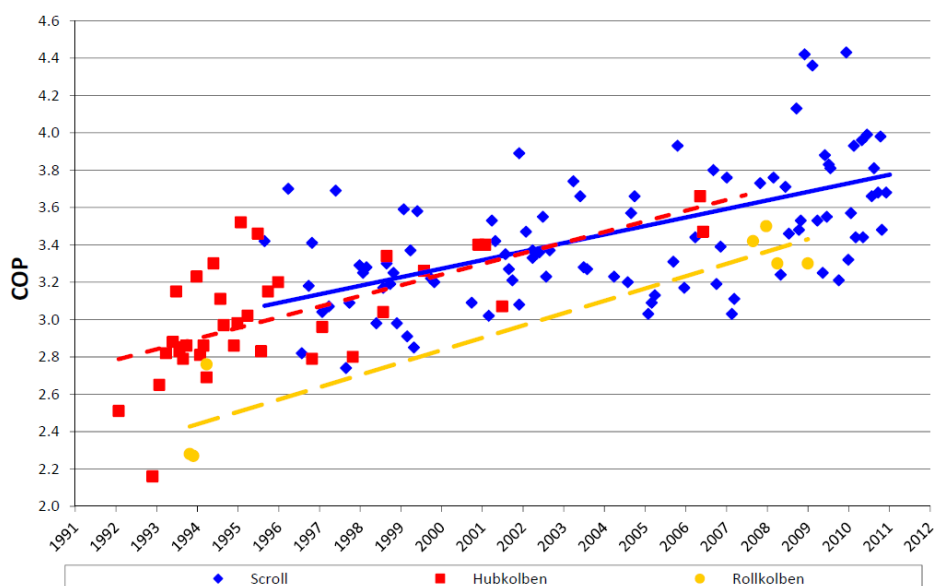
Tabelle 20 Wesentliche Punkte zur Optimierung der Gesamteffizienz im Quellenkreis

Grundwasser Wärmepumpe	Erdsonden-Wärmepumpe	Luft- Wasser Wärmepumpe
Regelung des Volumenstroms der Grundwasserpumpe entsprechend dem Bedarf (Mehrere Pumpen zur Anpassung an Leistungsstufe)	Beachtung der Druckverluste in der Sonde bei Wahl der Verschaltung und der Sondenlänge, Strömung muss immer turbulent sein	Einsatz von Wärmepumpen mit Leistungsregelung der Ventilatoren und des Kompressors (auch zur Reduktion vom Schall!)
Maximieren der Spreizung (minimale Wassermenge und Pumpenstrom)	Einsatz von 40 mm Doppel-U Sonden (Druckverlust tief, Leistung hoch) Zur Beschränkung des Druckverlustes sollen Sonden mit $\varnothing 32\text{mm}$ max. 150 m und Sonden mit $\varnothing 40\text{mm}$ max. 250 m lang sein.	Auf luftseitigen Druckverlust abgestimmter Ventilator.
Grosszügige Auslegung der Wärmeübertrager (Druckverlust und Grädigkeit tief)	Optimieren der Spreizung (Je nach Systemtemperaturen und Sonden-Konfiguration ca. 4-5K)	Minimierung der externen luftseitigen Druckverluste (Luftführung mit geringen Geschwindigkeiten)
Allgemein (gültig für alle Arten der Quelle)		
Einsatz hocheffizienter Pumpen und korrekte Auslegung der Pumpen auf Hauptbetriebsfall ($T_a = -5\dots+5^\circ\text{C}$)		
Wärmepumpe mit grosszügig ausgelegtem Verdampfer und Kondensator (Druckverlust und Grädigkeit tief)		

5.2 Verdichterbauarten

Der Grossteil der heute auf dem Markt erhältlichen Wärmepumpen ist mit einem Scroll-Kompressor ausgerüstet. Wie Figur 46 aus Daten der Wärmepumpenprüfungen zeigt, werden für Klein-Wärmepumpen (bis ca. 60 kW) heute überwiegend Scroll-Kompressoren geprüft und eingesetzt. Bei grösseren Anlagen (ca. ab 100 kW_{th}) kommen auch andere Verdichtertypen wie z.B. Schraubenkompressoren, Hubkolbenverdichter oder auch Turboverdichter (v.a. für Kälte- und Grossanlagen) eingesetzt. Rollkolbenverdichter werden heute in einigen Produkten mit kleiner Leistung und Drehzahlregelung mittels Inverter eingesetzt.

Figur 46 COP-Prüfresultate von Luft/Wasser-Wärmepumpen in Abhängigkeit des Kompressor Typs



Quelle: [31]; Messwerte COP beim Normpunkt A2 / W35 aus Prüfresultaten des WPZ Töss und Buchs

Während Scroll Kompressoren durch Massenproduktion eine hohe Verbreitung gefunden haben, können bei grösseren Anlagen insbesondere auch Schraubenkompressoren eine prüfenswerte

Alternative sein. Da sie hohe Druckverhältnisse erreichen können und gut Drehzahlregulierbar sind, können Sie vor allem für drehzahlgeregelte Wärmepumpen von Interesse sein. Tabelle 21 zeigt einige wesentliche Eigenschaften und Kennwerte verschiedener Verdichtertypen [23].

Tabelle 21 Eigenschaften und Kennwerte verschiedener Verdichtertypen; Quelle [23]

Verdichterbauart	Hubkolben	Spiralkolben (Scroll)	Schraube	Turbo
Arbeitsprinzip	Verdränger	Verdränger	Verdränger	Strömungsmaschine
Verdichtung	statisch	statisch	statisch	dynamisch
Hubvolumen	geometrisch	geometrisch	geometrisch	dynamisch
Förderung	pulsierend	stetig	stetig	stetig
Volumenstrom (Bereich)	bis 1000 m ³ /h	bis 500 m ³ /h	100 bis 10'000 m ³ /h	100 bis 50'000 m ³ /h
Heizleistung (Bereich bei B0/W35)	bis 800 kW	bis 400 kW	80 bis 8'000 kW	80 bis 40'000 kW
Druckverhältnis im Regelfall (einstufig)	bis 10	bis 10	bis 30	bis 5
Regelbarkeit bei konstanter Drehzahl	Stufen	schwierig	stufenlos	nur über Vordrall- / Difusorregelung
Drehzahlregelung	möglich	möglich	möglich	stufenlos
Empfindlichkeit gegen Flüssigkeitsschläge	hoch	gering	gering	gering
verursacht Erschütterungen	ja	nein	nein	nein

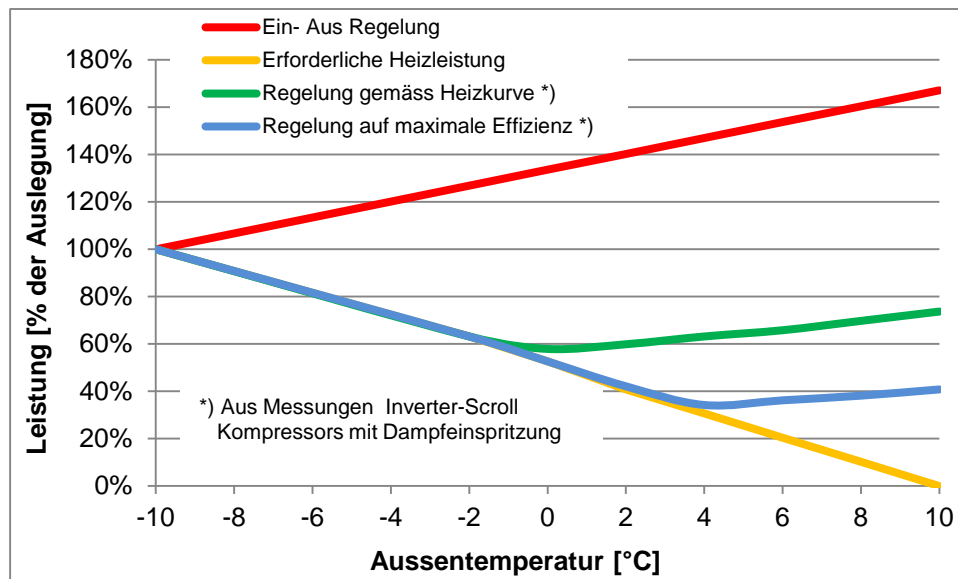
6 Leistungsregelung

6.1 Hintergrund

Die erforderliche Heizleistung und auch die benötigte Vorlauftemperatur für die Raumwärmeerzeugung sind abhängig von der Aussentemperatur. Damit ergibt sich im Auslegungsfall der ungünstigste Betriebspunkt der Wärmepumpe mit dem höchsten Temperaturhub. Bei höheren Aussentemperaturen nehmen der Leistungsbedarf und die Vorlauftemperatur der Wärmeabgabe ab, während die verfügbare Leistung der Wärmepumpe durch den geringeren Temperaturhub ansteigt. Besonders ausgeprägt ist dies bei Luft/Wasser-Wärmepumpen, da sich der Temperaturhub zusätzlich durch die Aussentemperatur auch an der Quellenseite verändert. Dadurch hat die Leistungsregelung insbesondere bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen eine grosse Bedeutung für die Optimierung der Gesamteffizienz.

In [32] wurden die realisierbaren Effizienzsteigerungen durch kontinuierliche Leistungsregelung bei Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht. Dabei zeigte sich, dass bei Luft/Wasser-Wärmepumpen durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von 10% bis 70% gegenüber Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung erzielt werden können. Messungen an einem Prototyp mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung zeigten insbesondere bei einem Einsatz in sanierten Altbauten eine grosse Verbesserung der JAZ. Wie sich durch die Leistungsregelung eine Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung im Vergleich zu einer Ein-Aus-Regelung darstellt zeigen die Labormessungen aus [32] in Figur 47.

Figur 47 Erforderliche Heizleistung und erzeugte Heizleistung mit Ein/Aus-Regelung bzw. Leistungsregelung



Datenquelle: [32] Leistungsregelung des Kompressors bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Labormessungen Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

6.2 Methoden zur Leistungsregelung

Bei der Leistungsregelung wird zwischen kontinuierlichen und diskontinuierlichen Arten zur Leistungsanpassung unterschieden:

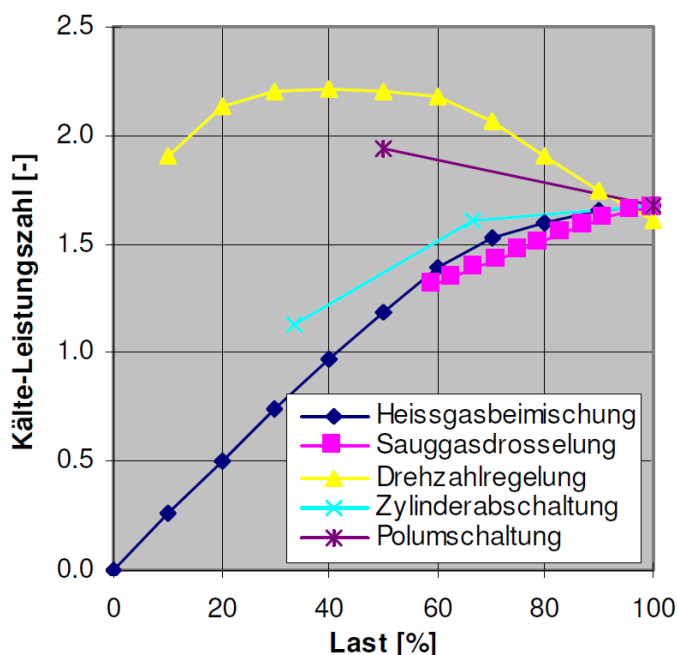
Tabelle 22 Wesentliche Arten der Leistungsregelung

Beschrieb	Art	Effizienz	Einsatz	Regelber.	Bemerkung
Ein-Aus Regelung	D	-	Alle Geräte		COP ungünstig, aber einfach
Ein/Aus-Betrieb in Kaskaden	D	+ (bis ++)	Alle Geräte	+ (bis ++)	Für grössere Anlagen
Verdichter-Drehzahlregelung (mit Inverter)	K	++	Geeignete Verdichter	+	Für kleinere Anlagen, v.a. auch für Luft / Wasser WP
Sauggasdrosselung	K	--	Alle Geräte	-	Schlechte Effizienz (nicht Einsetzen!)
Heissgasbeimischung	K	--	Alle Geräte	o	Schlechte Effizienz (nicht Einsetzen!)
Indirekte Heissgasbeimischung	K	--	Alle Geräte	+	Schlechte Effizienz (nicht Einsetzen!)
Zylinderabschaltung bei Kolbenkompressoren	D	-	Nur Hubkoben	-	Wegen Reibungsverlust Motoreffizienz ungünstig
Spiralanhebung (Digital-Scroll Kompressoren)	D	+	Nur Scroll	+	Bei geringer Last ungünstiger, proprietäres System
Polumschaltung	D	o	Spezialfall	-	Kaum mehr eingesetzt

Legende: D = diskontinuierlich; K = Kontinuierlich; Bewertung: ++ = sehr günstig bis -- = sehr ungünstig

Wichtig für eine Leistungsregelung ist, dass keine Verschlechterung der Effizienz im Teillastverhalten auftritt, sondern eine Effizienzverbesserung gegenüber der Ein/Aus-Regelung realisiert wird. Figur 48 zeigt, dass eine Leistungsregelung über Heissgasbeimischung, Sauggasdrosselung oder auch Zylinderabschaltung (bei Kolbenkompressoren) zu einer deutlichen Verschlechterung der Teillasteffizienz führt, während bei der Drehzahlregelung das Teillastverhalten deutlich besser ausfällt. Bei Vollastfall und unter 30% Teillast ist die Drehzahlregelung leicht ungünstiger wegen den Verlusten durch den Inverter.

Figur 48 Verlauf der Leistungszahl bei Teillast und verschiedenen Leistungsregelungsverfahren



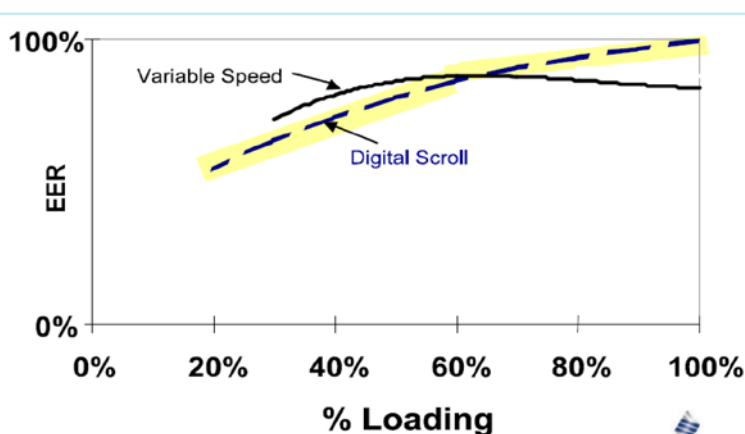
Datenquelle: [33]

Eine seit einigen Jahren auf dem Markt erhältliche Art zur Leistungsregelung von Scroll-Kompressoren erfolgt über das Anheben bzw. Absenken des nicht oszillierenden Teiles der Scroll-Schnecke (Digital Scroll). Mittels Pulsweitenmodulation kann dadurch die mittlere Leistung des Kompressors in einem weiten Bereich variiert werden, ohne den Kompressor selbst an- und ausschalten zu müssen (Kompressor läuft mit konstanter Drehzahl). Dadurch kann die thermische Leistung sehr exakt geregelt werden. Nachteilig ist, dass der Verdichter auch im unbelasteten Zustand eine Leistungsaufnahme besitzt. Dadurch sinkt im Teillastfall die Leistungszahl.

Gegenüber der Leistungsregelung mit Inverter (variable Drehzahl des Kompressors) fallen bei der Spiralanhebung die Verluste des Inverters weg. Mit einer Drehzahlregelung ist aber eine Effizienzsteigerung im Teillastbetrieb durch die in diesem Betriebsfall überdimensionierten Wärmeübertragerflächen vorhanden. Wie sich die Effizienz der beiden Systeme zur Leistungsregelung im Vergleich darstellt, hängt stark vom Teillastverhalten des jeweiligen Kompressors ab. Figur 49 und Figur 50 zeigen einen Vergleich zwischen Leistungsregelung mit Inverter (Drehzahlregelung) und Leistungsregelung mit Spiralanhebung (Digital Scroll).

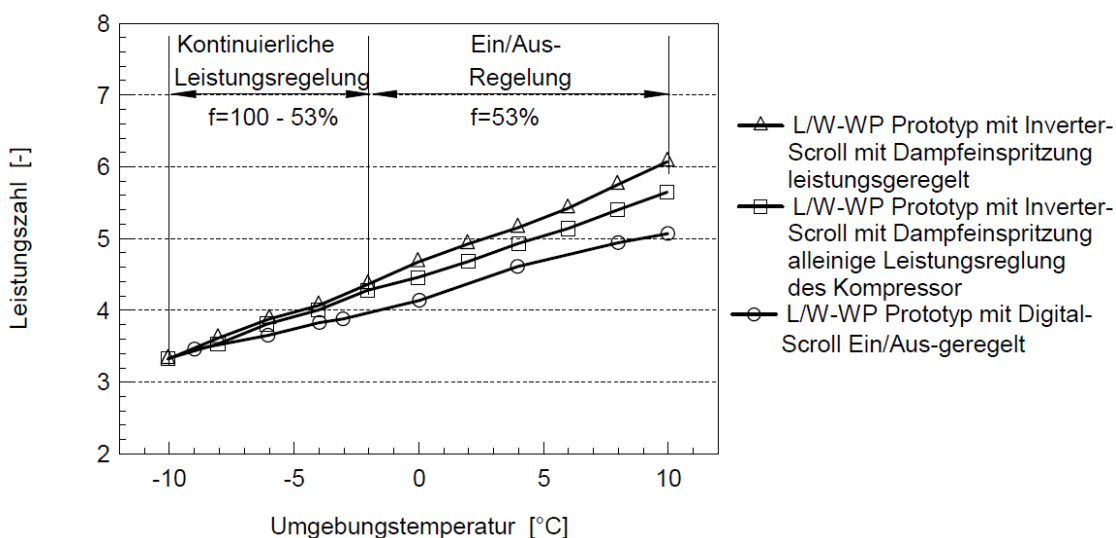
Figur 49 Verlauf der Leistungszahl für Leistungsregelung mit Inverter und Digital Scroll

Typical Modulation Efficiencies



Datenquelle: [34]

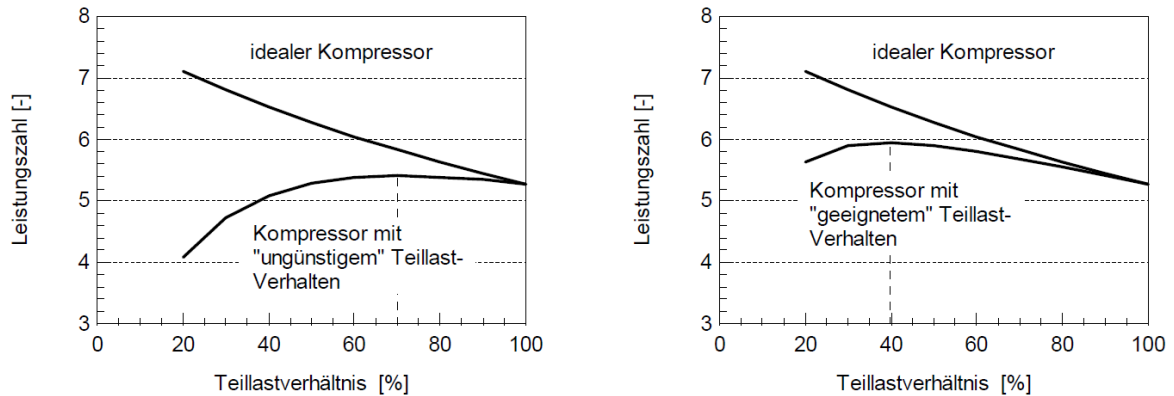
Figur 50 Verlauf der Leistungszahl für Leistungsregelung eine LW-WP mit Inverter und Digital Scroll



Datenquelle: [32]

Wie Figur 51 zeigt, können die Kompressoren sehr unterschiedliches Teillastverhalten aufweisen. Dies ist bei der Wahl des geeigneten Produktes von Bedeutung. Für einen korrekten Vergleich müssen daher immer auch die Leistungszahlen im Teillastbetrieb verglichen werden (inkl. Verluste durch Inverter oder durch Reibungsverluste).

Figur 51 Verlauf des Teillastverhaltens verschiedener Kompressoren

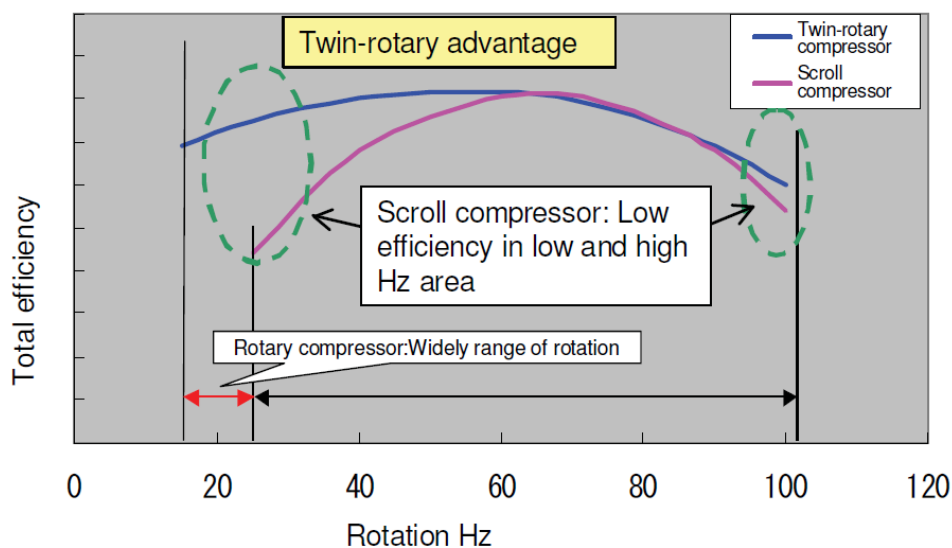


Datenquelle: [32]; Bemerkung zur Graphik: „idealer Kompressor“ = keine Wirkungsgradreduktion im Teillastbetrieb

Ein wesentlicher Vorteil bei einer Leistungsregelung mit Inverter lässt sich mit dem Einsatz hocheffizienter elektronisch kommutierten Gleichstrommotoren erreichen. Im Vergleich zu einem Betrieb mit einem über eine Phasen-Anschnittsteuerung geregelten Wechselstrommotor ist eine Steigerung der Effizienz von ca. 10% bis 15% realisierbar [35].

Bei Wärmepumpen sind vor allem im unteren Leistungsbereich Scroll-Kompressoren Standard. Bei Anlagen mit grösserer Leistung (ca. ab 100 kW) ist es sinnvoll, auch andere Kompressorentypen zu prüfen. Beispielsweise haben Schraubenkompressoren einen grossen Bereich, in dem die Verdichterdrehzahlen geregelt werden kann und besitzen ein sehr gutes Teillastverhalten bei tiefen Drehzahlen. Figur 52 zeigt das Teillastverhalten schematisch.

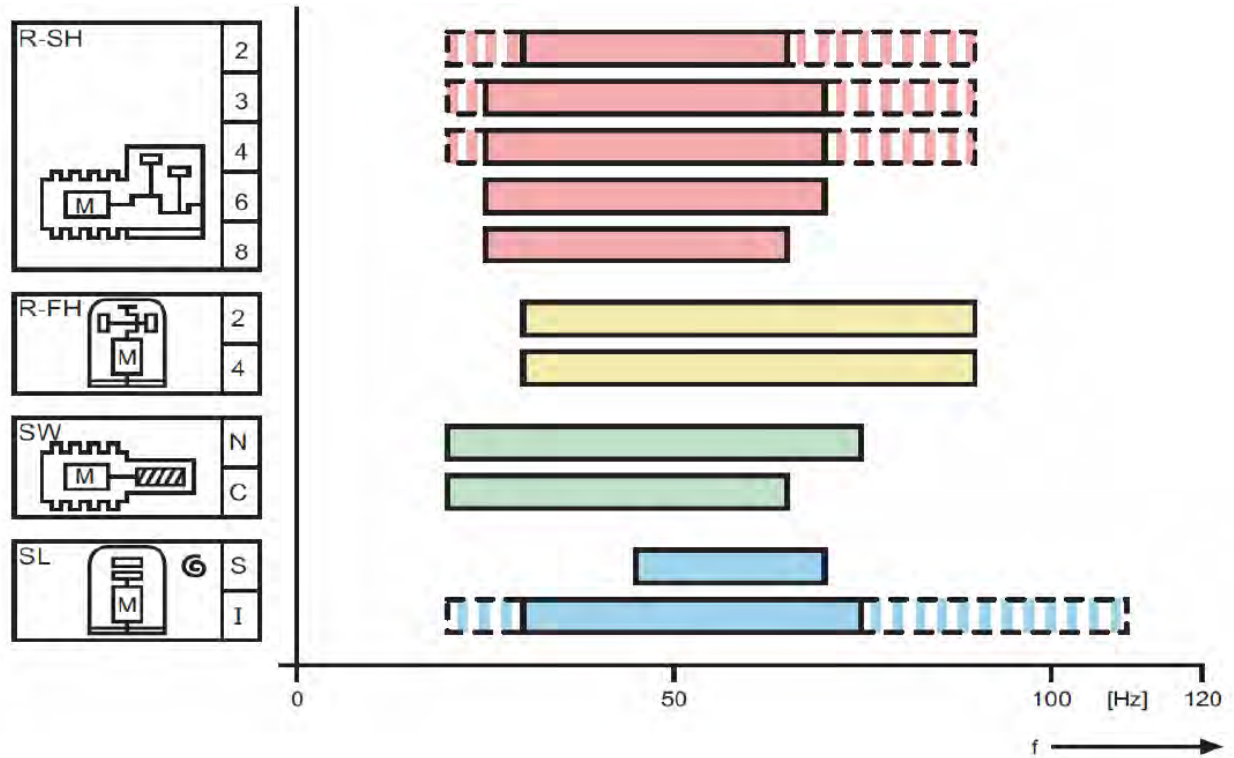
Figur 52 Vergleich Teillastverhalten zwischen Scroll- und Schraubenkompressor



Bildquelle: [36]

Der zulässige Frequenzbereich für eine Leistungsregelung mittels Inverter ist abhängig vom Verdichtertyp, den Einsatzbedingungen und verschiedenen produktespezifischen Eigenschaften (Schmierung, Dichtung, Motorkühlung, etc.). Für jeden Verdichter werden vom Hersteller die zulässigen Frequenz-Grenzwerte spezifiziert. Figur 53 gibt einen Überblick über typische zulässige Frequenzbereiche verschiedener Verdichtertypen.

Figur 53 Typische zulässige Frequenzbereiche verschiedener Verdichtertypen



Legende Verdichtertypen:

R-SH: Hubkolben, halbhermetisch	2 ... 8: Anzahl der Zylinder
R-FH: Hubkolben, hermetisch	N: Halbhermetisch
SW: Schraube	C: Hermetisch mit integriertem Ölseparator
SL: Scroll	S: Standard
	I: Ausgelegt für Frequenzumrichterbetrieb

Bildquelle: [37]

Für die Wahl der geeigneten Wärmepumpe mit einer Leistungsregelung sind folgende Punkte zu klären:

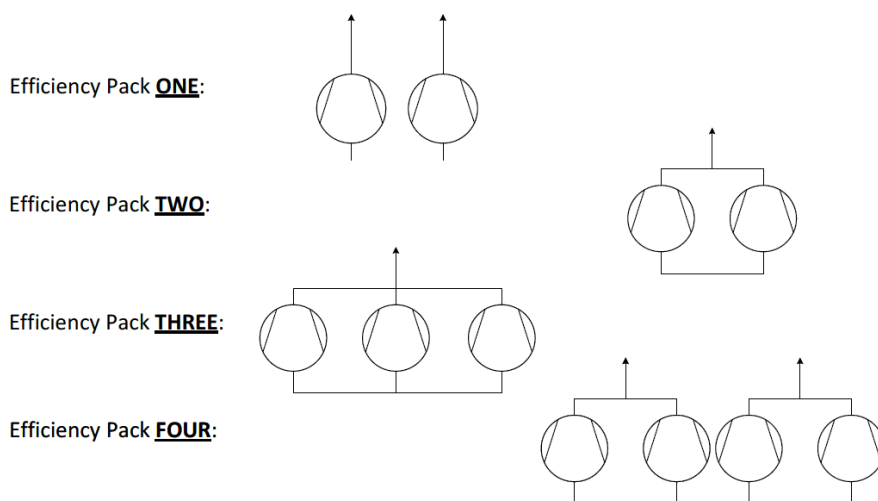
- Vergleich der Effizienz für alle im Betrieb wesentlichen Betriebsbedingungen (Teillastfälle mit zugehörigen Einsatzbedingungen)
- Daraus Festlegung ab welcher Drehzahl auf Ein/Aus-Regelung umgeschaltet werden soll (Effizienzoptimierung entsprechend dem Teillastverhalten der Anlage)
- Vergleich ob mit einer Kaskadenschaltung nicht einfacher eine vergleichbare Effizienz erreicht wird (v.a. für Wärmepumpen mit Erdwärmesonde oder Grundwasser)
- Prüfung ob die Wärmepumpe auch die auftretenden Grenzfälle (z.B. Warmwasser bei -10°C bzw. im Hochsommer) abdecken kann
- Klärung ob sich durch die Leistungsregelung wesentliche Zusatznutzen ergeben (z.B. geringere Schalleistungswerte und reduzierte Frostbildung bei Luft/Wasser Wärmepumpen, bzw. höhere Effizienz im Teillastbetrieb)
- Generell sind die Einsatzgrenzen der Hersteller einzuhalten

6.3 Kaskadenschaltungen

Von verschiedenen Herstellern werden grössere Wärmepumpen mit mehreren Verdichtern angeboten oder die Anlagen sind (v.a. Steuerungsseitig) vorbereitet für eine Kaskadenschaltung mehrerer Einzelgeräte.

Bei den in einem Gerät verschalteten Verdichtern ist der üblichste Typ zweistufig mit zwei gleichen Leistungsstufen (50%, 100%). Kompressorhersteller bieten aber auch Kompressoren mit ungleichen Leistungsstufen (meist ca. 40%/ 60%) an. Zweistufige Wärmepumpen sind ab etwa 20 kW Gesamtleistung erhältlich. Ab ca. 100 kW Gesamtleistung sind auch Wärmepumpen mit drei- oder vierstufigen Kompressorenverschaltungen erhältlich. Figur 52 zeigt typische Varianten und Verschaltungen der Kompressoren.

Figur 54 Varianten von mehrstufigen Wärmepumpen



Bildquelle: [38], Galletti Air Conditioning

Der Vorteil mehrerer Verdichtern an einem Kreislauf ist ein optimaler Wirkungsgrad bei Teillast dank der identischen Wärmeübertragerfläche wie im Vollastbetrieb (grössere Fläche pro kW Leistung). Grenzen sind dieser Verschaltung durch die Funktion der Ölrückführung gesetzt. Die Varianten mit mehreren Kreisläufen dagegen weisen dank der Redundanz eine maximale Zuverlässigkeit auf. Diese Lösung ist grundsätzlich auch mit einer Kaskadenlösung mit mehreren Wärmepumpen vergleichbar. Der Vorteil liegt hier vor allem im geringeren Platzbedarf (nur ein Gerät) und den geringeren Kosten. Folgende Vor- und Nachteile sind für Anlagen mit mehreren Verdichtern in einem Gerät von Bedeutung:

Tabelle 23 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Anlagen mit mehreren Verdichtern in einem Gerät

Vorteile	Nachteile
Nur ein Gerät, dadurch geringerer Platzbedarf	Produkteauswahl beschränkt
Kostengünstiger als separate Anlagen	Teilastaufteilung meist identisch (50% /50%)
Bei mehreren Verdichtern in einem Kreislauf höhere Teillasteffizienz (da Wärmeübertragerfläche unverändert bei Teillast)	
Bei getrennten Kältekreisläufen grössere Betriebssicherheit	
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Zweistufige Anlagen ab ca. 20 kW Heizleistung Drei- / Vierstufige Anlagen typischerweise ab 100 kW _{th}	Einfachere Anlagen mit beschränktem Platzbedarf

Verschiedene Hersteller erlauben mit ihren Steuerungen auch eine Kaskadenschaltung mehrerer Wärmepumpen. Oft können so bis zu 5 Geräte in Kaskade verschaltet werden. Bei einer Regelung der Wärmepumpe über eine kundenspezifische Speicherprogrammierbare Steuerungen (SPS) sind den Möglichkeiten hier eigentlich nur durch die Kosten und die Komplexität der Regelung Grenzen gesetzt.

Vorteilhaft bei dieser Verschaltung ist vor allem, dass Anlagen unterschiedlicher Leistungen zusammengeschaltet werden können und z.B. eine der Wärmepumpen auch drehzahlregelt sein kann. Damit besteht bereits mit einer Kaskade von drei Geräten ein sehr grosser Regelbereich für die Leistung. Auch können so in der Anlage gleichzeitig unterschiedlich hohe Temperaturanforderungen effizient versorgt werden, was mit einer Einzelmaschine nicht möglich wäre. Folgende Vor- und Nachteile sind Kaskaden von mehreren Einzelgeräten von Bedeutung:

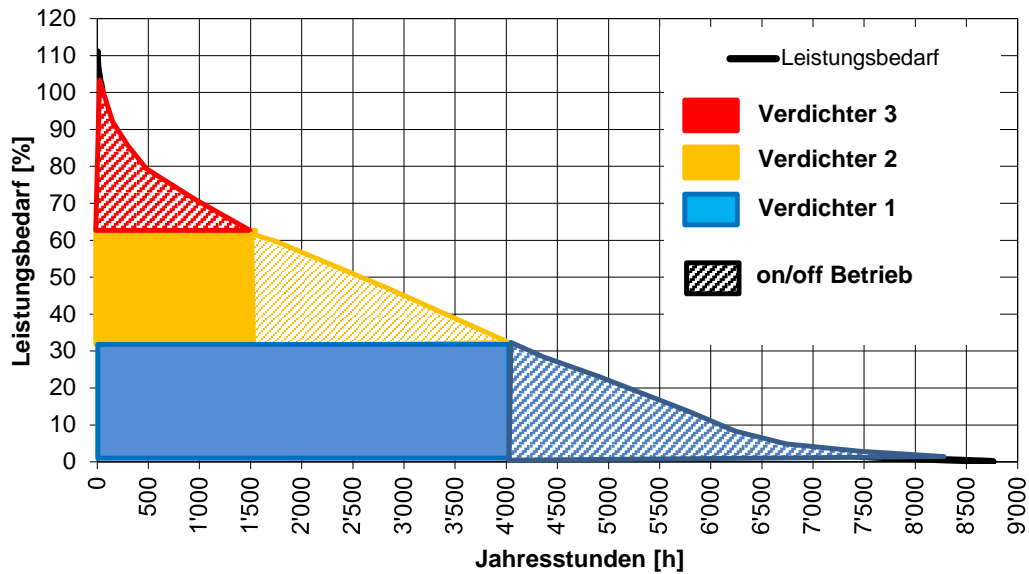
Tabelle 24 Vor- / Nachteile und Kennwerte, Anlagen mit einer Kaskade von mehreren Einzelgeräten

Vorteile	Nachteile
Einsatz von Standardgeräten verschiedener Leistung	Grösserer Platzbedarf (mehrere , aber kleinere Geräte)
Kombinationen mit drehzahlregelten Anlagen möglich	Höhere Kosten (v.a. wegen Verschaltung, Planung)
Kombination von Anlagen mit unterschiedlichen Kältemitteln möglich (HT / NT Kreise)	Kein Effizienzvorteil im Gerät durch Teillastbetrieb (Effizienzvorteil v.a. durch lange Schaltzyklen)
Kennwerte	Einsatzkriterien, Eignung
Grundsätzlich mit allen Geräten realisierbar	Für komplexere Anlagen mit SPS
Sinnvoll ab ca. 50 kW Gesamtleistung (darunter besser eine 2-stufige Anlage oder alleinige Drehzahlregelung mit Frequenzumformer)	Eignung bei sehr variablen Leistungen bzw. bei grossen Differenzen im Temperaturhub (Einsatz unterschiedlicher Kältemittel)

Bei der Beurteilung von Kaskadenschaltungen (mit einer bzw. mehreren Wärmepumpen) muss in jedem Fall dem Teillastbetrieb grosse Aufmerksamkeit geschenkt werden. Beim Heizbetrieb wird vor allem im Bereich $-5...+5^{\circ}\text{C}$ ein grosser Teil der Wärmeenergie benötigt. In diesem Bereich muss mit der Anlagenkonfiguration eine hohe Arbeitszahl erzielt werden. Dieser Bereich ist auch für einen Vergleich (Kosten / Nutzen) mit Alternativvarianten von Bedeutung. Dafür muss die Teillasteffizienz der eingesetzten Geräte bekannt sein. Meist sind diese Werte aus den Unterlagen der Hersteller nicht ersichtlich und müssen daher angefragt werden.

Die folgenden Abbildungen zeigen verschiedene Arten der Kaskadenschaltung mit drei Leistungsstufen (Kompressoren) auf. Figur 55 zeigt den einfachsten Fall mit drei gleichen Anlagen in Kaskade. Die Regelung im Teillastfall erfolgt dabei mit einer Ein/Aus-Regelung

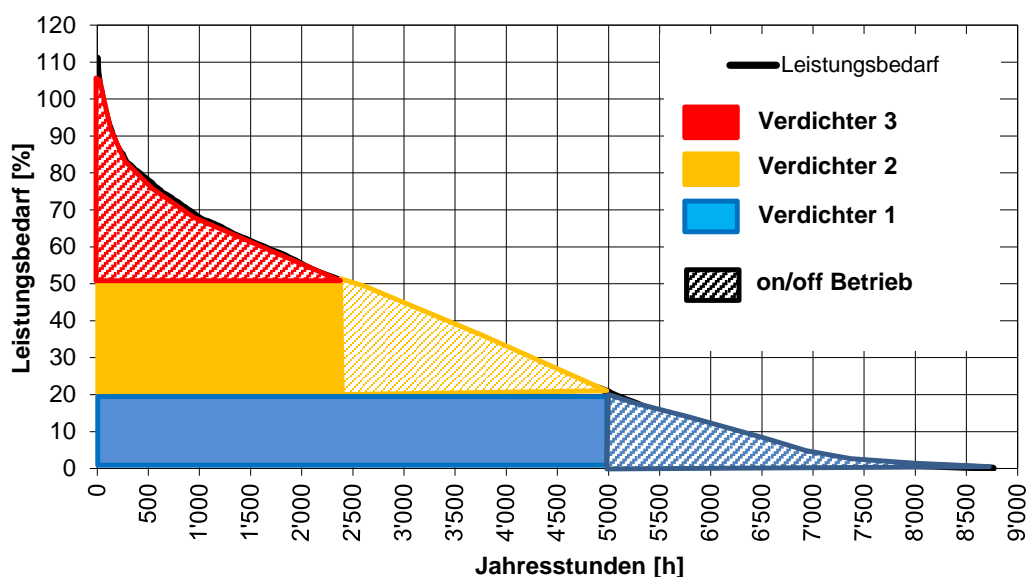
Figur 55 Kaskadenschaltung mit drei Wärmepumpen gleicher Leistung



Mit dieser Aufteilung kann bereits ein grosser Teil der Betriebszeit mit langen Kompressorlaufzeiten und damit guten Effizienten abgedeckt werden.

Bezüglich der Leistungsaufteilung ist eine Anpassung vor allem dann sinnvoll, wenn in der Anlage oft Schwachlastphasen zu erwarten sind, welche mit einer gleichmässigen Leistungsaufteilung nicht abgedeckt werden können. Der in Figur 56 dargestellte Fall kann z.B. eine Aufteilung beinhalten, bei der mit einer kleinen Wärmepumpe das Warmwasser und die Heizung bei kleinen Lasten abgedeckt werden. Mit einer grösseren Wärmepumpe wird der Heizfall bis ca. 0°C abgedeckt. Für die hohen Leistungen bei tiefen Aussentemperaturen wird eine grosse Wärmepumpe (hier 50% der Gesamtleistung) eingesetzt, welche u.U. auch die dann erforderlichen hohen Temperaturen effizienter abdecken könnte als die Hauptwärmepumpe für die Heizung (hier Verdichter 2). Damit kann eine hohe Laufzeit der Wärmepumpen erreicht werden und eine optimale Aufteilung auf die Anforderungen des Gebäudes.

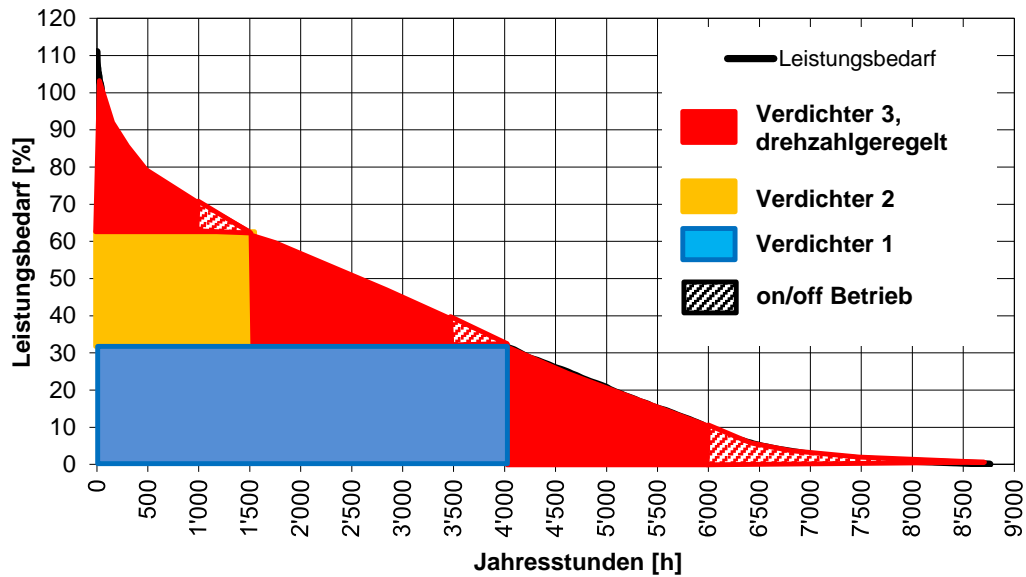
Figur 56 Kaskadenschaltung mit drei Wärmepumpen unterschiedlicher Leistung



Eine optimale Leistungsregelung lässt sich erreichen, wenn eine der Wärmepumpen mit einem Inverter drehzahlregelt werden kann. Damit kann die Leistung noch besser auf den Bedarf

abgestimmt werden, was die erforderliche Temperaturüberhöhung minimiert und damit die Gesamteffizienz maximiert.

Figur 57 Varianten von mehrstufigen Wärmepumpen



Wenn die drehzahlgeregelte Wärmepumpe einen Teillastbetrieb von 30 bis 100% zulässt, kann so ein Betrieb bis hinunter zu 10% der Vollast erfolgen.

Grundsätzlich kann bei der Kaskadenschaltung mit einer Aufteilung auf eine grössere Anzahl Teilanlagen die Leistungsabstufung verbessert werden. Inwieweit dies sinnvoll ist, hängt stark von der Anlagengrösse und den Randbedingungen ab. Folgende Punkte sprechen für eine feinere Aufteilung und den Einsatz von drehzahlgeregelten Anlagen:

- Variable Quellentemperatur (Luft/Wasser-Wärmepumpen)
- Hohe Gesamtleistungen (Anlagengrössen >100 kW)
- Häufige und grosse Unterschiede im Leistungsbedarf erwartet
- Entsprechend geeignete Steuerung und Planung vorgesehen

Folgende Punkte sprechen für eine Aufteilung auf wenige Anlagen:

- Praktisch konstante Quellentemperatur (Erdwärmesonde, Grundwasser)
- Geringe Gesamtleistungen (Anlagengrössen < 50 kW)
- Geringe Unterschiede im Leistungsbedarf erwartet
- Minimale Kosten entscheidend

7 Spitzenlastdeckung

7.1 Einsatz und Einbindung

Eine Spitzenlastdeckung mit einem Gas- oder Öl-Kessel kann in folgenden Fällen sinnvoll sein:

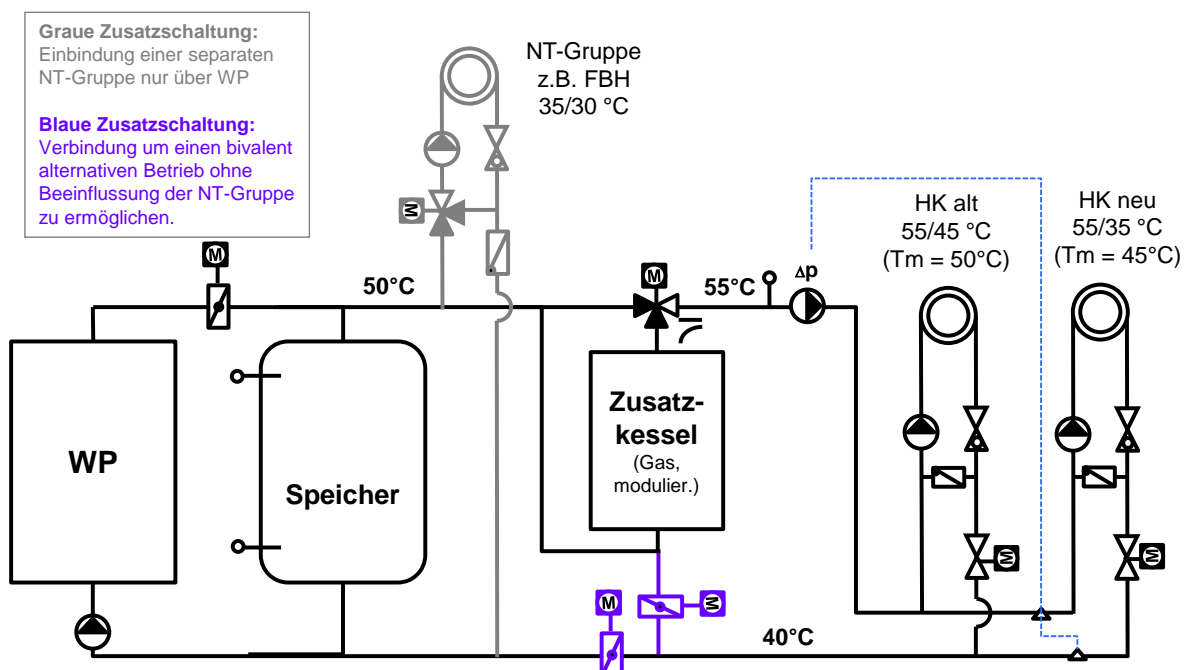
- Kosteneinsparung für Gesamtanlage (spez. Kosten für Kessel sind deutlich tiefer) bei dennoch hohem Anteil der Nutzung von Umgebungswärme
- Bereitstellen sehr hoher Vorlauftemperaturen, welche mit der Wärmepumpe nicht oder nur mit sehr ungünstiger Effizienz erreicht werden (v.a. bei Luft-/Wasser-Wärmepumpen)
- Umbau einer bestehenden Mehrkesselanlage (Teile der Anlage können ev. beibehalten werden)
- Prüfung ob die Wärmepumpe auch die auftretenden Grenzfälle (z.B. Warmwasser bei -10°C bzw. im Hochsommer) abdecken kann

Für die Spitzenlastdeckung sind zudem folgende Punkte unbedingt zu beachten:

- Wenn möglich ist ein modulierender (Gas-)Kessel einzusetzen, damit eine gute Leistungsanpassung möglich von 10-100% Leistung ist ohne den Wärmepumpenbetrieb negativ zu beeinflussen
- Beim Einsatz eines Ölkessels ist eine separate Laderegelung mit Speicher erforderlich, um einen Einfluss auf den Rücklauf für die Wärmepumpe ausschliessen zu können (da meist nur zweistufige Leistungsregelung des Kessels). Dies ist auch bei einem Gaskessel erforderlich, wenn die Modulation nicht genügend fein erfolgen kann
- Wenn Heizgruppen mit sehr unterschiedlichen Vorlauftemperaturen bestehen, ist eine Aufteilung auf separate HT- und NT-Gruppen hier besonders sinnvoll

Figur 58 zeigt die Einbindung eines modulierenden Spitzenlastkessels ohne separaten Speicher. Diese Schaltung ist nur dann geeignet, wenn die Kesselleistung genügend fein und schnell geregelt werden kann und die Kesselwassermenge genügend gross ist. Diese Schaltung ist weniger aufwändig, erfordert aber eine gute Abstimmung der Komponenten und der Regelung.

Figur 58 Beispiel Einbindung Spitzenlastdeckung mit modulierendem Kessel ohne separaten Speicher

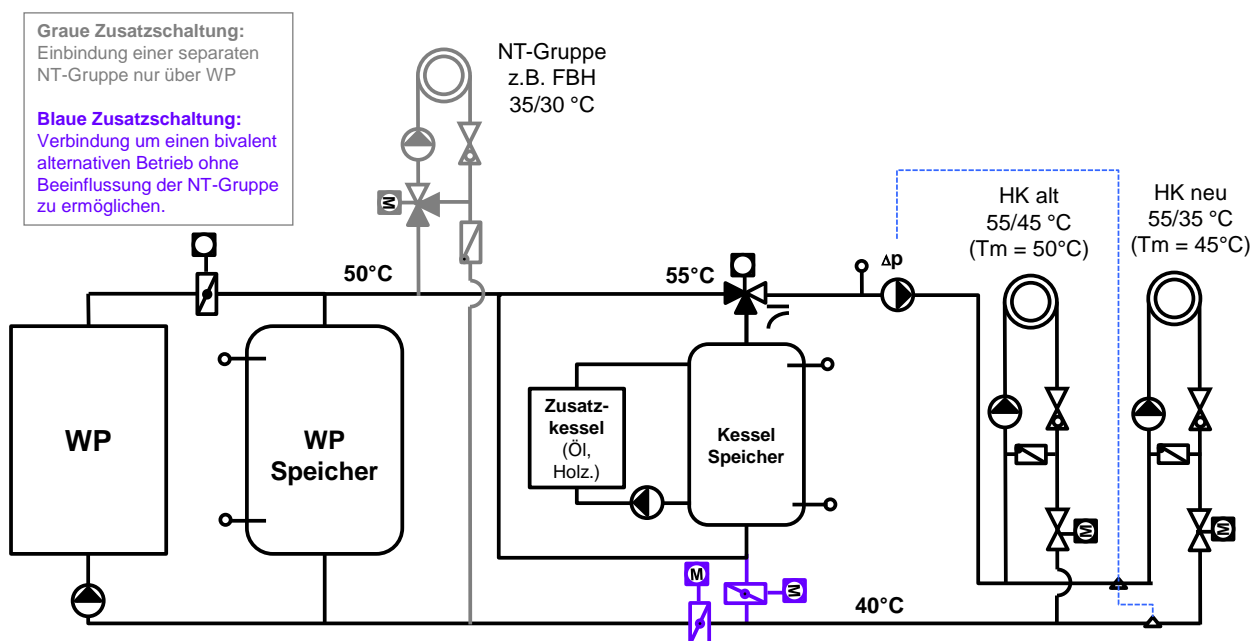


Für die Kesseleinbindung in Figur 58 muss der Kessel ohne Mindestumlaufwassermenge und ohne Rücklaufftemperaturerhebung betrieben werden können. Zudem ist eine genügende Kesselwassermenge erforderlich, damit die Mindestlaufzeit des Brenners auch bei sehr geringen Zusatzleistungen nicht unterschritten wird und die Kesseltemperatur nicht zu stark schwankt⁵.

Viele Kesselkonstruktionen haben einen sehr kleinen Wasserinhalt des Kessels im Verhältnis zur Leistung. Daher kann es sinnvoll sein, den Heizkessel mit einem Speicher zu betreiben, um die Brennerlaufzeiten zu verlängern und damit den Kesselwirkungsgrad zu verbessern.

Insbesondere für Heizkessel mit grossen Leistungen (geringer Leistungsanteil der Wärmepumpe) und nur stufenweisen Regelung (meist bei Ölkesseln der Fall) ist die Einbindung mit einem separaten Speicher zu empfehlen. Damit kann vermieden werden, dass im Teillastfall zu kurze Laufzeiten des Brenners auftreten (Einhaltung der Mindestlaufzeiten). Damit können auch Kessel mit Anforderungen an die Mindestumlaufwassermenge und an die Rücklaufftemperatur eingebunden werden. Die Dimensionierung des Speichers ist so vorzunehmen, dass auch bei geringem Bedarf an zusätzlicher Leistung der Kessel ein gutes Betriebsverhalten aufweist. Figur 59 zeigt die Einbindung eines Spitzenlastkessels mit separatem Speicher. Diese Schaltung kann auch für eine Spitzenlastdeckung mit einer Holzpellets- oder Holzschneitzelfeuerung eingesetzt werden. In diesem Fall ist die Auslegung des Kesselspeichers entsprechend zu anzupassen.

Figur 59 Beispiel Einbindung Spitzenlastdeckung für Kessel mit separaten Speicher

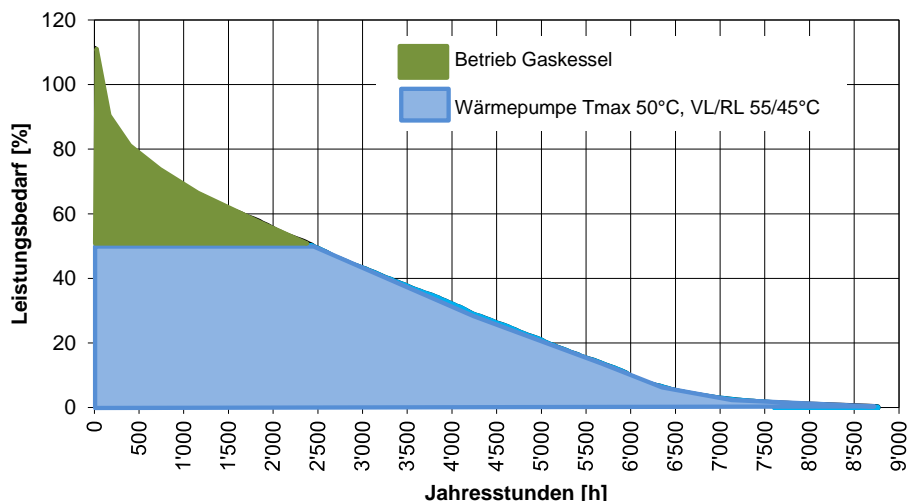


Verschiedene weitere Möglichkeiten zur Einbindung (Standardschaltungen) sind mit zugehörigen Funktionsbeschrieben und Empfehlungen in [39] dokumentiert.

Eine in vielen Fällen günstige Aufteilung ist etwa 50% der Leistung mit der Wärmepumpe und die restlichen 50% mit dem Spitzenlastkessel zu erbringen. Damit kann typischerweise 80% des Energiebedarfs mit der Wärmepumpe gedeckt werden. In Figur 60 ist dies beispielhaft dargestellt. Der durch die Wärmepumpe erreichbare Deckungsanteil ist stark von den festgelegten Einsatzbedingungen und der Auslegung der Heizgruppen abhängig. Dies wird für verschiedene Fälle beispielhaft im nächsten Kapitel aufgezeigt.

⁵ Grosse und schnellen Veränderungen der Kesselwassertemperatur können die Vorlauftemperaturregelung mit dem Dreiwegeventil beeinflussen und zu unerwünschtem Pendeln der Temperaturen führen

Figur 60 Beispiel Bivalente Anlage mit 50% Leistungsanteil aus Wärmepumpe

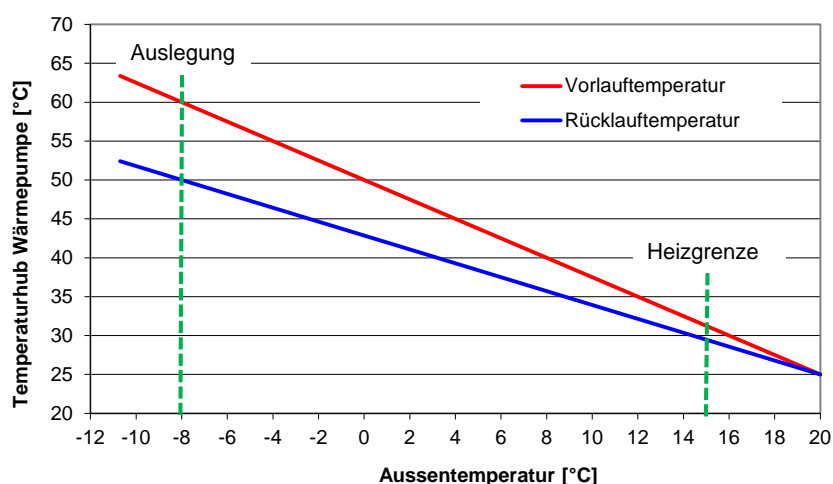


7.2 Einfluss der Systemauslegung auf die Effizienz und den Deckungsgrad

Um verschiedene Arten der Systemauslegung miteinander zu vergleichen, wurde für eine Anlage mit 100 kW Leistung (bei -8°C) und der in Figur 61 dargestellten Heizkurve (Basisfall) der Anteil der Energie berechnet, der durch die Wärmepumpe gedeckt wird. Für die Wärmepumpe wurde im Basisfall von einer maximalen Ladetemperatur von 50°C und einer Temperaturspreizung in der Wärmepumpe von 5 K ausgegangen. Im Basisfall beträgt der Leistungsanteil der Wärmepumpe 50% der Gesamtleistung (50 kW).

Neben dem Deckungsanteil der Wärmepumpe wurde über die Stundensummenberechnung die dem Betriebsfall entsprechende Jahresarbeitszahl bestimmt (Basis Erdsonden-Wärmepumpe) und daraus der nichterneuerbare Primärenergiebedarf sowie der Ausstoss an Treibhausgasemissionen (CO_2) bestimmt⁶. In den Graphiken wird der Vergleich mit der Gewichtung der Energieträger nach Minergie dargestellt⁷. Diese Ergebnisse sind vergleichbar wie die Bewertung des nichterneuerbaren Primärenergiebedarfs. Aus diesen Resultaten können so Schlüsse gezogen werden wie eine Anlage optimiert werden kann.

Figur 61 Für Basisvariante verwendete Heizkurve (Auslegung 60/50°C)



⁶ Bewertungsbasis KBOB Ökobilanzdaten im Baubereich, Datenstand Juli 2012. Basis für Stromverbrauch Schweizer Strommix; Spitzenkessel: Gas

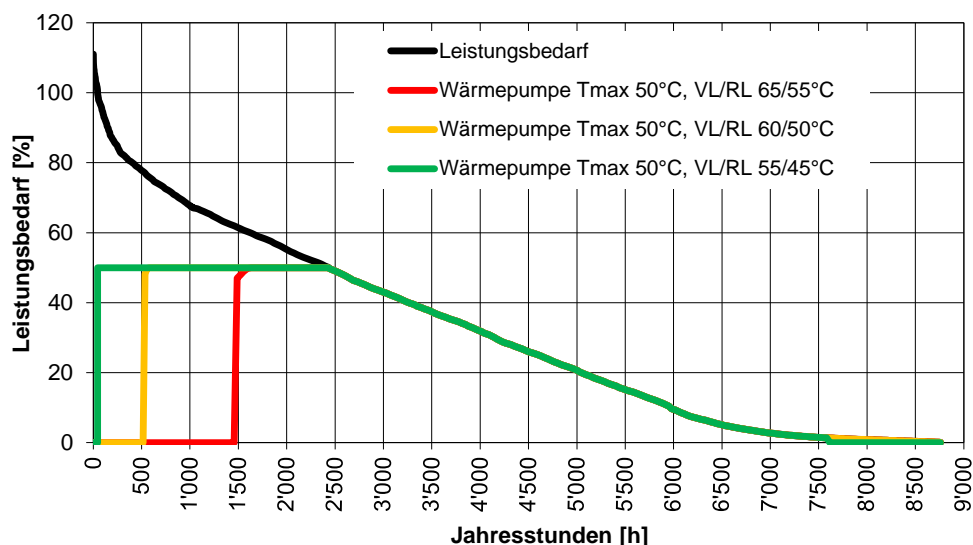
⁷ Gewichtungsfaktor für Strom 2,0; Erdgas 1,0; JAZ Wärmepumpe gemäss Berechnung, η Gaskessel: 95%

7.2.1 Einfluss der Vorlauftemperatur

Der Einsatz eines Spitzenlastkessels, welcher beliebige Vorlauftemperaturen liefern kann, entbindet nicht davon die maximal zu erzeugende Vorlauftemperatur möglichst zu optimieren.. Für den untersuchten Fall wird von einer max. Ladetemperatur der Wärmepumpe von 50°C ausgegangen und der Leistungsanteil der Wärmepumpe mit 50% festgelegt.

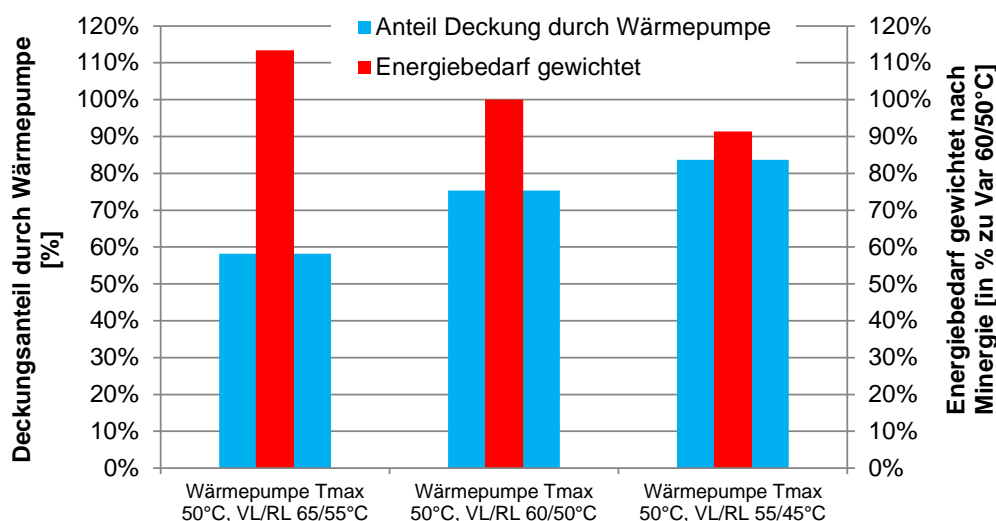
Aus der Summenhäufigkeit zeigt sich, dass bei 55°C Vorlauftemperatur die Wärmepumpe über die gesamte Heizperiode in Betrieb sein kann (bivalent parallel). Bei höheren Vorlauf-temperaturen kann die Wärmepumpe ab einem gewissen Punkt (wenn die Rücklauf-temperatur zu hoch ist) nicht mehr betrieben werden (teilparallele Betriebsweise) dadurch wird der Deckungsanteil durch die Wärmepumpe deutlich geschmälert (siehe Figur 62)

Figur 62 Summenhäufigkeit für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Vorlauftemperatur



Durch die Reduktion der max. Vorlauftemperatur von 65°C auf 55°C kann der Deckungsanteil von 58% auf 84% erhöht werden und der Bedarf an nichterneuerbarer Primärenergie um 15% gesenkt werden. Der nach Minerergie gewichtete Energiebedarf sind um etwa 20% Beim CO₂-Ausstoss wird sogar eine Reduktion um mehr als 40% erreicht. Hier fällt der CO₂-Ausstoss vom Kessel stark ins Gewicht (Basis Schweizer Strommix).

Figur 63 Deckungsgrad für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Vorlauftemperatur

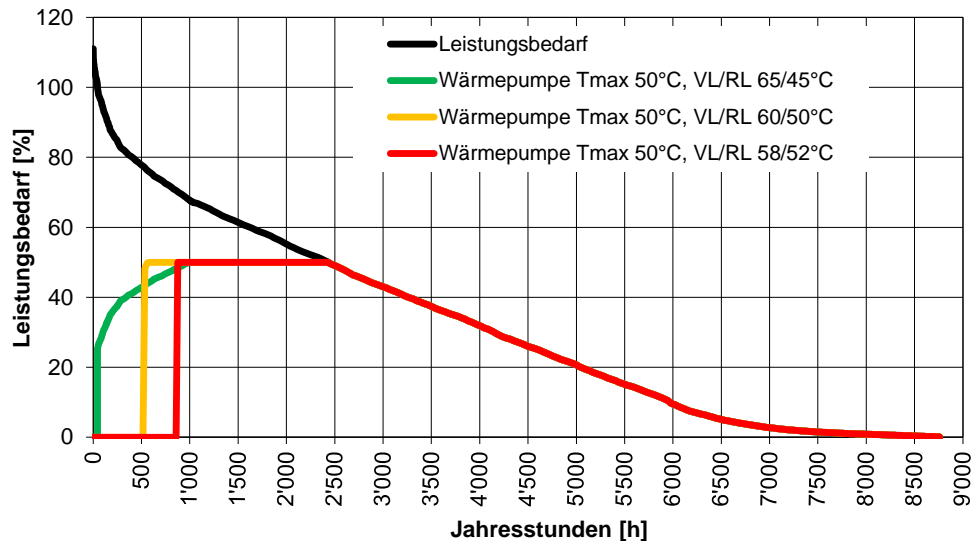


7.2.2 Einfluss der Temperaturspreizung in der Wärmeabgabe

Da der Spitzenlastkessel grundsätzlich hohe Vorlauftemperaturen erreichen kann, stellt sich die Frage wie sich mit der Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf (bei gleicher Mitteltemperatur) der Deckungsgrad der Wärmepumpe und der Bedarf an nichterneuerbarer Energie verändern. Für diese Betrachtung wurde wiederum von einer max. Ladetemperatur der Wärmepumpe von 50°C ausgegangen und der Leistungsanteil der Wärmepumpe mit 50% festgelegt.

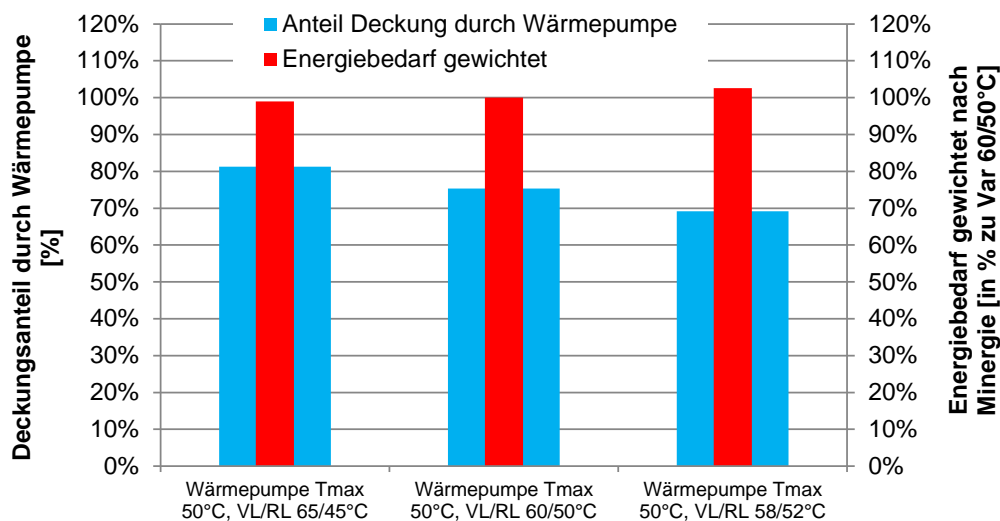
Aus der Summenhäufigkeit zeigt sich, dass der Energieanteil der durch die Wärmepumpe erbracht wird bei einer hohen Spreizung steigt, da die Wärmepumpe länger betrieben werden kann.

Figur 64 Summenhäufigkeit für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Temperaturspreizung



Auf den Bedarf an nichterneuerbarer Primärenergie hat die Variation der Spreizung kaum einen Einfluss, da die Arbeitszahl der Wärmepumpe beim Fall mit hoher Spreizung tiefer ist, da die Wärmepumpe länger hohe Temperaturen erzeugen muss. Vergleichbares gilt für den nach Minergie gewichteten Energiebedarf. Bezogen auf den CO₂-Ausstoss ist jedoch wie beim Deckungsgrad die hohe Spreizung von Vorteil, da der CO₂-Ausstoss vom Kessel stärker ins Gewicht fällt als der Mehrbedarf an Strom (Basis Schweizer Strommix).

Figur 65 Deckungsgrad für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Temperaturspreizung

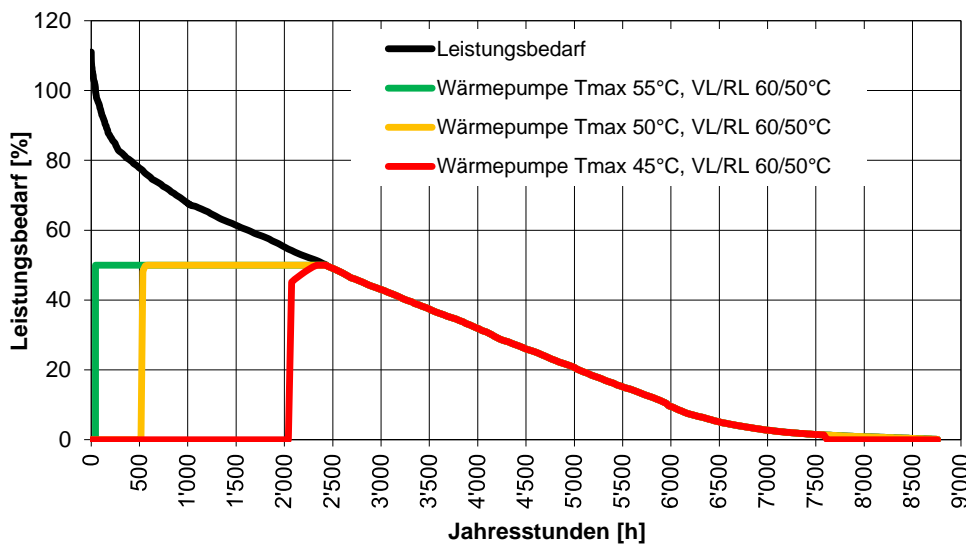


7.2.3 Einfluss der maximalen Ladetemperatur der Wärmepumpe

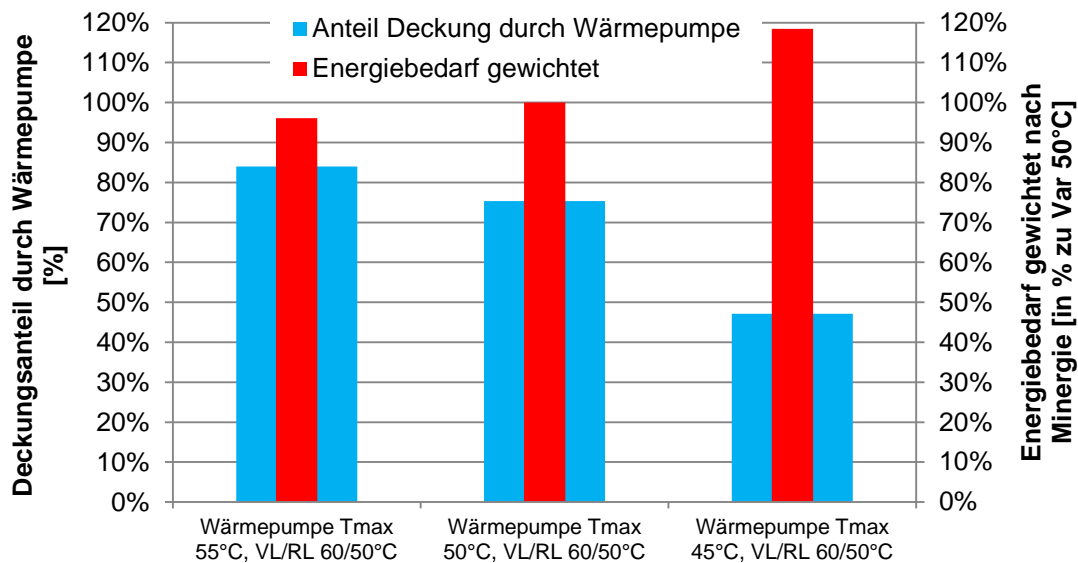
Eine weitere Variable, die verändert werden kann, ist die maximale Ladetemperatur der Wärmepumpe. Im Basisfall sind dies 50°C. Um den Einfluss zu untersuchen wurden die Berechnungen zusätzlich mit 55°C und 45°C durchgeführt. Leistungsanteil wie bisher 50%.

Aus der Summenhäufigkeit zeigt sich, dass der Anteil der durch die Wärmepumpe erbracht wird bei einer erhöhten Maximaltemperatur der Wärmepumpe steigt, da die Wärmepumpe länger betrieben werden kann. Auf der anderen Seite wird dadurch die Arbeitszahl der Wärmepumpe reduziert. Für den Bedarf an nichterneuerbarer Primärenergie und dien nach Minergie gewichteten Energiebedarf ergibt sich für 50°C und 55°C daher nur ein geringer Unterschied. Bei 45°C Maximaltemperatur wird bei der vorhandenen Heizkurve der Deckungsanteil so stark reduziert, dass das Gesamtergebnis auch ökologisch deutlich schlechter ausfällt. Bezogen auf den CO₂-Ausstoss ist wie beim Deckungsgrad eine hohe Maximaltemperatur mit langen Betriebszeiten der Wärmepumpe vorteilhaft.

Figur 66 Summenhäufigkeit für Anlage für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Ladetemperatur



Figur 67 Deckungsgrad für Anlage mit 50% Leistung aus WP, Variation der Ladetemperatur

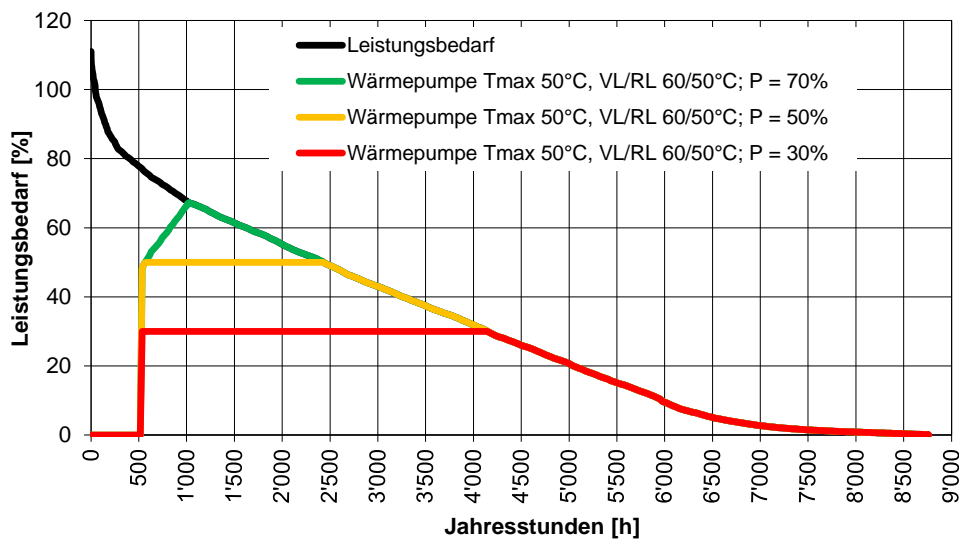


7.2.4 Einfluss der Leistungsanteils der Wärmepumpe

Die Festlegung, welchen Leistungsanteil durch die Wärmepumpe abgedeckt wird, hat zum einen Einfluss auf die Kosten, beeinflusst aber auch wesentlich den Deckungsanteil der Wärmepumpe und damit die Umweltbilanz. Für diese Betrachtung wurde von einer Systemtemperatur von 60/50°C im Auslegungspunkt und von einer max. Ladetemperatur der Wärmepumpe von 50°C ausgegangen. Der Leistungsanteil der Wärmepumpe wurde zwischen 30% und 70% variiert.

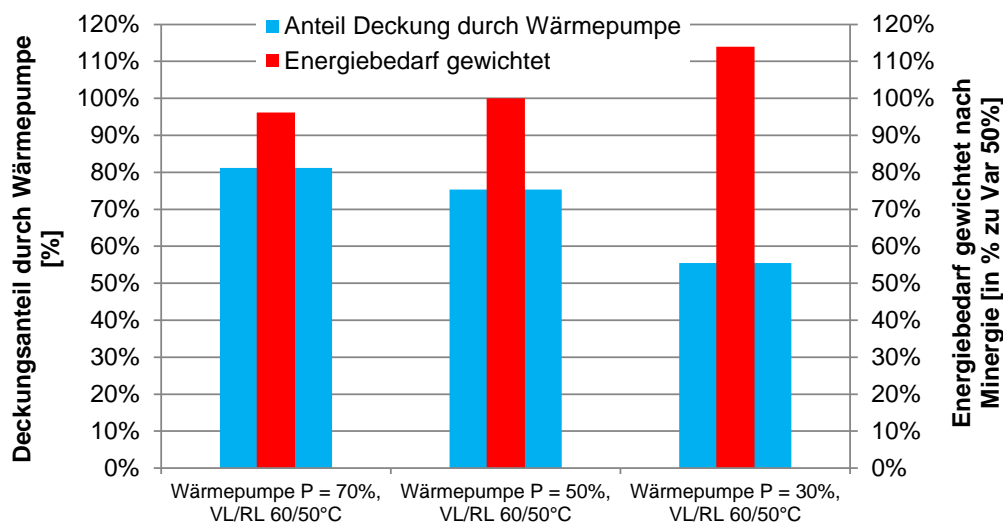
Bei der vorliegenden Systemauslegung kann die Wärmepumpe nur im teilparallelen Betrieb gefahren werden. Durch die Erhöhung der Leistung der Wärmepumpe auf 70% steigt der Deckungsanteil daher nur von 75% auf 81%. Bei einer Reduktion des Leistungsanteils auf 30% sinkt der Deckungsanteil von 75% auf 55%.

Figur 68 Summenhäufigkeit für Anlage mit 30%, 50% und 70% Leistungsanteil der WP



Auf den Bedarf an nichterneuerbarer Primärenergie hat die Erhöhung der Leistung von 50% auf 70% daher nur einen geringen Einfluss. Bezogen auf den CO₂-Ausstoss ist die Veränderung vergleichbar wie beim Deckungsgrad. Die Reduktion der Leistung von 50% auf 30% zeigt sich in der ökologischen Bewertung dagegen deutlich (v.a. beim CO₂-Ausstoss mit +47%).

Figur 69 Deckungsgrad für Anlage mit 30%, 50% und 70% Leistungsanteil der WP



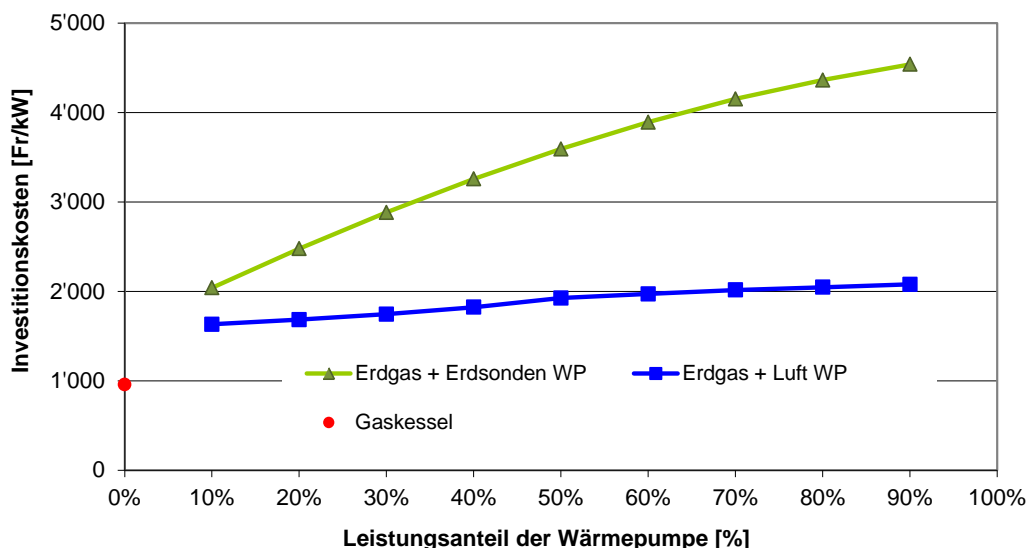
7.3 Einfluss der Spitzenlastdeckung auf die Kosten

Um den Einfluss des Leistungsanteils bei einer bivalenten Anlage auf die Kosten zu untersuchen, werden im Folgenden die Resultate für eine Anlage mit 100 kW Gesamtleistung und einem Wärmebedarf von 200 MWh pro Jahr untersucht. Die einbezogenen Grobkosten⁸ beinhalten grob folgende Elemente:

- Erdsonden-Wärmepumpe, Gaskessel und WW-Speicher inkl. Einbringung, Montage, Inbetriebnahme; Anschlüsse und Dämmungen für einfache Verhältnisse (Anschluss an bestehende Leitungen und bestehenden Heizverteiler)
- Elektro: Anschlussarbeiten für Wärmepumpe und einfache Regelung in bestehenden Schaltschrank / Tableau; Keine Verstärkung der HV
- Geringe bauliche Anpassungen in Heizzentrale für Installation Wärmepumpe und Kessel (z.B. Durchbrüche / Sockel); Grabarbeiten für Erdwärmesonden, Anschlussleitungen sowie Bohren der Erdwärmesonden
- Honorare (15%)

Bei den Investitionskosten zeigt sich, dass v.a. bei der Erdsonde-Wärmepumpe die Kosten der Erdwärmesonde einen grossen Teil der Gesamtkosten ausmachen. Da die erforderliche Sondenlänge bei kleinen Deckungsgraden wegen dem höheren Energiebezug pro m Sonde grösser ist, nehmen auch die Kosten bei kleinen Deckungsgraden nicht stärker ab. Zudem ist ein Grundaufwand für die bivalente Anlage vorhanden (2 Geräte die angeschlossen und geregelt werden müssen). Bei der bivalenten Anlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe verläuft die Kostenkurve deutlich flacher. Für die Kosten wird jedoch davon ausgegangen, dass eine günstige Situation für die Aufstellung der Anlage besteht (keine komplizierten Luftanschlüsse).

Figur 70 Spezifische Investitionskosten für bivalente Wärmepumpenanlage



Von Interesse sind neben den Investitionskosten die Wärmegestehungskosten. Diese beinhalten neben den Energiekosten auch die Wartungs- und Unterhaltskosten sowie Kapitalkosten. Die für die Berechnung eingesetzten Energiepreise sind in Tabelle 25 dargestellt. Es wurde von einer

⁸ Basis für die Grobkosten bildet ein Kostenmodell, welches auf div. Kostenangaben von realisierten Anlagen sowie weiteren Kostendaten von Hersteller und auf Erfahrungswerten basiert. Preise excl. MWSt.

Lebensdauer der technischen Anlagen von 20 Jahren ausgegangen. Für die Erdwärmesonden wurde eine Lebensdauer von 40 Jahren angesetzt.

Für die Berechnungen wurden folgende Jahresarbeitszahlen eingesetzt:

- Erdsonden-Wärmepumpe: je nach Leistungsanteil⁹ zwischen 3.5...3.7
- Luft/Wasser-Wärmepumpe: je nach Leistungsanteil⁹ zwischen 2.8...3.0

Tabelle 25 Für Berechnung der Wärmegestehungskosten eingesetzte Energiepreise

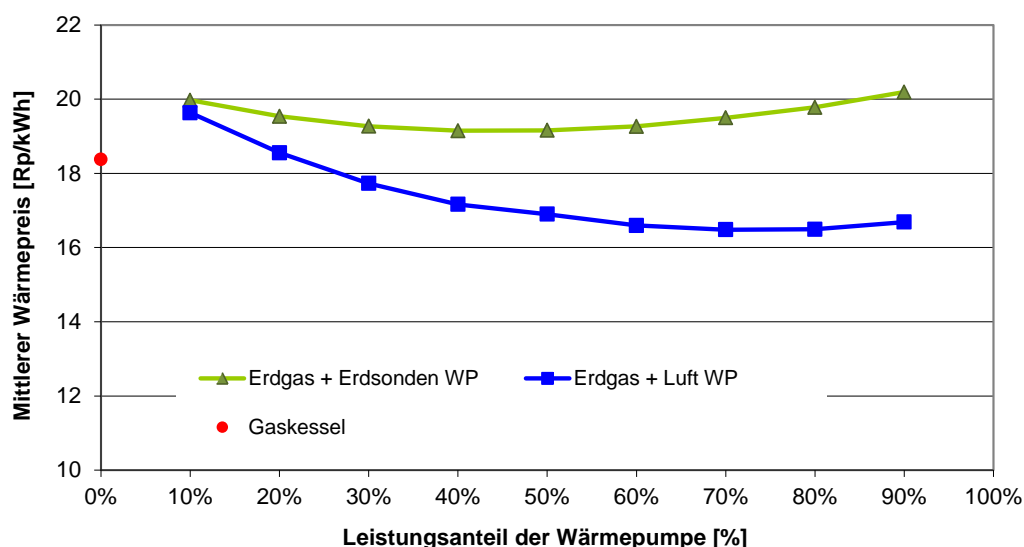
Energiekosten	Heute	Mittel	
Erdgas Grundpreis	450	671	CHF/ a
Erdgas (Bezug Ho!)	7.9	11.8	Rp/ kWhHo (Bezug Brennwert)
Strom Grundpreis	8.0	9.7	CHF/kW Mt
Strom WP-Tarif HT	16.25	19.7	Rp/ kWh
Strom WP-Tarif NT	8.9	10.8	Rp/ kWh

Teuerungsraten	Erdgas	Strom	
Energiepreissteigerung (real)	4.00%	2.00%	pro Jahr
Annuität berechnet mit Realzins von	3.0%		
Betrachtungsdauer für Berechnung	20		Jahre

Die Berechnungen zeigen, dass sich sowohl bei der bivalenten Anlage mit Erdsonden-Wärmepumpe wie auch bei der Anlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe mit den eingesetzten Randbedingungen ein Kostenoptimum ergibt. Bei der Erdsonden-Wärmepumpe liegt dies bei etwa 40% Leistungsanteil und bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe bei 70% Leistungsanteil.

Wo das Kostenoptimum liegt, hängt stark von den erzielten Arbeitszahlen und dem erreichten Deckungsgrad ab. Diese Faktoren sind wesentlich von der Auslegung und dem Betrieb der Anlage abhängig. In den betrachteten Fällen machen die Energiekosten immer noch zwischen 30-45% (90% Leistungsanteil) und 60-65% (10% Leistungsanteil) der gesamten Jahreskosten aus. Diese Kosten sind daher für die Betrachtung wesentlich.

Figur 71 Mittlere Wärmegestehungskosten der bivalenten Wärmepumpenanlage

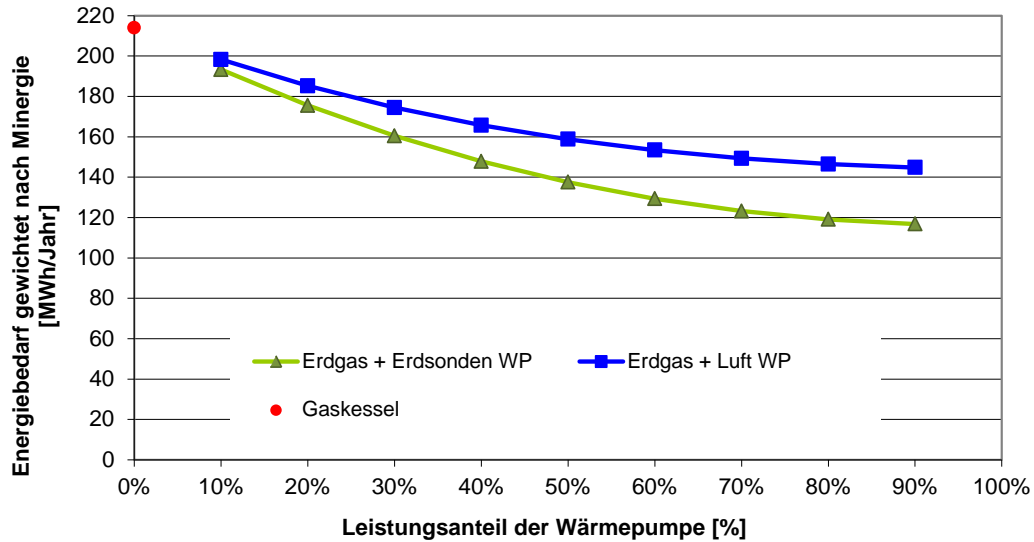


Die Berechnungen zu den Umweltindikatoren in Figur 72 (gewichteter Energiebedarf¹⁰) und Figur 73 (Treibhausgasemissionen) zeigen, dass aus Sicht der Umweltbilanz ein möglichst hoher

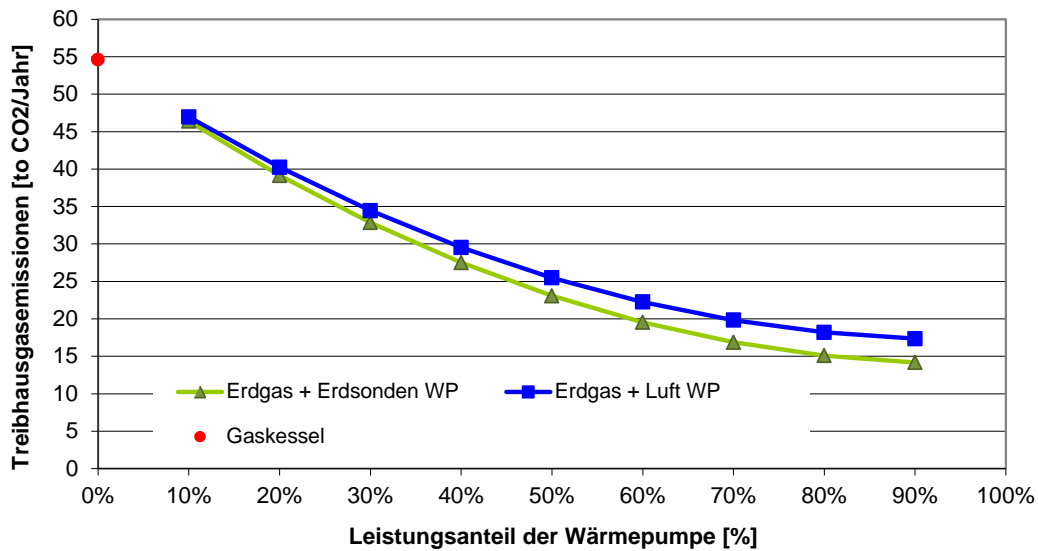
⁹ Basis Vorlauftemperatur der Wärmepumpe bis 45°C

Leistungsanteil der Wärmepumpe erwünscht ist. Die Resultate sind insbesondere bei den Treibhausgasemissionen stark vom Strommix abhängig. Für die Berechnungen wurde der Schweizer Strommix (Bezugsmix) zugrunde gelegt. Der gewichtete Energiebedarf verhält sich auch hier vergleichbar wie die Bewertung des nichterneuerbaren Primärenergiebedarfs

Figur 72 Gewichteter Energiebedarf (nach Minergie) der bivalenten Wärmepumpenanlage



Figur 73 Treibhausgasemissionen der bivalenten Wärmepumpenanlage



¹⁰ Gewichtungsfaktoren nach Minergie für Strom 2,0; Erdgas 1,0; JAZ WP gemäss Berechnung, η Gaskessel: 95%

7.4 Gas-Wärmepumpe

Bei den Gaswärmepumpen sind grundsätzlich zwei unterschiedliche Systeme auf dem Markt. Zum einen Gas-Absorptionswärmepumpen und zum andern Gasmotorwärmepumpen. Diese Systeme unterscheiden sich wie folgt:

Tabelle 26 Vergleich der Bauarten von Gaswärmepumpen

Gas-Absorptionswärmepumpe	Gasmotorwärmepumpe
Wärmepumpe wird durch einen Absorptionsprozess mit Gas betrieben (kein mech. Verdichter)	Verdichter der Wärmepumpe wird über einen Gasmotor angetrieben; Abwärme aus Prozess wird genutzt
Kaum bewegliche Teile daher sehr wartungsarm	Gasmotor mit typ. Wartungsintervall von 10'000h
Typen: Luft-Wasser, Sole/Wasser, Wasser/Wasser	Typen: Luft-Wasser, VRF System (direkt kondensierend)
v.a. Erdsonden-Wärmepumpe leise, Betriebsschalldruck 39-54 dB(A)	Durch Gasmotor laut; Betriebsschalldruck 56-65 dB(A)
Leistungsbereich ab 30 kW, div Hersteller *) (kleinere Leistungen nur für Gebäude mit FBH)	Leistungsbereich ab 30 kW, 2 Hersteller
Vorlauftemperaturen: bis 65°C möglich	Vorlauftemperaturen: bis 55°C
Gerätekosten: ca. 500-800 Fr/kW _{th}	Gerätekosten: ca. 800-1'600 Fr/kW _{th}

*) Die verschiedenen Hersteller scheinen jedoch auf demselben Grundprodukt zu basieren (identische Leistungsdaten)

Aufgrund der technischen Eigenschaften sind vor allem die Gas-Absorptionswärmepumpen für eine Einbindung bei einer Gebäudesanierung von Interesse. Da die verfügbaren Leistungsgrößen mit Gerätegrößen um 30 kW derzeit noch eingeschränkt sind (mit Kaskaden auch höhere Leistungen abdeckbar) ist vor allem ein Einsatz in grösseren Objekten möglich.

Die aus dem Prozess nutzbare Wärmeenergie liegt bei ca. 125 - 160% der eingesetzten Energie des Erdgases. Damit werden zwischen 25 und 60% der Wärme aus der Umgebung bezogen. Je nach Wärmepumpentyp kann dies aus der Luft, aus Erdwärmesonden, dem Grundwasser oder auch aus Abwärme sein. Eine Zusammenstellung der am Markt verfügbaren Geräte mit technischen Daten zu den Geräten ist bei den Erdgasversorgern zu finden [41].

Figur 74 Beispiel Gaswärmepumpe auf Basis Absorptionstechnik (Leistung ca. 30-40 kW_{th})

Beispiel Gaswärmepumpe für Erdsonde



Beispiel Gaswärmepumpe für Aussenluft



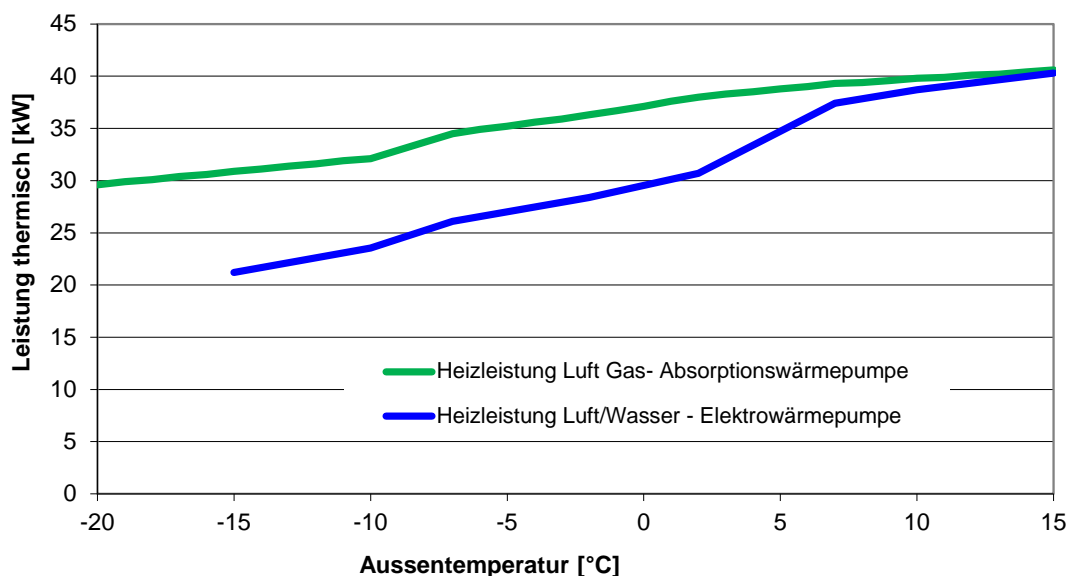
Bildquelle: [40]

Von Interesse kann die Einbindung einer Gaswärmepumpe vor allem in den folgenden Fällen sein:

- Hohe Vorlauftemperaturen erforderlich bei Luft als Wärmequelle (günstige Betriebsart mit hoher Leistung bei tiefen Aussentemperaturen)
- Zu knappe Platzverhältnisse für genügend Erdwärmesonden (mit einer Gaswärmepumpe wird nur etwa die Hälfte der Sondenlänge einer elektrisch betriebenen Wärmepumpe benötigt)

Figur 75 zeigt die Unterschiede der Leistungscharakteristik zwischen einer elektrisch betriebenen Luft/Wasser-Wärmepumpe und einer Gas-Absorptionswärmepumpe (Luft/Wasser). Der Vergleich basiert auf einer Vorlauftemperatur von 45°C. Bei höheren Vorlauftemperaturen fällt der Vergleich noch günstiger für die Gas-Absorptionswärmepumpe aus, da die meisten elektrisch betriebenen Luft/Wasser-Wärmepumpen bei tiefen Aussentemperaturen Einschränkungen bei der maximal möglichen Vorlauftemperatur besitzen.

Figur 75 Verlauf der thermischen Abgabe-Leistung in Abhängigkeit der Aussentemperatur



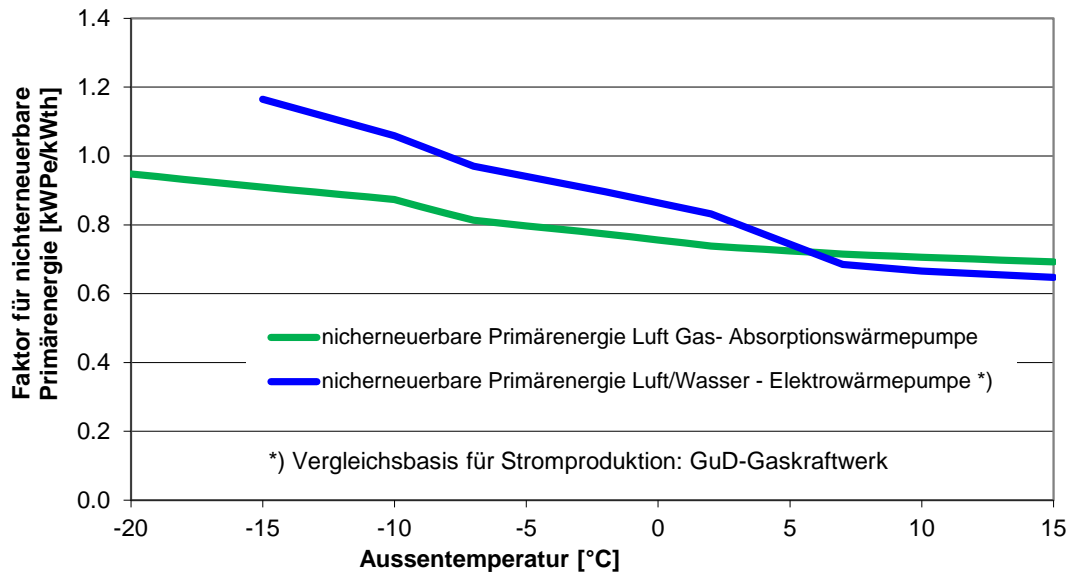
Betrachtung bei 45°C Vorlauftemperatur; Quelle Leistungsdaten: Gaswärmepumpe Robur GmbH, Typ GAHPA HT
Quelle Leistungsdaten: LW-Wärmepumpe Hoval AG, Typ Belaria 33

Vergleicht man im Weiteren die Arbeitszahlen auf der Basis vom nichterneuerbaren Primärenergiebedarf, so zeigen sich die Vorteile der Gas-Absorptionswärmepumpe in erster Linie bei tiefen Aussentemperaturen. Figur 76 zeigt dies im Vergleich mit einer elektrisch betriebenen Luft/Wasser-Wärmepumpe. Der Vergleich ist natürlich stark abhängig von der Art, wie der für die elektrisch betriebene Wärmepumpe benötigte Strom erzeugt wird. Für den Vergleich wurde von einer Stromproduktion in einem Gas-Kombikraftwerk ausgegangen (PE-Faktor von 2.33). Dieser Produktionsart wurde gewählt um den Vergleich mit demselben Energieträger durchführen zu können und damit eine Aussage zur Gesamteffizienz zu erhalten. Wird als Basis für den Vergleich die Gewichtung gemäss Minergie eingesetzt (Faktor 2.0), so fällt der Vergleich etwas günstiger für die Elektro-Wärmepumpe aus.

Setzt man für den Vergleich den Schweizer Strommix (PE-Faktor von 2.63) oder den Europäischen Strommix (PE-Faktor von 3.32) ein so fällt der Vergleich noch ungünstiger für die Elektro-Wärmepumpe. Wenn dagegen erneuerbare Energien (v.a. Wasserkraft mit (PE-Faktor von 0.03) eingesetzt wird fällt der Vergleich natürlich zu Ungunsten der Gaswärmepumpe aus.

Grundsätzlich kann eine Gas-Absorptionswärmepumpe sinnvoll sein, wenn durch die geforderten Leistungen und Vorlauftemperaturen eine Elektro-Wärmepumpe sehr ungünstig ausgelegt werden müsste oder wenn bei der Wärmequelle nur eine beschränkte Leistung zur Verfügung steht. In diesen Fällen sollte diese Lösung auf jeden Fall geprüft werden.

Figur 76 Verlauf der thermischen Abgabe-Leistung in Abhängigkeit der Aussentemperatur



Betrachtung bei 45°C Vorlauftemperatur; Quelle Leistungsdaten: Gaswärmepumpe Robur GmbH, Typ GAHPA HT
Quelle Leistungsdaten: L/W-Wärmepumpe Hoval AG, Typ Belaria 33

7.5 Blockheizkraftwerk

Bei einer Einbindung eines Blockheizkraftwerkes (BHKW) in eine Anlage mit Wärmepumpe müssen folgende Punkte beachtet werden, welche wesentlich für die Dimensionierung sind:

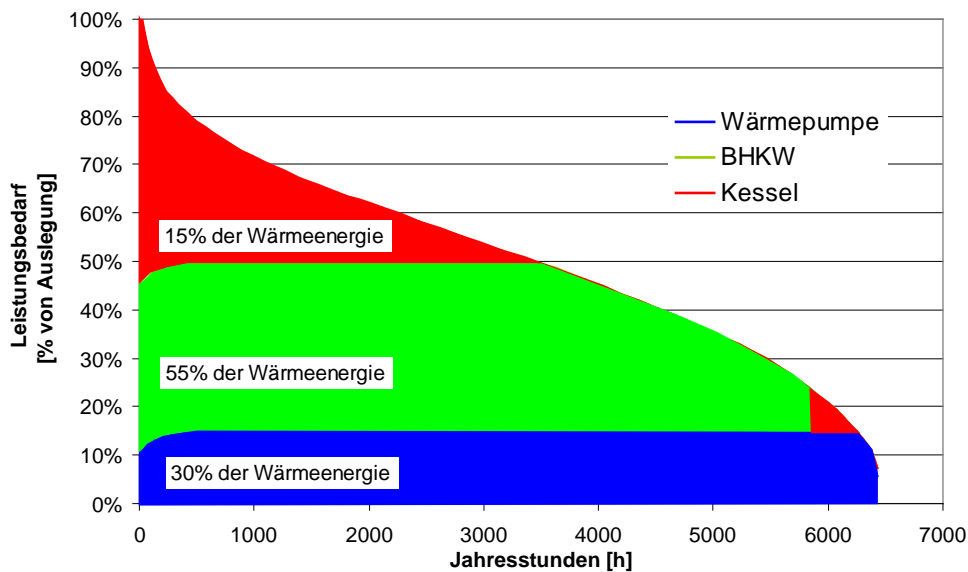
- Ein Blockheizkraftwerk benötigt für einen wirtschaftlichen Betrieb eine gewisse Mindestgrösse sowie mindestens 5'000 Volllaststunden pro Jahr.
- Für den Betrieb eines Blockheizkraftwerkes ist ein Energiespeicher zwingend und eine gute Abtrennung des hohen Temperaturniveaus des BHKW's vom tieferen Niveau der WP
- Mit Erdgas betriebene BHKW's haben nur bei Wärmeabgabetemperatur um 60°C oder höher einen ökologischen Vorteil gegenüber der getrennten Strom- und Wärmeproduktion (Vergleichssystem Gaskombikraftwerk und Wärmepumpe)
- Da ein BHKW für die Erzeugung von Spitzenlast wenig geeignet ist, müsste in einer Anlage mit BHKW auch ein Spitzenlastkessel installiert werden

Aufgrund dieser Voraussetzungen eignet sich eine Kombination einer Wärmepumpenanlage mit einem Blockheizkraftwerk nur bei grossen Anlagen (Gesamtleistung >200 kW) oder wenn ein hoher Warmwasserbedarf besteht, für den ein BHKW sinnvoll eingesetzt werden kann.

In [42] wurde eine ökologische und technische Bewertung verschiedener Wärmekraftkopplungssysteme und Systemkombinationen für unterschiedliche Einsatzgebiete untersucht. Eine aus energetischer Sicht günstige Kombination wird nur bei Anlagen mit hohen Vorlauftemperaturen erreicht (wie z.B. Fernwärmenetze, Spitäler, Industrie). In Figur 77 ist eine günstige Aufteilung der Leistungen zwischen Wärmepumpe und BHKW aufgezeigt, damit die Anforderungen an den Betrieb (erforderliche Vollbetriebsstunden) und die Vorlauftemperaturen erfüllt werden können. Mit dieser Aufteilung kann der vom BHKW produzierte Strom direkt für die Wärmepumpe verwendet werden. Um die CO₂-Emissionen des BHKW tief zu halten müsste für den Betrieb bevorzugt Biogas eingesetzt werden.

Anlagen, die einen guten elektrischen Wirkungsgrad (möglichst > 35%) und einen guten Gesamtnutzungsgrad (> 85%) erreichen, erfordern meist ein grosses BHKW. Dadurch ist die erforderliche Gesamtleistung für die Anlage relativ gross.

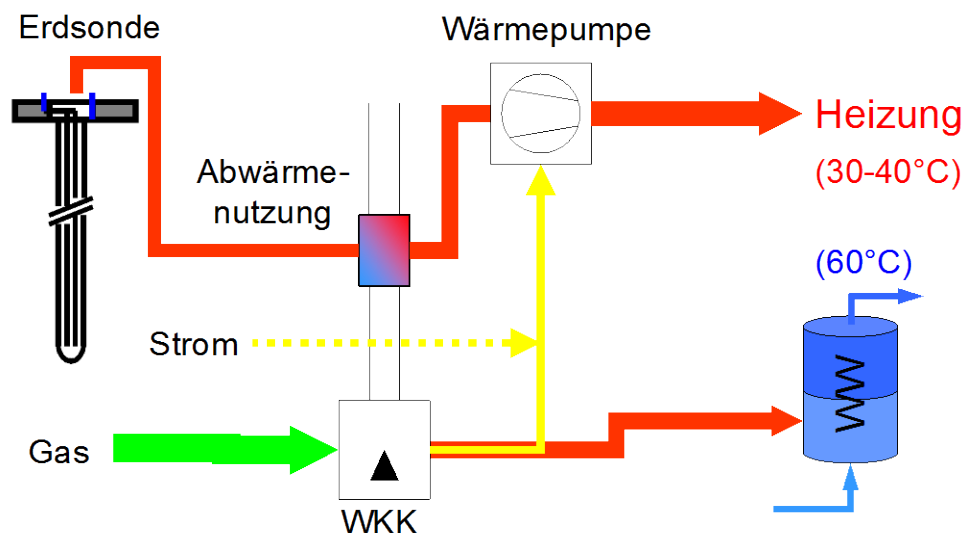
Figur 77 Leistungsanteile und Wärmeproduktion für System mit Grundlast-WP, BHKW und Spitzenkessel



Quelle der Darstellung: [42]; Bemerkung: Anlage ohne Warmwasserproduktion

Eine andere Konzeptvariante (siehe Prinzipskizze in Figur 78) kann sinnvoll sein für Gebäude mit tieferen Temperaturen der Heizwärmeversorgung, die eine monovalente Wärmepumpenanlage gut abdecken kann. Wenn ein erheblicher Warmwasserbedarf besteht, erfolgt die Warmwassererzeugung über das BHKW. Dadurch können die erforderlichen Betriebsstunden für das BHKW erreicht werden und die für die Wärmepumpe ungünstigeren hohen Warmwassertemperaturen erreicht werden. Mit der Wärmepumpe wird dann mit guter Effizienz nur der Heizwärmebedarf gedeckt.

Figur 78 Konzept mit Wärmepumpenheizung und WKK-Anlage für Warmwassererzeugung



Maximierung des Gesamtnutzungsgrades durch erweiterte Abwärmee-nutzung im Heizfall
 Hohe Effizienz der Heizwärmeerzeugung durch Wärmepumpe (Niedertemperatur)
 Minimaler externer Strombedarf durch Eigenproduktion aus WKK-Anlage

Quelle der Darstellung: [42]

8 Ablaufdiagramme

8.1 Ziel der Ablaufdiagramme

Mithilfe der nachfolgend dargestellten Ablaufdiagramme soll für verschiedene Fragestellungen ein Entscheidungsbaum mit Fragen und dazugehörigen Lösungsvorschlägen aufgezeigt werden. Dabei stützen sich die Lösungen auf die im Bericht erläuterten Lösungsvorschläge.

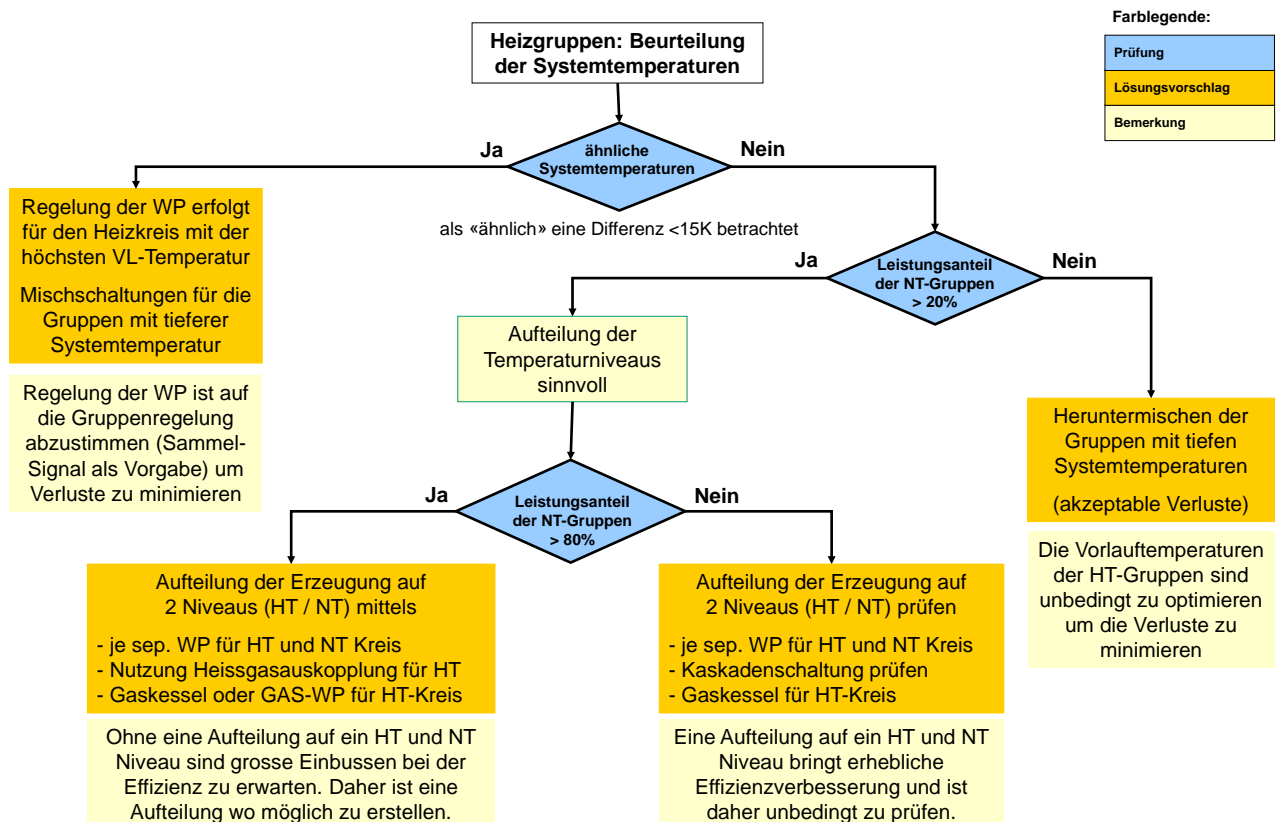
Für folgende Themenbereiche wurde ein Ablaufdiagramm erstellt:

- Hydraulische Einbindungen der Heizgruppen
- Konzepte zur Leistungsregelung
- Spitzenlastdeckung
- Warmwasserbereitung
- Nutzung von Abwärmequellen
- Einbindung von Kälte für Raumklimatisierung

8.2 Hydraulische Einbindungen der Heizgruppen

Für die Einbindung der Heizgruppen sind einige wesentliche Abklärungen bezüglich den vorhandenen Systemtemperaturen in den Heizgruppen erforderlich. Das Ziel ist eine für eine Wärmepumpe möglichst günstige Ausgangslage zu erhalten.

Figur 79 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der Systemtemperaturen der Heizgruppen



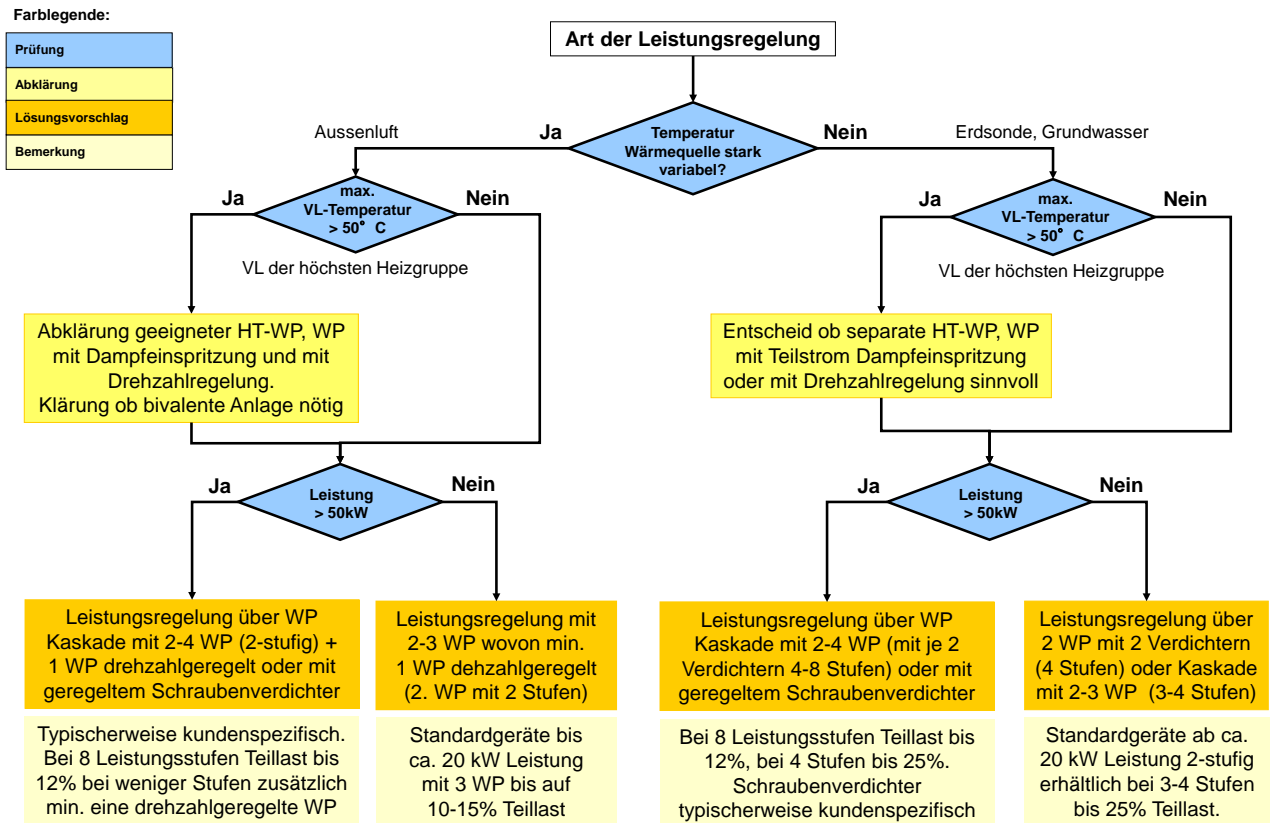
Bemerkung zur Einbindung: Es sind nur hydraulische Schaltungen einzusetzen, welche tiefe Rücklauftemperaturen aufweisen
Verteiler ohne Hauptpumpe: Beimischschaltung; Verteiler mit Hauptpumpe: Einspritzschaltung mit Durchgangsventil

Weitere Angaben und die zugehörigen Prinzipschemen sind in Kapitel 4.2.1 zu finden.

8.3 Konzepte zur Leistungsregelung

Die Art der Leistungsregelung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Wahl des Wärmepumpentyps sowie auf die Leistungsaufteilung auf mehrere Maschinen. Je nach vorhandener Wärmequelle, Anlagengrösse und Systemtemperaturen wird folgendes Vorgehen vorgeschlagen:

Figur 80 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der Leistungsregelung der Wärmepumpenanlage

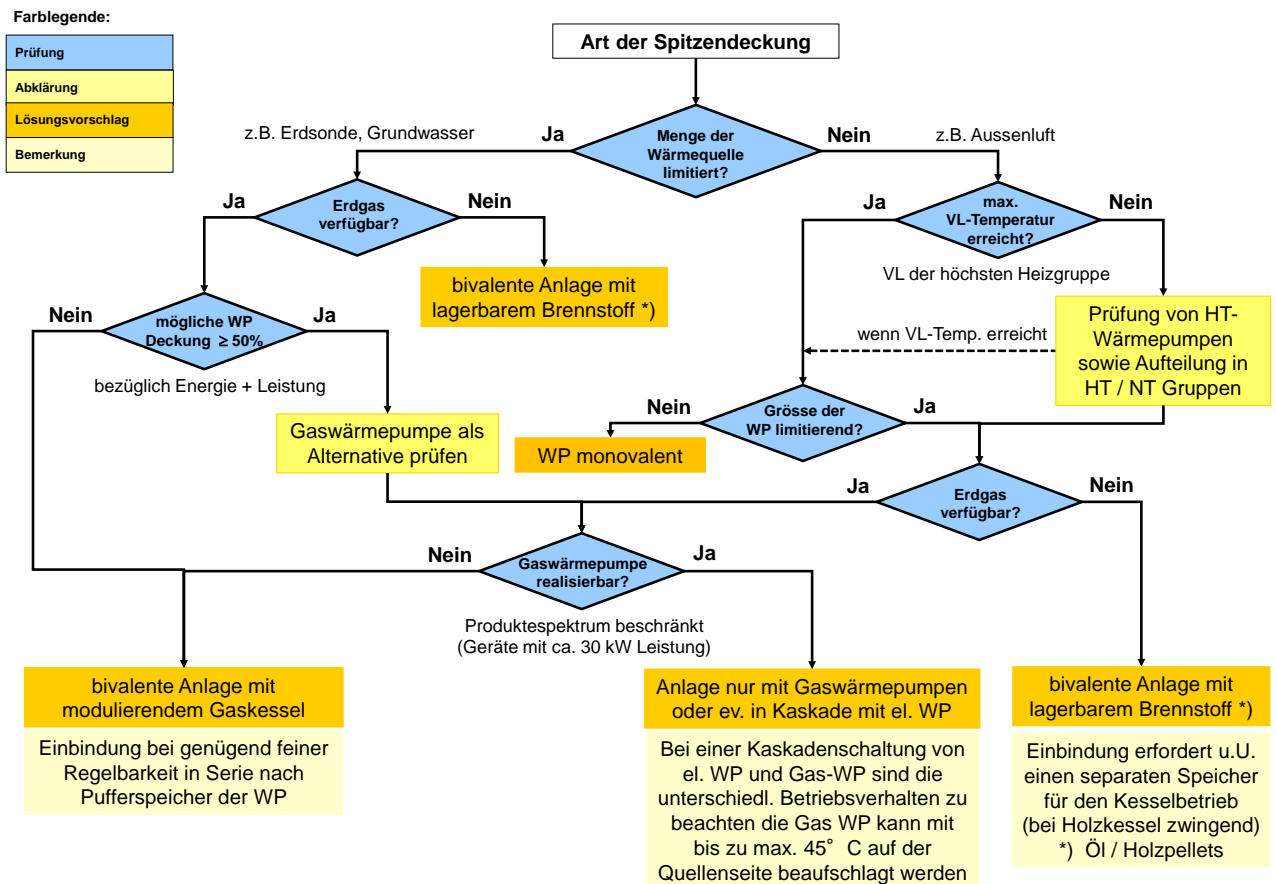


Weitere Angaben zu den Arten der Leistungsregelung sind in Kapitel 6 zu finden. Die Arten und Möglichkeiten der Kaskadierung von Wärmepumpen ist in Kapitel 6.3 beschrieben.

8.4 Konzepte zur Spitzenlastdeckung

Wenn die Wärmequelle limitiert ist oder die erforderlichen Systemtemperaturen mit der vorgesehenen Wärmepumpe nicht erreicht werden, ist eine Spitzenlastdeckung erforderlich. Auf der anderen Seite können Kostenüberlegungen oder die örtlichen Gegebenheiten ebenfalls zu einer „Limitierung“ der Wärmequelle führen. Für die Abklärung der Art der Spitzenlastdeckung wird folgendes Vorgehen vorgeschlagen:

Figur 81 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der Art der geeigneten Spitzenlastdeckung für die Wärmepumpenanlage

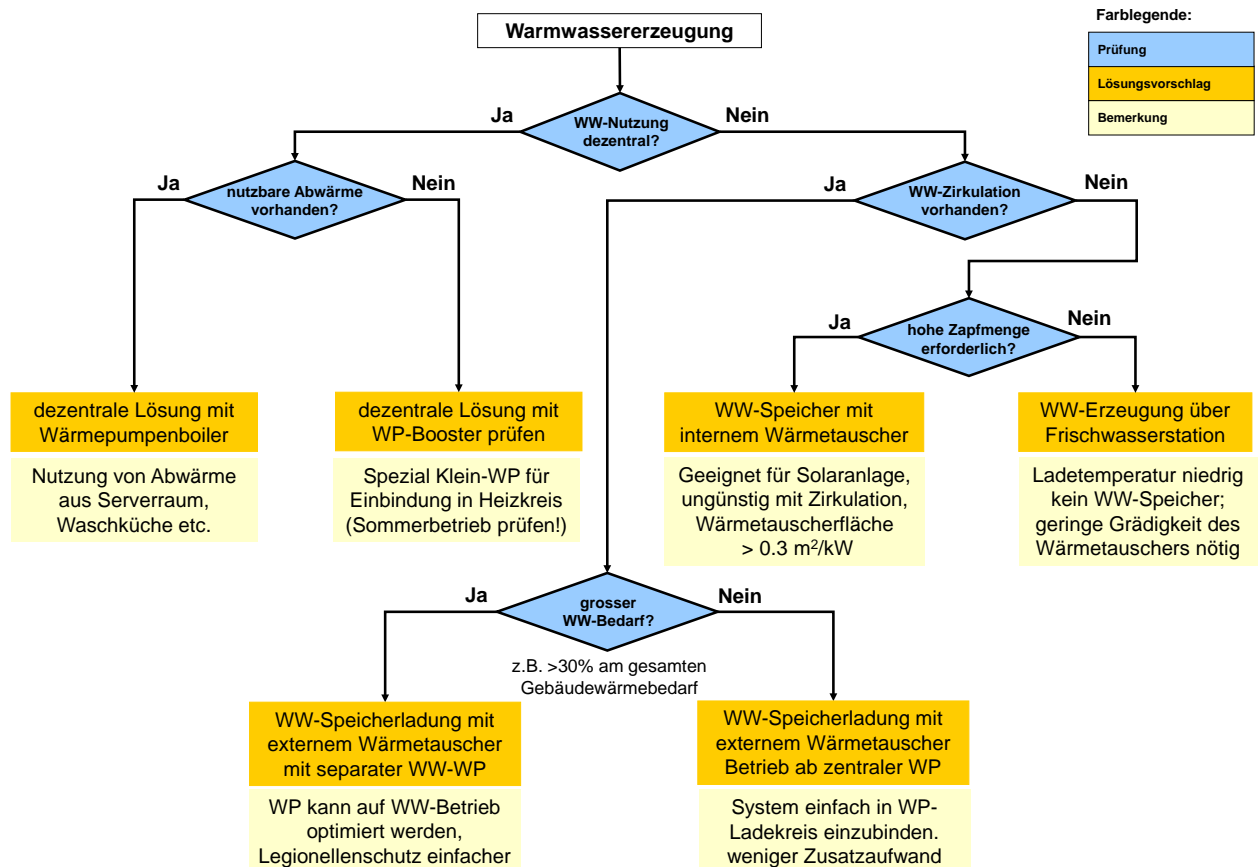


Weitere Angaben und die zugehörigen Prinzipschemen zur Spitzenlastdeckung sind in Kapitel 7 zu finden. Die Einflüsse der Auslegung der Systemtemperaturen der Heizgruppen bei bivalenten Anlagen sind im Kapitel 7.2 beschrieben.

8.5 Konzepte zur Warmwasserbereitung

Da die Warmwassererwärmung meist für Wärmepumpen ungünstig hohe Temperaturen erfordert wird die Warmwasseraufbereitung als separate Thematik behandelt. Je nach vorhandener Situation bezüglich der Warmwasserversorgung (zentral, dezentral, etc.) eignen sich unterschiedliche Konzepte zur Warmwasseraufbereitung. Mit dem folgenden Vorgehen soll das für die jeweilige Situation vorteilhafte System ausgewählt werden können:

Figur 82 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der geeigneten Art der Warmwassererwärmung



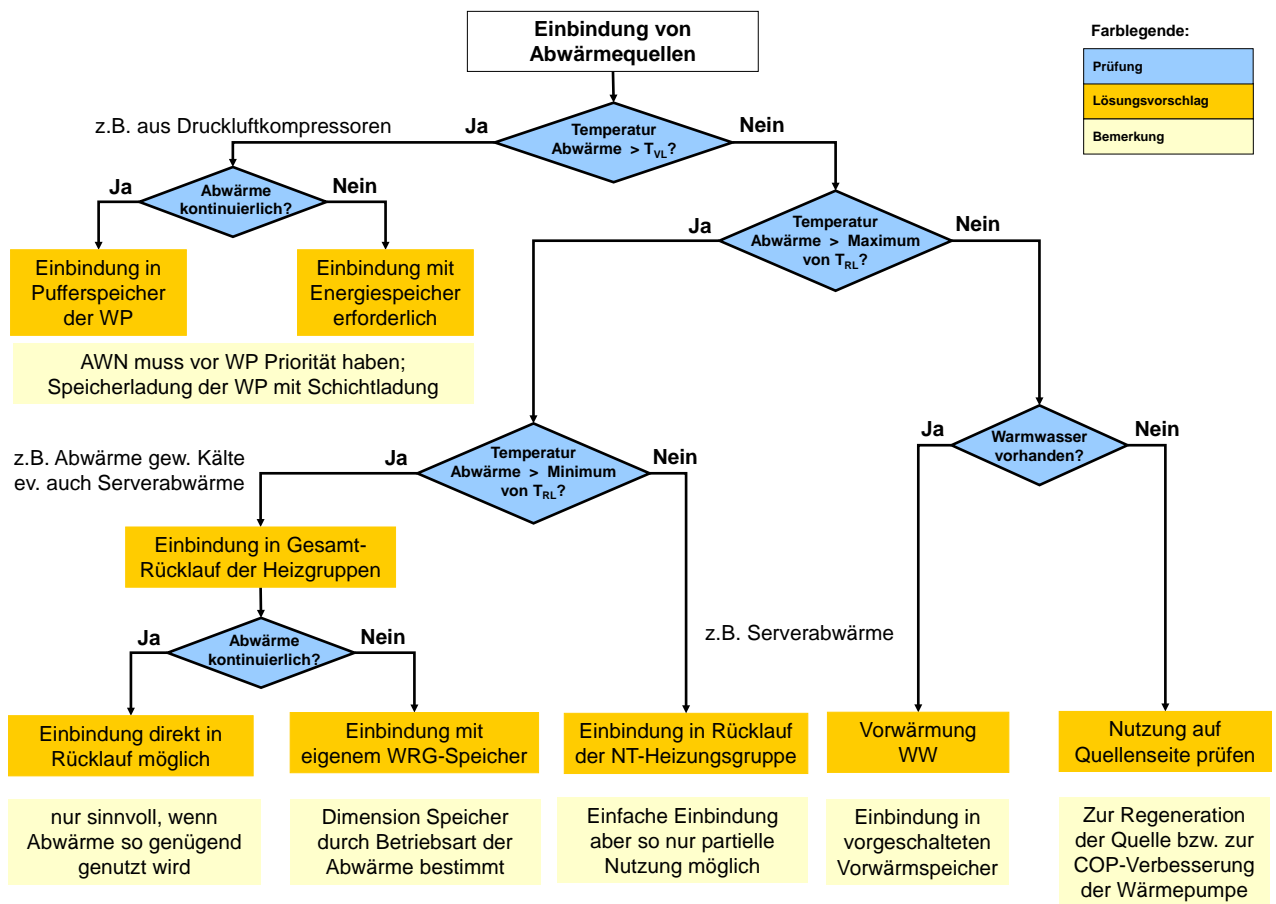
Bemerkung: Bei allen Einbindungsarten ist auf eine geringe Grädigkeit des Wärmetauschers zu achten!

Weitere Angaben und die zugehörigen Prinzipschemen zur Warmwassererzeugung sind in Kapitel 4.5 zu finden.

8.6 Konzepte zur Einbindung von Abwärme

Sind im Gebäude Abwärmern vorhanden, sollten diese so gut wie möglich genutzt werden. Je nach den vorhandenen Temperaturen der Abwärmequelle muss die Einbindung an unterschiedlichen Orten erfolgen. Zudem sind je nach der Situation vor Ort unterschiedliche Arten der Einbindung erforderlich. Mit dem folgenden Vorgehen soll die für die vorhandene Situation und Abwärmequelle vorteilhafte Einbindungsart ausgewählt werden können:

Figur 83 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der geeigneten Art der Einbindung von Abwärme

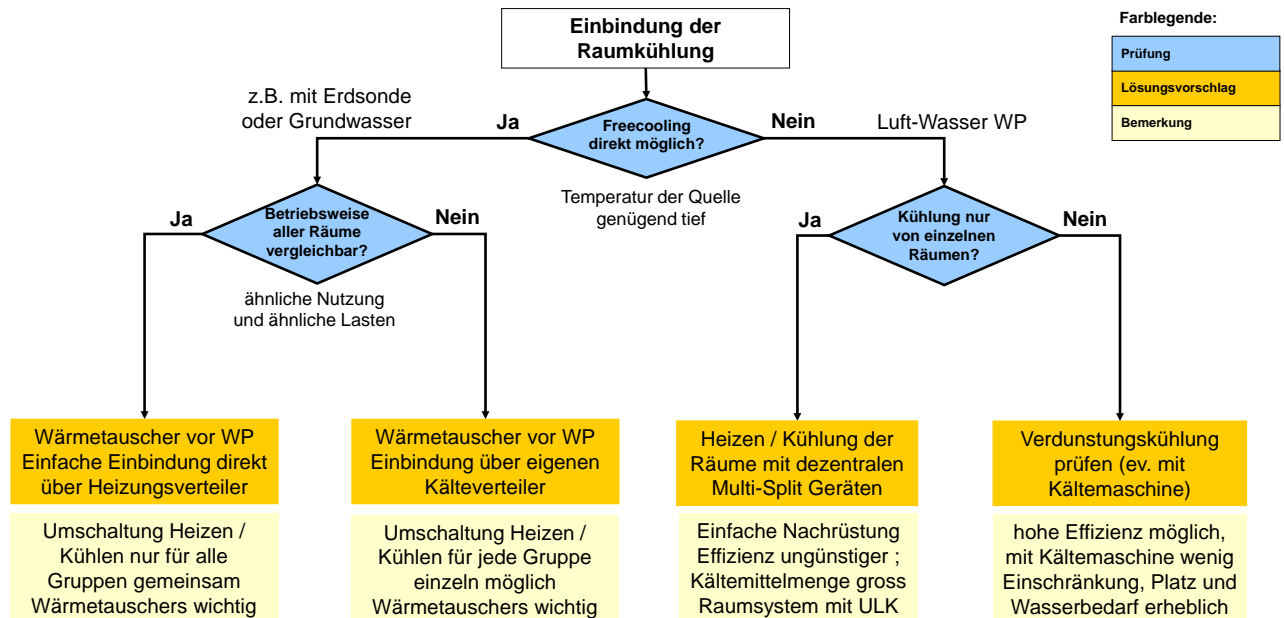


Weitere Angaben und die zugehörigen Prinzipschemen zur Einbindung der Abwärmernutzung sind in Kapitel 4.6 zu finden.

8.7 Konzepte zur Einbindung einer Raumkühlung

Soll im Gebäude Kälte für die Raumkühlung zur Verfügung gestellt werden, muss dies je nach Quelle und Art der zu kühlenden Räume unterschiedlich erfolgen. Das Ziel ist, eine möglichst effiziente Art der Kühlung zu erhalten. Mit dem folgenden Vorgehen soll eine für die vorhandene Situation vorteilhafte Einbindungsart der Kälteerzeugung und -verteilung ausgewählt werden:

Figur 84 Ablaufdiagramm zur Beurteilung der geeigneten Art der Einbindung von Abwärmenutzungen



Weitere Angaben und die zugehörigen Prinzipschemen zur Einbindung der Kühlung sind in Kapitel 4.8 zu finden.

9 Kenndaten

Im Folgenden sind Kenndaten für verschiedene Wärmepumpentypen zusammengestellt. Diese Zusammenstellung zeigt die Bereiche der Leistungszahlen. Die Basis für diese Daten ist die Liste der Wärmepumpen mit Prüfsertifikat des COP-Wertes, welche als Voraussetzung für die Förderfähigkeit in Deutschland gelten [43]. Folgende COP-Werte müssen dafür erreicht werden:

- Luft/Wasser-Wärmepumpen: 3.1 (im Normpunkt A2/W35, nach EN 14511)
- Sole/Wasser-Wärmepumpen: 4.3 (im Normpunkt B0/W35, nach EN 14511)
- Wasser/Wasser-Wärmepumpen: 5.1 (im Normpunkt W10/W35, nach EN 14511).

Da keine Produkte mit schlechteren COP-Werten in der Liste erfasst sind, sind die dargestellten Daten entsprechend gegen unten begrenzt. In der Schweiz werden vergleichbare Messungen durch das Wärmepumpen-Testzentrum Buchs (WPZ) durchgeführt und die Resultate in den Prüfbulletins des Institutes publiziert [44].

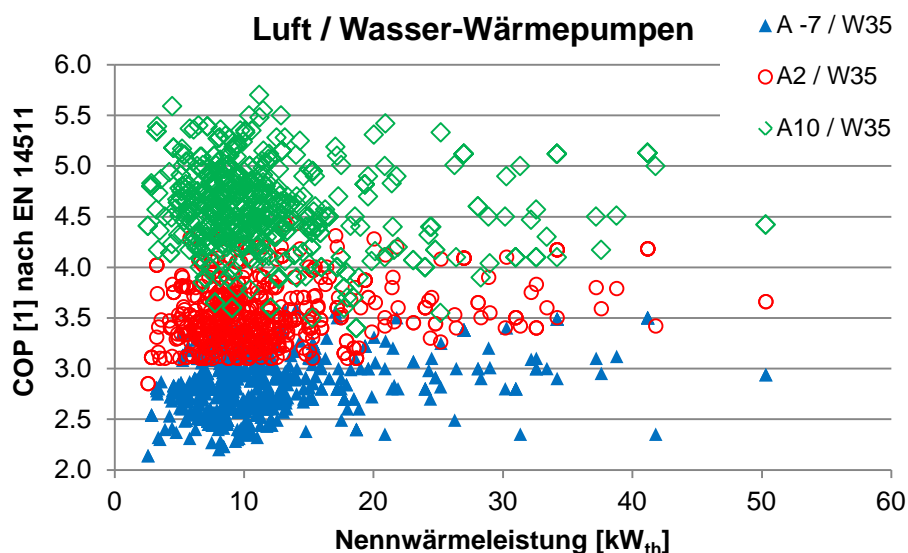
Die Kostenangaben basieren auf Listenpreisen der Hersteller (excl. MWSt.) und sind jeweils als spezifische Werte für die Nennwärmeleistung im jeweiligen Betriebspunkt angegeben.

9.1 Luft Wasser Wärmepumpen

Bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen liegt zwischen den besten und schlechtesten COP Werten ein Faktor von 1.5 bis 1.7. Insbesondere bei dem höheren und tieferen Betriebspunkt als der Normpunkt A2/W35 sind die Unterschiede grösser.

Im Mittel liegt der COP im Betriebspunkt A-7/W35 bei 2.85, im Normpunkt A2/W35 bei 3.53 und im Betriebspunkt A10/W35 bei 4.58.

Figur 85 COP-Werte von Luft/Wasser-Wärmepumpen bei drei verschiedenen Betriebspunkten



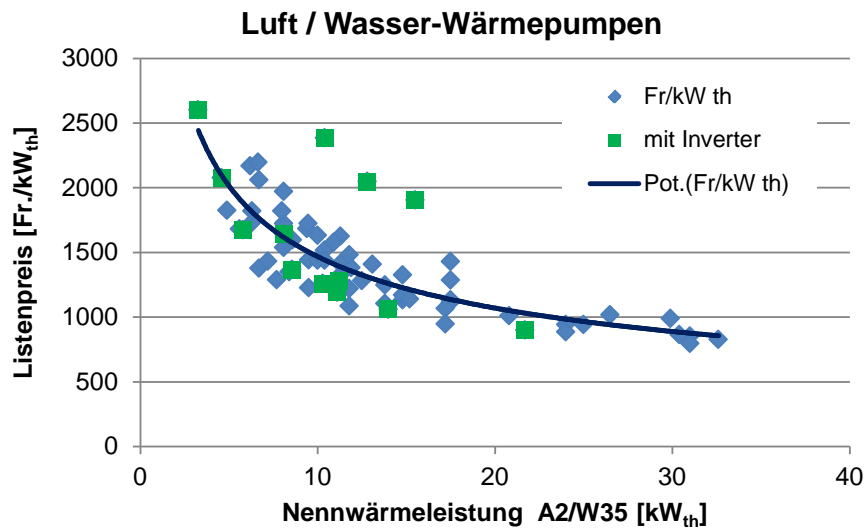
Datenquelle für Darstellung: [43]

Die Analyse der spezifischen Gerätekosten zeigt die erwartete Abnahme der Kosten bei grösseren Leistungen. Auffällig ist, dass die Geräte mit Inverter (drehzahlgeregelte Geräte) nicht zwingend mehr kosten als die Geräte ohne Drehzahlregelung.

Es zeigt sich auch, dass die drehzahlgeregelten Geräte nicht bessere COP-Werte im Normmesspunkt aufweisen. Da bei diesen Geräten jedoch höhere Effizienzwerte im Teillastbetrieb aufweisen ist der Einsatz drehzahlgeregelter Geräte sinnvoll.

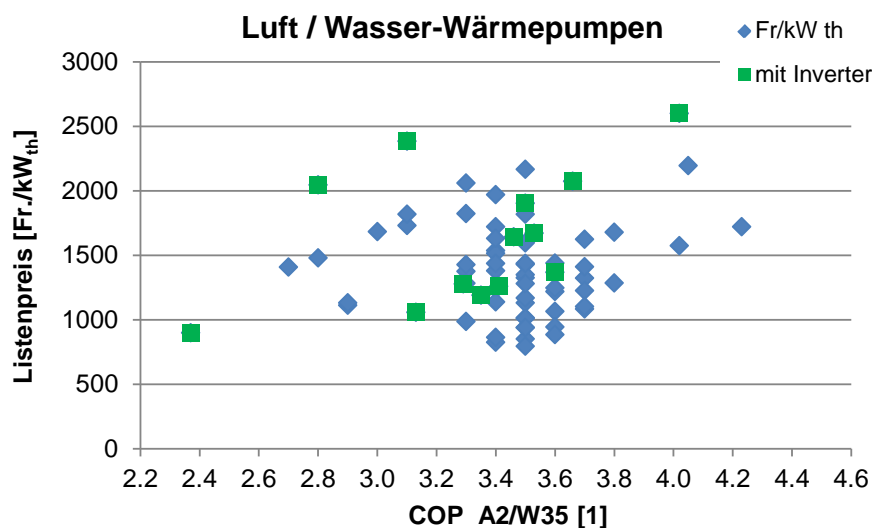
Einige der Drehzahlgeregelten Geräte sind jedoch auch spezifisch auf hohe Vorlauftemperaturen ausgelegt und weisen daher eher ungünstige COP-Werte im Normpunkt A2/W35 auf. Da diese Geräte jedoch auch bei tiefen Aussentemperaturen (z.B. -15°C) die hohen Vorlauftemperaturen erbringen können und damit im Normpunkt in der Realität immer im Teillastbetrieb arbeiten sind die Norm COP-Werte für die Drehzahlgeregelten Geräte nicht vergleichbar mit den normalen Geräten welche mit einer Ein/Aus Regelung betrieben werden. Für einen fairen Vergleich müssen für Drehzahlgeregelten Geräte Angaben zur Teillasteffizienz vorhanden sein. Diese Angaben sind jedoch in den Datenblätter der Hersteller normalerweise nicht enthalten.

Figur 86 spezifische Gerätekosten von Luft/Wasser-Wärmepumpen



Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

Figur 87 spezifische Gerätekosten von Luft/Wasser-Wärmepumpen im Verhältnis zum COP

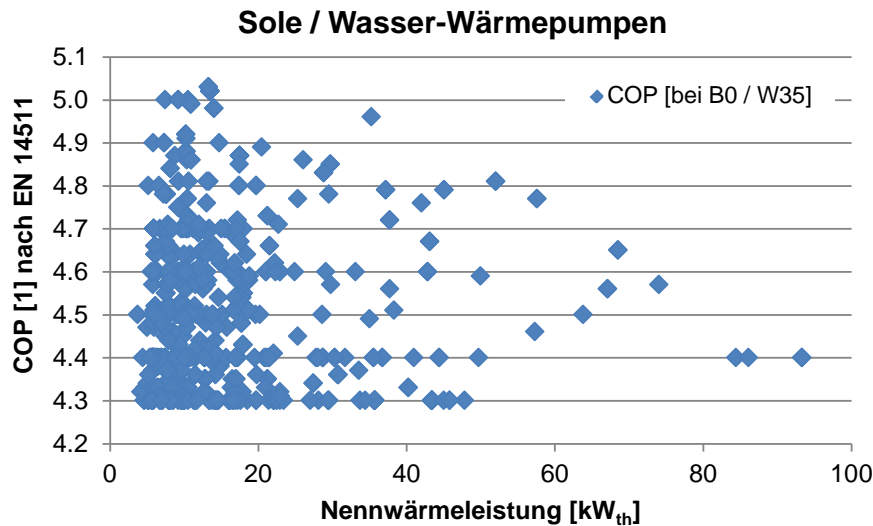


Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

9.2 Sole-Wasser Wärmepumpen

Bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen liegt zwischen den besten und schlechtesten COP Werten ein Faktor von knapp 1.2. Dies zeigt, dass die Differenzen zwischen den Herstellern bei diesen Anlagen deutlich kleiner sind. Der Grund liegt darin, dass die optimale Auslegung des Verdampfers durch die konstante Quelltemperatur hier deutlich einfacher ist. Im Mittel liegt der COP im Normpunkt B0/W35 bei 4.5.

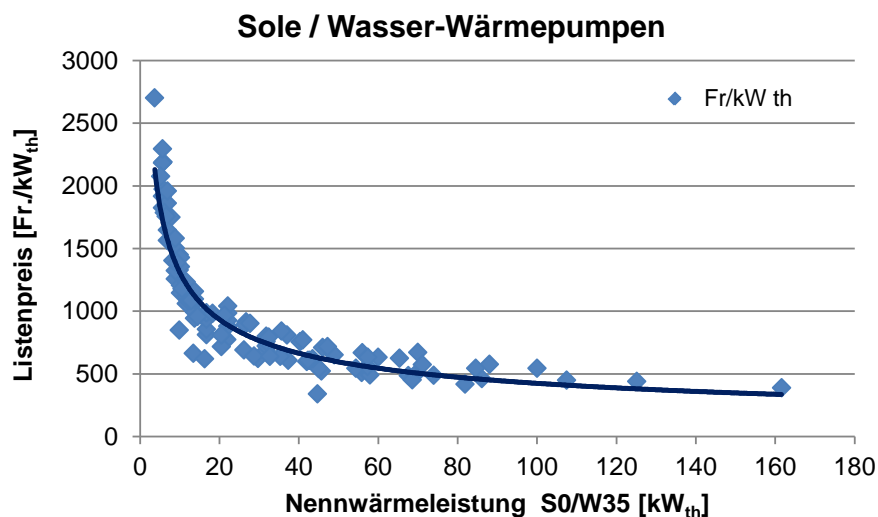
Figur 88 COP Werte von Sole/Wasser-Wärmepumpen im Betriebspunkt B0/W35



Datenquelle für Darstellung: [43]

Auch hier zeigt die Analyse der spezifischen Gerätekosten eine Abnahme der Kosten bei grösseren Leistungen. Deutlich sind die geringeren Kosten der Sole/Wasser-Wärmepumpe gegenüber den Luft/Wasser-Wärmepumpen bei grösseren Leistungen. Dies ist auf den deutlich kleineren Geräteaufwand zurückzuführen (Kosten nur für Gerät ohne Erdwärmesonde). Bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen sind derzeit nur wenige Geräte mit drehzahlgeregelten Kompressoren erhältlich. Daher konnte hier kein Kostenvergleich mit diesen Gerätetypen erfolgen. Bei grösseren Geräten (typischerweise ab 20-40 kW_{th}) werden die Kompressoren auch mit mehreren Stufen angeboten. In den Kostenkennkurven sind auch solche Typen enthalten.

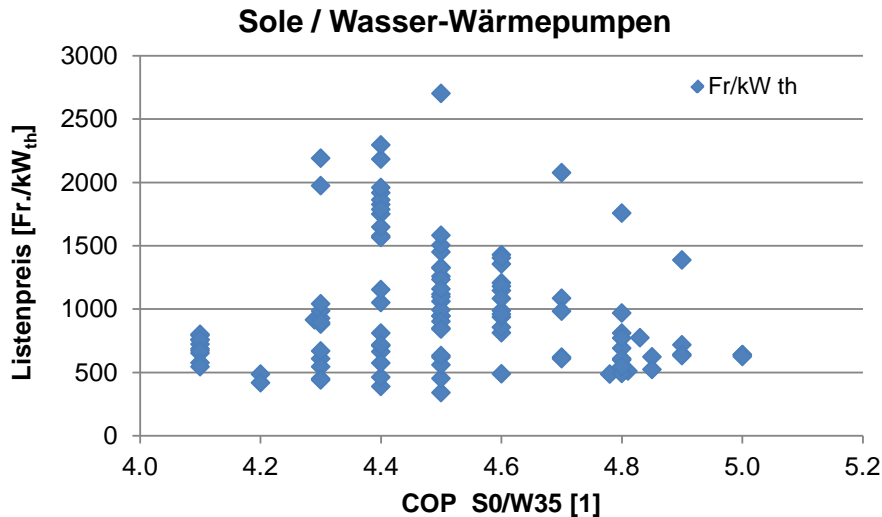
Figur 89 spezifische Gerätekosten von Sole/Wasser-Wärmepumpen



Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

Aufgrund der geringen Streuung der Kostenkurven kann auch gefolgert werden, dass eine Wärmepumpe mit guten COP-Werten nicht zu höheren Kosten führen muss.

Figur 90 spezifische Gerätekosten von Sole/Wasser-Wärmepumpen im Verhältnis zum COP

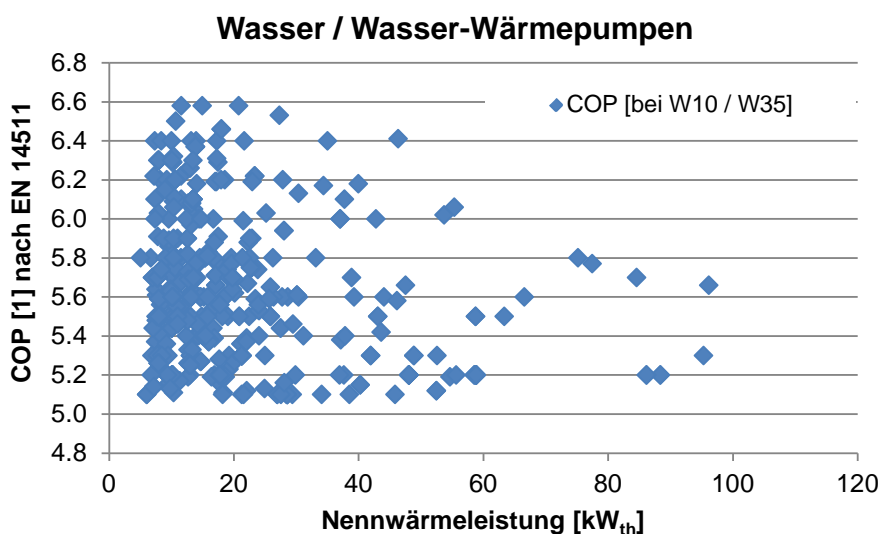


Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

9.3 Wasser-Wasser Wärmepumpen

Bei den Wasser-Wasser Wärmepumpen liegt der Faktor zwischen den besten und schlechtesten COP Werten mit knapp 1.3 höher als bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen, aber immer noch deutlich unter dem Wert für Luft/Wasser-Wärmepumpen. Im Mittel liegt der COP im Normpunkt W10/W35 bei 5.6.

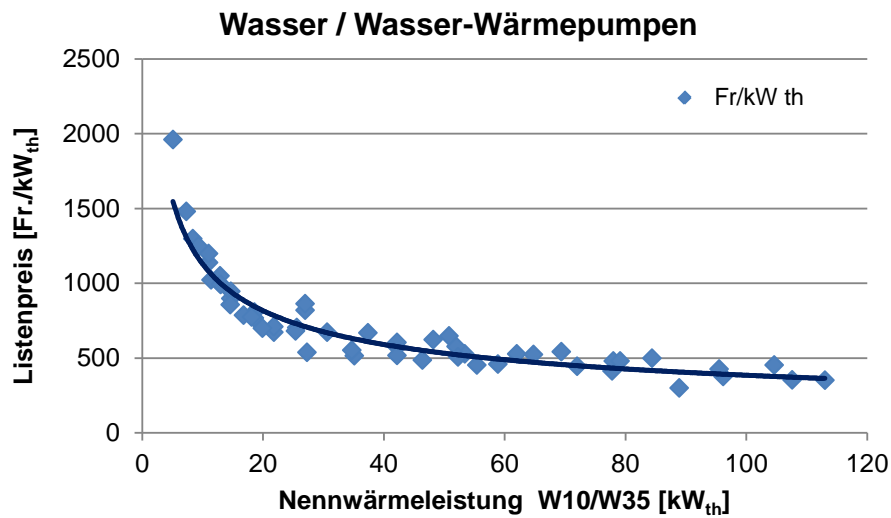
Figur 91 COP Werte von Wasser/Wasser-Wärmepumpen im Betriebspunkt W10/W35



Datenquelle für Darstellung: [43]

Die Analyse der spezifischen Gerätekosten zeigt einen ähnlichen Verlauf wie bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen. Auch hier ist eine geringe Streuung der Kostenkurve vorhanden.

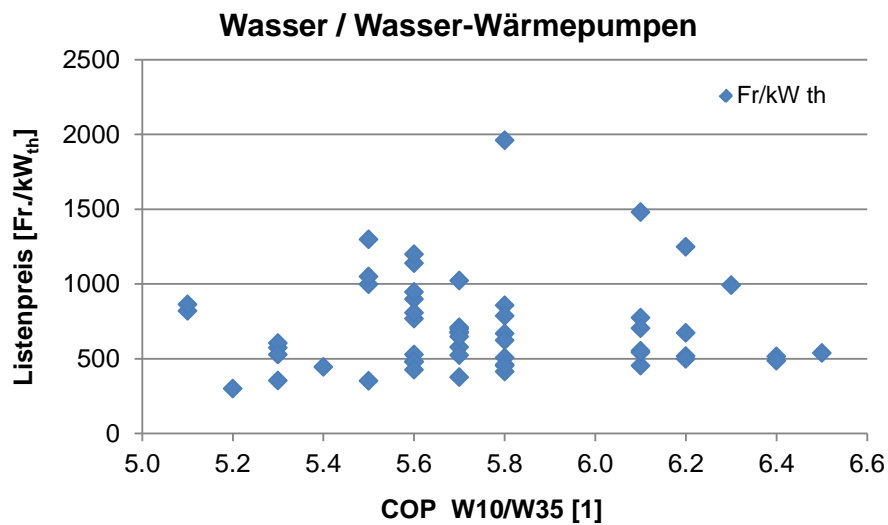
Figur 92 spezifische Gerätekosten von Wasser/Wasser-Wärmepumpen



Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

Aufgrund der geringen Streuung der Kostenkurven kann auch bei den Wasser/Wasser-Wärmepumpengefolgert werden, dass eine Wärmepumpe mit guten COP-Werten nicht zu höheren Kosten führen muss.

Figur 93 spezifische Gerätekosten von Wasser/Wasser-Wärmepumpen im Verhältnis zum COP

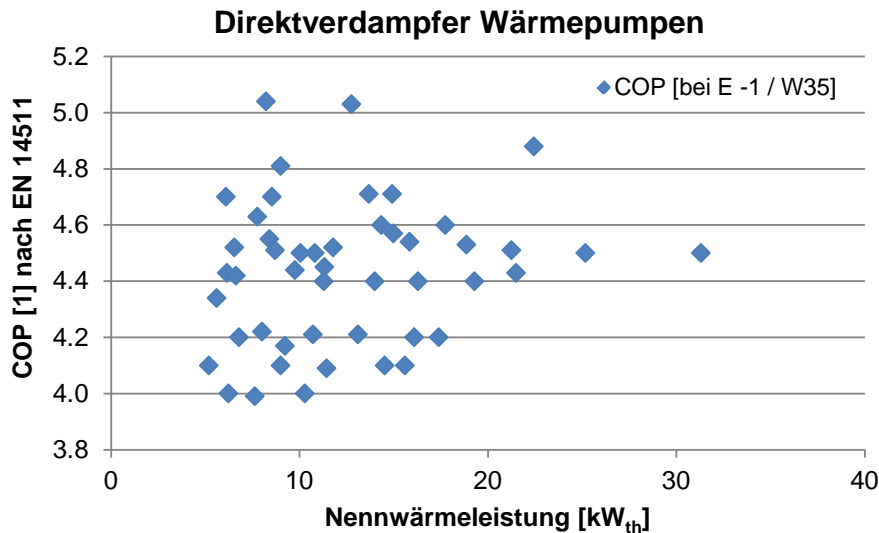


Datenquelle für Darstellung: Herstellerangaben sowie [43]

9.4 Direktverdampfer Wärmepumpen

Eine spezielle Kategorie stellen die Direktverdampfer Wärmepumpen dar. Bei diesen Wärmepumpen wird auf der Quellenseite das Kältemittel direkt verdampft. Die COP-Werte sind daher nicht direkt mit den Werten der Sole/Wasser oder Wasser/Wasser-Wärmepumpen vergleichbar. Hier liegt der Faktor zwischen den besten und schlechtesten COP Werten bei 1.26 im vergleichbaren Bereich wie bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen. Im Mittel liegt der COP im Normpunkt E-1/W35 bei 4.5. Eine Kostenauswertung zu diesem Wärmepumpentyp war nicht verfügbar.

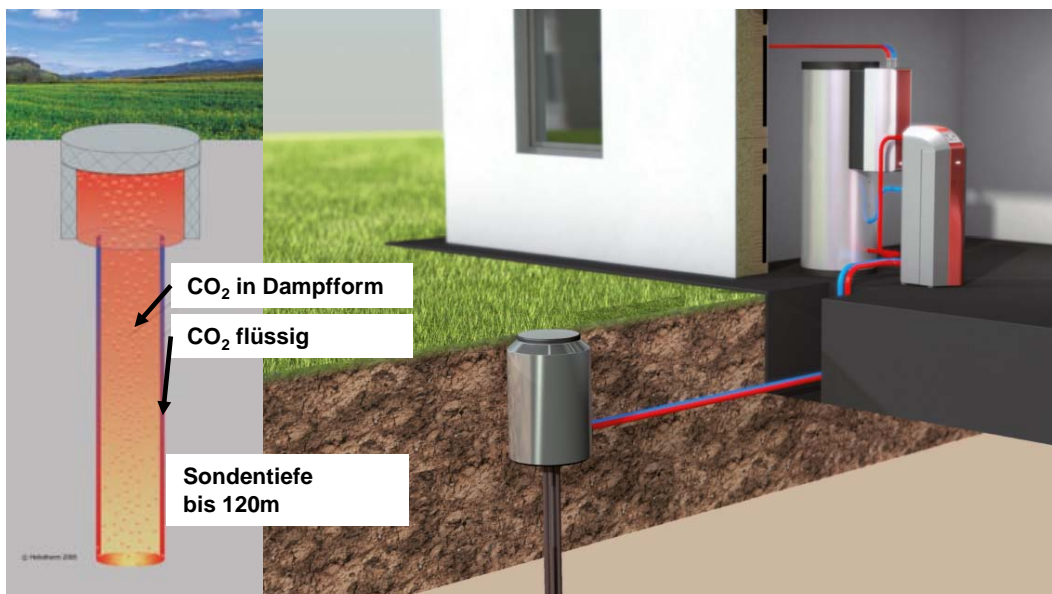
Figur 94 COP Werte von Direktverdampfer Wärmepumpen im Normpunkt E-1/W35



Datenquelle für Darstellung: [43]

Der Vorteil der Direktverdampfung z.B. mit einer CO₂-Sonde sind der wegfallende Strombedarf der Sondenpumpe, die gleichmässiger Entzugsleistung sowie die fehlende Wassergefährdung. Nachteilig sind derzeit die Kosten, die limitierte Leistung und dass mit dieser Sonde nicht gekühlt werden kann. Um Kühlen zu können muss eine komplexere Zweirohrsonde eingesetzt werden.

Figur 95 Beispiel für eine Anlage mit CO₂-Erdwärmesonde



Bildquelle: [47]

10 Anhang

10.1 Literaturverzeichnis

- [1] M Ménard, L. Mattei: Erhöhung der Quellentemperatur von Wärmepumpen - Auswirkungen auf Jahresarbeitszahl und Wirtschaftlichkeit; Lemon Consult GmbH im Auftrag des Amt für Hochbauten Stadt Zürich; Zürich; 2011
- [2] A. Primas, M. Stache: Niedertemperatur Wärmeverteilsysteme - Systemevaluation für Instandsetzungen und Neubauten ; Basler & Hofmann AG im Auftrag des Amt für Hochbauten Stadt Zürich; Zürich; 2012
- [3] T. Afiej, et. al.: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe, 1996, Bern
- [4] H.R. Gabathuler, H. Mayer, T.. Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Teil 1: STASCH-Planungshilfen, Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen; Bundesamt für Energie; Bern; 2002
- [5] R. Dott, C. Wemhöner, T. Afjei: SEK – Standardlösungen zum Energieeffizienten Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen; Bundesamt für Energie; Bern; 2010
- [6] M. Erb , P. Hubacher, M. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (FAWA), Schlussbericht; Bundesamt für Energie; Bern; 2004
- [7] Siemens: Trainingmodul B04HV-de – Hydraulik in der Gebäudetechnik; Siemens Building Technologies Building Automation; Zug; 2001
- [8] D. Wolff, S. Hahn: Seminarunterlagen Regelung der Wärmeverteilung; Onlinequelle: http://www.delta-q.de/export/sites/default/de/downloads/regelung_waermeverteilung.pdf
- [9] Aqotec: Ratgeber zur Optimierung der Sekundäranlage beim Fernwärmeabnehmer; aqotec GmbH; Weißenkirchen, 2011
- [10] Hoval: Projektierung Belaria, Thermalia Wärmepumpen; Feldmeilen; 2008
- [11] Viessmann: Planungshandbuch Wärmepumpen; Allendorf; 2011
- [12] A. Huber, Wärmepumpen ohne Speicher mit tiefen Vorlauftemperaturen, Energie-Praxis Seminar 2005
- [13] H.R. Gabathuler, et.al.: Wärmepumpen - Planung, Bau und Betrieb von Elektrowärmepumpenanlagen; RAVEL im Wärmesektor, Heft 3; Impulsprogramm RAVEL 724.356d; Bundesamt für Konjunkturfragen; Bern; 1994
- [14] SIA 385/1: Warmwasserversorgung für Trinkwasser in Gebäuden – Grundlagen und Anforderungen; Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein; Zürich; 2011
- [15] H. Mayer, H.R. Gabathuler, T. Baumgartner: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe und sekundärseitiger Laderegelung; Bundesamt für Energie; Bern; Juni 2009
- [16] F. Ruesch, E. Frank: Untersuchung und Bewertung angepasster Lösungen zur Trinkwasser-Bereitstellung, Entwicklung einer Testprozedur für Frischwassermodule; Bundesamt für Energie; Bern; 2011
- [17] B. Vetsch, A. Gschwend, S. Bertsch: Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern; Bundesamt für Energie; Bern; Januar 2012
- [18] M. Miara, D. Günther, T. Kramer, T. Oltersdorf, J. Walper: Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse der Effizienz im realen Betrieb; Fraunhofer-Institut für solare Energiesysteme (ISE); Freiburg; 2011
- [19] M. Haller; R. Haberl: Anbindung von Wärmepumpen an Kombispeicher; Präsentation SPF-Industrietag 2013; Institut für Solartechnik SPF; Rapperswil; 2013
- [20] H. Mayer, H.R. Gabathuler, T. Baumgartner: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe; Bundesamt für Energie; Bern; Juli 2007
- [21] D. Kalberer: Wärmerückgewinnung aus Abwasser; Lebensmittel-Industrie Nr. 7/8; 2008
- [22] M. Koch, et. al.: Heizen und Kühlen mit Abwasser Leitfaden für die Planung, Bewilligung und Realisierung von Anlagen zur Abwasserenergienutzung; AWEL Amt für Abfall, Wasser, Energie und Luft des Kantons Zürich; www.ara.zh.ch/abwaerme; Zürich; 2010

- [23] P. Kunz, et al.: Wärmepumpen – Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung; Bundesamt für Energie; www.energie-schweiz.ch; Separatdruck des Faktor Verlages; Zürich; 2008
- [24] A. Genkinger: Bewertung von Warmwasser-Erzeugersystemen; Präsentation Energie-Praxis-Seminar 1/2012; FHNW Institut Energie am Bau; Mittenz; 2012
- [25] M. Haller, D. Philippen, R. Haberl: Kombination von Solarthermie mit Wärmepumpen; Präsentation SPF- Industrietag 2012; Institut für Solartechnik SPF; Rapperswil; 2012
- [26] R. Dott, C. Wemhöner, T. Afjei: SEK - Standardlösungen zum effizienten Kühlen mit Wärmepumpen; Bundesamt für Energie; Bern; 2010
- [27] T. Afjei, R. Dott, A. Huber: Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen; Bundesamt für Energie; Bern; 2007
- [28] P. Benz-Karlström, et. al.: Hocheffiziente Kühlsysteme für Gebäudesanierungen; Bundesamt für Energie; Bern; Bern; 2010
- [29] Huber, M. Ochs: Hydraulische Auslegung von Erdwärmesonden-Kreisläufen mit der Software "EWSDRUCK" Vers. 2.0; Bundesamt für Energie; Bern; 2007
- [30] J. Meyer: Optimierungen der Wärmepumpenanlage; Online-Artikel verfügbar unter <http://www.effiziente-waermepumpe.ch>
- [31] M. Eschmann: Statistisch Auswertung und Analyse von Klein-Wärmepumpen; Bundesamt für Energie; Bern; Bern; 2012
- [32] L. Gasser, et. al.: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung; Bundesamt für Energie; Bern; Bern; 2011
- [33] P. Hubacher: Was beeinflusst die Jahresarbeitszahl bei Wärmepumpenanlagen; Hubacher Engineering; Präsentation Fachtagung Wärmepumpe; Bregenz; 2011
- [34] H. Bruderer: Modulierende Wärmepumpen mit Digital-Scrollkompressor; Viessmann Schweiz; Präsentation für forum hils; 2008
- [35] K. Gschiel; Klimasysteme für den kleinen und mittleren Leistungsbereich; York International; Präsentation ÖKKV-Jahrestagung; 2005
- [36] H. Kumazawa, N. Ball: Leading Innovation For Greener Tomorrow; TOSHIBA Air Conditioning; Präsentation ASHRAE Oryx Qatar; 2013
- [37] ASERCOM: Empfehlungen zum Betrieb von Frequenzumrichtern an Kälteverdichtern, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten; ASERCOM AISBL; Brussels; 2012
- [38] Galletti: Technisches Handbuch Kältemaschinen und reversible Wärmepumpen - SERIE LEW; Galletti Airconditioning; www.galletti.it; Bentivoglio; 2011
- [39] H.R. Gabathuler, et.al.: Standardschaltungen, Praxiserprobte Schaltungen für Wärmepumpen, Wärmekraftkopplung, Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung; RAVEL im Wärmesektor; Impulsprogramm RAVEL 724.359d; Bundesamt für Konjunkturfragen; Bern; 1994
- [40] Robur GmbH: E3 Brennwert- Absorptions- Wärmepumpen; Unterlagen online verfügbar unter <http://www.robur-gmbh.de/produkte/e3-brennwert-absorptionswaermepumpe>
- [41] VSG: GWP Praxistest; Verband der Schweizerischen Gasindustrie; Unterlagen online verfügbar unter: <http://www.erdgas.ch/waermemarkt/gaswaermepumpe/gwp-praxistest>
- [42] A. Primas: Ökologische Bewertung neuer WKK-Systeme und Systemkombinationen; Bundesamt für Energie; Bern; Bern; 2008
- [43] Erneuerbare Energien Wärmepumpen mit Prüzfertifikat des COP-Wertes - Voraussetzung für die Förderfähigkeit Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA); 2013
- [44] WPZ: <http://institute.ntb.ch/ies/kompetenzen/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>
- [45] P. Hubacher, M. Ehrbar - Hubacher Engineering: Grosswärmepumpen Phase 1, Schlussbericht, Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen, Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte, Schlussbericht; Bundesamt für Energie; Bern; 2006
- [46] P. Hubacher, M. Ehrbar, C. Bernal - Hubacher Engineering: Feldmonitoring und Analysen an Grosswärmepumpen Phase 2, Schlussbericht; Bundesamt für Energie; Bern; 2010
- [47] Heliotherm: Erdwärmepumpe mit CO₂-Sonde; Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH; Online verfügbar unter: www.heliotherm.com/de/erdwaermepumpe-co2-sonde.html

10.2 Ablaufdiagramme

Nachfolgend sind die Ablaufdiagramme aus Kapitel 8 in grösserem Format dokumentiert.